

В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець,
М. П. Колісник, С. В. Бондарєв,
Ю. П. Горбатенко, В. Я. Барабанов

ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Розрахунки
підймальних
і транспортувальних
МАШИН

*Затверджено Міністерством
освіти і науки України*

Підручник для студентів вищих
навчальних закладів, які навчаються
за напрямом «Інженерна механіка»

КИЇВ
«ВИЩА ШКОЛА»
2009

УДК 621.87(075.8)
ББК 34.41я73
П32

Гриф надано Міністерством освіти і науки України
(лист від 4 листопада 2005 р. № 14/18.2-2447)

Рецензенти: д-р техн. наук, акад. Підйомно-транспортної академії наук України і Академії будівництва України, лауреат Державних премій СРСР і України в галузі науки і техніки *М. П. Ситник* (ген. дир. фірми «Монтажспецтехніка»); проф., д-р техн. наук, віце-президент Підйомно-транспортної академії наук України *В. С. Ловейкін* (Київський національний університет будівництва і архітектури); проф., д-р техн. наук *С. В. Ракиш* (Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна)

Редактор *В. В. Тронько*

П32 **Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с.: іл.**
ISBN 978-966-642-324-8

Викладено сучасні теорію і методи розрахунків підймальних і транспортувальних машин, які вивчаються в курсах «Підйомно-транспортні машини», «Підйомні установки» та «Гірничі транспортувальні машини». Наведено приклади розрахунків вантажопідймальних машин (мостових, консольних поворотних і пересувних кранів, кранових механізмів з електричним та гідравлічним приводами), підйомників (скіпової і клітьової підймальних установок, пасажирського ліфта), транспортувальних машин (стрічкових, пластинчастого, скребкового, гвинтового, вібраційного та інших конвеєрів, ківшових елеваторів, пневматичних і гідравлічних установок), ескалаторів з приводом у головній частині та з проміжним приводом.

Для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом «Інженерна механіка».

УДК 621.87(075.8)
ББК 34.41я73

ISBN 978-966-642-324-8

© В. С. Бондарев, О. І. Дубинець,
М. П. Колісник, С. В. Бондарев,
Ю. П. Горбатенко, В. Я. Барabanов, 2009

ПЕРЕДМОВА

Загальні тенденції, ключові напрями і темпи розвитку світового і вітчизняного промислово-господарського сектору економіки спонукають до подальшого збільшення виробництва ефективних і високоякісних засобів механізації підйимально-транспортувальних*, вантажно-розвантажувальних і складських операцій, зокрема автоматизованих систем вантажопідйимальних і транспортувальних машин з програмним керуванням. Сучасні потокові автоматизовані технологічні лінії, міжцеховий і внутрішньоцеховий транспорт потребують застосування підйимально-транспортувальних машин та механізмів різних типів, які мають забезпечувати безперервність і ритмічність виробничих процесів. Нині підйимально-транспортувальне обладнання вважається основним, яке визначає ефективність виробництва загалом. Насиченість виробництва засобами механізації трудомістких і важких робіт, рівень механізації й автоматизації технологічного процесу визначають його досконалість та ефективність.

Обґрунтований відповідними розрахунками вибір, розміщення і взаємодія окремих складових комплексних систем підйимально-транспортувального обладнання між собою і з обладнанням виробничого комплексу є вирішальними чинниками в забезпеченні безперебійного і високопродуктивного функціонування виробництва. На сучасному рівні інтенсифікації виробничих процесів неможливо забезпечити стійкий ритм їх без узгодженої і безвідмовної роботи автоматизованих засобів комплексної механізації операцій підймання, транспортування і складування сировини, заготовок, напівфабрикатів, комплектувальних деталей і вузлів, готової продукції.

Сучасні методи конструювання, розрахунків і дослідження підйимально-транспортувальних машин у поєднанні з технологічними та експлуатаційними чинниками забезпечують їхні міцність і довговічність. Оволодіння цими методами є актуальним завданням для студентів та інженерно-технічних працівників, які працюють у галузях створення та експлуатації цих машин.

У підручнику розглянуто режими роботи, навантаження підйимально-транспортувальних машин, загальні положення і рекомендації щодо

*У назві підручника використано назву курсу, затверджену Міністерством освіти і науки України у 2003 р.

розрахунків деталей, вузлів і механізмів цих машин. Особливу увагу при цьому приділено розрахунку електроприводу та керуванню приводами механізмів кранів, уточненому розрахунку динамічних навантажень механізмів.

Наведено розрахунки мостового, стаціонарних стрілового, баштового, пневмоколісного кранів та електричного таля. Розрахунки підйимального механізму виконано з можливістю використання двигунного, генераторного і гальмівного режимів опускання вантажу. Наведено також розрахунки механізмів пересування візка, крана та його металоконструкції.

Тепловий розрахунок двигуна виконано з урахуванням його роботи у гальмівному режимі.

У зв'язку з широким застосуванням гідроприводу в підйимально-транспортному машинобудуванні наведено розрахунки об'ємного гідроприводу механізмів крана — підймання, пересування, повертання та змінення вильоту стріли.

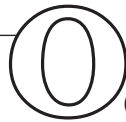
Виконано розрахунки широко застосовуваних у різних галузях народного господарства шахтних скіпових установок, клітьових підйимальних установок, пасажирських ліфтів. На конкретних прикладах розкрито основні положення розрахунку конвеєрів різних типів: стрічкових (горизонтального, похилого, крутопохилого, вертикального, з рифленою стрічкою, зі стрічкою з перегородками), пластинчастого, скребкового, трубчастого скребкового з просторовою трасою, підвісного вантажонесівного, візкового, вантажоведучого штангового, гвинтового, роликового, транспортувальної труби, інерційних і вібраційних.

Наведено також розрахунки: ківшевих елеваторів; гідро- та пневмотранспортних установок; ескалаторів (з обґрунтуванням і вибором параметрів) з приводом у головній частині та з проміжним приводом, поручневої установки; динамічних навантажень у ланцюгах і параметрів цівкового зачеплення привідних зірочок з тяговими ланцюгами в проміжному приводі.

Додатки містять потрібні для розрахунків довідкові матеріали, витяги зі стандартів, нормативних та відомчих керівних документів.

Практичне використання викладених у книзі методик із застосуванням сучасної обчислювальної техніки і відповідних програм дасть можливість виконувати розрахунки і проектування механізмів, вузлів і деталей підйимально-транспортувальних машин з оптимізацією їх основних параметрів. Матеріал підручника дасть змогу студентам, які вивчають підйимально-транспортувальні машини, поглибити свої знання, а інженерам допоможе у проектуванні та експлуатації підйимальних і транспортувальних машин у різних галузях промисловості.

Автори щиро вдячні акад. М. П. Ситнику, проф. В. С. Ловеїкіну і проф. С. В. Ракші за зроблені під час рецензування слушні зауваження і поради.



СОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ПІДІЙМАЛЬНО- ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН

1.1 ГРУПИ КЛАСИФІКАЦІЇ (РЕЖИМИ РОБОТИ) КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ І КРАНІВ У ЦІЛОМУ. ПРОДУКТИВНІСТЬ КРАНІВ

Групи класифікації (режими роботи)

Робота вантажопідіймальних машин і окремих механізмів їх має циклічний характер з частими пусками, зупинками і реверсами.

Загалом робочий цикл крана складається з окремих операцій:

- захоплення вантажу та його підймання;
- переміщення вантажу в просторі, яке супроводжується, залежно від типу крана, переміщеннями вантажного візка і самого крана або повертанням стріли та зміненням її вильоту;
- опускання вантажу і звільнення вантажозахоплювального пристрою;
- повернення на вихідну позицію.

Тривалість робочого циклу $T_{ц}$ визначається з урахуванням можливого суміщення окремих операцій як між собою, так і з операцією підймання або опускання вантажу.

Режим роботи — це комплексна оцінка робочого стану механізму або машини в цілому, яка відображає характер та інтенсивність навантажень, що діють на нього, за значенням і в часі.

Для кранових механізмів і кранів у цілому встановлено такі режими роботи: Р — ручний, Л — легкий, С — середній, В — важкий, ДВ — дуже важкий.

Режим роботи (крім ручного) конкретного механізму визначається за сукупністю значень коефіцієнтів: використання вантажності механізму, добового та річного використання, відносної тривалості вмикання.

Коефіцієнт використання вантажності механізму

$$K_{в} = Q_{ср} / Q, \quad (1.1)$$

де $Q_{ср}$ — середня вантажність механізму за досліджуваний період часу (зміну, добу, рік), т; Q — номінальна вантажність, т.

Коефіцієнт річного використання

$$K_p = D/365, \quad (1.2)$$

де D — кількість днів за рік, фактично відпрацьованих механізмом.

Коефіцієнт добового використання

$$K_d = \tau/24, \quad (1.3)$$

де τ — кількість годин за добу, фактично відпрацьованих механізмом.

Відносна тривалість вмикання, %,

$$ТВ = \frac{t_p}{T} 100, \quad (1.4)$$

де t_p — тривалість роботи механізму, с, за заданий період часу T , с: для механізмів $T = 1$ год, для електрообладнання $T = 10$ хв.

На підставі числових значень наведених вище коефіцієнтів, залежно від ступеня навантаженості та використання механізмів і кранів у цілому визначають їхні режими роботи, причому режим роботи крана в цілому визначають за режимом роботи його вантажопідіймального механізму (табл. 1.1).

Регламентация режимів роботи кранів та окремих механізмів їх за викладеною методикою має досить умовний (приблизний) і загальний характер, тому що в ній немає конкретних і деталізованих показників, які б одночасно залежали від ступеня навантаженості та інтенсивності використання крана (механізму) в часі впродовж усього строку експлуатації.

На конкретних числових значеннях і взаємозв'язку параметрів, які характеризують рівень використання вантажності та інтенсивність використання в часі крана (механізму), ґрунтується метод визначення режимів їхньої роботи, викладений у ГОСТ 25835—83 і ГОСТ 25546—82. Згідно з цими стандартами група класифікації (режим роботи) кранів у цілому визначається залежно від класу використання С0—С9, який характеризується максимальною кількістю циклів навантажування за заданий строк служби, та від режиму навантажування Q0—Q4 (табл. 1.2). При цьому режим навантажування крана характеризується коефіцієнтом розподілу

Таблиця 1.1. Орієнтовні показники режимів роботи механізмів кранів

Режим роботи	ТВ, %	Значення коефіцієнта		
		K_v	K_d	K_p
Легкий (Л)	15	0,25...0,5	—	—
Середній (С)	25	0,5...0,75	0,33	0,5
Важкий (В)	40	0,75...1,0	0,67	1,0
Дуже важкий (ДВ)	60	1,0	1,0	1,0

Примітка. ТВ > 60 % характеризує довготривале вмикання механізму.

навантаження

$$K_k = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Q_i}{Q} \right)^3 \frac{C_i}{C_T}, \quad (1.5)$$

де Q_i — випадкові маси окремих вантажів (рівні навантаження) за умови типового використання крана, т; Q — номінальна вантажність крана, т; C_i — кількість робочих циклів з окремим рівнем маси вантажу Q_i ; C_T — сумарна кількість робочих циклів за строк служби крана:

$$C_T = \sum_{i=1}^n C_i;$$

n — загальна кількість змін циклів навантажування крана за строк служби.

Групу класифікації (режиму роботи) механізмів визначають залежно від класу використання А0—А9, який характеризується загальною тривалістю використання механізму (в годинах) за заданий строк служби, та режимом навантажування В1—В4 (табл. 1.3).

Режим навантажування механізму характеризується коефіцієнтом розподілу навантаження

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{t_T} \right], \quad (1.6)$$

де P_i — окремі випадкові навантаження (рівні навантажень), характерні для використовуваного механізму; P_{\max} — найбільше навантаження, яке прикладається до механізму; t_i — середня тривалість використання механізму при окремих рівнях навантаження P_i ; t_T — загальна тривалість дії навантажень усіх рівнів за строк служби механізму:

$$t_T = \sum_{i=1}^n t_i;$$

n — загальна кількість змін циклів навантажування механізму за строк служби.

Загальну тривалість дії навантажень усіх рівнів (тривалість роботи) механізму в годинах за строк служби h років з урахуванням коефіцієнтів K_p , K_d і тривалості вмикання ТВ, %, визначених відповідно за формулами (1.2)—(1.4), та тривалості роботи механізму t_p , хв, можна підрахувати за формулою

$$t_T = 365 K_p 24 K_d \frac{t_p}{60} \frac{ТВ}{100} h. \quad (1.7)$$

При визначенні коефіцієнта розподілу навантаження для конкретного кранового механізму (підймання, пересування, повертання, змінення вильоту) параметри навантаження P_i та P_{\max} у формулі (1.6) треба замінити на відповідні змінні сили або моменти, що діють на механізм. Тоді

∞ Таблиця 1.2. Групи класифікації кранів у цілому

Режим навантажування	Коефіцієнт розподілу навантаження K_k	Характеристика вантажів, які підіймає кран	Використання кранів												
			нерегулярне			регулярне за легких умов			регулярне з перервами			регулярне інтенсивне			інтенсивне
			C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9			
			Максимальна кількість робочих циклів												
Q1 — легкий	0,125	Легкі — регулярно, номінальні — зрідка	1,6·10 ⁴	3,2·10 ⁴	6,3·10 ⁴	1,25·10 ⁵	2,5·10 ⁵	5·10 ⁵	1·10 ⁶	2·10 ⁶	4·10 ⁶	Понад 4·10 ⁶	A8		
Q2 — середній	0,25	Середні — регулярно, а номінальні — досить часто		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8				
Q3 — важкий	0,5	Важкі — регулярно, а номінальні — часто	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8					
Q4 — дуже важкий	1,0	Близькі до номінальних — регулярно	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8						

Таблиця 1.3. Групи класифікації механізмів

Режим навантажування	Номінальний коефіцієнт розподілу навантаження K_m	Характеристика навантажень, яких зазнають механізми	Використання механізмів										
			нерегулярне					регулярне					інтенсивне
			A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	
Загальна тривалість використання, год													
			200	400	800	1600	3200	6300	12 500	25 000	50 000	100 000	
V1 — легкий	0,125	Малі — регулярно, а найбільші — зрідка			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
V2 — середній	0,250	Помірні — регулярно, а найбільші — досить часто		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
V3 — важкий	0,5	Великі — регулярно, а найбільші — часто	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			
V4 — дуже важкий	1,0	Найбільші — регулярно	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8				

для підйимального механізму формула (1.6) набирає вигляду

$$K_M = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{G_i + G_3}{G + G_3} \right)^3 \frac{t_i}{t_T} \right], \quad (1.8)$$

де G_i, G — ваги окремих випадкових вантажів і номінального вантажу, Н; G_3 — вага вантажозахоплювального пристрою, Н; t_i, t_T — тривалості роботи механізму з вантажами G_i і загальна тривалість роботи механізму за строк служби, год; n — загальна кількість змін циклів навантажування механізму за строк служби.

Для механізмів пересування і повертання

$$K_M = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{F_{pi} + W_i}{F_{max} + W} \right)^3 \frac{t_{pi}}{t_h} + \left(\frac{F_{gi} + W_i}{F_{max} + W} \right)^3 \frac{t_{gi}}{t_h} + \left(\frac{W_i}{F_{max} + W} \right)^3 \frac{t_{ci}}{t_h} \right], \quad (1.9)$$

де F_{pi}, F_{gi} — динамічні (інерційні) сили, Н, в періоди пуску (t_{pi}) та гальмування (t_{gi}) при різних рівнях навантажень; F_{max} — максимальна динамічна сила, Н, в періоди пуску та гальмування; W_i, W — сили, Н, статичного опору під час переміщення (повертання) з випадковим i -м та номінальним вантажами; t_{ci} — тривалість усталеного руху під час переміщення (повертання) з i -м вантажем, год; t_h — загальна тривалість дії сил F_{pi}, F_{gi}, W_i, W , год.

Регламентацию режимів роботи кранових механізмів відповідно до викладеної методики (ГОСТ 25835—83) та кранів у цілому (ГОСТ 25546—82) наведено в табл. 1.4.

Кількісні та якісні характеристики рівнів навантаження механізмів наведено в табл. 1.5.

У табл. 1.6 дано типові, характерні для певних конструктивних типів кранів, режими роботи їхніх механізмів.

Продуктивність кранів

Годинна продуктивність вантажопідйимальної машини, зокрема крана, т/год, якщо він працює з однаковими за масою вантажами,

$$P_r = zQ,$$

Таблиця 1.4. Групи режимів роботи
а) механізмів

Клас використання	Режим навантажування				Клас використання	Режим навантажування			
	B1	B2	B3	B4		B1	B2	B3	B4
A0	1	1	1	2	A4	3	4	5	6
A1	1	1	2	3	A5	4	5	6	
A2	1	2	3	4	A6	5	6		

б) кранів

Клас вико- рис- тання	Кількість циклів роботи за строк служби	Режим навантажування				
		Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
		Коефіцієнт розподілу навантаження K_k				
		До 0,063	0,063...0,125	0,125...0,25	0,25...0,5	0,5...1,0
C0	До $1,6 \cdot 10^4$	—	—	1К	1К	2К
C1	$1,6 \cdot 10^4 \dots 3,2 \cdot 10^4$	—	1К	1К	2К	3К
C2	$3,2 \cdot 10^4 \dots 6,3 \cdot 10^4$	1К	1К	2К	3К	4К
C3	$6,3 \cdot 10^4 \dots 1,25 \cdot 10^5$	1К	2К	3К	4К	5К
C4	$1,25 \cdot 10^5 \dots 2,5 \cdot 10^5$	2К	3К	4К	5К	6К
C5	$2,5 \cdot 10^5 \dots 5 \cdot 10^5$	3К	4К	5К	6К	7К
C6	$5 \cdot 10^5 \dots 1 \cdot 10^6$	4К	5К	6К	7К	8К
C7	$1 \cdot 10^6 \dots 2 \cdot 10^6$	5К	6К	7К	8К	8К
C8	$2 \cdot 10^6 \dots 4 \cdot 10^6$	6К	7К	8К	8К	—
C9	$4 \cdot 10^6$	7К	8К	8К	—	—

Таблиця 1.5. Рівні навантаження механізму

Режим на- вантажування	Якісна характеристика рівня навантаження	Коефіцієнт розподілу навантаження K_m
V1	Значно менші від номінального, а іноді — номінальні	До 0,125
V2	Середні та номінальні	0,125...0,25
V3	Переважаю номінальні та близькі до них	0,25...0,50
V4	Постійні номінальні та близькі до них	0,50...1,00

Таблиця 1.6. Групи режимів роботи механізмів кранів основних типів

Крани	Механізм				
	підій- мання вантажу	пере- міщення візка	пере- міщення крана	повер- тання крана	змінення вільоту сріли
Мостові гакові загального призна- чення з ручним приводом	1	1	1	—	—
Мостові одно- і двобалкові: з електроталем	3/3	3/2	3/2	—	—
з моторним грейфером	4	3	3	—	—

Продовження табл. 1.6

Крани	Механізм				
	підій- мання вантаж	пере- міщення візка	пере- міщення крана	повер- тання крана	змінення вильоту сріли
Монтажний, будівельний для роботи в цехах і складах	4/3	4/3	4/3	—	—
Монтажний для ремонту та обслуговування залів	3	2	2	—	—
Для ливарного цеху з приводним захоплювачем	5	4	4	—	—
З вакуумним підійомником	5/4	5/4	5/4	—	—
Для безперервної роботи:					
грейферні	6/4	5/4	6/4	—	—
магнітні	6/4	6/4	6/4	—	—
магнітно-грейферні	6/4	6/4	6/4	—	—
Спеціальні:					
колодязні	6	6	6	—	—
для роздягання зливків	6	6	6	—	—
з лапами	6	6	6	—	—
завантажувальні	6	6	6	—	—
ливарні	5	5	5	—	—
Стрілові:					
самохідні з гаковою підвіскою	4	—	—	4	3
для роботи з грейфером	5	—	—	5	4
Баштові:					
для будівельних і монтажних робіт	4	3	3	3	3
для подавання бетону на гідро-технічному будівництві	5	4	3	4	3
Портальні:					
гакові монтажі	4	—	3	4	4
гакові перевантажувальні	5	—	4	5	5
грейферні	6/5	—	4/3	5/4	5/4
Консольні:					
на колоні	4/3	3/2	—	3/2	—
настінні	3/2	3/2	—	3/2	3/2
пересувні	4	3	4	3	—

де Q — маса вантажу, т; z — кількість робочих циклів крана протягом години при тривалості циклу $T_{\text{ц}}$, с:

$$z = 3600/T_{\text{ц}}.$$

Якщо кран працює з вантажами різної маси, то

$$P_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n z_i Q_i,$$

де z_i — кількість циклів роботи з вантажами змінної маси Q_i протягом години.

У разі роботи з сипким вантажем

$$P_r = zV\rho k_V,$$

де V — об'єм робочої посудини (грейфера, ковша, бадді), m^3 ; ρ — насипна щільність вантажу, тобто відношення маси вантажу в насипаному стані до його об'єму, t/m^3 ; k_V — коефіцієнт заповнення робочої посудини (для ковша або бадді $k_V = 1,0$, для грейфера — $0,6...0,95$).

1.2 РОЗРАХУНКОВІ НАВАНТАЖЕННЯ НА МЕХАНІЗМИ ТА ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ КРАНІВ

Вантажопідіймальні машини, окремі механізми їх, вузли та елементи конструкцій (деталі) розраховують відповідно до вимог «Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів». При цьому треба враховувати всі навантаження, які виникають під час роботи машини, можливі випадки спільної дії цих навантажень (комбінації їх), визначити найнебезпечніші для міцності й довговічності машини комбінації їх і вже за ними розраховувати елементи конструкції на міцність і витривалість. Основні можливі комбінації розрахункових навантажень на вантажопідіймальні машини наведено в табл. 1.7.

Розрахункова комбінація I — на кран діє нормальне навантаження робочого стану, яке включає номінальну вагу вантажу і вантажозахоплювального пристрою, власну вагу крана, вітрові навантаження робочого стану на конструкцію і вантаж, та динамічні навантаження, що виникають під час пуску й гальмування в нормальних умовах використання механізму, за нормального стану підкранового шляху. Для цієї комбінації навантажень основним розрахунком металоконструкції і деталей механізму є розрахунок на втомну міцність, спрацьованість, довговічність, нагрівання.

Розраховуючи втомну міцність металоконструкції, вітрове навантаження можна не враховувати, бо воно відносно незначне (50 Па). У разі роботи з

Таблиця 1.7. Розрахункові комбінації навантажень [5]

Параметр	Комбінація навантажень		
	I	II	III
Вага крана	+	+	+
Вага номінального вантажу	+	+	—
Динамічне навантаження	+	+	—
Вітрові навантаження:			
робочий стан	+	+	—
неробочий стан	—	—	+
Навантаження від уклону колії, нахилу колони крана	+	+	+

вантажами змінної маси втомну міцність розраховують не за номінальним, а за середнім (еквівалентним) навантаженням. Розрахунок металокопструкції на втому виконують для кранів 5-го, 6-го і вищих класів використання. Для кранів 4-го класу використання потребу в розрахунку металокопструкції на втому визначають на підставі аналізу даних експлуатації. Для кранів 1-, 2- і 3-го класів використання цей розрахунок не виконують.

Розрахункова комбінація II — на кран діє робоче навантаження, яке крім навантаження від номінальної ваги вантажу з вантажозахоплювальним пристроєм та власної ваги крана включає максимальні динамічні навантаження, які можуть виникати під час різких пусків, екстреного гальмування, раптового вмикання-вимикання струму в мережі, та граничне вітрове навантаження для робочого стану на копструкцію і вантаж. Граничні значення динамічних навантажень відповідають значенням моментів під час буксування або юзу привідних коліс, максимальних моментів двигуна або гальм, які обмежуються спеціальними запобіжними пристроями. Розрахунок також виконують з урахуванням максимально можливого уклону шляху, а для плавучих кранів враховують максимальний крен. Для цієї комбінації металокопструкцію і деталі механізмів розраховують на міцність за умови забезпечення заданого запасу міцності. Перевіряють також вантажну стійкість крана. Навантаження від власної ваги крана та елементів його копструкції визначають згідно з робочими кресленнями або зважуванням.

Розрахункова комбінація III — неробочий стан машини на відкритому майданчику без вантажу, механізми нерухомі. Крім власної ваги на кран діє граничне вітрове навантаження неробочого стану, іноді — навантаження від обледеніння, снігу або зумовлені температурною дією. При такій комбінації розрахункових навантажень розраховують: металокопструкцію на міцність за гранично допустимими напруженнями; деталі протигінних пристроїв кранів; гальма вантажних візків; механізми змінення вильоту стріли; опорно-ходові та опорно-повертальні пристрої. Для цієї розрахункової комбінації перевіряють також власну стійкість крана. Визначаючи діючі навантаження, з усіх можливих вибирають найнебезпечніші положення стріли, поворотної частини і вантажного візка з погляду виникнення напружень у розрахункових елементах копструкції.

Нормативне навантаження від ваги снігу визначають за горизонтальною проекцією сприймальної поверхні. Для кліматичної зони території України це навантаження дорівнює 10^3 Па. Товщину обледеніння на розтяжках, канатах і решітчастих елементах металокопструкції беруть 1,0...1,2 мм при питомій вазі льоду 9 кН/м³. Можливі перевантаження від снігу та обледеніння в розрахунках не враховують. Не допускається також враховувати одночасну дію снігового і вітрового навантажень. Навантаження, зумовлені коливаннями температури навколишнього середовища, зазначаються в технічних завданнях на проектування машин і враховуються лише в розрахунках статично невизначених копструкцій. Допустимий інтервал коливань температури $\pm 40^\circ$ С.

У розрахунках міцності й стійкості вантажопідіймальних машин, які працюють на відкритих майданчиках, враховують *вітрове навантаження*, яке, згідно з ГОСТ 1451—77 «Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения», поділяють на вітрове навантаження робочого стану (у разі дії навантаження такого рівня кран має нормально працювати) та неробочого стану (описаний розрахунковою комбінацією III).

Вітрове навантаження на елемент конструкції або вантаж визначають за формулою

$$F_B = pA, \quad (1.10)$$

де p — розподілене (по площі) вітрове навантаження, Па, на елемент конструкції або вантаж з навітряною площею A , м², на певній висоті перебування їх:

$$p = qkc(1 + \beta); \quad (1.11)$$

q — динамічний тиск вітру, Па, на висоті до 10 м над поверхнею землі, що зумовлений густиною повітря $\rho = 1,225$ кг/м³ та його швидкістю v , м/с:

$$q = \rho \frac{v^2}{2} = 1,225 \frac{v^2}{2} \cong 0,613v^2;$$

k — коефіцієнт, який враховує підвищення динамічного тиску вітру залежно від збільшення висоти розміщення крана над поверхнею землі:

Висота, м, до	10	20	40	60	100	200	350 і більше
k	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

c — аеродинамічний коефіцієнт, який враховує характер обтікання елемента конструкції чи вантажу повітряним потоком і залежить від геометричної форми цих елементів (вантаж): $c = 0,6 \dots 0,8$ — для конструкцій із труб великого діаметра ($D \geq 700$ мм), 1,2 — для кабін, противаг, канатів, розтяжок, вантажів, 1,4...1,6 — для металоконструкцій коробчастого типу, 1,3...1,6 — для ферм (решітчастих конструкцій) тригранного типу, виготовлених з труб, 1,5...1,8 — те саме для ферм чотиригранного типу, 2,0...2,5 — для ферм (решітчастих конструкцій) тригранного типу, виготовлених із кутових профілів, $c = 2,3 \dots 2,8$ — те саме для ферм чотиригранного типу; $\psi_B = 1 + \beta = 1 + m_{II} \varepsilon$ — динамічний коефіцієнт, що враховує пульсацію вітрового потоку m_{II} і коефіцієнт динамічності ε власне конструкції крана або його елемента, який є функцією періоду власних коливань системи, тобто $\varepsilon = \varepsilon(T)$. В нормальних умовах експлуатації для робочого стану крана $1 + \beta = 1 + m_{II} \varepsilon \approx 1,2 \dots 1,3$.

Розрахункова навітряна площа A , м², елементів металоконструкцій визначається залежно від конфігурації та розміщення цих елементів, а вантажу — залежно від його розмірів або наближено за масою (вантажністю) Q :

Маса вантажу Q , т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	16	20	32	50	100
Навітряна площа A , м ²	2,0	2,8	4,0	7,1	10	14	16	20	28	36

Якщо таких даних немає, то для розрахунку цієї площі можна користуватися співвідношенням $A \approx 3,2\sqrt{Q}$.

Динамічний тиск вітру q , Па, на металоконструкцію і вантаж на висоті до 10 м включно над поверхнею землі для робочого стану вантажопідіймального крана беруть з урахуванням його конструкції і призначення згідно з такими рекомендаціями:

Типи кранів	q , Па
Будівельні, монтажні, заводів будіндустрії та стрілові самохідні загального призначення	125
Усіх типів, які працюють у морських і річкових портах	250
Призначені для експлуатації на об'єктах з безперервними технологіями	500

Якщо немає додаткових вимог, передбачених технічним завданням на проектування крана, то вітрове навантаження робочого стану, яке враховують у розрахунку потужності приводних двигунів кранових механізмів, беруть на рівні 70 % статичної складової вітрового навантаження на відповідний елемент конструкції.

Для розрахунків деталей крана на міцність і довговічність будують графіки навантаження механізмів у часі з урахуванням фактичного режиму роботи. Загальний строк служби деталей призначають залежно від групи режиму роботи механізмів та крана в цілому.

Елементи конструкції машини розраховують на міцність за основним рівнянням міцності

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{гр}}{n} \geq \sigma, \quad (1.12)$$

де $[\sigma]$ — допустиме напруження в елементі конструкції, Па; $\sigma_{гр}$ — граничне напруження матеріалу, з якого виготовлено елемент, при певному

Таблиця 1.8. Коефіцієнти запасу міцності для деталей механізмів і металоконструкцій кранів [26]

Елементи крана	Значення n для розрахункових комбінацій		
	I	II	III
Металеві конструкції кранів	1,4	1,4	1,3
Металеві конструкції крана, що транспортує розплавлені метали	1,7	1,7	1,3
Алюмінієві конструкції	1,6	1,6	1,5
Механізми підймання, змінення вильоту стріли, захоплювальні пристрої, гальма, ходові та опорні вузли, протиугонні пристрої	1,6/1,8*	1,6/1,8	1,4/1,6
Механізми пересування та повертання	1,4/1,6	1,4/1,6	—

*Цифри в чисельнику стосуються деталей з прокату та поковки, в знаменнику — сталевих виливків.

напруженому стані, Па ; n — коефіцієнт запасу міцності, який беруть із табл. 1.8 залежно від розрахункової комбінації; σ — фактичне напруження, Па , визначене з урахуванням динамічних навантажень, але без урахування концентрацій напружень.

1.3 КЕРУВАННЯ ПРИВОДАМИ МЕХАНІЗМІВ КРАНІВ

Після вибору електродвигуна, визначення потрібних пускових і гальмівних моментів під час підймання (опускання), пересування або повертання з нормативними вантажами і попередньої перевірки теплових режимів двигуна (див. розд. 2) потрібно розрахувати передпускові й пускові опори пускових реостатів, вибрати і розрахувати схему та апаратуру керування приводами механізмів крана.

Статичні механічні характеристики електродвигуна з фазовим ротором механізму підймання вантажу в разі використання в схемах панелей керування ТСА3 і кулачкових контролерів ККТ-61, ККТ-62, ККТ-68 наведено на рис. 1.1.

Перше положення ручки контролера (характеристика 1п) використовують для вибору слабину канатів поліспасти і підймання вантажів незначної маси, друге положення (характеристика 2п) — для підймання важких вантажів зі зниженою швидкістю. Характеристики 3п і $4'\text{п}$ — пускові. У разі перемикання контролера з положення підймання 3п на 4п (характеристика $4'\text{п}$ нефіксована) двигун розганяється за характеристикою 3п доти, доки не спрацює реле часу РУ1, потім — за характеристикою $4'\text{п}$, поки не спрацює реле часу Р6, після чого двигун розганяється за робочою характеристикою 4п .

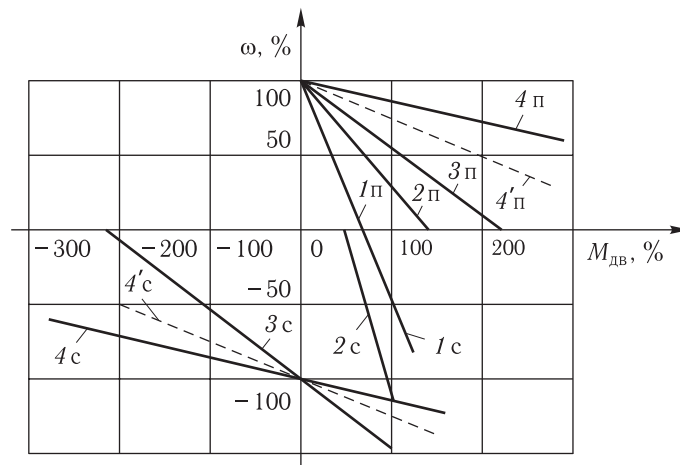


Рис. 1.1. Статичні механічні характеристики двигуна для механізмів підймання з гальмуванням противимканням

Під час гальмування вантажів, які підіймаються, режими противмикання не використовують — досить створити момент $M_{дв} = 0$, як вантаж сам загальмує механізм. Догальмовування на малих швидкостях виконується механічними гальмами.

Пуск двигуна підйимального механізму на опускання вантажів невеликої маси здійснюється в режимі силового спуску за пусковими характеристиками $3с$, $4'с$ (під контролем двох реле часу) з переходом на робочу характеристику $4с$ та з подальшим переходом за цією характеристикою в режим генераторного гальмування. Пуск двигуна цього механізму на опускання номінального вантажу здійснюється в режимі противмикання за характеристикою $1с$ з подальшим переходом на характеристику $2с$. У разі перевищення синхронної швидкості треба перейти з характеристики $2с$ на $4с$ миттєвим перемиканням контролера, мінаючи позицію $3с$.

Гальмування під час опускання вантажів, маса яких менша за номінальну (до $0,5Q$ включно), здійснюється в режимі противмикання за характеристиками спочатку $2с$, потім — $1с$. Гальмування під час опускання вантажів масами $0,75Q$ і Q здійснюється в режимі противмикання за характеристикою $1с$. У всіх цих випадках догальмовування виконується механічними гальмами.

Статичні механічні характеристики електродвигуна механізму пересування (повертання) з використанням панелей керування ДК (краново-металургійні) та кулачкових контролерів ККТ-68 зображено на рис. 1.2.

Як видно з рисунка, характеристики положень «вперед» (в) і «назад» (н) абсолютно однакові, симетричні. Під час пусків механізму можливий режим ручного керування з використанням передпускових характеристик $1в$ ($1н$), $2в$ ($2н$) та пускової характеристики $3в$ ($3н$).

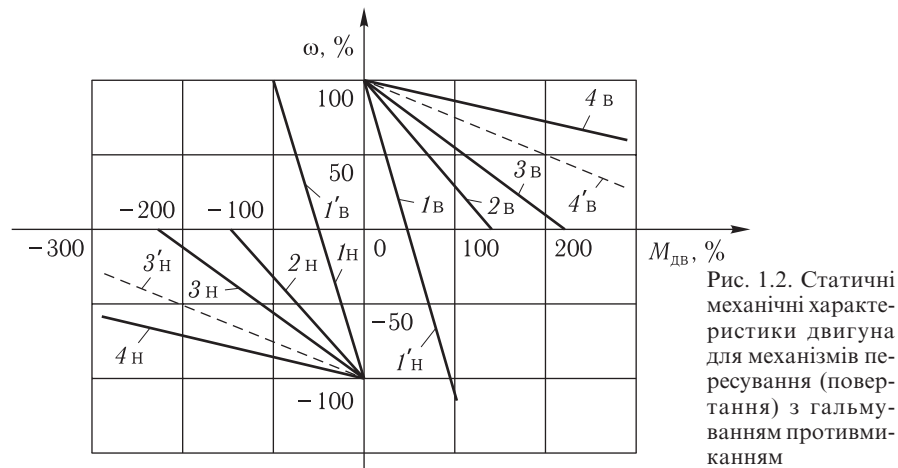


Рис. 1.2. Статичні механічні характеристики двигуна для механізмів пересування (повертання) з гальмуванням противмиканням

Якщо миттєво перевести ручку командоконтролера з пускового положення в четверте, то двигун при $\omega = 0$ потрапляє на характеристику 2в (або 2н), з якої починається його автоматизований пуск (розгін) до робочої швидкості за характеристикою 4в (або 4н) під керуванням трьох реле часу, кожне з яких визначає тривалість розгону двигуна за характеристиками відповідно 2в (н), 3в (н), 4'в (н).

Щоб зменшити тривалість гальмування, в цій схемі використовують режими противмикання (характеристики для руху вперед 1'в і назад 1'н).

Якщо ручку контролера з положення 4в перевести в будь-яке положення «назад», то двигун переходить на характеристику 1'в. Після падіння швидкості до нуля вмикаються механічні гальма. Після уточнення схем керування приводами треба виконати уточнені перевірки розрахунки режимів роботи механізмів. Для цього формалізують характеристики двигунів, динамічні моделі механізмів і несівної металоконструкції, враховують втрати в механізмах і конструкціях.

Статичну характеристику асинхронного електродвигуна змінного струму зазвичай записують у вигляді уточненої формули Клосса

$$M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\text{к}}(1+aS_{\text{к}})}{\frac{S_{\text{к}}}{S} + \frac{S}{S_{\text{к}}} + 2aS_{\text{к}}}, \quad (1.13)$$

де $M_{\text{к}}$ — максимальний (критичний) момент двигуна, Н·м; a — співвідношення опорів у електричних колах статора і ротора; $S_{\text{к}}$ — критичне ковзання двигуна; $S = (\omega_0 - \omega)/\omega_0$ — ковзання ротора; ω_0 — кутова швидкість ротора двигуна на холостому ходу, рад/с; ω — поточна кутова швидкість ротора двигуна, рад/с.

У першому наближенні $a \approx 0$. Тоді

$$M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\text{к}}}{S_{\text{к}}} \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (1.14)$$

критичне ковзання

$$S_{\text{к}} = S_{\text{н}} \left\{ [\lambda + 5(\lambda - 1)S_{\text{н}}] + \sqrt{[\lambda + 5(\lambda - 1)S_{\text{н}}]^2 - 1} \right\}, \quad (1.15)$$

де $S_{\text{н}}$ — номінальне ковзання:

$$S_{\text{н}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{н}}}{\omega_0};$$

λ — кратність максимального моменту двигуна:

$$\lambda = M_{\text{к}}/M_{\text{н}}.$$

Для двигуна постійного струму з незалежним або паралельним збудженням

$$M_{\text{дв}} = \frac{1}{v} \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (1.16)$$

де v — коефіцієнт крутизни статичної характеристики двигуна:

$$v = \frac{S_{\max}}{2M_{\max}};$$

S_{\max} і M_{\max} — максимальні ковзання і момент двигуна на робочій вітці характеристики. Точніше коефіцієнт v визначають через магнітний потік і опір якірного кола двигуна.

Динамічну характеристику (рівняння силового балансу) асинхронного двигуна вивів І. С. Пінчук у 1957 р.:

$$T_e \dot{M}_{\text{дв}} + M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\text{к}}}{S_{\text{к}}} \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (1.17)$$

де $T_e = \frac{1}{\omega_e S_{\text{к}}}$ — електромагнітна стала часу двигуна, с; $\omega_e = 2\pi f_{\text{м}}$;

$f_{\text{м}} = 50$ Гц — частота струму в мережі.

Диференціальне рівняння характеристики двигуна

$$\dot{M}_{\text{дв}} = -\frac{1}{T_e} M_{\text{дв}} + \frac{2M_{\text{к}}}{T_e S_{\text{к}}} \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \quad (1.18)$$

є найзручнішою формою для використання в системах керування рухом приводу (машини).

Для двигуна постійного струму диференціальне рівняння характеристики має вигляд

$$\dot{M}_{\text{дв}} = -\frac{1}{T_e} M_{\text{дв}} + \frac{1}{v} \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}. \quad (1.19)$$

На прикладі асинхронного двигуна з фазовим ротором розглянемо визначення передавальної функції двигуна як ланки електромеханічної системи машини. Двигун 4АНК250М4У3 має параметри: потужність $P = 110$ кВт; номінальне ковзання $S_{\text{н}} = 3,5\%$; кратність максимального моменту $\lambda = \frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{н}}} = 2,5$; момент інерції ротора двигуна з маховиком, розміщеним на швидкісному валу приводу, $I_{\text{р}} = 3,8$ кг · м²; синхронна частота обертання вала двигуна $n_{\text{с}} = 1500$ об/хв, номінальна частота $n_{\text{н}} = n_{\text{с}}(1 - S_{\text{н}}) = 1447,5$ об/хв; $\omega_0 = 157$ рад/с; $\omega_{\text{н}} = 151,58$ рад/с; критичний момент двигуна $M_{\text{к}} = 1814,22$ Н · м; номінальний момент двигуна $M_{\text{н}} = 725,69$ Н · м; критичне ковзання $S_{\text{к}} = 0,168$; електромагнітна стала двигуна $T_e = 0,019$ с; частота в мережі $\omega_{\text{м}} = 314,16$ рад/с.

Рівняння руху двигуна

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi} = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}}; I_1 = I_{\text{р}}; \\ \dot{M}_{\text{дв}} = -\frac{1}{T_e} M_{\text{дв}} + \frac{2M_{\text{к}}}{T_e S_{\text{к}}} \frac{\omega_0 - \phi_1}{\omega_0}; \end{cases} \quad \frac{2M_{\text{к}}}{T_e S_{\text{к}}} = 1,14 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м/с}. \quad (1.20)$$

Замінюємо змінні:

$$\dot{\phi}_1 = \omega_0 + \dot{x}_1; \begin{cases} I_1 \ddot{x}_1 = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}}, \\ \dot{M}_{\text{дв}} = -52,68 M_{\text{дв}} - 1,14 \cdot 10^6 \dot{x}_1 / \omega_0. \end{cases} \quad (1.21)$$

Підставляючи в (1.21) значення I_1 і ω_0 , дістанемо

$$\begin{cases} 3,8 \dot{x}_1 = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}}, \\ \dot{M}_{\text{дв}} = -52,68 M_{\text{дв}} - 7260,58 \dot{x}_1. \end{cases} \quad (1.22)$$

У рівняннях (1.22) замінюємо змінні за Лапласом:

$$x_1 \leftarrow \dot{\leftarrow} x_1(p); M_{\text{дв}} \leftarrow \dot{\leftarrow} M(p); M_{\text{ст}} \leftarrow \dot{\leftarrow} Y(p),$$

після чого передавальна функція матиме вигляд

$$W(p) = \frac{M(p)}{Y(p)} = \frac{1}{5,234 \cdot 10^{-4} p^2 + 2,757 \cdot 10^{-2} p + 1}. \quad (1.23)$$

Передавальні функції такого типу характерні для ланок, які перебувають у коливальному русі. При цьому сталі часу ланки

$$T_0 = 5,234 \cdot 10^{-4} \text{ с}; T = 2,757 \cdot 10^{-2} \text{ с}.$$

Власна частота коливань ланки

$$\omega = \frac{\sqrt{|T^2 - 4T_0|}}{2T_0} = \frac{\sqrt{(2,757 \cdot 10^{-2})^2 - 4 \cdot 5,234 \cdot 10^{-4}}}{2 \cdot 5,234 \cdot 10^{-4}} = 33,3 \text{ рад/с},$$

коефіцієнт згасання

$$\alpha = \frac{T}{2T_0} = 26,33 \text{ с}^{-1}.$$

Замінюючи комплексну змінну p в передавальній функції на $i\omega$, отримуємо формулу для амплітудно-фазово-частотної характеристики (АФЧХ) двигуна як коливальної ланки в комплексному вигляді. Розділивши дійсні та уявні частини АФЧХ двигуна, можемо побудувати амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) двигуна у вигляді функції

$$A(f) = \sqrt{(R_e \times (f))^2 + (I_m \times (f))^2}, \quad (1.24)$$

де $R_e \times (f)$, $I_m \times (f)$ — відповідно дійсна й комплексна частини АФЧХ двигуна.

Приклади АЧХ двигунів 4АНК250М4УЗ, АИР160, АД-41-4 наведено на рис. 1.3 (криві відповідно 1, 2, 3). Слід звернути увагу на те, що у двигуна АД-41-4 спостерігається явно виражений резонансний пік АЧХ на частоті 12 Гц. При цьому коефіцієнт підсилення досягає 2. Резонансний режим такого двигуна небезпечний, оскільки змінні компоненти струмового навантаження вдвоє перевищують аналогічні для квазістатичного

режиму (або дорезонансного), що спричинює перегрівання обмоток двигуна.

Двигуни 4АНК250М4УЗ, АИР160 мають підвищене ковзання і невеликі значення електромагнітної сталої часу, що наближує АЧХ цих двигунів до вигляду, характерного для аперіодичної ланки. Для цих двигунів резонансний режим безпеки не становить.

Формалізуємо передпускові й пускові характеристики двигуна. На рис. 1.4 ці характеристики позначено умовно; при цьому $k = 0,6$ для 1п і 1с; 1,2 — для 2п; 2,2 — для 3п, а рівняння статичних характеристик двигуна

$$M_{\text{дв}} = -a'\dot{\phi} + b', \quad (1.25)$$

де $a' = kM_{\text{н}}/\omega_0$; $b' = kM_{\text{н}}$.

Точний розрахунок процесу пуску механізму за передпусковою (пусковою) характеристикою двигуна

$$\begin{cases} I\ddot{\phi} = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}}, \\ M_{\text{дв}} = -a'\dot{\phi} + b', \end{cases} \quad (1.26)$$

де I — момент інерції рухомих мас механізму, зведений до вала електродвигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $M_{\text{ст}}$ — момент статичного опору руху, зведений до вала електродвигуна (момент від ваги вантажу), $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Беремо такі співвідношення між масою вантажів і $M_{\text{ст}}$:

Маса вантажу	$M_{\text{ст}}$
Q	$M_{\text{н}}$
$0,1Q$	$0,1M_{\text{н}}$
$0,25Q$	$0,25M_{\text{н}}$
$0,5Q$	$0,5M_{\text{н}}$
$0,75Q$	$0,75M_{\text{н}}$

Систему рівнянь (1.26) зводимо до вигляду

$$I\ddot{\phi} + a'\dot{\phi} - b' + M_{\text{ст}} = 0. \quad (1.27)$$

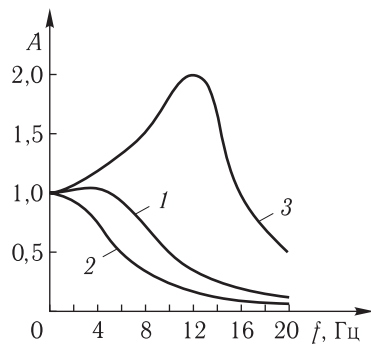


Рис. 1.3. Амплітудно-частотні характеристики двигунів

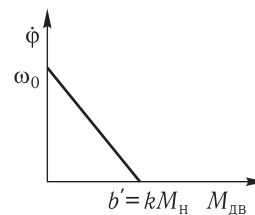


Рис. 1.4. Передпускова (пускова) характеристика двигунів

Вводимо зображення за Лапласом

$$\varphi \leftarrow \frac{\cdot}{\cdot} F(p); \quad \dot{\varphi} \leftarrow \frac{\cdot}{\cdot} pF(p); \quad \ddot{\varphi} \leftarrow \frac{\cdot}{\cdot} p^2 F(p); \quad M_{\text{ст}} - b' \leftarrow \frac{\cdot}{\cdot} \frac{M_{\text{ст}} - b'}{p},$$

після чого

$$Ip^2 F(p) + a'pF(p) = (b' - M_{\text{ст}})/p, \quad (1.28)$$

звідки

$$\ddot{\varphi} = p^2 F(p) = \frac{(b' - M_{\text{ст}})/I}{(p - c)}, \quad (1.29)$$

де $c = -a'/p$, або

$$\ddot{\varphi} = \frac{b' - M_{\text{ст}}}{I} e^{-\frac{a'}{I}t}; \quad (1.30)$$

$\ddot{\varphi}_{\text{max}} = (b' - M_{\text{ст}})/I$ при $t = 0$, $\ddot{\varphi} \rightarrow 0$ асимптотично при $t \rightarrow \infty$.

Умовно можна обмежити закінчення пуску настанням певного рівня залишкового прискорення руху вантажу (наприклад, $a_3 = 0,03 \text{ м/с}^2$). Тоді тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{I}{a'} \ln \left(\frac{b' - M_{\text{ст}}}{I} \right) - \ln \left(\frac{a_3 u u_{\text{р}}}{R_{\text{б}}} \right), \quad (1.31)$$

де u — кратність поліспасти; $u_{\text{р}}$ — передатне число редуктора; $R_{\text{б}}$ — радіус барабана підйимального механізму, м.

Момент електродвигуна в процесі пуску змінюється від $M_{\text{дв}} = kM_{\text{н}}$ до $M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}}$. Однак режим пуску (гальмування) можна оцінювати і за середніми значеннями моменту. Тоді пусковий середній момент

$$M_{\text{п.ср}} = (kM_{\text{н}} + M_{\text{ст}})/2, \quad (1.32)$$

а тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}}. \quad (1.33)$$

Середнє прискорення

$$\ddot{\varphi}_{\text{ср}} = \omega/t_{\text{п}}. \quad (1.34)$$

Результати розрахунку тривалості пуску механізму (наприклад, підймання вантажу) за середніми значеннями шуканих параметрів наведено в табл. 1.9.

Для розрахунків гальмування під час підймання гальмівний момент визначають з урахуванням $M_{\text{ст}}$, при цьому момент двигуна $M_{\text{дв}} = 0$. Механічні гальма розраховують за стандартними методиками.

Аналогічно розраховують режими опускання вантажу, при цьому вантажі $0,1Q$, $0,25Q$, $0,5Q$ і $0,75Q$ починають опускатися в автоматизованому режимі силового опускання з наступним переходом в генераторний режим.

Вантаж Q (номінальний) починає опускатися в ручному режимі протимикання за характеристиками $1c$ і $2c$ з наступним переходом в генераторний режим.

Таблиця 1.9. Тривалості пуску для різних навантажень

Вантаж	Характеристика двигуна	Кутова швидкість вала електродвигуна після пуску	$M_{п.ср}$	$t_{п}$
0,1Q	1п	$0,83\omega_0$	$0,35M_H$	$\frac{3,32I_{0,1}\omega_0}{M_H}$
0,25Q	1п	$0,583\omega_0$	$0,425M_H$	$\frac{3,33I_{0,25}\omega_0}{M_H}$
0,5Q	2п	$0,583\omega_0$	$0,85M_H$	$\frac{1,67I_{0,5}\omega_0}{M_H}$
Q*	3п, 4'п, 4п	$(1-S_H)\omega_0$	$\frac{I[a]u_{пp}}{R_6} + M_H$	$t_1 + t_2$

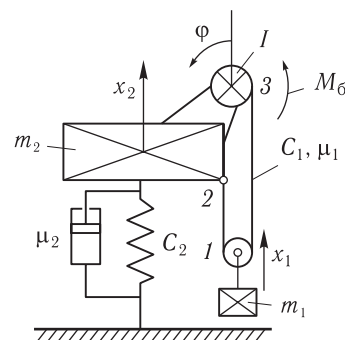
*Пуск автоматизований, реле РУ1 відрегульоване на t_1 , реле Р6 — на t_2 , отже,

$$t_{п} \cong t_1 + t_2 = \frac{(1-S_H)\omega_0 R_6}{[a]u_{пp}},$$

де $[a]$ — допустимий рівень прискорення вантажу, m/c^2 .

1.4 УРАХУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У РОЗРАХУНКАХ КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Найточніший розрахунок режимів руху кранових механізмів можна виконати, використовуючи деталізовані динамічні моделі їх. На рис. 1.5 наведено приклад динамічної моделі механізму підймання вантажу. Позначення на схемі: m_1 — маса вантажу, кг; m_2 — зведена до точки обпирання вантажного візка маса моста, кг; I — момент інерції вантажної лебідки, зведений до осі барабана, $kg \cdot m^2$; x_1 і x_2 — лінійні координати вантажу і моста, м; φ — кут повороту барабана, рад; M_6 — обертальний



момент на барабані, створюваний електродвигуном, $H \cdot m$: $M_6 = M_{дв}u_{пp}$; C_1 — жорсткість підймального каната, H/m ; C_2 — зведена до точки обпирання вантажного візка жорсткість моста, H/m ; μ_1 — коефіцієнт демпфірування підймального каната, $H \cdot c/m$; μ_2 — коефіцієнт демпфірування моста, $H \cdot c/m$; R_6 — радіус канатного барабана, м.

Рис. 1.5. Динамічна модель підймального механізму мостового крана

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}I\dot{\phi}^2. \quad (1.35)$$

Потенціальна енергія деформації системи

$$П_{д} = \frac{1}{2}C_2x_2^2 + \frac{1}{2}C_1[(x_2 - x_1)z + \phi R_6 a]^2, \quad (1.36)$$

де z — кількість віток каната, на яких висить вантаж; a — кількість віток каната, які намотуються на барабан.

Потенціальна енергія тіл системи в полі сил тяжіння

$$П_{п} = m_1gx_1 + m_2gx_2. \quad (1.37)$$

Потенціальною енергією лебідки можна знехтувати.

Дисипативна функція Релея

$$\Phi = \frac{1}{2}\mu_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}\mu_1[(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)z + \dot{\phi}R_6 a]. \quad (1.38)$$

Робота зовнішніх сил на віртуальних переміщеннях

$$\delta A = M_6\delta\phi - M_{дв}u_p\delta\phi. \quad (1.39)$$

Рівняння руху системи мають вигляд

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 - z\mu_1[(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)z + \dot{\phi}R_6 a] - zC_1 \times \\ \times [(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)z + \dot{\phi}R_6 a] + m_1g = 0; \\ m_2\ddot{x}_2 + \mu_2\dot{x}_2 + z\mu_1[(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)z + \dot{\phi}R_6 a] + \\ + C_2x_2 + zC_1[(x_2 - x_1)z + \phi R_6 a] + m_2g = 0; \\ I\ddot{\phi} + R_6 a\mu_1[(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)z + \dot{\phi}R_6 a] + R_6 aC_1 \times \\ \times [(x_2 - x_1)z + \phi R_6 a] - M_{дв}u_p = 0; \\ \dot{M}_{дв} = -\frac{1}{T_e}M_{дв} + \frac{2M_k}{T_e S_k} \frac{\omega_0/u_p - \dot{\phi}}{\omega_0/u_p}. \end{cases} \quad (1.40)$$

Для моделювання пускових (гальмівних) режимів можна взяти $T_e = 0$, після чого рівняння статичних характеристик двигуна матимуть вигляд

$$M_{дв} = -a'_i\phi u_p - b'_i, \quad (1.41)$$

де a'_i і b'_i — коефіцієнти, які залежать від часу t (в разі керування пуском за часом) або від швидкості $\dot{\phi}$ (у разі керування пуском за швидкістю).

Розв'язку системи (1.40) в аналітичних функція не існує. Треба застосувати числове інтегрування за допомогою ЕОМ.

1.5 ПРОДУКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН

Вихідні дані для розрахунку і проектування транспортувальних машин безперервної дії: продуктивність; характеристика вантажу; профіль траси; місцеві експлуатаційні умови.

Продуктивність транспортувальної машини [24] визначається кількістю насипного (в одиницях маси або об'єму) чи поштучного (в штуках) вантажу, який машина переміщує за вибрану для розрахунку одиницю часу (секунду, годину, зміну, добу, рік). Згідно з цим визначенням розрізняють продуктивність масову, об'ємну і поштучну. Відповідно одиниці виміру, наприклад, годинної продуктивності: масової — тонн за годину; об'ємної — кубічних метрів за годину; поштучної — штук за годину.

Розрізняють теоретичну (паспортну), технічну та експлуатаційну продуктивності транспортувальної машини.

Теоретичною, або *розрахунковою (паспортною)*, продуктивністю називають продуктивність, яка досягається за умови безперервної роботи машини з повним навантаженням.

Технічну продуктивність визначають з урахуванням неминучих з технічних причин перерв у роботі машини, пов'язаних, наприклад, з перестановками завантажувального обладнання, переміщенням самої машини.

Експлуатаційну продуктивність визначають з урахуванням неминучих організаційних і технологічних простоїв (перезміна обслуговуючого персоналу, технічний огляд, змащування окремих вузлів, технологічні та непередбачувані простої).

За теоретичною (розрахунковою) продуктивністю розраховують основні конструктивні параметри транспортувальної машини, які забезпечують цю продуктивність: геометричні розміри вантажонесівного елемента та його робочу швидкість.

При заданому річному обсязі переміщувального вантажу P_p , т або м³, теоретична годинна продуктивність, яку має забезпечувати одна окрема машина з можливої кількості z_m машин, що одночасно працюють в одному потоці,

$$P = \frac{P_p K_n}{z_m t_{zm} T_p}, \quad (1.42)$$

де K_n — коефіцієнт нерівномірності подавання вантажу; T_p — кількість робочих годин за рік; t_{zm} — коефіцієнт чистої (машинної) тривалості роботи протягом зміни: $t_{zm} = 0,6 \dots 0,9$.

Залежно від характеру вантажу в конструкціях транспортувальних машин реалізуються три випадки транспортування: переміщення насипних вантажів безперервним потоком; переміщення насипних вантажів окремими порціями; переміщення штучних вантажів.

Годинна продуктивність машини, коли насипний вантаж подається безперервним потоком:

масова, кг/год або т/год,

$$P = 3600Av\rho; \quad (1.43)$$

об'ємна, м³/год,

$$P_V = 3600Av, \quad (1.44)$$

де $A = A_0\psi$ — площа поперечного перерізу потоку вантажу, м²; A_0 — площа поперечного перерізу контуру вантажонесівного елемента конвеєра (жолоба або труби); ψ — коефіцієнт заповнення вантажонесівного елемента: для жолоба значення ψ можуть бути меншими, рівними або більшими від одиниці; v — швидкість руху вантажонесівного елемента (вантажного потоку), м/с; ρ — насипна щільність матеріалу, кг/м³.

Продуктивність машин, які переміщують вантажі в окремих посудинах або поштучно (групами по z_B штук), зручно визначати через лінійні (погонні) об'єм (л/м) або масу (кг/м) вантажу, тобто через середні об'єм або масу вантажу, розподілені на одиниці довжини вантажонесівного елемента:

$$q = \frac{i}{t} = \frac{i_0}{t} \psi, \quad q = \frac{i}{1000t} \rho = \frac{i_0}{1000t} \psi \rho; \quad (1.45)$$

$$q = \frac{G}{gt}, \quad q = \frac{Gz_B}{gt}, \quad (1.46)$$

де i — фактичний об'єм вантажу, який міститься в одній посудині, л; i_0 — об'єм однієї посудини, л; t — крок посудин, м; G — вага одиниці поштучного вантажу, Н; $g = 9,81$ м/с² — прискорення вільного падіння.

Годинну продуктивність транспортувальної машини — об'ємну (м³/год) або масову (т/год) — визначають відповідно через погонні об'єм (л/м) або масу (кг/м) і швидкість вантажонесівного елемента v , м/с, так:

$$P = \frac{3600}{1000} qv = 3,6qv,$$

або з урахуванням виразів (1.45) і (1.46)

$$P = 3,6 \frac{i_0}{t} \psi v, \quad P = 3,6 \frac{i_0}{1000t} \psi \rho v; \quad (1.47)$$

$$P = 3,6 \frac{G}{gt} v, \quad P = 3,6 \frac{Gz_B}{gt} v. \quad (1.48)$$

Якщо конвеєр завантажують окремими порціями, кількість яких визначають в одиницях об'єму або маси, чи поштучними вантажами з інтервалом часу τ , с, то його продуктивність, м³/год, т/год і шт./год відповідно

$$P = 3,6 \frac{i_0}{\tau} \psi; \quad (1.49)$$

$$P = 3,6 \frac{i_0}{1000\tau} \psi \rho; \quad (1.50)$$

$$P = 3600 \frac{vz_B}{\tau}. \quad (1.51)$$

1.6 ДИНАМІЧНІ СИЛИ В СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРАХ

Робота швидкісних стрічкових конвеєрів (швидкість стрічки 3...9 м/с) супроводжується динамічними процесами як у перехідні періоди, так і в періоди усталеного руху. В конвеєрі з гнучким тяговим елементом джерелом значних динамічних навантажень є також спосіб завантаження стрічки, особливо коли на неї падають великі маси вантажу.

Якщо на стрічку діє поздовжній силовий імпульс, то в ній виникають хвилі деформації, які поширюються зі швидкістю, м/с,

$$c = \sqrt{E_0/\rho}, \quad (1.52)$$

де E_0 — жорсткість стрічки, МПа; ρ — погонна щільність матеріалу рухомих частин конвеєра:

$$\rho = \frac{1}{g}(q + q_0 + q_p);$$

q , q_0 , q_p — погонні навантаження відповідно від ваг вантажу, стрічки і рухомих частин роликкоопор, Н/м.

У момент увімкнення привідного двигуна віддалені від привідного барабана ділянки стрічки починають рухатися не відразу, а через деякий час, за який хвиля від барабана дійде до досліджуваного перерізу стрічки.

Розглядаючи хвильові процеси в пусковий період у натягненій конвеєрній стрічці як у довгому пружному стрижні, визначають динамічні навантаження в ній.

Рівняння поздовжніх коливань пружного стрижня

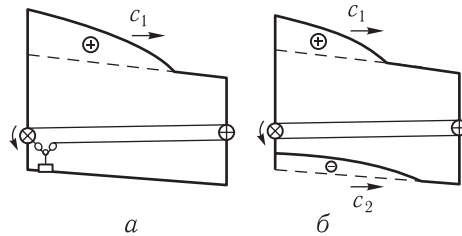
$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}, \quad (1.53)$$

де U — переміщення перерізу стрічки або її абсолютна деформація, м, внаслідок дії силового імпульсу в точці набігання стрічки на барабан (інакше: $U = R\varphi$, де φ — кут повороту барабана радіусом R за час, протягом якого не вся стрічка почала рухатися); x — абсциса (спрямована вздовж стрічки).

Розв'язання рівняння (1.53) для різних конструктивних схем конвеєра з урахуванням прямих, відбитих і заломлених хвиль досить громіздке. Задовільне з погляду практики інженерне рішення з визначення динамічних сил у стрічці під час пуску конвеєра з жорстким і податливим натяжним пристроєм наводять А. В. Андреев і Є. Є. Шешко.

У конвеєрі з податливим натяжним пристроєм (з вантажним натяжним барабаном, що встановлений біля приводу) в момент прикладення до стрічки силового імпульсу від приводу вздовж її робочої вітки поширюється хвиля деформації, яка збільшує натяг стрічки (рис. 1.6, а). Обій-

Рис. 1.6. Поширення хвиль деформації у стрічці в період пуску конвеєра з натяжним пристроєм:
a — податливим; *б* — жорстким



шовши весь контур стрічки, хвиля відбивається від натяжного пристрою і повертається до відповідного барабана. Хвиля деформації, яка зменшує натяг стрічки в холостій (неробочій) вітці, гаситься ходом натяжного барабана. В конвеєрі з жорстким натяжним пристроєм (рис. 1.6, б) в разі прикладення до стрічки силового імпульсу від приводу вздовж її робочої вітки поширюється хвиля деформації, яка збільшує натяг цієї вітки, а вздовж холостої вітки — хвиля деформації, яка зменшує її натяг. Зустрічні хвилі накладаються одна на одну, обходять весь контур стрічки, відбиваються від приводу та від межі робочої і холостої віток стрічки і т. д. Щоб визначити динамічні навантаження на стрічку в пусковий період, достатньо розглянути поширення вздовж неї лише прямої хвилі.

Розв'язок рівняння (1.53) для прямої хвилі запишемо у вигляді функції

$$U = f(ct + x), \quad (1.54)$$

де f — шукана функція.

При невідомій функції f проаналізуємо рівняння (1.54) у такий спосіб. Часткова похідна від U по x

$$\frac{\partial U}{\partial x} = f'(ct + x). \quad (1.55)$$

Часткова похідна від U по t

$$\frac{\partial U}{\partial t} = cf'(ct + x). \quad (1.56)$$

З рівнянь (1.55) і (1.56) отримаємо

$$\frac{\partial U}{\partial t} = c \frac{\partial U}{\partial x}, \quad (1.57)$$

де $\frac{\partial U}{\partial x} = \varepsilon = \frac{\sigma_x}{E_0}$.

Отже,

$$\frac{\partial U}{\partial t} = c \frac{\sigma_x}{E_0}. \quad (1.58)$$

Питому жорсткість визначимо з рівняння (1.52)

$$E_0 = c^2 \rho / F, \quad (1.59)$$

де F — площа тканинного каркаса стрічки, м².

Підставляючи E_0 в рівняння (1.58), дістанемо

$$\sigma_x = \frac{c\rho}{F} \frac{\partial U}{\partial t} \quad (1.60)$$

або

$$S_{dx} = c\rho \frac{\partial U}{\partial t}. \quad (1.61)$$

З рівняння (1.61) випливає, що динамічна сила S_{dx} від дії прямої хвилі в будь-якому перерізі по довжині стрічки прямо пропорційна швидкості переміщення перерізу.

Знаючи закон змінення лінійної швидкості обода барабана, можна визначити динамічну складову сили в стрічці. Для конвеєра з податливим натяжним пристроєм (рис. 1.6, а) рівняння руху зведеної до обода привідного барабана маси рухомих частин конвеєра має вигляд

$$m_{зв} \frac{dv}{dt} + c_1 \rho_1 v = F_d, \quad (1.62)$$

де $m_{зв}$ — зведена до обода привідного барабана маса частин приводу, які відтворюють обертальний рух:

$$m_{зв} = \frac{\delta(I_p + I_M)u_p^2 \eta_M}{R^2}; \quad (1.63)$$

$\delta = 1,05 \dots 1,25$ — коефіцієнт, який у зведеній масі враховує моменти інерції тих частин привідного механізму, кутова швидкість яких менша від швидкості вала електродвигуна; I_p , I_M — моменти інерції ротора електродвигуна та з'єднувальної муфти, що встановлена на швидкохідному валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; u_p — передатне число редуктора, η_M — коефіцієнт корисної дії привідного механізму; R — радіус привідного барабана, м; c_1 — швидкість поширення хвилі в робочій (завантаженій) вітці стрічки, м/с; ρ_1 — погонна щільність матеріалу рухомих частин завантаженої вітки стрічки, кг/м ; v — лінійна швидкість обода барабана, м/с; $c_1 \rho_1 v = S_{д.нб}$ — динамічна сила у стрічці в точці її набігання на привідний барабан, Н; F_d — надлишкова динамічна колова сила, Н, яка передається на стрічку від привідного механізму в пусковий період:

$$F_d = \frac{(M_{ср.п} - M_{ст.п})u_p}{R} \eta_M; \quad (1.64)$$

$M_{ср.п}$ — середній момент на валу двигуна під час пуску, Н · м; $M_{ст.п}$ — статичний момент сил опору пусковій стрічці, зведений до вала двигуна, Н · м.

У результаті розв'язання диференціального рівняння першого порядку (1.62) при постійному моменті двигуна в пусковий період маємо

$$v = \frac{F_d}{c_1 \rho_1} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho_1 t}{m_{зв}}} \right). \quad (1.65)$$

Динамічна сила в стрічці, Н, у точці її набігання на привідний барабан

$$S_{\text{д.нб}} = F_{\text{д}} \left(1 - e^{-\frac{c_1 \rho l}{m_{\text{зв}}} t} \right). \quad (1.66)$$

Максимальні динамічні навантаження у вітці, що набігає на привідний барабан, реалізуватимуться в той час, коли пряма хвиля від приводу обійде контур стрічки і відіб'ється від натяжного пристрою. Відбита хвиля зворотного знака обійде контур стрічки і досягне точки набігання на привідний барабан, після чого динамічне навантаження зменшується.

Час, с, за який динамічна сила досягне максимального значення,

$$t = 2 \left(\frac{L_{\text{к}}}{c_1} + \frac{L_{\text{к}}}{c_2} \right), \quad (1.67)$$

де $L_{\text{к}}$ — довжина конвеєра, м; c_2 — швидкість поширення хвилі в холостій вітці стрічки, м/с.

У конвеєрі з податливим натяжним пристроєм привідний барабан не буде пробуксовувати відносно стрічки, якщо

$$\frac{S_{\text{ст.нб}} + S_{\text{д.нб}}}{S_{\text{ст.зб}}} \leq e^{f\alpha}, \quad (1.68)$$

де $S_{\text{ст.нб}}$, $S_{\text{ст.зб}}$, $S_{\text{д.нб}}$ — статичні і динамічна сили у набіжній і збіжній вітках, Н; f — коефіцієнт тертя між стрічкою і поверхнею обода привідного барабана; α — кут обхвату привідного барабана стрічкою, рад.

З використанням подібного методу визначають максимальну силу в стрічці та встановлюють умову, за якої привідний барабан не пробуксовує відносно стрічки [21] в конвеєрі з жорстким натяжним пристроєм.

1.7 ДИНАМІЧНІ СИЛИ В ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРАХ

Для того щоб вибрати тяговий ланцюг ланцюгового конвеєра, треба визначити тягову силу в ланцюгах у період усталеного руху

$$S_{\text{max}} = S_{\text{ст}} + S_{\text{д}}, \quad (1.69)$$

де $S_{\text{ст}}$ — сила статичного натягу, Н; $S_{\text{д}}$ — динамічна сила, яка збуджується привідними зірочками, Н.

Причиною виникнення динамічної сили в тягових ланцюгах конвеєра в період усталеного руху є змінення миттєвого радіуса початкового кола

привідної зірочки від R до $R \cos(\alpha_0/2)$, де α_0 — центральний кут зірочки, який відповідає кроку ланцюга $t_{\text{л}}$ [24].

Вперше задачу визначення S_{max} у такій постановці розв'язав професор Ганфштенгель. Наведемо це розв'язання.

При постійній кутовій швидкості обертання привідної зірочки $\omega = \text{const}$ швидкість її зубця на початковому колі також буде постійною, тобто $v_0 = \text{const}$, а швидкість тягового ланцюга v при цьому змінюватиметься (рис. 1.7).

Закон змінення швидкості поступального руху тягового ланцюга

$$v = v_0 \cos \varphi = \omega R \cos \varphi, \quad (1.70)$$

де $\varphi = \omega t$ — кутове переміщення шарніра ланцюга в зачепленні з привідною зірочкою, рад; R — радіус початкового кола привідної зірочки, м.

Прискорення ланцюга, м/с^2 ,

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \omega R \cos \varphi = -\omega R \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} \quad (1.71)$$

або, зважаючи на те, що $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, остаточно можемо записати

$$a = -\omega^2 R \sin \varphi. \quad (1.72)$$

У зв'язку з тим що центральний кут зірочки змінюється в межах від $-\frac{\alpha_0}{2}$ до $\frac{\alpha_0}{2}$, прискорення ланцюга змінюється від $\omega^2 R \sin(\alpha_0/2)$ до $-\omega^2 R \sin(\alpha_0/2)$ (рис. 1.7, б).

Підставляючи у формулу (1.72) параметри $\omega = \pi n/30$, $\sin(\alpha_0/2) = t_{\text{л}}/(2R)$, $n = 60v/(zt_{\text{л}})$, отримаємо, м/с^2 ,

$$a_{\text{max}} = \frac{2\pi^2 v^2 t_{\text{л}}}{(zt_{\text{л}})^2} = \frac{2\pi^2 v^2}{z(zt_{\text{л}})}, \quad (1.73)$$

де n — частота обертання привідної зірочки, об/хв; $t_{\text{л}}$ — крок ланцюга (за зачепленням), м; z — кількість зубців привідної зірочки.

Із виразу (1.73) випливає, що прискорення тягового ланцюга, а відповідно і динамічна сила в ньому будуть прямо пропорційні квадрату швидкості

руху ланцюга v^2 й обернено пропорційні кількості зубців z і діаметру зірочки $D = zt_{\text{л}}/\pi$.

Оскільки сила від зубця зірочки до ланцюга прикла-

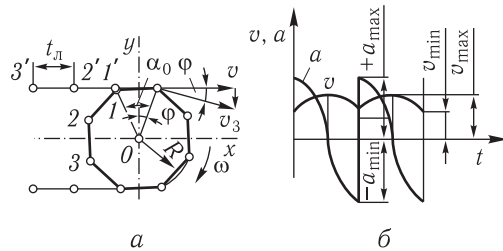


Рис. 1.7. Схеми до розрахунку швидкості й прискорення ланцюга: а — зчеплення ланцюга з зірочкою; б — графіки швидкості й прискорення

дається миттєво, з ударом, то динамічне навантаження на ланцюг буде $4m_{зв}a_{\max}$.

З урахуванням інерційної сили, що спрямована в бік руху ланцюга, коли він переміщується з уповільненням ($-a_{\max}$), розрахункова динамічна сила в ланцюзі, Н,

$$S_d = 4m_{зв}a_{\max} - m_{зв}a_{\max} = 3m_{зв}a_{\max}, \quad (1.74)$$

де $m_{зв}$ — зведена (до ланцюга) маса рухомих частин конвеєра і вантажу:

$$m_{зв} = (m_B + c'm_K)L_K; \quad (1.75)$$

m_B , m_K — лінійні маси вантажу і рухомих частин конвеєра, кг/м; c' — коефіцієнт, що враховує участь маси зворотної (холостої) вітки в коливальному русі ($c' = 2,0$ при $L_K < 25$ м, $1,5$ — при $25 \leq L_K \leq 60$ м, $1,0$ — при $L_K > 60$ м); L_K — довжина конвеєра, м.

Визначаючи параметри привідного механізму ланцюгового конвеєра, важливо не допустити резонансу сил у ланцюзі, при якому значно зростають динамічні сили, що може стати причиною руйнування ланцюгів.

Тривалість періоду власних коливань системи, с,

$$\tau_0 = \frac{t_{\text{л}}}{\nu} = \frac{2\pi}{\omega z}. \quad (1.76)$$

Період власних коливань ланцюга τ , с, дорівнює тривалості пробігу пружної хвилі вздовж усього тягового елемента завдовжки $L_{\text{л}}$ в обох напрямках:

$$\tau = 2L_{\text{л}}/c, \quad (1.77)$$

де c — швидкість поширення пружної хвилі в ланцюзі, м/с.

Явище резонансу настає тоді, коли ці два періоди будуть рівними між собою або кратними.

Із умови рівності періодів

$$\tau_0 = \tau = \frac{t_{\text{л}}}{\nu} = \frac{2L_{\text{л}}}{c}, \quad \text{або} \quad \frac{2\pi}{\omega z} = \frac{2L_{\text{л}}}{c}, \quad (1.78)$$

дістанемо

$$\frac{t_{\text{л}}c}{\nu L_K} = 2, \quad \text{або} \quad \frac{c\pi}{\omega z L_{\text{л}}} = 1. \quad (1.79)$$

Динамічні навантаження в ланцюгах конвеєра будуть мінімальними, якщо вимушені й власні коливання відбуватимуться антифазно.

Під час пуску конвеєра динамічні сили в ланцюгах наближено можна обчислити за формулою

$$S_{\text{д.п}} = m_K R_0 \frac{\varepsilon_{\text{л}}}{u_p} \eta_M, \quad (1.80)$$

де m_K — зведена маса рухомих частин конвеєра і вантажу:

$$m_k = K_{\text{пр}} [(q + 2q_0)L_k + K_v G] \frac{1}{g}; \quad (1.81)$$

$K_{\text{пр}} = 0,85 \dots 0,95$ — коефіцієнт, який враховує пружне видовження ланцюга; q, q_0 — лінійні ваги вантажу і ланцюга, Н; $K_v = 0,5 \dots 0,7$ — коефіцієнт, який враховує, що колова швидкість частини рухомих мас менша від швидкості ланцюга; G — вага рухомих (обертально) частин конвеєра (без приводу), Н; g — прискорення вільного падіння, м/с²; R_0 — радіус привідної зірочки по ділильному колу, м; ε_d — кутове прискорення вала електродвигуна, рад/с²; η_M — коефіцієнт корисної дії механізму приводу; u_p — передатне число редуктора.

Точнішу методику розрахунку динамічних сил у тягових ланцюгах ланцюгового конвеєра наведено в п. 10.6.

1.8 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН

Вибираючи матеріал для виготовлення кранів, слід враховувати його міцність, витривалість, зносостійкість, можливість отримання мінімальної металомісткості вузлів, складність термообробки. Для металевих конструкцій границі міцності, текучості та пластичності є недостатніми характеристиками якості металу. Треба враховувати ударну в'язкість та схильність металу до холодноламкості при низькій температурі.

Щоб запобігти крихкому руйнуванню вуглецевих сталей спокійної (сп), напівспокійної (нс) і киплячої (кп) плавок, товщину прокату у зварних елементах рекомендується вибирати не більше ніж 50 мм. Це пояснюється виникненням об'ємних залишкових напружень у процесі зварювання прокату більшої товщини, дія яких у трьох взаємно перпендикулярних площинах може спричинити руйнування. Згідно зі стандартами сталі поділяють на групи: *A*, яка характеризується механічними властивостями; *B* — хімічним складом; *B* — механічними властивостями з окремими вимогами до хімічного складу. Застосовують мартенівські (М) і конверторні (К) сталі. Для металоконструкцій кранів рекомендується брати мартенівську (М) сталь і сталь конверторну з футерованого конвертора. Поряд з вуглецевими широко застосовують леговані й низьколеговані сталі (09Г2, 09Г2С, 10Г2С1, 10ХСНД, 15ХСНД та ін.). Позначення марки низьколегованих сталей залежить від хімічного складу. Цифра, яка стоїть перед літерами, відповідає кількості вуглецю в сотих частках відсотка, а літери означають компоненти: Г — манган, С — силіцій, Х — хром, Н — нікель, Д — мідь. Цифри, що стоять після літер, означають відсотковий вміст відповідного елемента в цілих одиницях (09Г2, 10ХНД).

Вміст будь-якого компонента в кількості, меншій ніж 0,3 %, в позначенні марки не наводять.

Крім сталей та сплавів застосовують також полімери та композиційні матеріали.

Вибираючи матеріали, слід мати на увазі, що вартість їх становить 40...75 % загальної вартості машини.

Низьколегована сталь порівняно з вуглецевою має більшу границю текучості, меншу холодноламкість та високу корозійну стійкість. Однак вона чутливіша до концентрації напружень і має більшу вартість, ніж сталь марки Ст3, приблизно на 25 %. Застосування низьколегованої сталі зменшує масу металоконструкції кранів великої вантажності, якщо розміри її перерізу вибирають з умов міцності, а не жорсткості та стійкості.

Для роботи в районах з низькими температурами застосовують карбонітридову сталь високої міцності. Вона має цінну властивість — витримує низьку температуру (–60...–70 °С), а міцність її більша, ніж вуглецевої, на 20...30 %, що сприяє зменшенню металомісткості конструкцій. З такої сталі виготовляють спеціальні надпотужні крани вантажністю 1200 т.

Деталі, які інтенсивно стираються (диски тертя, шестерні, вали-шестерні тощо), треба виготовляти зі сталі 50Г; важко навантажені вали, вали-шестерні, черв'яки та зірочки механізмів виготовляють із сталі 40Х

Таблиця 1.10. Матеріали для виготовлення деталей кранових механізмів

Матеріал	Марка сталі	Застосування	Вартість матеріалу, % вартості сталі Ст3кп
Сталь (ДСТУ 2651–94 (ГОСТ 380–94))	Ст0	Розпірні втулки, кільця, шайби, кришки та інші ненавантажені деталі	93
	Ст3кп	Ковані корпуси і кришки підшипників, приварені втулки, коуші, зварні барабани, блоки	100
	Ст3сп	Вилки і шоки гакових підвісок, барабани, важелі гальм	114
	Ст4	Гайки вантажних гаків, болти, шпильки, неприварені деталі з підвищеною (порівняно зі Ст3) міцністю і твердістю	
	Ст5	Вали й осі механізмів пересування, півмуфти, болти, які працюють на деформацію зрізу в муфтах, вінцях і маточинах барабанів	
Ст6	Те саме, що і для Ст5, а також шпонки, штифти, гайки із загартованими шліцями, котки опорно-поворотних пристроїв		
Сталь (ГОСТ 1050–88)	20	Ковані гаки, вилки і шоки гакових підвісок, траверси та інші деталі, які зазнають невисоких напружень, але мають бути в'язкими	129

Продовження табл. 1.10

Матеріал	Марка сталі	Застосування	Вартість матеріалу, % вартості сталі СтЗкп
	35	Вали й осі механізмів пересування, болти, які працюють на деформацію зрізу в муфтах, вінцях і маточинах барабанів	129
	40	Вали всіх механізмів, відповідальні болти, втулки та напівмуфти	
	45	Те саме, що і для сталі 40, а також гачкові траверси, зубчасті колеса, вали-шестерні, гальмові шківни, пальці муфт і гальмів, букси, котки опорно-поворотних пристроїв	
Сталь (ГОСТ 1050–88)	50Г	Деталі, які інтенсивно стираються, диски тертя, шестерні, вали-шестерні, рейки опорно-поворотних пристроїв	157
	75Г, 65Г	Ходові колеса	
	40Х, 45Х	Важко навантажені вали, вали-шестерні, черв'яки і зірочки механізмів	165
	ШХ15	Кільця опорно-поворотних пристроїв	220
	60С2	Пружини гарячого намотування (прутки 8 мм і більше)	206
Сталеве литво	35Л	Корпуси підшипників, букси, маточини барабанів, барабани, блоки, важелі гальм	345
	55Л	Зубчасті колеса, гальмові шківни, котки опорно-поворотних пристроїв	
Чавунне литво	СЧ15–32	Блоки (товщина стінок до 15 мм), корпуси і кришки редукторів	150
	СЧ18–36	Блоки, барабани, корпуси і кришки редукторів, гальмівні колодки, зірочки	215
	СЧ28–48 СЧ35–56	Блоки, барабани, корпуси і кришки редукторів підвищеної міцності	240
Алюмінієві сплави	АЛ5	Корпуси редукторів, ручних і електричних талів, кронштейни	760
	АЛ11	Корпуси електричних талів	

або 45Х; металеві конструкції з тривісним напруженим станом — з низьколегованих сталей 10ХСНД, 15ХСНД, 09Г2. З модифікованого чавуну виготовляють барабани, блоки та ходові колеса (для невеликих навантажень).

Болти, що з'єднують металоконструкції з маловуглецевої сталі, виготовляють із Ст3, а ті, що з'єднують металоконструкції з низьколегованих сталей, — зі сталі 40Х. Для майданчиків, сходів та поручнів застосовують Ст1.

Застосування алюмінієвих сплавів сприяє зниженню маси металевих конструкцій, підвищенню корозійної стійкості та ударної в'язкості, дає можливість отримати профілі практично будь-якої форми. Однак ці сплави мають значно більшу вартість за сталеві. Для ізоляції конструктивних елементів з алюмінієвих сплавів від контакту зі сталевими застосовують ізолювальні прокладки, гальванічні покриття та спеціальне пофарбування (табл. 1.10, 1.11).

У конструкціях підіймальних машин використовують також неметалеві матеріали. Наприклад, із капронової смоли, виплавленої під тиском, виготовляють втулки підшипників ковзання для опорно-поворотних пристроїв кранів, розпірні кільця, футерівку канатних блоків; з текстоліту — вкладки, втулки, шестерні; з гетинаксу — електроізоляційні плити та перегородки. Для теплоізоляції кабін використовують пінопласт ФС-7-2, для облицювання стін — декоративний паперошаровий пластик марки ОД, для буферів і втулок пальцевих муфт — гуму марки 1В; для гальмівних колодок — азбестову фрикційну стрічку.

1.9 ВИМОГИ ДО БУДОВИ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ

1.9.1. МЕХАНІЗМИ

1. Механізми вантажопідіймальних кранів і машин, які обладнані кулачковими, фрикційними або іншими механічними пристроями для вмикання або перемикання швидкостей робочих рухів, треба виконувати таким чином [32], щоб довільне вмикання або роз'єднання механізму було неможливим.

2. У вантажних лебідках з двома приводами останні мають бути жорстко з'єднані між собою кінематично, що виключає самоопускання вантажу в разі виходу з ладу одного з приводів.

3. Застосовувати фрикційні та кулачкові муфти вмикання у вантажопідіймальних кранах і машинах, що призначені для підймання людей, розплавленого металу або шлаку, отруйних і вибухових речовин, а також у механізмах з електроприводом забороняється, крім механізмів:

а) пересування або повертання, що мають кілька діапазонів швидкостей для перемикання з однієї швидкості на іншу;

б) пересування гусеничних кранів зі спільним приводом двох гусениць для роздільного керування ними.

У механізмах, що зазначені в підпунктах а) і б), гальмо повинне мати нероз'єднуваний кінематичний зв'язок з поворотною частиною крана, гусеницями або колесами.

Таблиця 1.11. Сталі, які рекомендуються для металевих конструкцій мостових і козлових кранів з гаками, опорних і підвісних кран-балок

Група сталі	Марка сталі	Товщина прокату	Застосування	Мінімальна температура експлуатації, °С	Вартість листової сталі, % вартості сталі ВМСт3нс
А і Б	Ст3кп	—	Майданчики, настили, сходи, поручні, обшивки кабін, огорожа, кожухи, ящики та інші елементи, які не беруть участі в роботі конструкції	Не обмежується	86
В	ВМ Ст3нс	До 10	Розрахункові й допоміжні елементи несівних зварних і клепаних конструкцій мостів і кранових візків	-30	100
	ВКСт3нс	10...25		-40	
	ВМ Ст3нс, ВК Ст3нс	До 10		-40	105
	ВМ Ст3сп, ВК Ст3сп	10...25		-40	124
	М16С	10...30		-40	122
	09Г2С, 09Г2	До 20		-50	122
	10Г2С1,	20...40		-50	122
	10ХСНД,				158
	15ХСНД				125
	10Г2С1 (термооброблена)	До 40		-65	—

Примітка. Застосовувати вуглецеві сталі для вантажності понад 125 т при великих прольотах недоцільно.

4. Механізми підймання вантажу і стріли треба виконувати так, щоб унеможливити вимкання приводу без вмикання гальма, а опускання вантажу або стріли щоб здійснювалося тільки від працюючого двигуна.

5. У стрілових самохідних кранах зусилля підймання (висування) вручну виносних опор або їхніх частин не повинне перевищувати 200 Н. Якщо зусилля більше, то виносні опори треба обладнати гідравлічним, механічним або іншим приводом.

6. Стрілові самохідні крани, які мають підресорену ходову частину, треба обладнати пристроями, що виключають дію пружних підвісок і дають змогу передавати навантаження, сприймане краном, безпосередньо на ходову частину або виносні опори. Ці крани обладнують також стабілізатором пружних підвісок, що дає змогу рівномірно передавати навантаження на всі ресори однієї ходової осі, аби забезпечити їх

рівномірне осідання. На автомобільних кранах і кранах на спеціальному шасі ці пристрої на передніх осях можна не встановлювати.

7. Механізми підймання кувальних кранів обладнують амортизаційними пристроями, щоб запобігти впливові на металокопструкції крана технологічних навантажень, які виникають під час кування заготовок.

8. У з'єднаннях елементів вантажопідіймальних кранів і машин (болтових, шпонкових, шліцьових тощо) має бути виключене саморозгвинчування або роз'єднування.

9. Уклон колії вантажних візків козлових і консольних кранів у найнесприятливішому положенні візка з найбільшим робочим вантажем не повинен перевищувати 0,003. Ця норма уклону не стосується кранів, у яких механізм пересування візка обладнаний автоматичним гальмом нормально замкнутого типу або візок крана пересується канатною тягою.

1.9.2. Канати

1. Сталеві канати, що застосовуються як вантажні, стрілові, вантові, несівні, тягові та стропи, мають супроводжуватись документом виробника канатів про їхню якість або документом спеціалізованої організації про їхнє випробування відповідно до ГОСТ 3241—91 (ИСО 3108—74), ГОСТ 10505—76, ГОСТ 16853—88, ГОСТ 18899—73.

Тип канатів треба вибирати відповідно до нормативних документів.

Застосовувати канати, що виготовлені відповідно до вимог міжнародних стандартів та національних стандартів інших держав, допускається за узгодженням з Держгірпромнаглядом.

2. Кріплення та розміщення канатів на вантажопідіймальному крані чи машині мають унеможливити спадання їх із барабанів або блоків і перетирання внаслідок дотику з елементами конструкції чи один з одним.

3. Петля на кінці каната для його закріплення на вантажопідіймальному крані чи машині має бути виконана:

а) із застосуванням коуша і заплітанням вільного кінця каната або з установленням затискачів;

б) із застосуванням сталевोї кованої, штапованої, литої втулки із закріпленням клином;

в) заливанням легкоплавким сплавом та іншим способом згідно з вимогами чинних НД.

Застосування зварних втулок не допускається (крім кріплення нерухомого кінця каната із застосуванням втулки, привареної до металокопструкції вантажопідіймального крана чи машини, відповідно до НД).

Кінці канатів стропів заправляють запресуванням в алюмінієвих чи сталевих втулках або заплітанням.

4. Корпуси, втулки та клини не повинні мати гострих країв, на яких може перетиратися канат. На клиновій втулці та клині має бути маркування, що відповідає діаметру каната.

5. Кількість проколів каната кожною повною сталкою під час заплітання залежить від його діаметра:

<i>Діаметр сталевого каната, мм</i>	<i>Кількість проколів, не менше</i>
До 14 включно	4
14...27	5
28...60	6

Останній прокол кожною сталкою має виконуватись половиною кількістю її дротинок (половинним перерізом сталки). Допускається останній прокол робити половиною кількістю сталок каната.

Місця заплітання з кінцями дротів сталок, що виступають на 10...30 мм в обидва боки, залежно від діаметра каната, обов'язково обмотують дротом, кінці якого заправляють способом, що виключає їх розмотування. Дозволяється замість дроту використовувати захисні оболонки іншого виду.

6. Кількість затискачів канатів визначають під час розроблення документації, але їх має бути не менше трьох. Крок розміщення затискачів і довжина вільного кінця каната за останнім затискачем має становити не менше шести діаметрів каната. Скоби затискача встановлюють на вільному кінці каната.

Установлювати затискачі гарячим (ковальським) способом не допускається. Зусилля (момент) затягування гайок затискачів має відповідати зазначеному в інструкції з експлуатації.

7. Кріпити канат до барабана треба способом, що допускає можливість заміни каната. У разі застосування притискних планок кількість їх визначається розрахунком, але має бути не менше двох.

Довжина вільного кінця каната від притискної планки на барабані має становити не менше двох діаметрів каната. Загинати вільний кінець каната під притискною планкою або на відстані від неї, що становить менш як три діаметри каната, не дозволяється.

8. Канати вантажопідіймальних кранів і машин, що транспортують розплавлений або розпечений метал і рідкий шлак, мають бути захищені від безпосередньої дії променистого тепла і бризок металу встановленням відповідних огорож.

9. Сталеві канати, що застосовуються як вантажні, стрілові, вантові, несівні й тягові, вибирають відповідно до вимог зазначених Правил і чинних НД.

Сталеві канати перевіряють розрахунком за формулою

$$F_p \geq F_n n_k, \quad (1.82)$$

де F_p — розривне зусилля каната в цілому, Н, яке беруть за документом виробника про якість каната або за документом про його випробування, а під час розроблення — за даними стандарту; n_k — мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната); F_n — найбільший розрахунковий натяг вітки каната, Н, зазначений у паспорті вантажопідіймального крана або машини.

Якщо в стандарті або в документі виробника про якість каната або про їх випробування наведено сумарне розривне зусилля дротів каната, то зусилля F_p можна визначити множенням сумарного розривного зусилля дротів на коефіцієнт 0,83.

У разі роботи в небезпечних умовах (транспортування розплавленого металу, шлаку, отруйних і вибухових речовин) не дозволяється використовувати групу класифікації нижче ніж М5. Розраховуючи канати, що призначені для підіймання людей, n_k слід брати як для групи класифікації М8.

1.9.3. Кранова колія

1. Рейкову кранову колію, за винятком колій залізничних кранів, облаштовують за проектною документацією. Будова рейкової колії будівельних баштових кранів має відповідати вимогам СНиП 3.08.01-85 «Механізація строительного производства. Рельсовые пути башенных кранов».

У разі встановлення вантажопідіймального крана на кранову колію, що вже експлуатується, її треба перевірити розрахунком на допустимість такого навантаження.

2. Проект надземної рейкової кранової колії має містити такі основні відомості:

- а) тип рейок;
- б) спосіб кріплення рейок між собою;
- в) наявність підкладок під рейками, конструкцію підкладок і спосіб їх встановлення;
- г) зазор між рейками;

д) гранично допустимі значення загального позовжнього уклону, допуски на ширину колії і на різницю рівня головок рейок;

е) конструкцію тупикових упорів;

є) улаштування заземлення рейкової колії.

3. У проекті наземної рейкової кранової колії додатково до зазначеного в пункті 2 вказують:

а) тип, переріз і довжину шпал;

б) відстань між шпалами;

в) спосіб кріплення рейок до шпал;

г) матеріал і розмір баластового шару;

д) допустимий мінімальний радіус кривої на криволінійних ділянках колії;

е) гранично допустимі значення пружного просідання під колесами.

4. Кранові колії (за винятком колій баштових і залізничних кранів), колії одно-рейкових візків, що обладнані стрілками або поворотними кругами, а також переходи для пересування вантажопідіймального крана або його вантажного візка з однієї колії на другу мають відповідати таким вимогам:

а) у місцях переходу вантажопідіймального крана або його вантажного візка з однієї колії на другу має забезпечуватися їх плавне пересування;

б) щоб запобігти розчепленню двох зімкнутих рейок кранової колії, а також рейки кранової колії з рейкою стрілки або поворотного круга, мають установлюватися замки, що надійно замикають зімкнуті рейки і мають електричне блокування, яке унеможливає пересування вантажопідіймального крана або його вантажного візка з незамкнутим замком; для механізмів з ручним приводом електричне блокування можна замінити немеханічним;

в) ділянки колії, що розмикаються, а також рейки стрілок і поворотних кругів мають обладнуватися автоматичними замками, що виключають схід вантажопідіймального крана або його вантажного візка з рейкової колії;

г) стрілки або поворотні круги мають переводитися за допомогою спеціального механізму, що керується з підлоги або з кабіни;

д) напруга на головні тролєї крана, на механізми керування стрілок і електричні апарати блокувальних пристроїв має подаватися за допомогою одного вимикача.

5. Рейки опорних кранів і вантажних візків треба кріпити так, щоб унеможливити бічне і позовжнє зміщення їх під час пересування та роботи крана. У разі кріплення рейок за допомогою зварювання має виключатися можливість їх теплової деформації.

6. Переїзд автомашин і автотранспорту через колії козлових і баштових кранів допускається у виняткових випадках, коли об'їзд колій неможливий. Заходи безпеки розробляє роботодавець з урахуванням інтенсивності роботи кранів і руху транспорту.

7. Пересічення колій козлових, баштових і порталних кранів з рейковими коліями заводського транспорту, а також порталного крана із залізничною колією дозволяється за умов розроблення заходів щодо уникнення зіткнення працюючих кранів з рухомим складом. Ці заходи роботодавець узгоджує з власником колії заводського транспорту або залізничної колії.

8. Граничні відхилення кранової колії від проектного положення, що наведені в інструкції з експлуатації вантажопідіймального крана, не повинні перевищувати наведених у табл. 1.16. Дефекти рейок і шпал кранової колії не повинні перевищувати критерії бракування, що наведені в табл. 1.17.

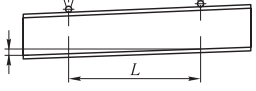
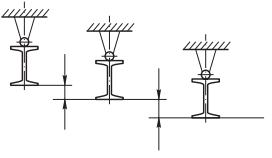
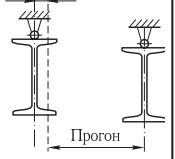
9. У проекті рейкової колії має бути зазначена ділянка для стоянки вантажопідіймального крана в неробочому стані.

10. За наявності підземних комунікацій, що були прокладені раніше без урахування наступного улаштування над ними рейкової колії, треба виконати розрахунок на виключення можливості пошкодження цих комунікацій та в разі потреби розробити проект їх перекриття.

Таблиця 1.12. Граничні відхилення рейкових колій від проектного положення
Рейкові колії для опорних кранів

Відхилення	Графічне зображення відхилення	Крани				
		мостові	баштові	козлові	портальні	мостові перевантажувачі
Різниця позначок головок рейок в одному поперечному перерізі P_1 , мм (S — ширина колії, м)		40	45...60 (для $S = 4,5...6$ м)	40	40	50
Різниця позначок рейок на сусідніх колонах P_2 , мм		10	—	—	—	—
Звуження або розширення рейкової колії (відхилення прогону S у плані) P_3 , мм		15	10	15	15	20
Взаємне зміщення торців рейок, що стикаються, у плані та по висоті P_4 , мм		2	3	2	2	2
Зазори у стиках рейок (при температурі 0 °С і довжині рейки 12,5 м) P_5 , мм		6	66	66	66	66
Різниця по висоті позначок головок рейок на довжині 10 м рейкової колії P_6 , мм		—	40	30	20	30

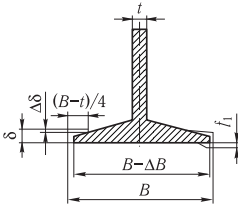
Рейкові колії підвісних вантажопідіймальних машин

Вантажопідіймальні машини	Відхилення							
								
	Різниця позначок нижньої їздової полиці на суміжних опорах (вздовж колії), мм		Різниця позначок нижніх їзових полиць сусідніх балок у прогонах в одному поперечному перерізі, мм				Зміщення перерізу балки від поздовжньої розподільної осі колії, мм	
	під час монтажу	під час експлуатації	на опорах		у прогоні		під час монтажу	під час експлуатації
під час монтажу			під час експлуатації	під час монтажу	під час експлуатації			
Галі ручні та електричні, однорейкові візки			—	—	—	—	—	—
Підвісні крани	$L/1500$	$L/1000$	6	10	10	15	± 3	± 4
Підвісні крани зі стиковими замками			2	3	2	3	± 3	± 4

Примітки:

1. Граничні відхилення треба витримувати в експлуатації. Допуски на укладення зазначаються в проектній документації на рейкову колію.
2. Відхилення P_1 і P_3 вимірюють на всій ділянці можливого руху крана через інтервали не більше ніж 6 мм.
3. У разі змінення температури на кожні 10 °С допуск на зазор P_3 змінюють на 1,5 мм. Наприклад, при температурі плюс 20 °С зазор між рейками має дорівнювати 3 мм, а при температурі мінус 10 °С — 7,5 мм.
4. Відхилення для рейкових колій козлових кранів прогоном 30 м і більше визначають за нормами для мостових перевантажувачів.

Таблиця 1.13. Критерії бракування рейкових колій

Рейкова колія вантажопідіймальних машин	Дефекти рейок
Опорних	<ol style="list-style-type: none"> 1. Тріщини будь-яких розмірів. 2. Сколення головки або підшви рейки. 3. Вертикальне, горизонтальне або наведене (вертикальне плюс половина горизонтального) спрацювання головки рейки більше ніж 15 % відповідного розміру неспрацьованого профілю. 4. У залізобетонних шпалах: <ul style="list-style-type: none"> — сколення бетону до появи арматури, а також інше сколення бетону на ділянці 250 мм завдовжки; — суцільні оперізувальні або поздовжні тріщини понад 100 мм завдовжки з розкриттям понад 0,3 мм. 5. У дерев'яних півшпалах: <ul style="list-style-type: none"> — злам, поперечні тріщини понад 50 мм завглибшки та понад 200 мм завдовжки, поверхнева гнилизна розміром понад 20 мм під накладками та понад 60 мм на інших поверхнях. 6. Відхилення рейкових колій у плані і профілі.
Підвісних	<ol style="list-style-type: none"> 1. Тріщини та сколення будь-яких розмірів. 2. Зменшення ширини полиці рейки внаслідок спрацювання $\Delta B \geq 0,05B$. 3. Зменшення товщини полиці рейки внаслідок спрацювання $\Delta \delta \geq 0,2\delta$ з одночасним відгинанням полиці на $f_1 \leq 0,15\delta$. 4. Відгин полиці рейки $f_1 \geq 0,25\delta$ з одночасним спрацюванням полиці $\Delta \delta \leq 0,1\delta$.
 <p>B — первинна ширина полиці; t — товщина стінки; ΔB — спрацювання полиці; f_1 — відгин полиці; δ — первинна товщина полиці на відстані $(B-t)/4$ від краю; $\Delta \delta$ — зменшення товщини полиці через спрацювання</p>	

11. Готовність рейкової колії до експлуатації має підтверджуватись актом здавання-приймання колії, до якого додаються результати нівелювання профілів рейкової колії, а також перевірки розмірів колії.

12. Перевіряти технічний стан рейкової колії та вимірювати опір заземлення треба відповідно до вимог чинних НД [32].

РОЗРАХУНОК МОСТОВОГО КРАНА

2.1 КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО МОСТОВІ КРАНИ, ЇХНЄ ПРИЗНАЧЕННЯ І КОНСТРУКТИВНЕ ВИКОНАННЯ. ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ

Мостові крани призначені для виконання вантажно-розвантажувальних і транспортувальних операцій у цехах промислових підприємств, на монтажних і контейнерних майданчиках та на відкритих і закритих складах.

Механізми мостового крана забезпечують три робочі рухи: підймання-опускання вантажу, пересування вантажного візка та пересування крана в цілому.

Крани пересуваються по рейковій колії, яка розміщена на колонах цеху під дахом, перекриваючи всю ширину виробничого приміщення. Вони займають мало корисного простору і обслуговують майже всю площу цеху. На відкритих складах, монтажних і контейнерних майданчиках застосовують мостові крани спеціальної конструкції (козлові крани), в яких міст змонтований на двох вертикальних опорах і пересувається на колесах по рейковій колії, прокладеній на землі.

Залежно від кількості основних (проміжних) балок у мостовій конструкції крани поділяють на одно-, дво- та багатобалкові.

Гакові однобалкові крани, в яких як вантажний візок застосовують самохідний електричний таль (кран-балки), поділяють на два конструктивних типи: опорні вантажністю до 25 т і підвісні вантажністю до 15 т.

Вантажність мостових дво- та багатобалкових кранів досягає 1250 т, проліт — 2...34 м, швидкості: підймання вантажу — до 2 м/с, пересування візка — 0,17...6,0, пересування моста — 0,66...2,5 м/с. Найпоширеніші мостові крани вантажністю 5...320 т, особливо 5-тонні крани, які становлять 20 %, і 10-тонні — 17 % усієї кількості кранів. Вісімдесят відсотків усіх кранів мають режим роботи 4-ї групи (середній режим). Технічні вимоги і робочі параметри всіх без винятку кранів та окремих механізмів їх регламентуються відповідними державними (галузевими) стандартами.

Мостові крани (рис. 2.1) складаються з таких вузлів: вантажний візок 3 (рис. 2.2), який включає підймальний механізм 9, вантажозахоплювальний

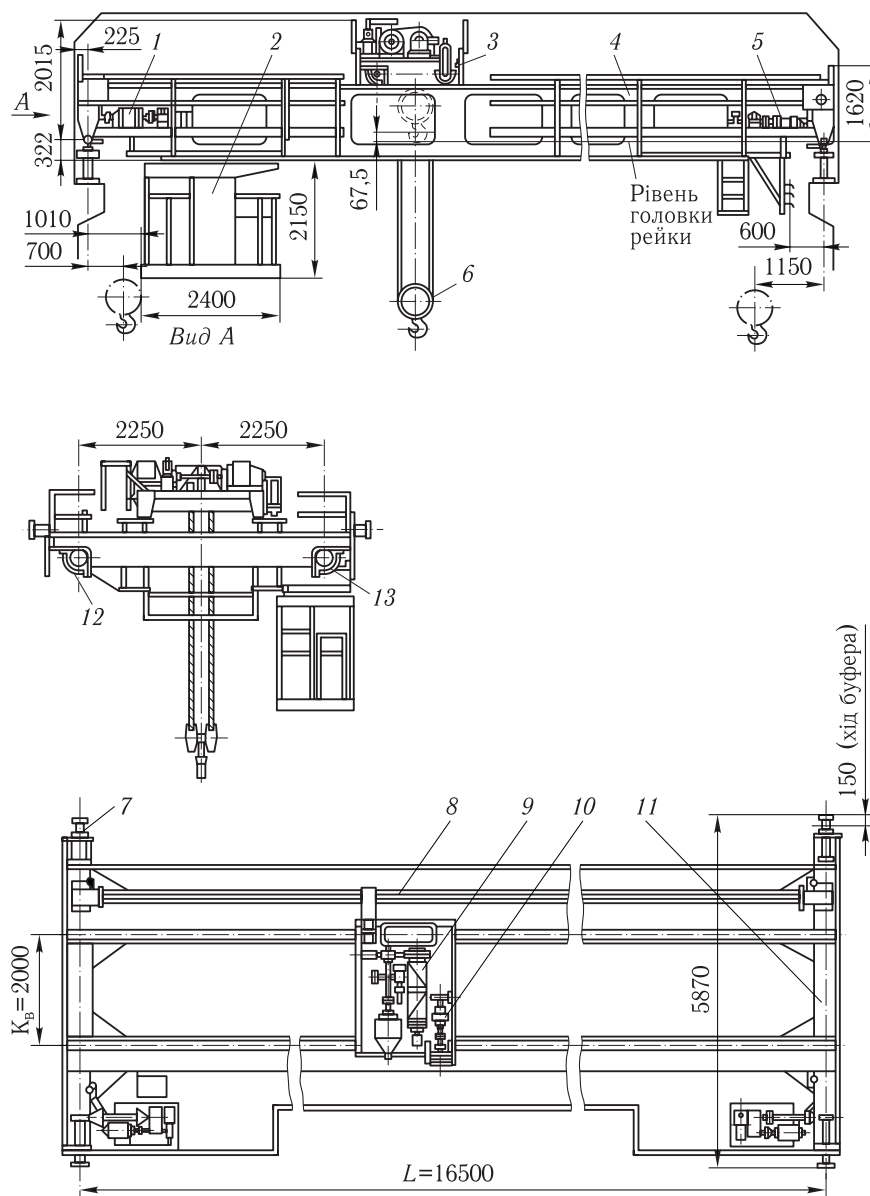


Рис. 2.1. Схема мостового крана загального призначення

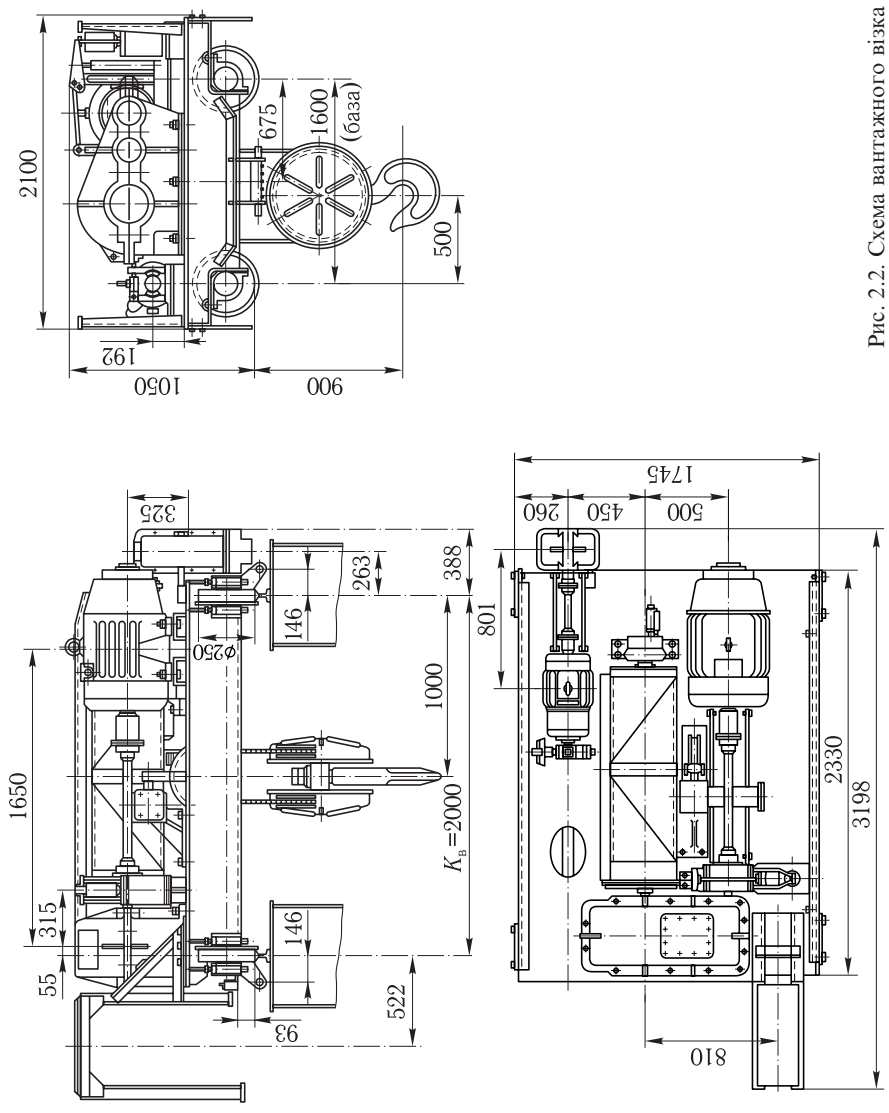


Рис. 2.2. Схема вантажного візка

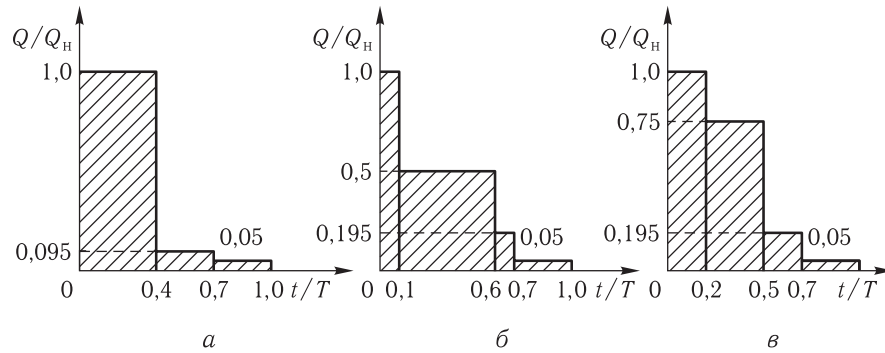


Рис. 2.3. Діаграми завантаження підйомального механізму крана в режимах роботи групи: а — 3; б — 4; в — 5

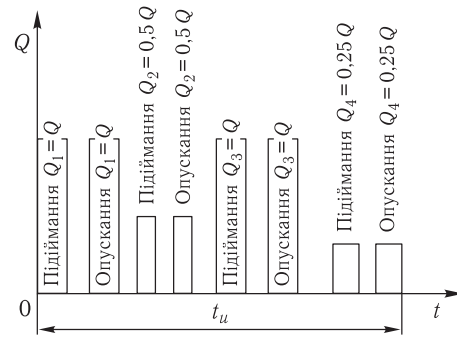


Рис. 2.4. Діаграми навантаження електродвигуна з фазовим ротором за цикл

пристрій 6 і механізм пересування візка 10; міст 4, що складається з двох суцільних (або решітчастих) ферм, з'єднаних з кінцевими балками 11, у які вмонтовані привідні 13 та непривідні 12 ходові колеса. Міст обладнаний буферами 7, щоб зменшувати силу удару в разі наїзду на перепони. Механізми пересування моста 1 і 5 можуть мати привід від одного або двох двигунів. Електроенергія до них підводиться по трелеях 8. Апаратура керування приводами розміщена в кабіні 2 машиніста крана.

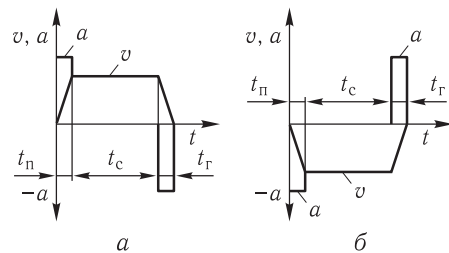


Рис. 2.5. Триперіодні діаграми швидкості й прискорення під час підіймання (а) та опускання (б) вантажу

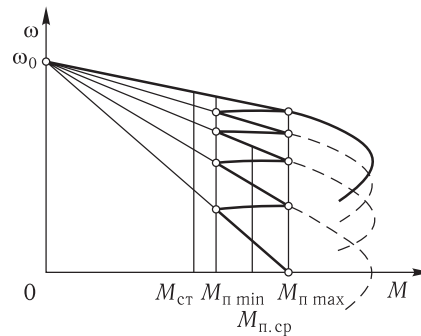
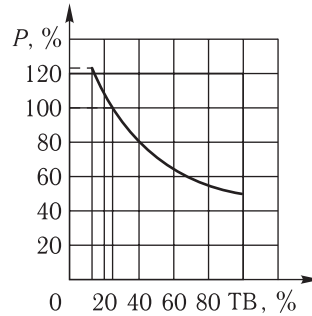


Рис. 2.6. Пускова характеристика двигуна з фазовим ротором

Рис. 2.7. Графік залежності потужності електродвигуна від тривалості вмикання



Механізм підймання у візку — це вантажна лебідка, на барабан якої намотуються канали здвоєного поліспасти. У кранах вантажністю понад 10 т вантажні візки часто обладнують двома незалежними механізмами підймання: основним, розрахованим на підймання номінального вантажу масою Q , та допоміжним, розрахованим на швидкісне підймання вантажів, маса яких близько $0,25Q$. На рис. 2.2 зображено конструкцію вантажного візка з одним підймальним механізмом.

Розраховують мостовий кран загального призначення для роботи в складальному цеху машинобудівного заводу за такими вихідними даними: вантажність $Q = 12,5$ т; довжина прольоту $L = 16,5$ м; висота підняття вантажу (максимальна) $H = 13,5$ м; швидкості, м/с: підймання вантажу $v_1 = 0,15$; пересування візка $v_2 = 0,7$; пересування крана $v_3 = 1,5$; група режиму роботи механізмів — 4 (ТВ = 25 %). Міст крана — двобалковий зварний. Електродвигуни — асинхронні з фазовим ротором, напругою 380 В.

Діаграми завантаження підймального механізму для режимів роботи 3-, 4- і 5-ї груп наведено на рис. 2.3; діаграми навантажування електродвигуна з фазовим ротором протягом циклу — на рис. 2.4; триперіодні діаграми змінення швидкості й прискорення під час підймання та опускання вантажу — на рис. 2.5; пускову характеристику двигуна з фазовим ротором — на рис. 2.6, а графік залежності потужності його від тривалості вмикання — на рис. 2.7.

2.2 РОЗРАХУНОК ПІДЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

2.2.1. ВИБІР ПОЛІСПАСТА, КАНАТА, ДІАМЕТРІВ БАРАБАНА І БЛОКІВ

Схему підймального механізму мостового крана зображено на рис. 2.8. У цих механізмах застосовують здвоєний поліспаст, який забезпечує вертикальний рух вантажу та рівномірний розподіл навантажень на підшипники барабана і ходові колеса вантажного візка (незалежно від положення вантажу під час підймання чи опускання).

Для крана вантажністю 12,5 т вибираємо здвоєний поліспаст ($a = 2$) кратністю $u = 2$ (табл. 2.1).

Номінальна вага вантажу

$$G = Qg = 12\,500 \cdot 9,81 = 122\,625 \text{ Н.}$$

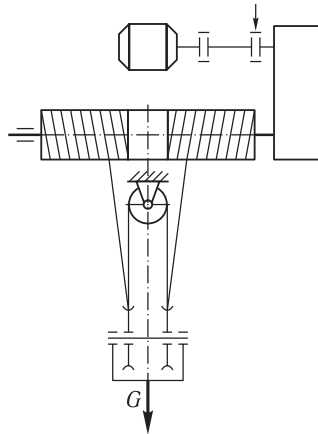


Рис. 2.8. Схема підйимального механізму

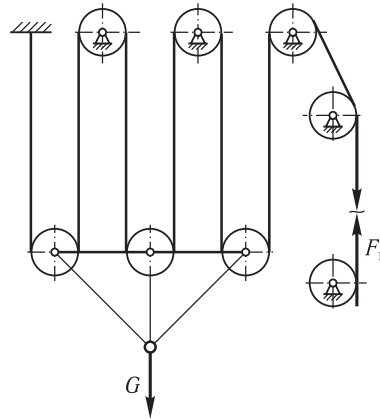


Рис. 2.9. Схема поліспасти з двома напрямними блоками

Сила натягу вітки каната, яка намотується на барабан під час підймання вантажу,

$$F_H = \frac{G}{z\eta_{\Pi}} = \frac{122\,625}{4 \cdot 0,985} = 31\,123 \text{ Н}, \quad (2.1)$$

де z — кількість віток каната, на яких висить вантаж:

$$z = ua = 2 \cdot 2 = 4;$$

η_{Π} — коефіцієнт корисної дії поліспасти.

У разі збігання каната з рухомого блока ККД поліспасти

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^u}{(1 - \eta_{\text{бл}})u} = \frac{1 - 0,97^2}{(1 - 0,97) \cdot 2} = 0,985, \quad (2.2)$$

де $\eta_{\text{бл}}$ — ККД блока з урахуванням жорсткості каната: для блока на підшипниках кочення $\eta_{\text{бл}} = 0,98 \dots 0,97$, на підшипниках ковзання — $0,96 \dots 0,95$.

Таблиця 2.1. Кратність поліспасти u для кранів різної вантажності

Характер намотування каната на барабан	Тип поліспасти	Значення u при вантажопідйомності, т				
		До 1	2...6	10...15	20...30	40...50
Безпосередньо (наприклад, мостові крани, талі)	Здвоєний	2	2	2; 3	3; 4	4; 5
	Простий	1	2	—	—	—
Через напрямний блок (наприклад, стрілові крани)	Здвоєний	—	2	2; 3	—	—
	Простий	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6	—

У разі збігання каната з нерухомого блока (рис. 2.9)

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \eta_{\text{бл}}^{n_{\text{бл}}}}{(1 - \eta_{\text{бл}}) u}, \quad (2.3)$$

де $n_{\text{бл}}$ — кількість напрямних блоків.

Силу натягу каната, який набігає на барабан під час підймання номінального вантажу, можна визначити також за формулою

$$F_{\text{H}} = \frac{G}{a} \frac{1 - \eta_{\text{бл}}}{1 - \eta_{\text{бл}}^u}. \quad (2.4)$$

У разі збігання каната з нерухомого блока

$$F_{\text{H}} = \frac{G}{a} \frac{1 - \eta_{\text{бл}}}{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \eta_{\text{бл}}^{n_{\text{бл}}}}. \quad (2.5)$$

Канат вибираємо за значенням розривної сили [32]

$$F_{\text{p}} \geq F_{\text{H}} n_{\text{к}} = 31\,123 \cdot 5,5 = 171\,177 \text{ Н}, \quad (2.6)$$

де $n_{\text{к}}$ — коефіцієнт запасу міцності каната (беремо з табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Коефіцієнти запасу міцності канатів $n_{\text{к}}$

Призначення каната	Тип приводу і режим роботи	$n_{\text{к}}$	
Вантажні й стрілові	Ручний	4,0	
	Машинний групи:	3	5,0
		4	5,5
		5	6,0
		6	6,0
		—	3,5
Розтяжка стріли	—	3,5	
Канати лебідок, призначених для змінення вильоту стріли без вантажу	—	4,0	
Грейферні:			
з роздільним двомоторним приводом (за умови рівномірного розподілення сили на всі канати)	—	6,0	
з одномоторним приводом	—	5,0	
одноканатні й моторні	—	5,0	
Відтяжки опор і башт	—	3,5	
Несівні канати кабельних кранів	—	3,5	
Тягові канати на кранах	—	4,0	
Для кулачкових підтримок і підвіски електродротів кабельних кранів	—	3,0	
Для закорювання несівних канатів поліспастів кабельних кранів	—	6,0	
Канати лебідок для підймання людей	—	9,0	
Для монтажу кранів	—	4,0	

За даними дод. І вибираємо сталевий канат зведеного скручування, типу ЛК-3, конструкції $6 \times 25(1 + 6; 6 + 12) + 1$ о.о. (органічне осердя), діаметром $d_k = 17,5$ мм при розрахунковій границі міцності дроту $\sigma_b = 1960$ МПа; площа перерізу всіх дротів $A_k = 114,58$ мм², розривна сила $F_p = 182\,470$ Н.

Для вибору канатів можна використати рекомендації, що наведені в джерелі [26]. У разі одношарового намотування на нарізні барабани застосовують канати: ЛК-Р конструкції 6×19 та ЛК-3 конструкції 6×25 при $\frac{D}{d_k} \geq 24$ в нормальних та $\frac{D}{d_k} \geq 18$ в обмежених габаритах; ЛК-РО конструкції 6×36 при $\frac{D}{d_k} \geq 20 \dots 24$ в нормальних та $\frac{D}{d_k} \geq 16 \dots 18$ в обмежених габаритах. У разі багатошарового намотування або в умовах ковзання по напрямних застосовують канати ЛК-0 конструкції 6×19 при $\frac{D}{d_k} \geq 30$ в

Таблиця 2.3. Найменші допустимі значення коефіцієнта e

Тип машини	Тип приводу механізму	Група режиму роботи	e	
Підймальні всіх типів, за винятком стрілових кранів, електроталів і лебідок	Ручний	1	18	
	Машинний	3	20	
		4	25	
		5	30	
		6	35	
Крани стрілові: механізми підймання вантажу чи стріли	Ручний	1	16	
		3	16	
	Машинний	4	18	
		5	20	
		6	25	
		—	16	
механізми для монтажу кранів				
Електричні талі	Те саме	—	20	
Грейферні лебідки: підймальних машин стрілових кранів	—«—	—	30	
		—	20	
Блоки грейферів	—«—	—	18	
Лебідки: для підймання вантажів	Ручний	—	12	
	Машинний	—	20	
	для підймання людей	Ручний	—	16
		Машинний	—	25

нормальних та $\frac{D}{d_k} \geq 25$ в обмежених габаритах. Вибираючи канати, слід брати до уваги, що канати зі сталками ЛК, які працюють на блоках і барабанах з напівкруглими канавками, мають довговічність в 1,5—2,0 рази більшу, ніж канати зі сталками ТК.

Діаметр блока і барабана (попередньо) по дну канавки робочого профілю

$$D \geq (e-1)d_k = (25-1) \cdot 17,5 = 420 \text{ мм}, \quad (2.7)$$

де e — коефіцієнт, значення якого залежить від режиму роботи і типу вантажопідіймальної машини (табл. 2.3); для режиму роботи 4-ї групи $e = 25$.

Діаметр блока і барабана (попередньо) по центру каната, що обгинає барабан,

$$D_{\sigma} = ed_k,$$

або

$$D_{\sigma} = D + d_k = 420 + 17,5 = 437,5 \text{ мм}.$$

Діаметр зрівняльного блока по дну канавки

$$D_{\text{зр.бл}} = (0,6 \dots 0,8)D;$$

беремо

$$D_{\text{зр.бл}} = 0,6D = 0,6 \cdot 420 = 252 \text{ мм}.$$

Форма і розміри профілю канавки при вертикальному положенні блока та при відхиленні каната від осі симетрії блока на кут, який не перевищує 6° , наведено в дод. VI. Блоки виготовляють з чавуну марок СЧ 15-32, СЧ 18-36, зі сталі 45Л, магнієвого сплаву МЛ-5-ТЧ.

Попередньо визначений за виразом (2.7) діаметр барабана на наступному етапі розрахунку уточнимо, щоб забезпечити оптимальне співвідношення розмірів D і L_{σ} (див. розрахунок геометричних параметрів барабана).

2.2.2. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАНА

Діаметр барабана відносно розрахованого за формулою (2.7) можна зменшити на 15 %. Вибираємо барабан діаметром $D = 400$ мм (рис. 2.10) по дну канавок. Розрахунковий діаметр барабана $D_{\sigma} = 400 + 17,5 = 417,5$ мм по центру каната, що обгинає барабан.

Довжина каната, який намотується на одну половину барабана,

$$L_k = Hu_{\Pi} = 13,5 \cdot 2 = 27 \text{ м}.$$

Кількість витків нарізки на одній половині барабана

$$z = \frac{L_k}{\pi D_{\sigma}} + (1,5 \dots 2) = \frac{27}{3,14 \cdot 0,4175} + 2 = 23, \quad (2.8)$$

де 1,5...2,0 — кількість запасних витків.

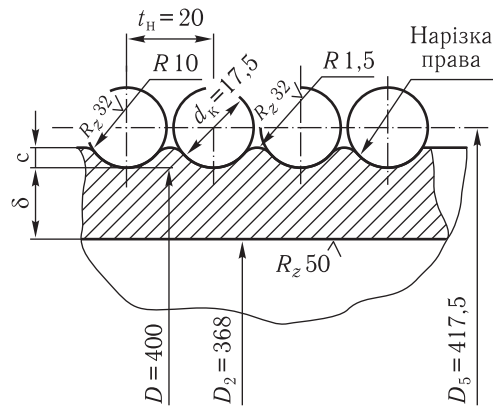


Рис. 2.10. Профіль канавок барабана

Довжина нарізки на одній половині барабана

$$l_H = z t_H = 23 \cdot 20 = 460 \text{ мм},$$

де t_H — крок нарізки барабана (дод. XIV); для каната $d_K = 17,5$ мм крок $t_H = 20$ мм.

Загальна довжина барабана

$$L_G = 2(l_H + l_3) + l_T = 2(460 + 4 \cdot 20) + 100 = 1180 \text{ мм}, \quad (2.9)$$

де $l_3 = 4t_H$ — довжина ділянки з кожного боку барабана, яку використовують для закріплення каната; l_T — відстань між правою та лівою нарізками (гладенька частина):

$$l_T = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \alpha = 266 - 2 \cdot 1200 \operatorname{tg} 4^\circ = 100 \text{ мм}; \quad (2.10)$$

$h_{\min} = 1200$ мм — відстань між осями барабана і блоків при крайньому верхньому положенні гака; $\alpha = 4 \dots 6^\circ$ — допустимий кут відхилення від вертикалі вітки каната, яка набігає на барабан; $b = 266$ мм — відстань між осями канавок крайніх блоків у гаковій підвісці (дод. XI).

Для кранів загального призначення оптимальне відношення довжини барабана L_G до його діаметра D лежить у межах $2,5 \dots 3,0$; у разі невиконання цієї умови доцільно збільшити діаметр барабана.

Для нашого розрахунку

$$\frac{L_G}{D} = \frac{1180}{400} = 2,95.$$

Якщо треба обмежити довжину барабана, то застосовують багатошарове намотування каната на барабан (стрілові крани, лебідки, талі тощо). Довжину каната, намотаного на такий барабан (канатомісткість барабана), можна визначити за формулою

$$l_K = \pi z_B (D_1 + D_2 + \dots + D_i),$$

де z_B — кількість витків каната в одному шарі; D_1 — діаметр барабана по центру канатів першого шару; D_2 — те саме другого шару:

$$D_2 = D_1 + 2d_K.$$

Якщо шарів каната на барабані i , то

$$D_i = D_1 + 2d_K (i-1).$$

Підставивши значення D_1, D_2, \dots, D_i у формулу для l_k і взявши суму членів арифметичної прогресії, отримуємо

$$l_k = \pi z_b [D_1 + d_k (i-1)].$$

2.2.3. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА ВИБІР РЕДУКТОРА

Під час підймання номінального вантажу потужність двигуна підйимального механізму

$$P_p = \frac{Gv_1}{10^3 \eta_M} = \frac{122\,625 \cdot 0,15}{10^3 \cdot 0,85} = 21,64 \text{ кВт}, \quad (2.11)$$

де η_M — ККД підйимального механізму: $\eta_M = 0,85$ (дод. XXXIII і рис. 2.11).

Якщо фактична тривалість вмикання ТВ_ф електродвигуна не збігається зі стандартною ТВ кранових електродвигунів, наведених у каталозі, то фактичну потужність P_ϕ за стаціонарного режиму для стандартних ТВ визначають за формулою

$$P_\phi = P_n \sqrt{TV/TV_\phi}.$$

Для режимів роботи груп 1, 2, 3 і 4 попередньо, до перевірки двигуна на нагрів, можна вибирати за каталогом двигун найближчої меншої потужності. При цьому має виконуватись умова $M_{\text{пmin}} \geq M_{\text{ст}}$, де $M_{\text{пmin}}$ — мінімальний пусковий момент вибраного електродвигуна:

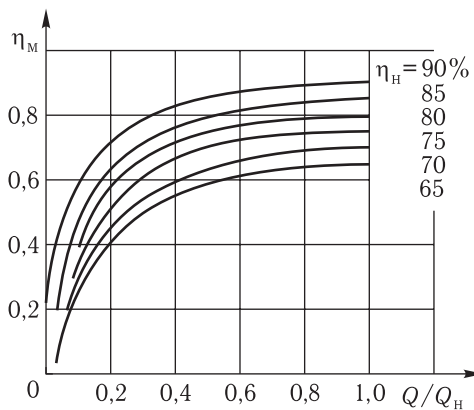
$$M_{\text{пmin}} = \psi_{\text{пmin}} M_n = \psi_{\text{пmin}} \frac{P}{\omega},$$

при цьому кратність мінімального пускового моменту $\psi_{\text{пmin}} = 1,1 \dots 1,4$; $M_{\text{ст}}$ — статичний момент на валу електродвигуна під час пуску на підймання:

$$M_{\text{ст}} = \frac{GD_0}{2u_p u \eta_M};$$

M_n — номінальний момент на валу двигуна; u_p — розрахункове передатне число редуктора; P — потужність електродвигуна, кВт.

Рис. 2.11. Залежність ККД механізмів крана від їхнього завантаження (η_n — ККД механізмів при номінальному завантаженні)



Для підіймальних механізмів можна застосовувати електродвигуни типів МТФ, МТН, 4МТ, 4АК, 4АНК з фазовим ротором або типу МТКФ — з короткозамкненим ротором. Якщо режим роботи дуже важкий (6-та група), то застосовують електродвигуни постійного струму серії Д. Електроталі обладнують електродвигунами типів 4АС і АОС2 (вмонтовані в барабан) з короткозамкненим ротором і підвищеним ковзанням. З дод. ХХХІІ вибираємо електродвигун змінного струму типу МТФ 411-8 з фазовим ротором: потужність електродвигуна $P = 18$ кВт, частота обертання вала $n = 700$ об/хв $\left(\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ рад/с} \right)$, максимальний пусковий момент $M_{\text{пmax}} = 569 \text{ Н} \cdot \text{м}$, момент інерції ротора $I_p = 0,538 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Номинальний момент на валу двигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{18 \cdot 10^3}{73,3} = 246 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний коефіцієнт перевантаження двигуна

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{пmax}}}{M_H} = 2,31.$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{700}{13,73} = 50,98,$$

де n_6 — частота обертання барабана:

$$n_6 = \frac{60v_k}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,4175} = 13,73 \text{ об/хв};$$

$v_k = uv_1 = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ м/с}$ — швидкість намотування каната на барабан.

Редуктори підіймального механізму вибирають за розрахунковою потужністю (2.11), частотою обертання вала двигуна, значенням передатного числа і режимом роботи. Механізми підіймання можуть бути укомплектовані редукторами таких типів: Ц2, Ц2У, Ц2Н, ЦДН, ЦДНД, РМ, РК, ЦЗУ, ЦТНД, ГК, РЦД. За каталогом (дод. ХХХІХ—ХЛІV) [22] вибираємо редуктор типу Ц2-500-50,94-4М (загальна міжосьова відстань $A = 500$ мм, передатне число $u_p = 50,94$; схема складання 4, вал тихохідний з кінцем у вигляді зубчастої півмуфти).

Допустима консольна сила на кінці тихохідного вала редуктора Ц2-500 для режиму роботи 4-ї групи становить 39 240 Н (дод. ХЛІV). Фактично на вісь барабана і на кінець тихохідного вала редуктора діє консольна сила 32 111 Н (див. рис. 2.20), що менше від допустимого значення.

Допустимий крутний момент на швидкохідному валу редуктора

$$M_{кр} = 9550 \psi \frac{P_p}{n} = 9550 \cdot 1,6 \cdot \frac{34,6}{700} = 755 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $P_p = 34,6$ кВт — табличне значення потужності, яку може передавати вибраний редуктор при середньому режимі та $n = 700$ об/хв (визначено інтерполяцією за табличним значенням крутного моменту M_p на швидкохідному валу вибраного редуктора [22]); ψ — кратність пускового моменту, який беруть залежно від режиму роботи:

Група режиму роботи	3	4	5	6	Безперервний
ψ	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2

Середній пусковий момент електродвигуна

$$\begin{aligned} M_{п.ср} &= \frac{M_{пmax} + M_{пmin}}{2} = \frac{\Psi_{max} + \Psi_{min}}{2} M_n = \\ &= \frac{2,31 + 1,11}{2} 246 = 421 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де $\Psi_{ср} = \frac{\Psi_{max} + \Psi_{min}}{2}$.

Для вибраного двигуна максимальна кратність пускового моменту $\Psi_{пmax} = 2,31$; кратність мінімального пускового моменту $\Psi_{пmin}$ коливається у межах 1,1...1,4. Оскільки $M_{п.ср} = 421 < M_{кр} = 755$, то редуктор задовольняє умови електроперевантаження в період пуску.

Якщо передатне число вибраного редуктора відрізняється від розрахункового, то визначають фактичну швидкість підймання вантажу, м/с,

$$v_{1ф} = \frac{\pi D_б n_б}{60},$$

де $n_б = n/u_p$ — фактична частота обертання барабана, об/хв. У нашому розрахунку $v_{1ф} = v_1 = 0,15$ м/с.

2.2.4. ВИБІР ГАЛЬМА

Гальмо встановлюють, як правило, на швидкохідному валу редуктора. Розрахунковий гальмівний момент, за яким вибирають гальмо,

$$M_{г} = k_{г} M_{ст.г} = 1,75 \cdot 213,6 = 373,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k_{г}$ — коефіцієнт запасу гальмування: для режиму 4-ї групи $k_{г} = 1,75$ (табл. 2.4); $M_{ст.г}$ — статичний момент на валу двигуна під час гальмування приводу:

$$M_{ст.г} = \frac{GD_б \eta_M}{2u_M} = \frac{122 \cdot 625 \cdot 0,4175 \cdot 0,85}{2 \cdot 101,88} = 213,6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.13)$$

Таблиця 2.4. Значення коефіцієнта запасу гальмування k_T

Тип приводу механізму	Група режиму роботи	k_T
Ручний	—	1,5
Машинний	3	1,5
	4	1,75
	5	2,0
	6	2,5

u_M — загальне передатне число механізму:

$$u_M = u_{i_p} = 2 \cdot 50,94 = 101,88;$$

η_M — ККД механізму (див. рис. 2.11).

Згідно з таблицею із дод. XLVIII вибираємо двоклодкове гальмо з електрогідравлічним приводом типу ТКТГ-300 м з найбільшим гальмівним моментом $M_T = 785 \text{ Н} \cdot \text{м}$ або двоклодкове гальмо з короткоходовим електромагнітом типу ТКТ-300 з найбільшим гальмівним моментом $M_T = 490 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. XLIX). Гальмо регулюємо на розрахунковий гальмівний момент.

2.2.5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ГАКОВИХ ПІДВІСОК ВАНТАЖО- ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Захоплювати вантажі можна такими способами:

- за допомогою гаків і скоб, які вмонтовані у вантажну підвіску;
- затискними елементами — кліщовими та ексцентриковими захоплювачами;
- притягуванням вантажу електромагнітами та вакуумними захватами;
- зачерпуванням грейферами сипких вантажів.

Переважає більшість кранів загального призначення обладнана гакowymi підвісками (рис. 2.12).

Гак. Для вантажу вагою $G = 122,625 \text{ кН}$ та режиму роботи 4-ї групи вибираємо однорогий гак (рис. 2.13) типу Б № 17 (дод. V, VII), виготовлений зі сталі 20, яка має границю міцності $\sigma_B = 412 \text{ МПа}$, границю текучості $\sigma_T = 245,25 \text{ МПа}$, границю витривалості $\sigma_{-1} = 118 \text{ МПа}$. Нарізка гака — метрична М64 з внутрішнім діаметром $d_B = 56,2 \text{ мм}$ та кроком $t = 6 \text{ мм}$. На міцність гак перевіряють у перерізах $I-I$, $A-A$ та $A'-A'$.

Розтягальне напруження в перерізі $I-I$

$$\sigma_p = \frac{4G}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 122\,625}{3,14 \cdot 0,0562^2} = 49,458 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 49,05 \dots 58,86 \text{ МПа.}$$

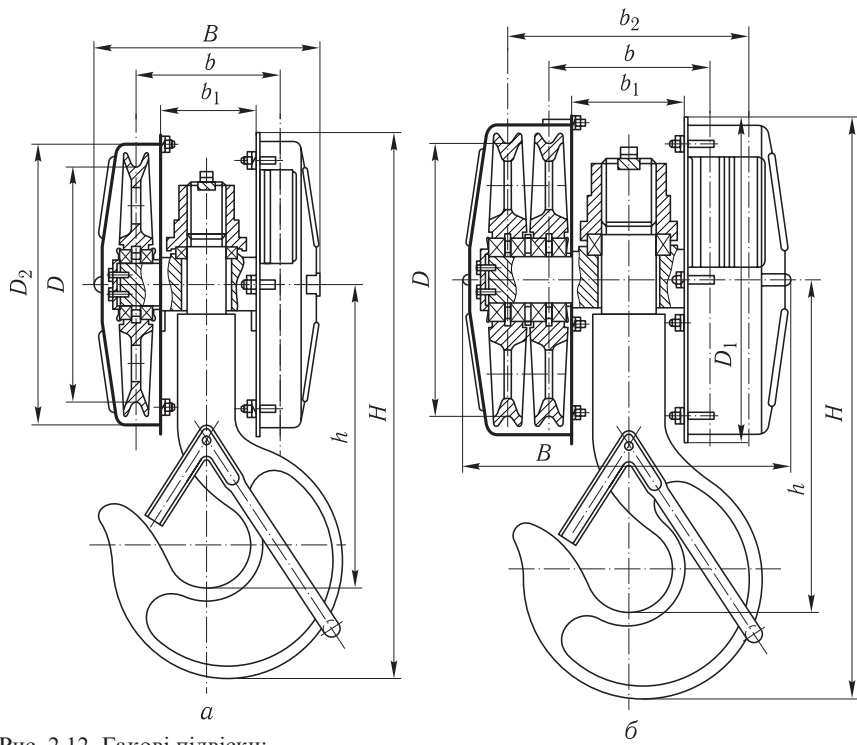


Рис. 2.12. Гакові підвіски:
 а — I типу; б — II типу

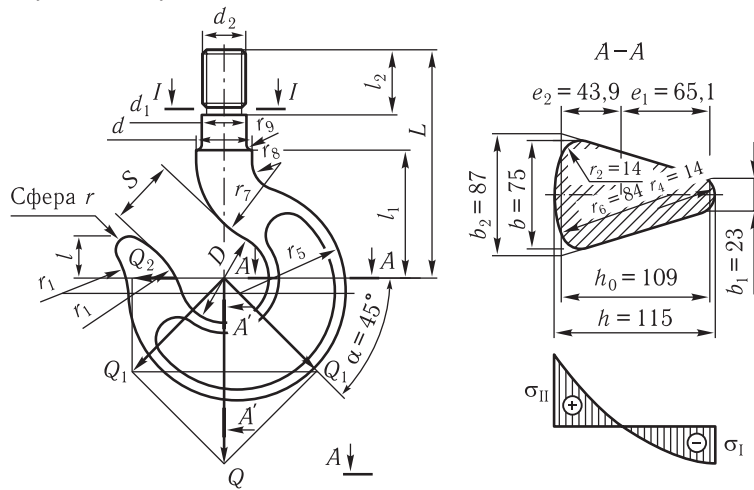


Рис. 2.13. Гак однорогий № 17

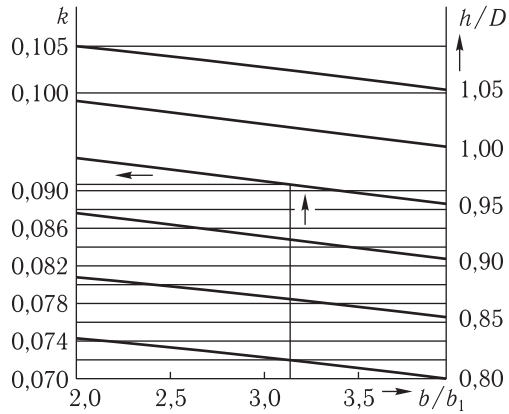


Рис. 2.14. Номограма для визначення коефіцієнта k для однорогих гаків

Точніші розрахунки включають розрахунок шийки гака на утомну міцність.

Переріз $A-A$ гака розраховують як кривий брус, навантажений ексцентрично прикладеною силою. Найбільше розтягальне напруження виникає у внутрішніх волокнах перерізу $A-A$:

$$\sigma_{II} = \frac{2Ge_2}{kAD} = \frac{2 \cdot 122\,625 \cdot 0,0439}{0,086 \cdot 0,005\,995 \cdot 0,12} = 174,022 \text{ МПа}, \quad (2.14)$$

де e_2 — відстань від центра ваги перерізу до внутрішніх волокон:

$$e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \frac{h_0}{3} = \frac{2 \cdot 0,023 + 0,087}{0,023 + 0,087} \frac{0,109}{3} = 0,0439 \text{ м};$$

k — коефіцієнт, який залежить від кривизни і форми перерізу гака:

$$\begin{aligned} k &= \frac{2r}{(b_1 + b_2)h_0} \left\{ \left[b + \frac{b_1 - b_2}{h_0} (r + e_1) \right] \ln \frac{r + e_1}{r - e_2} - (b_2 - b_1) \right\} - 1 = \\ &= \frac{2 \cdot 0,1039}{(0,023 + 0,087) \cdot 0,109} \left\{ \left[0,023 + \frac{0,087 - 0,023}{0,109} (0,1039 + 0,0651) \right] \times \right. \\ &\quad \left. \times \ln \frac{0,1039 + 0,0651}{0,1039 - 0,0439} - (0,087 - 0,023) \right\} - 1 = 0,086; \end{aligned} \quad (2.15)$$

r — відстань від центра прикладення сили до центра ваги перерізу:

$$r = \frac{D}{2} + e_2 = \frac{0,12}{2} + 0,0439 = 0,1039 \text{ м};$$

$D = 120$ мм — діаметр зівга гака; A — площа перерізу $A-A$: після заміни дійсного перерізу рівновеликою трапецією

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} h_0 = \frac{0,023 + 0,087}{2} \cdot 0,109 = 0,005995 \text{ м}^2;$$

e_1 — відстань від центра ваги перерізу до зовнішніх волокон:

$$e_1 = h_0 - e_2 = 0,109 - 0,0439 = 0,0651 \text{ м}.$$

Для однорогих гаків коефіцієнт k наближено можна визначити за графіком (рис. 2.14).

Напруження в перерізі $A' - A'$ визначають за умови, що стропи розміщені під кутом 45° до вертикалі (див. рис. 2.13).

Сила, яка розгинає гак,

$$G_2 = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{122\,625}{2} \operatorname{tg} 45^\circ = 61\,313 \text{ Н.}$$

Найбільші напруження від розтягування внутрішніх волокон у перерізі $A' - A'$

$$\sigma_{III} = \frac{2G_2 e_2}{kAD} = \frac{2 \cdot 61\,313 \cdot 0,0439}{0,086 \cdot 0,005\,995 \cdot 0,12} = 87,012 \text{ МПа.}$$

Значення параметрів A , D , e_2 та k перерізу $A' - A'$ беремо такими самими, як і для перерізу $A - A$, оскільки вони майже рівні між собою.

Дотичні напруження від зрізу у перерізі $A' - A'$

$$\tau = \frac{G}{A} = \frac{122\,625}{0,005\,995} = 20,455 \text{ МПа.}$$

Згідно з третьою теорією міцності загальне напруження в перерізі $A' - A'$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{III}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{87,012^2 + 4 \cdot 20,455^2} = 96,15 \text{ МПа.} \quad (2.16)$$

Допустиме напруження $[\sigma] = \sigma_T / n_T$, де n_T — запас міцності відносно границі текучості [4], який для гаків з вертикальними і горизонтальними перерізами має такі значення:

Групи режиму роботи	n_T для перерізів:	
	однакових	різних
3 і 4	1,2	1,4
5 і 6	1,5	1,75

У нашому розрахунку для сталі 20

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{245}{1,2} = 204 \text{ МПа.}$$

Розрахункові напруження в перерізах $A - A$ і $A' - A'$ менші від допустимих.

Гайка гака. Висоту гайки визначаємо з умови міцності нарізки на зминання

$$H = \frac{4Gt}{\pi(d_2^2 - d_B^2)\sigma_{3M}} = \frac{4 \cdot 122\,625 \cdot 0,006}{3,14(0,064^2 - 0,0562^2) \cdot 29\,430\,000} = 0,034 \text{ м,} \quad (2.17)$$

де $t = 0,006$ м — крок різьби; σ_{3M} — допустиме зминальне напруження: сталь по сталі $\sigma_{3M} = 29,43 \dots 34,34$ МПа (матеріал гайки — сталь 45).

Висота гайки, визначена із геометричних співвідношень для метричної нарізки,

$$H = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 64 = 76,8 \text{ мм.}$$

З урахуванням установлення стопорної планки беремо висоту гайки $H = 80 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр гайки

$$D_3 = 1,8d_2 = 1,8 \cdot 64 = 115 \text{ мм.}$$

Упорний підшипник. Для гака з діаметром шийки $d_1 = 70 \text{ мм}$ вибираємо [3] упорний однорядний підшипник легкої серії 8214 зі статичною вантажопідіймальною силою $C_0 = 157\,940 \text{ Н}$ (дод. IX).

Розрахункова осьова сила, що діє на підшипник, не повинна перевищувати його статичну вантажопідіймальну силу:

$$G_p = k_G G = 1,2 \cdot 122\,625 = 147\,150 < C_0 = 157\,940 \text{ Н,} \quad (2.18)$$

де $k_G = 1,2$ — коефіцієнт безпеки (дод. X).

Траверса гака. Виготовлена вона зі сталі 45, яка має границю міцності $\sigma_B = 598,4 \text{ МПа}$, границю текучості $\sigma_T = 421,8 \text{ МПа}$, границю витривалості $\sigma_{-1} = 245,2 \text{ МПа}$.

Траверсу, як двохопору балку, розраховуємо на згин, припускаючи при цьому, що сили, які діють на неї, зосереджені. Крім того, вважаємо, що перерізувальні сили незначні й мало впливають на згинальний момент.

Після конструктивної проробки або за даними дод. XI визначаємо розрахункові розміри, такі як відстані між осями крайніх блоків $b = 266 \text{ мм}$ (рис. 2.12, а) та ін. Розрахункова сила, що діє на траверсу, $G_p = 147\,150 \text{ Н}$ (така, як і на упорний підшипник).

Максимальний згинальний момент (рис. 2.15, переріз А—А)

$$M_{зг} = \frac{G_p b}{4} = \frac{147\,150 \cdot 0,266}{4} = 9785,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Розрахунковий момент опору перерізу А—А траверси, визначений з умови міцності при

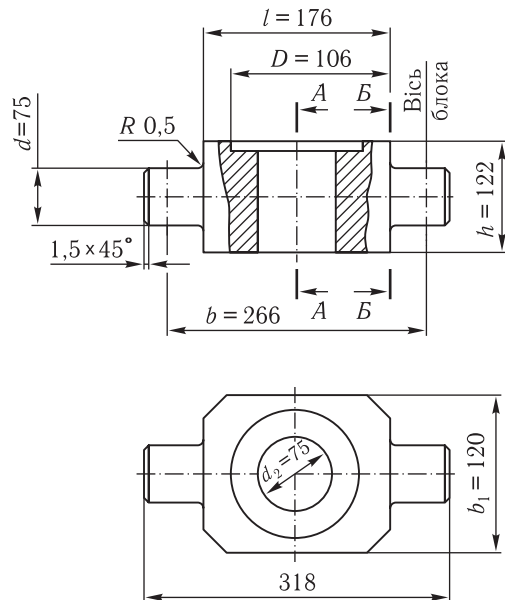


Рис 2.15. Траверса гака

згинанні,

$$W = \frac{M_{зг}}{[\sigma_{зг}]} = \frac{9785,4}{88\,290\,000} = 1,108 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3,$$

де $[\sigma_{зг}]$ — допустиме згинальне напруження, Па.

Оскільки напруження в траверсі змінюється за пульсівним циклом, то

$$[\sigma_{зг}] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{[n]k} = \frac{1,4 \cdot 245,25}{1,6 \cdot 2,4} = 89,41 \text{ МПа} \quad (2.19)$$

або наближено $[\sigma_{зг}] = 58,86 \dots 98,1 \text{ МПа}$.

Момент опору ослабленого отвором перерізу $A-A$ траверси (див. рис. 2.15), визначений через геометричні параметри цього перерізу,

$$W = \frac{1}{6}(b_1 - d_2)h^2,$$

де b_1 — ширина траверси, мм, яка визначається з урахуванням зовнішнього діаметра D_1 гнізда для упорного підшипника:

$$b_1 = D_1 + (10 \dots 20) = 106 + 14 = 120 \text{ мм};$$

$d_2 = d_1 + (2 \dots 5) = 70 + 5 = 75 \text{ мм}$; h — висота траверси:

$$h = \sqrt{\frac{6W}{b_1 - d_2}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1,108 \cdot 10^{-4}}{(120 - 75) \cdot 10^{-3}}} = 0,122 \text{ м} = 122 \text{ мм}.$$

Згинальний момент у перерізі $B-B$

$$M_{зг II} = \frac{G_p}{2} \left(\frac{b}{2} - \frac{l}{2} \right) = \frac{147\,150}{2} (0,133 - 0,088) = 3310,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний діаметр цапфи під підшипник

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг II}}{0,1[\sigma_{зг}]}} = \sqrt[3]{\frac{3310,9}{0,1 \cdot 88\,290\,000}} = 0,0721 \text{ м}.$$

Беремо $d = 75 \text{ мм}$.

У конструкціях підвісок з гаком типу A блоки на підшипниках встановлюють на осі, яка розміщена над траверсою. Вісь блоків (блока) і цапфи траверси вставляють в отвори у бічних несівних пластинах — щоках, кожна з яких сприймає розтягальну силу $G_p/2$. Вибір стандартних елементів (гака, упорного підшипника, підшипників блоків) та розрахунки гайки гака і траверси для таких підвісок виконують згідно з викладеними у цьому прикладі методами.

Діаметр осі блоків у середній її частині (по осі симетрії підвіски) визначають із умови міцності при дії максимального згинального моменту:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{3Г}}{0,1[\sigma_{3Г}]}}$$

Вісь блоків, як і траверсу, можна виготовляти зі сталі 45, для якої $[\sigma_{3Г}] = 58,86 \dots 98,1$ МПа.

Цапфу траверси, яку вставляють у отвір щоки, перевіряють на зминання

$$\sigma_{3М} = \frac{G_p}{2\delta d} \leq [\sigma_{3М}],$$

де δ — товщина несівної частини щоки, м; d — діаметр отвору, м; $[\sigma_{3М}]$ — допустима границя міцності при зминанні: для сталі 45 $[\sigma_{3М}] = 35 \dots 40$ МПа.

Рівноміцність щоки в перерізах по осях симетрії отворів для осі блоків і цапфи траверси забезпечується співвідношеннями розмірів, при яких ширина несівної частини щоки $b \approx (1,8 \dots 2,0)d$, радіус закруглення в нижній частині щоки $R = (0,6 \dots 0,65)b$, де d — діаметр більшого отвору з двох наявних для осі блоків чи цапфи траверси.

Умова міцності щоки на розривання в перерізі по осі симетрії більшого з отворів

$$\sigma_p = \frac{G_p}{2\delta(b-d)} \leq [\sigma_p^{II}],$$

звідки

$$\delta = \frac{G_p}{2(b-d)[\sigma_p^{II}]},$$

де $[\sigma_p^{II}]$ — границя міцності матеріалу щоки при розриванні: для сталей 40, 45 і 50 $[\sigma_p^{II}] = 60 \dots 75$ МПа.

Крім того, щоку перевіряють на максимальне напруження, яке виникає на внутрішній поверхні отвору для цапфи траверси, за формулою Ляме

$$\sigma_{\max} = \frac{G_p}{4\delta r} \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma_p^I],$$

де $r = d/2$ — радіус отвору, м; $[\sigma_p^I] = 100 \dots 120$ МПа.

Підшипники блоків. Оскільки ці підшипники працюють у змінному режимі дії сил, то еквівалентну силу визначаємо за формулою

$$P = \sqrt[3]{(P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n) / L}, \quad (2.20)$$

де P_1, P_2, \dots, P_n — еквівалентні сили, Н, для кожного рівня навантаження і заданого режиму роботи механізму; L_1, L_2, \dots, L_n — номінальні довговічності (час, упродовж якого діють еквівалентні сили P_1, P_2, \dots, P_n), млн об.

Для радіальних шарикопідшипників еквівалентну силу для кожного рівня навантаження визначають за формулою [3, 23]

$$P = (XVF_r + YF_a)k_6k_t, \quad (2.21)$$

де X і Y — коефіцієнти радіального та осевого навантаження: для однорядних шарикопідшипників $X = 1$, $Y = 0$ при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$; e — коефіцієнт осевого навантаження [3], який залежить від кута контакту; F_r — радіальна сила, Н; F_a — осьова сила, Н (для нашого розрахунку $F_a = 0$); V — коефіцієнт обертання: під час обертання внутрішнього кільця відносно напрямку дії сили $V = 1$, зовнішнього — $V = 1,2$; $k_6 = 1,2$ — коефіцієнт безпеки (дод. X); $k_t = 1$ — температурний коефіцієнт (оскільки робоча температура підшипника $t < 100$ °С).

З урахуванням графіка завантаження підйимального механізму (див. рис. 2.3, б) для режиму роботи 4-ї групи на підшипник діють радіальні сили:

$$F_{r1} = \frac{G}{4} = \frac{122\,625}{4} = 30\,656 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 0,5F_{r1} = 15\,328 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 0,195F_{r1} = 5978 \text{ Н};$$

$$F_{r4} = 0,05F_{r1} = 1533 \text{ Н}.$$

Еквівалентні сили для кожного рівня навантаження за цього режиму роботи

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_a)k_6k_t = 1 \cdot 1,2 \cdot 30\,656 \cdot 1,2 \cdot 1 = 44\,145 \text{ Н};$$

$$P_2 = 1 \cdot 1,2 \cdot 15\,328 \cdot 1,2 \cdot 1 = 22\,072 \text{ Н};$$

$$P_3 = 1 \cdot 1,2 \cdot 5978 \cdot 1,2 \cdot 1 = 8608 \text{ Н};$$

$$P_4 = 1 \cdot 1,2 \cdot 1533 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2207 \text{ Н}.$$

Довговічності підшипника номінальна і для рівнів навантажень P_1 , P_2 , P_3 , P_4 :

$$L = \frac{60n_{\text{бл}}}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 6,551}{10^6} 3500 = 1,376 \text{ млн об};$$

$$L_1 = L_3 = 0,1L = 0,1376 \text{ млн об};$$

$$L_2 = 0,5L = 0,688 \text{ млн об};$$

$$L_4 = 0,3L = 0,413 \text{ млн об},$$

де L_h — ресурс підшипника: $L_h = 3500$ г (дод. XII); $n_{\text{бл}}$ — частота обертання рухомого блока гакової підвіски, з якого канат намотується на барабан, за усталеного режиму роботи:

$$n_{\text{бл}} = \frac{60v_{1\phi}(u-1)}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,15(2-1)}{3,14 \cdot 0,4175} = 6,551 \text{ об/хв.}$$

Еквівалентна сила

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + P_4^3 L_4}{L}} = \sqrt[3]{\frac{44\,145^3 \cdot 0,1376 + 22072^3 \cdot 0,688 + 8608^3 \cdot 0,1376 + 2207^3 \cdot 0,413}{1,376}} = 24\,120 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідіймальна сила підшипника

$$C = L^\alpha P = 1,376^{\frac{1}{3}} \cdot 24\,120 = 26\,846 \text{ Н} < 50\,914 \text{ Н,}$$

де α — показник степеня: для шарикопідшипників $\alpha = 3$, для роликотпідшипників $\alpha = 3,33$. Для вибраного діаметра цапфи за динамічною вантажопідіймальною силою C вибираємо радіальний однорядний шарикотпідшипник легкої серії 215, внутрішній діаметр якого $d = 75$ мм, зовнішній діаметр $D = 130$ мм, ширина підшипника $B = 25$ мм, динамічна вантажопідіймальна сила $C = 50\,914$ Н (дод. XIII).

2.2.6. КЛІЩОВІ ЗАХОПЛЮВАЧІ

Застосовують кліщові захоплювачі для автоматичного захоплення поштучних вантажів (зливків, ящиків, труб, листів і т. ін.) без тари і для поштучних у тарі. Важільна система їх утримує вантаж завдяки силам тертя. Сила стискання створюється вагою вантажу.

Не допускається застосовувати кліщові захоплювачі для підймання і транспортування отруйних та вибухонебезпечних вантажів і посудин, які перебувають під тиском газу або повітря.

Під час розрахунку кліщових захоплювачів установлюють зв'язок між геометричними, кінематичними і силовими параметрами [1, 12].

Сила в тязі захоплювача

$$P = G / (2 \sin \alpha_1),$$

де α_1 — кут нахилу тяг, град.

Рівняння моментів сил, що діють на важіль, відносно точки 0

$$Na - G \frac{d}{2} - Pb = 0; N = k_3 G / (2f),$$

де $k_3 = 1,3 \dots 1,5$ — коефіцієнт запасу.

Підставивши вирази для N і P , дістанемо співвідношення для визначення параметрів важільної системи кліщових захоплювачів

$$\frac{k_3 a}{l} - d - \frac{(1+n)b}{\sin \alpha_1} = 0.$$

2.2.7. ВАНТАЖНІ ЕЛЕКТРОМАГНІТИ І ГРЕЙФЕРИ

Крани з електромагнітом застосовують для перевантаження магнітних матеріалів (зливки, плити, рейки, сталеві листи, прокат, лом і т. ін.). Коефіцієнт використання в часі таких кранів значно збільшується завдяки зменшенню тривалості операцій захоплення та знімання вантажів. Недоліками кранів з електромагнітними захоплювачами слід вважати зменшення корисної вантажності через значну власну вагу електромагніту та небезпеку падіння вантажу в разі раптового вимкнення струму. Крім того, можливе примагнічування вантажу до металевого настилу.

Механізм підймання мостового крана з електромагнітом розраховують на спільну дію сил ваги вантажу G_B і електромагніту G_e :

$$G = G_B + G_e.$$

Значення власної ваги електромагнітів G_e і підйимальної сили їх G_{Π} наведено в табл. 2.5.

Електромагніти живляться постійним струмом. Залежно від форми їх поділяють на два типи: круглі — М21, М22, М41, М42, М61, М62Б та прямокутні — ПМ15, ПМ20, ПМ25.

Таблиця 2.5. Значення власної ваги G_e , Н, і підйимальної сили* G_{Π} , Н, вантажопідйимальних магнітів

Електромагніт	G_e	G_{Π} у разі захоплення сталевих зливок і плит
М21	5640	58 860
М22	5395	
М41	16 382	156 960
М42	15 303	
М61	53 955	294 300
М62	51 012	
М62Б	34 335	196 200
ПМ15	15 205	98 100
ПМ20	29 430	176 580
ПМ25		

*Підйимальна сила електромагніту залежно від форми вантажу, %: сталеві зливки, плити — 100, рейки і бруски — 50, копрові кулі — 40...60, чавунне литво — 4...6, скрап сталевий — 2...7, скрап чавунний — 3, стружка — 1,5...2,5.

Для живлення електромагніту постійним струмом застосовують кабель у гумовому рукаві. В процесі підймання електромагніту кабель намотується на спеціальний барабан, розміщений на крановому візку (рис. 2.16). Кабельний барабан обертається за допомогою зубчастої або ланцюгової передачі від тихохідного вала редуктора підйимального механізму (для цього зубчасте колесо виконують як одне ціле із зубчастою півмуфтою редуктора або насаджують на вісь барабана). Коли кран працює лише з гаковою підвіскою, кабельний барабан вимикають. Для цього між канатним і кабельним барабанами встановлюють рухому шестерню або муфту (наприклад, кулачкову). Швидкість руху гакової підвіски менша від швидкості намотування каната на барабан. Частота обертання кабельного барабана, об/хв,

$$n_k = \frac{60v_1}{\pi D_k},$$

передатне число між барабанами

$$u_k = \frac{n_6}{n_k} = \frac{D_k u}{D_6},$$

де v_1 — швидкість підймання гакової підвіски, м/с; n_6, n_k — частоти обертання відповідно підйимального і кабельного барабанів; D_k, D_6 — діаметри відповідно кабельного і підйимального барабанів, м; u — кратність поліспасти.

У деяких кранах кабельний барабан приводиться в рух силою пружності заведеної плоскої спіральної пружини, яка вмонтована в нього. Коли електромагніт опускається, пружина закручується (заводиться). Діаметр кабельного барабана беруть дещо меншим за діаметр канатного барабана. Поверхня кабельного барабана гладенька, призначена для багатошарового намотування кабеля.

Крани з грейфером застосовують для перевантаження сипких вантажів (вугілля, пісок, глина, вапно, торф, щебінь тощо), а також для круглих (дерево тощо), великокускових матеріалів, стружки і т. ін.

Грейфер — це щелепний захоплювач, у якому операції наповнення (зачерпування) і спорожнення вантажної посудини автоматизовані. Місткість грейферів від 0,4 до 10 м³.

За кількістю щелеп грейфери поділяють на двощелепні та багатощелепні; за кількістю канатів — на одно- та двоканатні. В одноканатному грейфері підймання і змикання щелеп виконує один канат (або окремий механізм для змикання, який розміщений на корпусі грейфера). Грейфери можна навісити на будь-який кран з канатним підйимальним механізмом.

Недолік одноканатного грейфера: менша продуктивність порівняно з двоканатним такої самої місткості.

Найпоширеніший двоканатний грейфер. Принцип його роботи пояснює схема, зображена на рис. 2.17. Коли грейфер опускається (рис. 2.17, а), змикальний канат послаблений; під час зачерпування матеріалу (рис. 2.17, б)

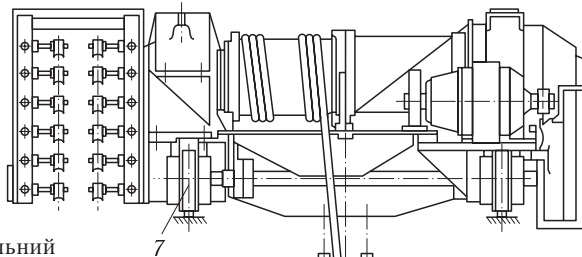
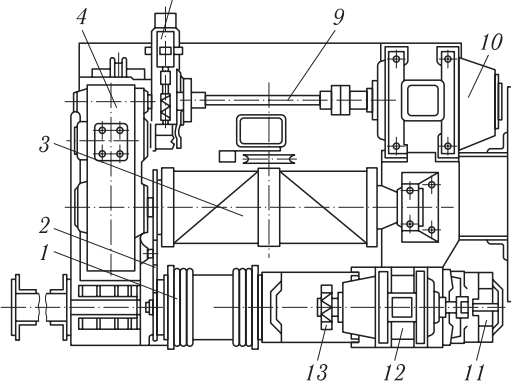
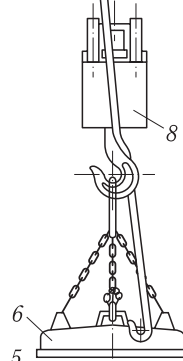


Рис. 2.16. Вантажопідіймальний візок мостового крана з електромагнітом:

1 — кабельний барабан; 2 — зубчаста передача; 3 — канатний барабан; 4 — редуктор; 5, 13 — гальма; 6 — підіймальний електромагніт; 7 — ходові колеса; 8 — гакова підвіска; 9 — проміжний вал; 10 — двигун підіймального механізму; 11 — вертикальний редуктор; 12 — двигун механізму пересування візка



підіймальний канат послаблений, а змикальний намотується на барабан. Завантажений грейфер (рис. 2.17, в) підіймається двома рівномірно натягнутими канатами. Коли грейфер розвантажується (рис. 2.17, з), змикальний канат послаблений. Грейфер може розвантажуватись на будь-якій висоті як у русі, так і в нерухомому положенні.

Щоб створити значні сили змикання щелеп грейфера в процесі зачерпування матеріалу, між верхніми і нижніми блоками розміщують поліспасти з кратністю $u = 4 \dots 8$.

Максимальна сила, Н, поліспасти для змикання щелеп

$$F_{\Pi} = G_{\text{гр}} u \eta_{\Pi},$$

де $G_{\text{гр}}$ — вага завантаженого грейфера, Н; η_{Π} — ККД поліспасти.

Залежно від призначення грейфери виготовляють трьох типів: легкого (для матеріалів з $\rho < 1 \text{ т/м}^3$ — вугілля, торф, сіль тощо) з кратністю поліспасти $u = 4$; середнього (для матеріалів з $\rho < 1,1 \dots 2,0 \text{ т/м}^3$, таких як

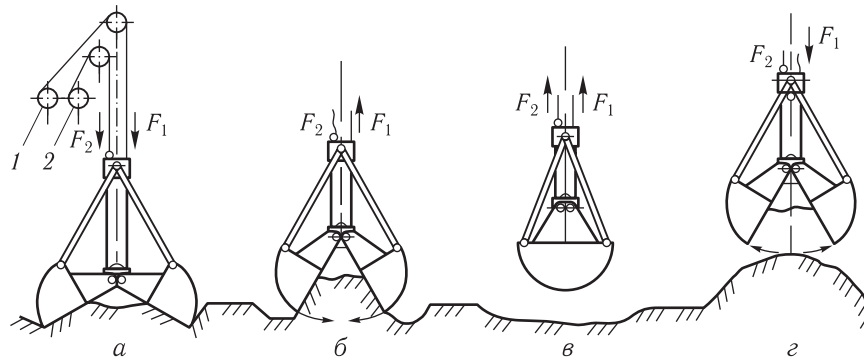


Рис. 2.17. Схема дії двоканатного грейфера:
 1 і 2 — барабани для змикального і підйимального канатів; F_1 і F_2 — сили натягу цих канатів

великокускове вугілля, середньокускова руда, гравій тощо) з кратністю поліспасти $u = 6$; важкого (для матеріалів з $\rho < 2,1 \dots 3,0 \text{ т/м}^3$ — великокускова руда, тверді гірські породи тощо) з кратністю поліспасти $u = 4 \dots 8$.

Відповідно до заданої місткості визначають основні розміри грейфера. Власна вага грейфера залежить від характеристик матеріалу, типу грейфера і визначається в досить широких межах, залежно від ваги вантажу G_B :

$$G_{Гр} = (0,4 \dots 0,6) G_B.$$

Менші значення — для легких матеріалів, більші — для важких кускових (руди). Легкі грейфери не можуть зачерпувати кускові матеріали великої ваги. Міцність вузлів і деталей визначають на основі розрахунку сил, які діють в елементах конструкції грейфера.

Підйимальний і змикальний канати розраховують на повну (сумарну) силу натягу, виходячи з умови, що всі сили сприймаються одним із цих канатів. Потужність, кВт, двигуна механізмів підймання $P_{П}$ і змикання P_3 щелеп грейфера визначають за формулою

$$P_{П} = P_3 = (0,5 \dots 0,6) \frac{(G_B + G_{Гр}) v_1}{10^3 \eta_M},$$

де v_1 — швидкість підймання грейфера (рекомендують $0,67 \dots 0,8 \text{ м/с}$); η_M — ККД механізму підймання або змикання щелеп грейфера.

Моторні грейфери* підвішують на гак звичайного крана, а керують грейфером (розмикають і змикають щелепи) електроталем, гвинтовим чи іншим механізмом.

*Докладніше див.: *Вайнсон А. А., Андреев А. Ф.* Крановые грузозахватные устройства. — М.: Машиностроение, 1982.

Під час розвантаження такого грейфера можна регулювати величину розмикання щелеп і тим самим регулювати процес висипання матеріалу з грейфера.

Гідравлічні грейфери* застосовують для важких вантажів, де потрібна велика сила для захоплення матеріалів. Розрізняють грейфери, в яких привід з насосом встановлено безпосередньо на крані, а рух щелепам надається від гідроциліндрів, і грейфери, в яких насос і електродвигун розміщені на самій конструкції грейфера. Привід дає змогу регулювати швидкість розмикання—змикання щелеп грейфера. В багатощелепних грейферах кожна щелепа має індивідуальний гідроциліндр. Грейфери такого типу широко застосовують для роботи з кусковими вантажами (рудою, камінням, скрапом), тому що клиноподібні щелепи легко проходять між окремими кусками вантажу, чим забезпечується достатнє заповнення грейфера.

2.2.8. РОЗРАХУНОК БАРАБАНА НА МІЦНІСТЬ

Барабан грейфера відлито з чавуну марки СЧ15-32 з границею міцності $\sigma_B = 686,7$ МПа. Товщину стінки барабана визначаємо з умови міцності при стисканні

$$\delta = \frac{F_H}{t[\sigma_{CT}]} = \frac{31123}{0,02 \cdot 161\,580\,000} = 0,0096 \text{ м}, \quad (2.22)$$

де t — крок між витками, м; $[\sigma_{CT}]$ — допустиме напруження при стисканні

$$[\sigma_{CT}] = \frac{\sigma_B}{k} = \frac{686,7}{4,25} = 161,58 \text{ МПа};$$

k — коефіцієнт запасу міцності: для гакових кранів $k = 4,25$ (дод. XV).

З умов технології литва товщина стінки барабана не може бути меншою ніж 12 мм і визначають її за емпіричними формулами:

для чавунних барабанів

$$\delta = 0,02D + (0,006 \dots 0,01) \text{ м};$$

для сталевих барабанів

$$\delta = 0,01D + 0,003 \text{ м або } \delta = 1,2d_k. \quad (2.23)$$

Товщина стінки чавунного барабана

$$\delta = 0,02D + 0,008 = 0,02 \cdot 0,4 + 0,008 = 0,016 \text{ м}.$$

*Докладніше див.: Вайнсон А. А., Андреев А. Ф. Крановые грузозахватные устройства. — М.: Машиностроение, 1982.

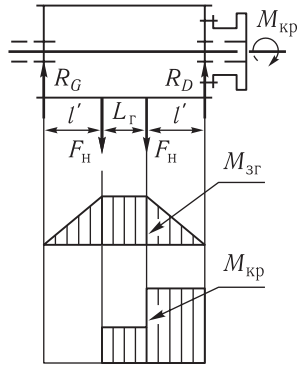


Рис. 2.18. Схема до розрахунку барабана

Крім стискання стінки барабана зазнає також деформацій згину і скручування (рис. 2.18). Крутний момент, який передається барабаном,

$$M_{\text{кр}} = 2F_{\text{H}} \frac{D_{\text{б}}}{2} = 2 \cdot 31123 \frac{0,4175}{2} = 12\,993,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Згинальний момент визначаємо для випадку, коли гакова підвіска перебуває в крайньому верхньому положенні. Після конструктивного опрацювання відстань від точки прикладення сили F_{H} до середини торцевого диска $l' = 0,61 \text{ м}$. Тоді

$$M_{\text{зг}} = F_{\text{H}} l' = 31123 \cdot 0,61 = 18\,985 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Загальне напруження від згину і скручування

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{\text{зг}}^2 + (\varphi M_{\text{кр}})^2}}{W} = \frac{\sqrt{18\,985^2 + (0,75 \cdot 12\,993,8)^2}}{0,001\,815} = 11,76 \text{ МПа}, \quad (2.24)$$

де $\varphi = 0,75$ — коефіцієнт зведення напружень; W — екваторіальний момент опору поперечного перерізу барабана (див. рис. 2.10):

$$W = 0,1 \frac{D^4 - D_2^4}{D} = 0,1 \frac{0,4^4 - 0,368^4}{0,4} = 0,001\,815 \text{ м}^3.$$

Напруження від згину і скручування в стінці барабана незначні — коли довжина барабана менша від трьох діаметрів, вони не перевищують 15 % напруження стискання.

Стійкість канатних барабанів. Запас стійкості стінки барабана [1, 26]:

$$n = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\psi \sigma_{\text{ст}}} \geq [n],$$

де $[n] = 1,7$ — для сталевих барабанів, 2,0 — для чавунних; $\sigma_{\text{кр}}$ — критичне напруження в циліндричній стінці, МПа:

$$\sigma_{\text{кр}} = 0,92 E_{\text{б}} \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}};$$

$E_{\text{б}}$ — модуль пружності стінки барабана, МПа; δ, D — товщина стінки і діаметр барабана, мм; l — відстань, мм, між торцевими дисками або між диском і кільцем жорсткості, яке розміщується на внутрішній поверхні циліндричної стінки барабана; ψ — коефіцієнт, який враховує вплив на навантаження барабана пружних деформацій стінки і каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_k A_k}{E_\sigma \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}};$$

E_k — модуль пружності каната, МПа; A_k — сумарна площа перерізу дротів каната, мм².

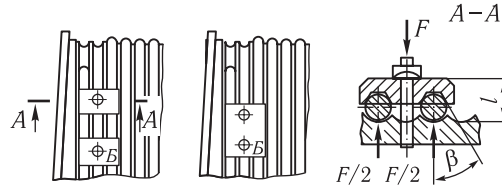


Рис. 2.19. Схема закріплення каната на барабані

Критичне напруження $\sigma_{кр}$ не повинне перевищувати $0,8\sigma_T$ для сталевих барабанів, $0,6\sigma_{в,зг}$ — для чавунних ($\sigma_{в,зг}$ — границя міцності чавуну при згинанні).

Розрахунок кріплення каната на барабані. Канат закріплюють на барабані за допомогою притискної планки з трапецієподібними канавками (рис. 2.19). Канат утримується від переміщення силою тертя, яка виникає внаслідок стискання його між планкою і барабаном болтами (шпильками). Починаючи від планки (точка *Б*), залишають додаткові, неробочі витки (згідно з нормами 1,5...2,0) для більшої безпеки експлуатації, оскільки вони зменшують силу натягу каната у вузлі кріплення.

Сила натягу каната перед притискною планкою (точка *Б*)

$$S_B = \frac{F_{\max}^H}{e^{f\alpha}} = \frac{31123}{2,72^{0,15 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 4729,94 \text{ Н}, \quad (2.25)$$

де $e = 2,72$ — основа натурального логарифма; f — коефіцієнт тертя між канатом і барабаном ($f = 0,10 \dots 0,16$); α — кут обхвату барабана канатом, рад (беруть $\alpha = 4\pi$).

Загальна сила розтягування болтів

$$F = \frac{2S_B}{(f + f_1)(e^{f\alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 4729,94}{(0,15 + 0,233)(2,72^{0,15 \cdot 2 \cdot 3,14} + 1)} = 6919 \text{ Н}, \quad (2.26)$$

де f_1 — зведений коефіцієнт тертя між планкою і барабаном при куті заклинювання каната $2\beta = 80^\circ$:

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0,15}{\sin 40^\circ} = 0,233;$$

α_1 — кут обхвату барабана канатом при переході від однієї канавки до сусідньої ($\alpha_1 = 2\pi$).

Загальне напруження в болті під час затягування з урахуванням напружень розтягу та згину:

$$\sigma_c = \frac{1,3nF}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{nF_{зг} l}{0,1z d_1^3} = \frac{1,3 \cdot 1,8 \cdot 6919}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,01875^2} + \frac{1,8 \cdot 1612 \cdot 0,026}{0,1 \cdot 2 \cdot 0,01875^3} = 86,55 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 115 \text{ МПа}, \quad (2.27)$$

де $n \geq 1,5$ — коефіцієнт запасу надійності кріплення каната на барабані (беруть $n = 1,8$); $l = 0,026$ м — плече згину (див. рис. 2.19); $z = 2$ — кількість болтів; $F_{зг}$ — сила, яка згинає болти:

$$F_{зг} = F f_1 = 6919 \cdot 0,233 = 1612 \text{ Н};$$

$d_1 = 18,753$ мм — внутрішній діаметр болта М22.

Допустиме напруження для матеріалу болта

$$\sigma_p = \frac{0,8\sigma_T}{1,5} = \frac{0,8 \cdot 215,8}{1,5} = 115 \text{ МПа},$$

де $\sigma_T = 215,8$ МПа — границя текучості Ст3 — матеріалу болта.

Розрахунок осі барабана. Вісь барабана [5] виготовлена зі сталі 45 з границею міцності $\sigma_B = 598,5$ МПа. Щоб визначити геометричні розміри (рис. 2.20) згідно з розрахунковими і вибраними параметрами, виконують креслення вузла барабана в масштабі, яке складається: з габариту вибраного редуктора; розрізу зубчастої півмуфти з опорою осі барабана; барабана з маточинами і торцевими дисками; виносної опори осі, відстань між якою і торцем барабана беруть у межах 10...20 мм (зазори призначають з урахуванням можливості виконання монтажних і ремонтних робіт).

Виконують попередній розрахунок. При номінальному вантажі на гаку рівнодійна сил у вітках каната буде на відстані $l_B = 610$ мм від опори B .

Реакції в опорах:

$$R_A = \frac{2F_n l_B}{l} = \frac{2 \cdot 31123 \cdot 0,61}{1,26} = 30135 \text{ Н};$$

$$R_B = 2F_n - R_A = 2 \cdot 31123 - 30135 = 32111 \text{ Н}.$$

Сила, яка діє на вісь з боку маточини барабана,

$$F_C = F_D = 31123 \text{ Н}.$$

Будуємо епюри згинальних моментів та поперечних сил Q_n :

$$M_C = R_A a = 30135 \cdot 0,2 = 6027 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = R_B b = 32111 \cdot 0,16 = 5138 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

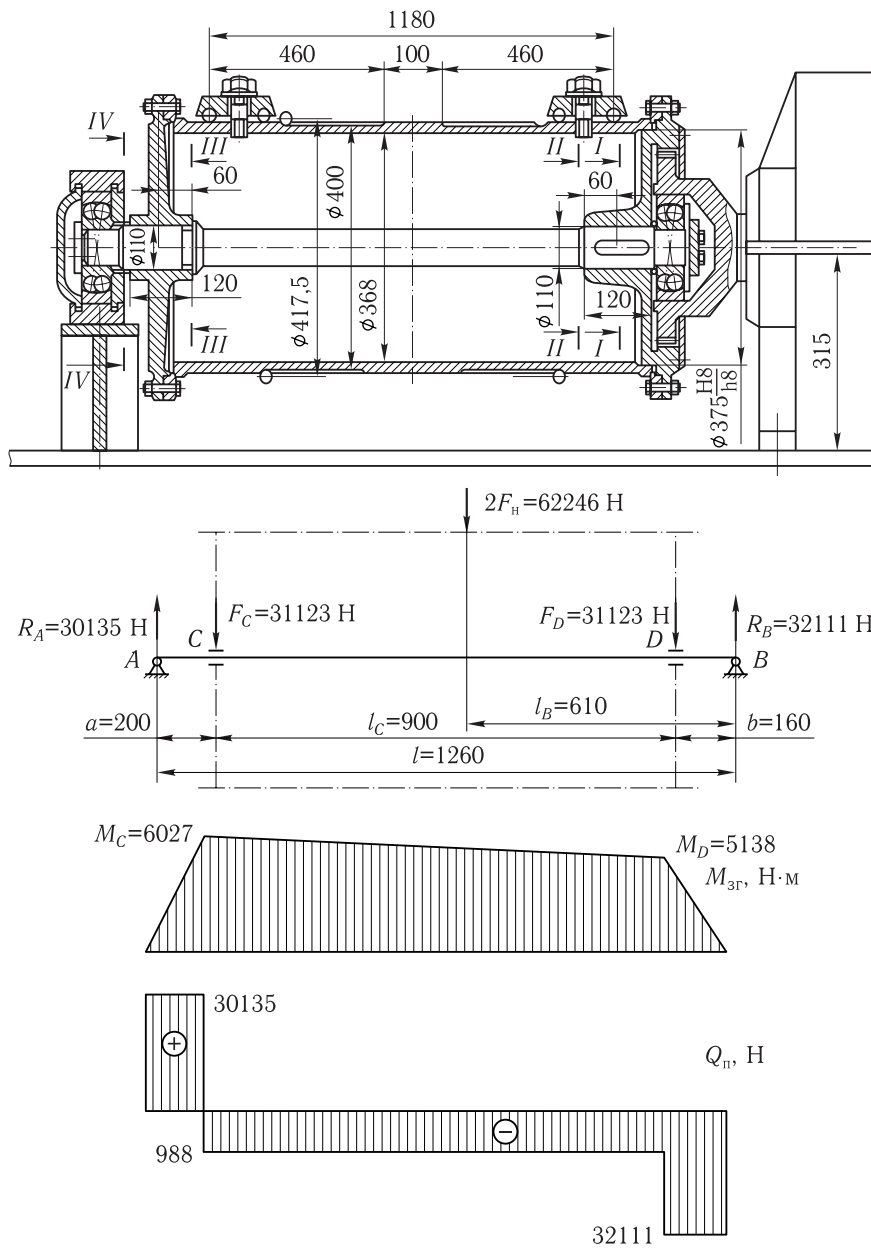


Рис. 2.20. Схема до розрахунку осі барабана

За значенням більшого згинального моменту визначаємо діаметр осі барабана

$$d = 2,2 \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{[\sigma_{зг}]}} = 2,2 \sqrt[3]{\frac{6027}{53\,950\,000}} = 0,106 \text{ м}, \quad (2.28)$$

де $[\sigma_{зг}]$ — допустиме згинальне напруження для матеріалу осі. Для сталі 45 і режиму роботи 4-ї групи навантаження, яке змінюється в процесі обертання тіла від $+M$ до $-M$ (симетричний цикл), $[\sigma_{зг}] = 53,95$ МПа (дод. XVI). Беремо $d = 110$ мм.

У конструкціях барабанів, де крутний момент передається від редуктора до барабана через вал, його діаметр, м, визначають за наближеною формулою

$$d = 1,7 \sqrt[3]{M_{кр}/[\tau]}, \quad (2.29)$$

де $[\tau] = 0,6[\sigma]$ — допустиме скручувальне напруження для матеріалу вала.

Розрахунок осі барабана на статичну міцність. У разі сумісної дії нормальних від згинання та дотичних від скручування напружень запас міцності осі визначають за формулою

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} > k_T, \quad (2.30)$$

де $n_{T\sigma}$ — запас міцності за нормальними напруженнями:

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma;$$

$n_{T\tau}$ — запас міцності за дотичними напруженнями:

$$n_{T\tau} = \tau_T / \tau;$$

σ і τ — нормальне і дотичне напруження в розрахунковому перерізі, МПа; σ_T і τ_T — границі текучості при розтяганні та скручуванні матеріалу валів і осей з урахуванням їхніх розмірів, МПа; k_T — найменший допустимий запас міцності відносно границі текучості (дод. XVIII).

Спочатку розрахунок виконують для перерізу $I-I$, ослабленого канавкою (див. рис. 2.20). Напруження в розрахункових перерізах осей і валів визначають за формулами, які наведено в табл. 2.6. Формули для визначення W , $W_{кр}$ і A , а також значення поправкових коефіцієнтів e' , e'' , e'_k , e''_k , e'_f , e , e_k , e_f наведено в дод. XIX—XXI.

Нормальне напруження від дії згинального моменту

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{M_D}{0,1d^3 e'} = \frac{5138}{0,1 \cdot 0,11^3 \cdot 0,9} = 42,89 \text{ МПа.}$$

Таблиця 2.6. Основні формули для визначення нормальних і дотичних напружень

Напруження, Па	Формула	Примітка
Нормальне від згинального моменту	$\sigma = \frac{M_{зг}}{W}$	$M_{зг}, M_{кр}$ — згинальний і крутний моменти в перерізі, Н·м
Нормальне від згинального моменту та осьової сили	$\sigma' = \frac{M_{зг}}{W} + \frac{A}{S}$	A, Q — осьова і поперечна сили в перерізі, Н
Дотичні від крутного моменту	$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$	$W, W_{кр}$ — моменти опору перерізу згинанню і скручуванню, м ³
Дотичні від крутного моменту і поперечної сили	$\tau' = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} + 1,33 \frac{Q}{S}$	S — площа поперечного перерізу, м ²

Дотичні напруження від поперечної сили

$$\tau = 1,33 \frac{Q_{п}}{F} = 1,33 \frac{R_B}{0,785 d^2 e'_f} = 1,33 \frac{32111}{0,785 \cdot 0,11^2 \cdot 0,97} = 4,64 \text{ МПа};$$

$$\sigma_T = \sigma'_T \varepsilon_T = 353,2 \cdot 0,76 = 268,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_T = \tau'_T \varepsilon_T = 211,9 \cdot 0,76 = 161,0 \text{ МПа},$$

де σ'_T і τ'_T — границі текучості зразка матеріалу (для сталі 45 $\sigma'_T = 353,2$ МПа, $\tau'_T = 211,9$ МПа); $\varepsilon_T = 0,76$ — масштабний фактор (рис. 2.21).

Запаси міцності відповідно за нормальними і дотичними напруженнями:

$$n_{T\sigma} = \frac{268,4}{42,89} = 6,26; \quad n_{T\tau} = \frac{161,0}{4,64} = 34,7.$$

Запас міцності в разі сумісної дії нормальних і дотичних напружень

$$n_T = \frac{6,26 \cdot 34,7}{\sqrt{6,26^2 + 34,7^2}} = 6,16 > k_T = 2.$$

$$\text{Оскільки } \frac{\sigma_B}{\sigma_T} = \frac{598,5}{268,4} = 2,23 \geq 1,4,$$

то значення k_T (дод. XVIII) беремо з чисельника, а при $\frac{\sigma_B}{\sigma_T} < 1,4$ — із знаменника.

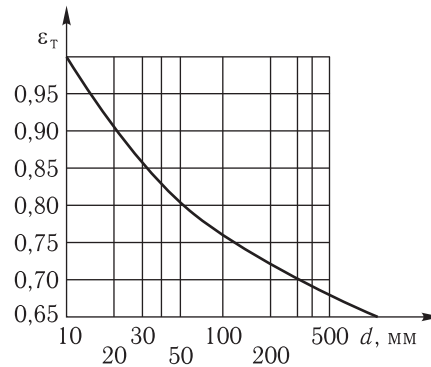


Рис. 2.21. Залежність масштабного коефіцієнта від діаметра вала (осі)

За запасом міцності n_T роблять висновки про необхідність перевірки осей і валів на втому. Якщо $n_T > v$, то вал або вісь можна не розраховувати на втому, а якщо $n_T < v$, то їх треба розраховувати на витривалість. Значення коефіцієнтів v для різних концентраторів напружень наведено в дод. XXII. Для нашого розрахунку $v = 8$. Якщо $\frac{M_{\max \text{кч}}}{M_{\max \text{дд}}} = 1$, то $\frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}} = \frac{268,4}{53,95} = 4,97$, де $M_{\max \text{кч}}$ — найбільший короткочасний згинальний момент у небезпечному перерізі, Н·м; $M_{\max \text{дд}}$ — максимальний довгодіючий згинальний момент у тому самому перерізі, Н·м. Згідно з нерівністю $6,16 = n_T < v = 8$ вісь перевіряють на втому.

Перевірка осі барабана на втому. Перевірку на втому виконують для перерізів, які ослаблені концентраторами напружень.

Напруження в найнебезпечніших перерізах

$$\sigma_0 = k_{\sigma_0} \frac{\sqrt{M_{\text{зг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W},$$

де k_{σ_0} — коефіцієнт концентрації напружень у перерізі; $M_{\text{зг}}$ і $M_{\text{кр}}$ — відповідно згинальний і крутний моменти в перерізі, Н·м; W — момент опору перерізу згинанню, м³.

Якщо галтелі з $\frac{r}{d} = 0,02$, то для шпонкових канавок і місць посадки зубчастих коліс $k_{\sigma_0} = 2$, для поперечних отворів — 2,1, для шліців, валів-шестерень — 1,7, для місць посадки підшипників $k_{\sigma_0} = 3$.

Для найнебезпечнішого перерізу виконуємо перевірку на втому, при цьому загальний запас міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq k, \quad (2.31)$$

де k — найменший допустимий запас міцності відносно границі втоми (дод. XXIII).

У дод. XXV наведено формули для визначення запасів міцності n_{σ} і n_{τ} при різних режимах навантажування і напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_T = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2},$$

де σ_{\max} і τ_{\max} , σ_{\min} і τ_{\min} — напруження від найбільших і найменших довгодіючих навантажень у розрахункових перерізах, Па.

Щоб визначити довговічність осі, треба обчислити: σ_{-1} і τ_{-1} — границі втоми матеріалу вала при згинанні та скручуванні для симетричного циклу змінення напружень, Па; β — коефіцієнт зміцнення, який вводиться для валів і осей з поверхневим зміцненням. При загартуванні з нагріванням СВЧ на глибину 0,9...1,5 мм, дробоструминному наклепі, накатуванні роликком тощо $\beta=1,5$. Якщо немає зміцнення, то $\beta=1$; k'_σ і k'_τ — коефіцієнти концентрації напружень для розрахункових перерізів:

$$k'_\sigma = k_\sigma + k''_\sigma - 1, \quad k'_\tau = k_\tau + k''_\tau - 1,$$

k_σ і k_τ — ефективні коефіцієнти концентрації (дод. XXVI, рис. 2.22—2.25); $k''_\sigma \approx k''_\tau$ — коефіцієнти стану поверхні при згинанні й скручуванні (дод. XXVIII); ε_σ і ε_τ — масштабні фактори при згинанні та скручуванні (рис. 2.26); ψ_σ , ψ_τ — коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу до асиметрії циклу (дод. XXIX); k_d — коефіцієнт довговічності, який враховує фактичний режим навантаження за прийнятий строк служби: $0,6 \leq k_d \leq 1,0$. Для валів транспортувальних машин $k_d = 1$. Його визначають за графіками (рис. 2.27) залежно від $z_{ц}/z_0$; $z_{ц}$ — загальна кількість циклів змінення навантажень, яку визначають за формулою, наведеною в дод. XXX; z_0 — кількість циклів, яка відповідає точці перелому кривої втоми: $z_0 = 5 \cdot 10^6$ для валів, у яких $d \leq 100$ мм; $z_0 = 10^7$ для валів, у яких $d > 100$ мм; $z_0 = 5 \cdot 10^6$ для валів усіх діаметрів з пресою посадкою.

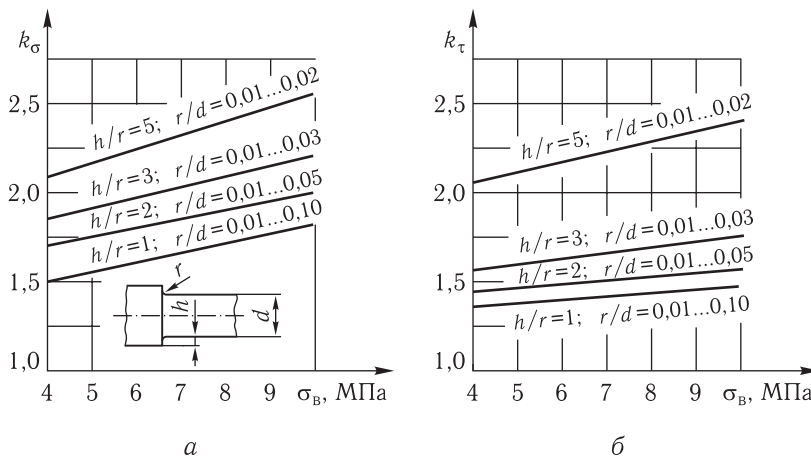


Рис. 2.22. Залежність ефективних коефіцієнтів концентрації k_σ і k_τ в галтелі від границі міцності:
 а — при згинанні; б — при скручуванні

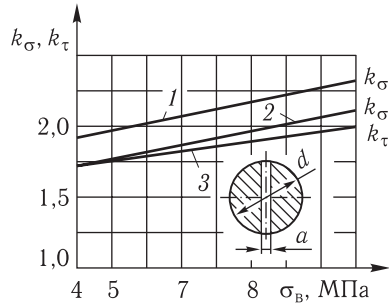


Рис. 2.23. Залежність ефективних коефіцієнтів концентрації k_σ і k_τ у поперечному отворі від границі міцності:
 1 — k_σ при $\frac{a}{d} = 0,05 \dots 0,15$; 2 — k_σ при $\frac{a}{d} = 0,15 \dots 0,25$; 3 — k_τ при $\frac{a}{d} = 0,05 \dots 0,25$

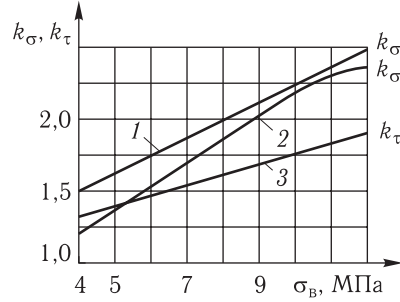


Рис. 2.24. Залежність ефективних коефіцієнтів концентрації k_σ і k_τ у шпонковій канавці від границі міцності:
 1 — k_σ при фрезеруванні пальцевою фрезою; 2 — k_σ при фрезеруванні дисковою фрезою; 3 — k_τ при фрезеруванні пальцевою і дисковою фрезами

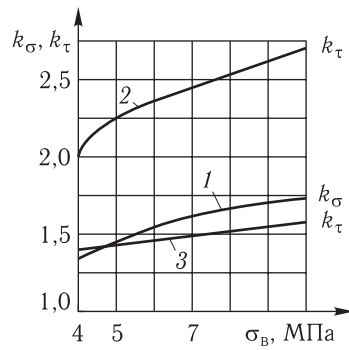


Рис. 2.25. Залежність ефективних коефіцієнтів концентрації k_σ і k_τ для шліців від границі міцності:
 1 — k_σ для прямокутних і евольвентних шліців; 2 — k_τ для прямокутних шліців; 3 — k_τ для евольвентних шліців

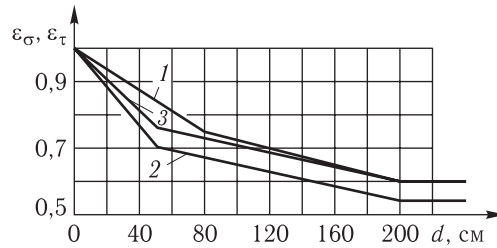


Рис. 2.26. Залежність масштабних факторів ε_σ і ε_τ відповідно при згинанні та скручуванні від діаметра вала (осі):
 1 — ε_σ для вуглецевих сталей; 2 — ε_σ для легированих сталей; 3 — ε_τ для вуглецевих і легированих сталей

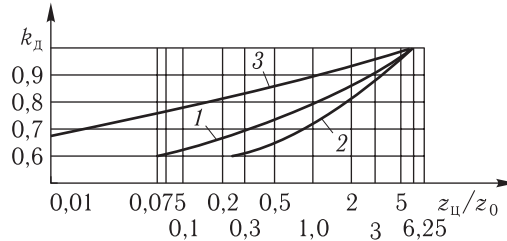
Запас міцності за нормальними напруженнями для симетричного циклу

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \sigma_{\max}} = \frac{245,25}{1 \cdot 0,73 \cdot 0,75 \cdot 42,89} = 2,14, \quad (2.32)$$

де $\sigma_{-1} = 245,25$ МПа для сталі 45 (дод. LXX);

Рис. 2.27. Залежність коефіцієнта довговічності k_d від відношення $z_{ц}/z_0$:

1 — для всіх валів, де немає пресової посадки і зміцнення ($m = 9$); 2 — для валів з пресовими посадками ($m = 6$); 3 — для валів зі зміцненням ($m = 18$), де m — показник степеня кривої втоми



$$k'_\sigma = k_\sigma + k''_\sigma - 1 = 2,5 + 1,1 - 1 = 2,6;$$

$k_\sigma = 2,5$ — у разі фрезерування канавки пальцевою фрезою; $k''_\sigma = 1,1$ — у разі обточування вала; $\beta = 1,0$ — якщо немає зміцнення; $\varepsilon_\sigma = 0,73$ — для вуглецевої сталі.

Кількість циклів змінення напружень осі під час обертального руху (напруження змінюються за один оберт осі)

$$z_{ц} = T_k T_{\text{маш}} \frac{T_B}{100} 60 n_б = 20 \cdot 1445 \frac{25}{100} 60 \cdot 13,73 = 0,6 \cdot 10^7,$$

де $T_k = 20$ років режиму роботи для 4-ї групи; $T_{\text{маш}}$ — тривалість роботи машини:

$$T_{\text{маш}} = 24 \cdot 60 k_p k_d = 24 \cdot 60 \cdot 0,5 \cdot 0,33 = 1445 \text{ год};$$

k_p — коефіцієнт використання машини протягом року: для режиму роботи 4-ї групи $k_p = 0,5$; k_d — коефіцієнт використання протягом доби: для режиму роботи 4-ї групи $k_d = 0,33$; для $\frac{z_{ц}}{z_0} = \frac{0,6 \cdot 10^7}{10^7} = 0,6$ за графіком (рис. 2.27) $k_d = 0,75$; $n_б = 13,73$ об/хв.

Запас міцності за дотичними напруженнями для симетричного циклу

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d \tau_{\text{max}}} = \frac{147,15}{1 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 4,64} = 11,71.$$

Для сталі 45 $\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1} = 0,6 \cdot 245,25 = 147,15$ МПа;

$$k'_\tau = k_\tau + k''_\tau - 1 = 2,5 + 1,1 - 1 = 2,6;$$

$$\beta = 1,0; \varepsilon_\tau = 0,72; k_d = 0,75.$$

Запас міцності в разі сумісної дії нормальних і дотичних напружень для симетричного циклу

$$n = \frac{2,14 \cdot 11,71}{\sqrt{2,14^2 + 11,71^2}} = 2,1 > k = 1,6.$$

Аналогічно перевіряємо вісь на втому в інших найбільш небезпечних перерізах II—II, III—III, IV—IV і т. д.

Вибір підшипників осі барабана. Вісь барабана встановлюють на радіальних сферичних дворядних ролико- або шарикопідшипниках. Підшипник опори *B* (див. рис. 2.20) встановлюють у виточку тихохідного вала редуктора Ц2-500, яка має діаметр 150 мм, глибину 66 мм. Оскільки вісь барабана не обертається відносно вала редуктора, то підшипник опори *B* вибирають за статичною вантажністю.

Розрахункове навантаження на підшипник

$$G_p = k_z R_B = 1,2 \cdot 32\,111 = 38\,533 \text{ Н},$$

де $k_z = 1,2$ — коефіцієнт запасу для режиму роботи 4-ї групи.

Згідно з цим навантаженням для діаметра цапфи 85 мм вибираємо підшипник із зовнішнім діаметром 150 мм. Таким умовам задовольняє роликпідшипник радіальний сферичний дворядний № 3517 зі статичною підйнятною силою 130 470 Н.

Підшипник опори *A* працює у змінному режимі навантажування, тому визначаємо еквівалентне навантаження за формулою (2.20).

Радіальні сили, що діють на підшипник за режиму роботи 4-ї групи (див. рис. 2.3, б):

$$F_{r1} = R_A = 30\,135 \text{ Н (при } G = 122\,625 \text{ Н);}$$

$$F_{r2} = 0,5F_{r1} = 15\,068 \text{ Н;}$$

$$F_{r3} = 0,195F_{r1} = 5876 \text{ Н;}$$

$$F_{r4} = 0,05F_{r1} = 1507 \text{ Н.}$$

Довговічність підшипника номінальна і при рівнях навантаження F_{r1} , F_{r2} , F_{r3} , F_{r4} :

$$L = \frac{60n_6}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 13,73}{10^6} 3500 = 2,88 \text{ млн об;}$$

$$L_1 = L_3 = 0,1L = 0,288 \text{ млн об;}$$

$$L_2 = 0,5L = 1,44 \text{ млн об;}$$

$$L_4 = 0,3L = 0,864 \text{ млн об,}$$

де n_6 — частота обертання барабана:

$$n_6 = \frac{60v_{\phi u}}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4175} = 13,73 \text{ об/хв.}$$

Еквівалентні сили, що діють на радіальний роликпідшипник, для кожного рівня навантаження

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_a)k_6k_t = 1 \cdot 1 \cdot 30\,135 \cdot 1,2 \cdot 1 = 36\,162 \text{ Н;}$$

$$P_2 = 1 \cdot 1 \cdot 15\,068 \cdot 1,2 \cdot 1 = 18\,081 \text{ Н};$$

$$P_3 = 1 \cdot 1 \cdot 5876 \cdot 1,2 \cdot 1 = 7051 \text{ Н};$$

$$P_4 = 1 \cdot 1 \cdot 1507 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1808 \text{ Н},$$

де $V = 1$; $F_a = 0$; $k_G = 1,2$; $k_t = 1$.

Для радіальних самоустановлюваних дворядних роликотпідшипників при $\frac{F_a}{F_r} \leq e$: $X = 1$; $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$, де α — номінальний кут контакту, що дорівнює куту між нормаллю до зони контакту ролика з доріжкою кочення зовнішнього кільця і площини, перпендикулярної до осі підшипника.

Еквівалентна сила

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + P_4^3 L_4}{L}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{36\,162^3 \cdot 0,288 + 18\,081^3 \cdot 1,44 + 7051^3 \cdot 0,288 + 1808^3 \cdot 0,864}{2,88}} = 26\,160 \text{ Н}.$$

Динамічна вантажопідіймальна сила підшипника

$$C = L^\alpha P = 2,88^{\frac{1}{3,33}} 26\,160 = 35\,938 \text{ Н}.$$

Щоб зберегти уніфікацію, для опори A вибираємо підшипник № 3517, динамічна вантажопідіймальна сила якого становить 130 470 Н.

2.2.9. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ В НЕУСТАЛЕНІ ПЕРІОДИ ПУСКУ І ГАЛЬМУВАННЯ ПРИВОДУ

Якщо рух механізму неусталений, що характерно для повторно-короткочасного режиму роботи підіймальних машин, то для кожного робочого циклу треба дотримуватись таких умов.

1. Прискорення вантажу має бути таким, щоб забезпечити виконання краном технологічного процесу.

Орієнтовні значення прискорень підіймальних механізмів:

<i>Крани</i>	<i>Рекомендовані прискорення a, м/с²</i>
Монтажні	0,1
Для підймання рідкого і розпеченого металу	0,1...0,2
Для машинобудівних заводів	0,2
Грейферні	0,8
Для перевантаження сипких вантажів	0,6...0,8

2. Параметри вибраного електродвигуна при підйманні номінального вантажу мають відповідати такій умові:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{д}} \leq \psi_{\text{сп}} M_{\text{н}}, \quad (2.33)$$

де $M_{\text{дв}}$ — момент двигуна, Н·м; $M_{\text{ст}}$ — статичний момент на валу двигуна при підйманні номінального вантажу, Н·м; $M_{\text{д}}$ — динамічний момент на валу двигуна, визначений з умов забезпечення необхідного для пуску прискорення, Н·м; $M_{\text{н}}$ — номінальний момент електродвигуна, Н·м; $\psi_{\text{сп}}$ — кратність середнього пускового моменту (для вибраного двигуна $\psi_{\text{сп}} = 1,71$).

Моменти на валу електродвигуна (середні пускові або середні гальмівні) залежно від виконуваної операції:

а) пуск на підймання вантажу

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{п.сп}} = M_{\text{ст.п}} + I_{\text{зв}} \frac{\omega}{[t_{\text{п}}]}; \quad (2.34)$$

б) гальмування під час підймання вантажу

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{г.сп}} = M_{\text{ст.п}} - I_{\text{зв}} \frac{\omega}{[t_{\text{г}}]}; \quad (2.35)$$

в) пуск на опускання вантажу

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{п.оп}} = M_{\text{ст.оп}} - I_{\text{зв}} \frac{\omega}{[t_{\text{п}}]}; \quad (2.36)$$

г) гальмування під час опускання вантажу

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{г.оп}} = M_{\text{ст.оп}} + I_{\text{зв}} \frac{\omega}{[t_{\text{г}}]}. \quad (2.37)$$

Результати розрахунку механізму підймання при вантажностях Q , $0,5Q$, $0,25Q$ наведено в табл. 2.7.

Статичний момент на валу двигуна при підйманні різних вантажів визначають за формулою

$$M_{\text{ст.пi}} = \frac{F_{\text{нi}} a D_{\text{б}}}{2u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}},$$

де $F_{\text{нi}}$ — сила натягу каната, який намотується на барабан, Н; a — кількість віток каната, які намотуються на барабан; $\eta_{\text{м}}$ — ККД механізму підймання (визначають залежно від ваги вантажу за експериментальними графіками, наведеними на рис. 2.11).

При підйманні номінального вантажу статичний момент на валу двигуна

$$M_{\text{ст.п1}} = \frac{31123 \cdot 2 \cdot 0,4175}{2 \cdot 50,94 \cdot 0,85} = 300,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таблиця 2.7. Результати розрахунку підйимального механізму

Показник розрахунку	Значення показника при вантажності		
	Q	$0,5Q$	$0,25Q$
Вага вантажу G , Н	122 625	61 312	30 656
Сила натягу каната, який намотується на барабан під час підймання вантажу, F_n , Н	31 123	15 561	7781
ККД механізму підймання	0,85	0,8	0,67
Сила натягу каната, який змотується з барабана під час опускання вантажу, $F_{н.оп}$, Н	30 189	15 095	7547
Статичний момент, Н·м:			
при підйманні вантажу $M_{ст.п}$	300,1	159,4	95,2
при опусканні вантажу $M_{ст.оп}$	210,3	98,97	41,44
Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас механізму під час пуску та гальмування при підйманні вантажу $I_{зв.п}$, кг·м ²	1,2629	1, 234	1,221
Тривалість пуску t_p , с	0,762	0,762	0,762
Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас механізмів під час пуску та гальмування при опусканні вантажу $I_{зв.г}$, кг·м ²	1,25	1,22	1,21
Середній пусковий момент $M_{п.сп}$, Н·м:			
при підйманні вантажу	421	278,1	212,7
при опусканні вантажу	90,1	-18,4	-75,0
Зведений до вала двигуна статичний момент сил опору під час гальмування при опусканні вантажу $M_{ст.г}$, Н·м	213,6	100,5	42,1
Тривалість гальмування t_g , с	0,75	0,75	0,75
Необхідний гальмівний момент на швидкохідному валу M_g , Н·м:			
при підйманні вантажу	176,7	38,8	-24,1
при опусканні вантажу	335,8	219,7	160,4

Сила натягу каната, який змотується з барабана під час опускання номінального вантажу,

$$F_{н.оп1} = \frac{G}{2} \frac{1 - \eta_{бл}}{1 - \eta_{бл}^u} \eta_{бл}^{u-1} = \frac{122\ 625}{2} \frac{1 - 0,97}{1 - 0,97^2} 0,97 = 30\ 189 \text{ Н.}$$

Статичний момент на валу двигуна при опусканні номінального вантажу

$$M_{ст.оп1} = \frac{F_{н.оп1} a D_б \eta_m}{2} = \frac{30\ 189 \cdot 2 \cdot 0,4175 \cdot 0,85}{2 \cdot 50,94} = 210,3 \text{ Н·м.}$$

Допустима тривалість пуску, с,

$$[t_{\text{п}}] = v_{\text{ф}} / [a_{\text{п}}], \quad (2.38)$$

де $[a_{\text{п}}]$ — допустиме прискорення під час пуску, м/с².

Зведений до вала двигуна момент інерції, кг·м², рухомих мас механізму і вантажу в період пуску та гальмування приводу під час підймання вантажу

$$I_{\text{зв.п}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + m \frac{v_{\text{ф}}^2}{\omega^2 \eta_{\text{м}}},$$

або

$$I_{\text{зв.п}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + m \frac{R_{\text{б}}^2}{u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}}, \quad (2.39)$$

де δ — коефіцієнт, який враховує моменти інерції мас деталей, що розміщені на інших валах механізму та обертаються повільніше за вал двигуна (коливається в межах 1,05...1,25, беремо $\delta = 1,2$); $I_{\text{р}} = 0,538$ кг·м² — момент інерції ротора двигуна; $I_{\text{м}}$ — момент інерції зубчастої муфти з гальмівним шківом (дод. XVII): для вибраного гальма ТКТГ-300м $I_{\text{м}} = 0,464$ кг·м²; m — рівень маси вантажу: для прийнятих у розрахунку рівнів навантаження $G, 0,5G$ і $0,25G$ відповідно $m_1 = 12\,500$ кг, $m_2 = 6250$ кг, $m_3 = 3125$ кг; $R_{\text{б}} = 0,2087$ м — радіус барабана по центру каната; $u_{\text{м}}$ — загальне передатне число механізму:

$$u_{\text{м}} = u_{\text{р}} u = 50,94 \cdot 2 = 101,88;$$

$\eta_{\text{м}}$ — ККД механізму (див. рис. 2.11).

Під час пуску та гальмування приводу при підйманні номінального вантажу

$$I_{\text{зв.п1}} = 1,2(0,538 + 0,463) + \frac{12\,500 \cdot 0,2087^2}{101,88^2 \cdot 0,85} = 1,2629 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тривалість пуску при підйманні номінального вантажу

$$t_{\text{п1}} = \frac{I_{\text{зв.п1}} \omega}{M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст.п1}}} = \frac{1,2629 \cdot 73,3}{421 - 300,1} = 0,762 \text{ с.}$$

Прискорення під час підймання номінального вантажу

$$a_{\text{п1}} = \frac{v_{\text{ф}}}{t_{\text{п1}}} = \frac{0,15}{0,762} = 0,197 \text{ м/с}^2.$$

Таке прискорення задовольняє рекомендації для кранів машинобудівних заводів (див. умову 1 пп. 2.2.9).

Перевірка: загалом при підйманні номінального вантажу має виконуватись умова (2.33)

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + I_{\text{зв}} \frac{\omega}{[t_{\text{п}}]} \leq \psi_{\text{ср}} M_{\text{н}}.$$

У нашому розрахунку вибраний електродвигун задовольняє умови пуску і забезпечує необхідне прискорення при підйманні номінального вантажу.

Виходячи з технологічних вимог обмеження пускових прискорень, вантажі масами $0,5Q$ і $0,25Q$ в пусковий період підійматимемо з прискоренням $a_{\text{п2}} = a_{\text{п3}} = a_{\text{п1}} = 0,197 \text{ м/с}^2$, витримуючи при цьому пускову тривалість $t_{\text{п2}} = t_{\text{п3}} = t_{\text{п1}} = 0,762 \text{ с}$.

Із формули (2.34) визначаємо необхідний середній момент, Н·м, на валу двигуна під час пуску на підймання вантажу

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{t_{\text{п}}} + M_{\text{ст.п}}.$$

При підйманні вантажів масами $0,5Q$ і $0,25Q$ на валу двигуна реалізуються відповідні середні пускові моменти:

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{1,234 \cdot 73,3}{0,762} + 159,4 = 278,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{1,221 \cdot 73,3}{0,762} + 95,2 = 212,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску та прискорення при опусканні вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ беремо такі самі, як і при підйманні цих мас, тобто

$$t_{\text{оп1}} = t_{\text{оп2}} = t_{\text{оп3}} = 0,762 \text{ с};$$

$$a_{\text{оп1}} = a_{\text{оп2}} = a_{\text{оп3}} = 0,197 \text{ м/с}^2.$$

Середній момент, Н·м, на валу двигуна в період пуску механізму на опускання вантажу

$$M_{\text{п.ср}} = -\frac{I_{\text{зв}} \omega}{t_{\text{оп}}} + M_{\text{ст.оп}}.$$

Зведені до вала двигуна моменти інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, рухомих мас механізму і вантажу в період гальмування та пуску при опусканні вантажу

$$I_{\text{зв.г}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{mR_0^2}{u_{\text{м}}^2} \eta_{\text{м}}, \quad (2.40)$$

а з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ — відповідно:

$$I_{\text{зв.г}} = 1,2(0,538 + 0,463) + \frac{12\,500 \cdot 0,2087^2 \cdot 0,85}{101,88^2} = 1,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{зв.Г} = 1,2(0,538 + 0,463) + \frac{6250 \cdot 0,2087^2 \cdot 0,80}{101,88^2} = 1,22 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{зв.Г} = 1,2(0,538 + 0,463) + \frac{3125 \cdot 0,2087^2 \cdot 0,67}{101,88^2} = 1,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При опусканні вантажів масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$ на валу двигуна реалізуються відповідні моменти

$$M_{п.ср} = -\frac{1,25 \cdot 73,3}{0,762} + 210,3 = 90,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = -\frac{1,22 \cdot 73,3}{0,762} + 98,97 = -18,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = -\frac{1,21 \cdot 73,3}{0,762} + 41,44 = -75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аналізуючи отримані результати, бачимо, що під час пуску механізму на опускання вантажу номінальною масою Q електродвигун працює в режимі противмикання, розвиваючи при цьому середній пусковий момент $M_{п.ср} = 90,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ з переходом у періоді усталеного руху в генераторний режим з моментом на валу двигуна $M_{ст.оп} = 210,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Під час пуску механізму на опускання вантажів масами $0,5Q$ і $0,25Q$ електродвигун здійснює силовий спуск, при цьому в пусковий період на валу двигуна реалізуються середні пускові моменти $M_{п.ср} = -18,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і $M_{п.ср} = -75 \text{ Н} \cdot \text{м}$. У період усталеного руху двигун переходить у генераторний режим і на його валу реалізуються моменти $M_{ст.оп} = 98,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і $M_{ст.оп} = 41,44 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Щоб забезпечити розрахункові пускові моменти при підйманні й опусканні вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$, проектують магазин електричних опорів для фазового ротора та систему автоматичного керування приводом.

Допустима (з умови обмеження прискорення під час гальмування) тривалість гальмування підймального механізму

$$[t_{г}] = v_{1\phi} / [a_{г}]. \quad (2.41)$$

Тривалість гальмування

$$t_{г} = \frac{v_{1\phi}}{[a_{г}]} = \frac{0,15}{0,2} = 0,75 \text{ с}.$$

Необхідні для забезпечення встановлених умов гальмування (тривалості гальмування $t_{г}$, с, при якій фактичне уповільнення не перевищує допустиму межу $[a_{г}]$, $\text{м}/\text{с}^2$) гальмівні моменти, $\text{Н} \cdot \text{м}$, на швидкохідному

валу механізму при підйманні вантажу в загальному вигляді

$$M_{\Gamma} = -\frac{I_{\text{зв}}\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст.}\Gamma}, \quad (2.42)$$

а з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ — відповідно:

$$M_{\Gamma} = -\frac{1,2629 \cdot 73,3}{0,75} + 300,1 = 176,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = -\frac{1,234 \cdot 73,3}{0,75} + 159,4 = 38,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = -\frac{1,221 \cdot 73,3}{0,75} + 95,2 = -24,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На підставі отриманих результатів робимо висновки: при підйманні вантажів масами Q і $0,5Q$, щоб забезпечити прискорення гальмування $[a_{\Gamma}] = 0,2 \text{ м/с}^2$ в період гальмування $t_{\Gamma} = 0,75 \text{ с}$, двигун має працювати в режимі силового підймання, розвиваючи моменти на валу $176,7$ та $38,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; гальмування під час підймання вантажу масою $0,25Q$ здійснюється в режимі противмикання.

Необхідний для забезпечення встановлених умов гальмування гальмівний момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$, на швидкохідному валу механізму при опусканні вантажу в загальному вигляді

$$M_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв}}\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст.}\Gamma}.$$

Зведені до вала електродвигуна в період гальмування механізму статичні моменти, $\text{Н} \cdot \text{м}$, в загальному вигляді при опусканні вантажу

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{GD_{\delta}\eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}},$$

а з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ — відповідно:

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{122\,625 \cdot 0,4175 \cdot 0,85}{2 \cdot 101,88} = 213,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{61\,312 \cdot 0,4175 \cdot 0,8}{2 \cdot 101,88} = 100,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = \frac{30\,656 \cdot 0,4175 \cdot 0,67}{2 \cdot 101,88} = 42,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Гальмівні моменти на швидкохідному валу при опусканні вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$:

$$M_{\Gamma} = \frac{1,25 \cdot 73,3}{0,75} + 213,6 = 335,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = \frac{1,22 \cdot 73,3}{0,75} + 100,5 = 219,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = \frac{1,21 \cdot 73,3}{0,75} + 42,1 = 160,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідний гальмівний момент M_{Γ} , Н·м, в механізмі при опусканні вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ в режимі противмикання забезпечує асинхронний електродвигун.

Після гальмування електродвигуном, яке закінчується практичною зупинкою механізму, до швидкохідного вала прикладається гальмівний момент від механічних гальм (гальмівні колодки замикаються на шківі).

Варто зазначити, що сучасні схеми автоматичного керування приводом підймальних механізмів дають можливість попередньо зважувати вантаж та виводити електродвигун на режими пуску і гальмування із заданими оптимальними параметрами.

2.2.10. ПЕРЕВІРКА ЕЛЕКТРОДВИГУНА НА НАГРІВАННЯ (ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК)

Для цього розрахунку, виходячи з технологічних процесів виробництва, будують графік навантаження крана впродовж циклу роботи (див. рис. 2.4). Статичні моменти, які розвиває електродвигун за цикл, визначають при підйманні та опусканні вантажів, середні значення яких залежно від режиму роботи можна брати приблизно такими:

Група режиму роботи	Навантаження			
	G	$0,25G$	G	$0,1G$
3	G	$0,25G$	G	$0,1G$
4	G	$0,5G$	G	$0,25G$
5	G	$0,75G$	G	$0,5G$
6	G	G	G	$0,75G$

При таких навантаженнях середній коефіцієнт використання крана за вантажністю приблизно відповідає коефіцієнту використання електрообладнання за вантажністю для режимів роботи 3—6-ї груп відповідно для ТВ, що дорівнює 15, 25, 40 і 60 % (див. табл. 1.1).

Середньоквадратичний за період циклу момент електродвигуна, еквівалентний за нагрівом змінному моменту, який відповідає заданому навантаженню, визначають за формулою

$$M_e = \sqrt{\frac{\sum M_{п.сп}^2 t_{п} + \sum M_{ст}^2 t_c + \sum M_{\Gamma}^2 t_{\Gamma}}{\beta(\sum t_{п} + \sum t_{\Gamma}) + \sum t_c + \beta_0 \sum t_0}}, \quad (2.43)$$

де $\sum t_c$, $\sum t_{п}$, $\sum t_0$, $\sum t_r$ — сумарні тривалості, с, відповідно стаціонарного руху приводу, пусків за один цикл, пауз та гальмування протягом

одного циклу; β — коефіцієнт, який враховує погіршення умов охолодження під час пуску і гальмування:

$$\beta = (1 + \beta_0)/2;$$

β_0 — коефіцієнт, який враховує погіршення умов охолодження під час пауз: беруть $\beta_0 = 0,25 \dots 0,35$ для відкритих і захищених двигунів з вентилятором на валу; $0,3 \dots 0,55$ — для закритих двигунів з ребрами і зовнішнім обдувом; $0,7 \dots 0,98$ — для закритих двигунів. Для вибраного двигуна $\beta_0 = 0,7$, тоді $\beta = (1 + 0,7)/2 = 0,85$.

Для мостового крана, який працює в складальному цеху машинобудівного заводу, беремо середню висоту підняття вантажу $H = 1,75$ м (табл. 2.8).

Тривалість усталеного руху

$$t_c = \frac{H}{v_{1\phi}} = \frac{1,75}{0,15} = 11,7 \text{ с.}$$

Сумарна тривалість за робочий цикл механізму:
усталеного руху

$$\sum t_c = 8t_c = 8 \cdot 11,7 = 93,6 \text{ с;}$$

Таблиця 2.8. Значення середнього робочого шляху, м

Крани	Механізми			Робочий шлях механізму повертання
	підіймання вантажу	пересування крана	пересування візка	
Монтажні	1,0...1,5	5...6(8)	5...6	—
Машинного відділення (для ремонту і монтажу обладнання)	1,5...2,0	5...6(8)	5...6	90
Складальні на заводах машино- і суднобудування	$0,5 H \approx 6$	$0,75L_K$	$0,5L_B$	90
Для транспортування готової продукції (крани складські, гакові, магнітні тощо)	$0,75 H \approx 9$	$0,5L_K \approx 20$	$0,5L_B$	—
Шихтових дворів (магнітні й грейферні), які працюють з рухомим потягом	$0,5 H \approx 6$	$0,5L_K \approx 20$	$0,5L_B$	90
Вантажно-розвантажувальні	$0,75 H$	$0,5L_K \approx 20$	$0,75L_B$	90
Технологічні, ливарні, розливні	2...3	5...8	$0,25L_B$	—
Кувальні	2...3	10	$0,5L_B$	—
Міксерні	15	10	$0,75L_B$	—
Кліщові (колодязні)	5...6	20	$0,5L_B$	90
Будівельні	$0,25 H$	15	$0,5L_B$	90

неусталеного руху під час пуску

$$\sum t_{\text{п}} = 0,762 \cdot 8 = 6,1 \text{ с};$$

під час гальмування

$$\sum t_{\text{г}} = 0,75 \cdot 8 = 6 \text{ с}.$$

Тривалість робочої операції

$$t_{\text{р}} = \sum t_{\text{с}} + \sum t_{\text{п}} + \sum t_{\text{г}} = 93,6 + 6,1 + 6 = 105,7 \text{ с}.$$

Сумарна тривалість пауз за цикл роботи при ТВ = 25 %

$$\sum t_0 = \frac{t_{\text{р}}(100 - \text{ТВ})}{\text{ТВ}} = \frac{105,7(100 - 25)}{25} = 317,1 \text{ с}.$$

Тривалість циклу

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{р}} + \sum t_0 = 105,7 + 317,1 = 422,8 \text{ с}.$$

Кількість вмикань за годину

$$n_{\text{вм}} = \frac{3600}{422,8} \cdot 8 = 68.$$

Кількість вмикань двигуна до неповної швидкості та для виконання допоміжних операцій визначаємо наближено

$$n_{\text{н}} = 0,5n_{\text{вм}} = 0,5 \cdot 68 = 34,$$

загальна кількість вмикань за годину

$$n_{\text{заг}} = n_{\text{вм}} + n_{\text{н}} = 68 + 34 = 102.$$

Для режиму роботи 4-ї групи кількість вмикань за годину коливається в межах 60...120.

Для кранових електродвигунів, потужність яких задана з урахуванням їхньої роботи у повторно-короткочасному режимі (з урахуванням впливу пауз), у формулі (2.43) тривалість пауз не враховують, отже,

$$M_{\text{е}} = \sqrt{\frac{\sum M_{\text{п.сп}}^2 t_{\text{п}} + \sum M_{\text{ст}}^2 t_{\text{с}} + \sum M_{\text{г}}^2 t_{\text{г}}}{\beta(\sum t_{\text{п}} + \sum t_{\text{г}}) + \sum t_{\text{с}}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{0,762(2 \cdot 421^2 + 2 \cdot 90,1^2 + 278,1^2 + 18,4^2 + 212,7^2 + 75^2) +}{+ 11,7(2 \cdot 300,1^2 + 159,4^2 + 95,2^2 + 2 \cdot 210,3^2 + 98,97^2 + 41,44^2) +}{+ 0,75(2 \cdot 176,7^2 + 2 \cdot 335,8^2 + 38,8^2 + 219,7^2 + 24,1^2 + 160,4^2)}}{0,85(6,1 + 6) + 93,6}} =$$

$$= 204,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Еквівалентна за нагрівом потужність

$$P_e = \frac{M_e \omega}{10^3} = \frac{204,3 \cdot 73,3}{10^3} = 14,98 \text{ кВт.}$$

Отриманий результат свідчить, що вибраний раніше електродвигун задовольняє умови нагрівання: $P_e < P_n$.

Якщо кран експлуатуватимуть в інших умовах (вантажності, тахограми, режиму тощо), то, виконуючи тепловий розрахунок електродвигуна для визначеного середнього робочого шляху наближено, можна користуватись даними з табл. 2.8.

2.2.11. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМ ДЛЯ ПІДІЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Найчастіше застосовують колодкові гальма закритого типу з електрогідроприводом та гальма з короткоходовим електромагнітом.

Гальма з електрогідроприводом. Ці гальма (рис. 2.28) надійніші в роботі, завдяки плавності змикання і розмикання колодок мають кращі динамічні характеристики, на відміну від короткоходових гальм, не збуджують значних динамічних сил. В основі розрахунку гальм для підіймальних механізмів лежить гальмівний момент, визначений у пп. 2.2.4 ($M_r = 373,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Як правило, виходячи з умов забезпечення мінімальних габаритів, гальма розміщують на швидкохідному валу приводу (біля редуктора), на якому крутний момент мінімальний.

За гальмівним моментом орієнтовно можна вибрати діаметри гальмового шківів $D_{ш}$:

$M_r, \text{ Н} \cdot \text{м}$	20	300	800	1500	2500	5000
$D_{ш}, \text{ мм}$	100	200	300	400	500	600

Вибираємо діаметр $D_{ш} = 300 \text{ мм}$. Шків такого діаметра виготовляють зі сталевого литва марки 45Л, гальмівні колодки футеровані фрикційною стрічкою типу Б. Допустимі тиски і коефіцієнти тертя між колодками вибирають згідно з табл. 2.9.

Найменший діаметр, м, гальмового шківів можна також визначити за формулою

$$D_{ш} = 1,5 \sqrt[3]{\frac{M_r}{[p]f}} 10^{-2},$$

де $[p]$ — допустимий тиск між колодкою і шківом, МПа (у розрахунках його значення беруть на 30...50 % меншим від табличного значення, тобто $[p] = 0,2 \dots 0,4$); f — коефіцієнт тертя (беремо $f = 0,35$). Тоді діаметр

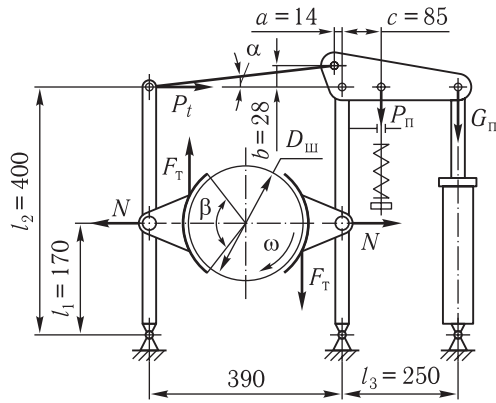


Рис. 2.28. Схема колодкового гальма типу ТТ з електрогідроприводом

шківів

$$D_{\text{ш}} = 1,5 \sqrt[3]{\frac{373,8}{0,15 \cdot 0,35}} 10^{-2} = 0,3038 \text{ м.} \quad (2.44)$$

Сила тертя між колодкою і шківом

$$F_T = \frac{M_T}{D_{\text{ш}}} = \frac{373,8}{0,3} = 1246 \text{ Н.}$$

Сила стиснення шківів колодками

$$N = \frac{F_T}{f} = \frac{1246}{0,3 \dots 0,35} = 3776 \text{ Н.}$$

Радіальний зазор між колодкою і шківом не повинен перевищувати значень ε_{max} :

$D_{\text{ш}}$, мм	100; 120	160; 200	250; 300	350; 400	500; 600
ε_{max} , мм	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0

Згідно з таблицею дод. XLVIII вибираємо гальмо ТКТГ-300 з такими розмірами:

$$l_1 = 190 \text{ мм; } l_2 = 430 \text{ мм; } l_3 = 210 \text{ мм; } b = 30 \text{ мм; } c = 75 \text{ мм.}$$

Сила змикання пружини (рисунок з дод. XLVIII)

$$P = \frac{N \frac{l_1}{l_2} b - G_{\text{п}} l_3}{c \eta_T} = \frac{3776 \frac{0,19}{0,43} 0,03 - 55 \cdot 0,21}{0,075 \cdot 0,95} = 540,4 \text{ Н,} \quad (2.45)$$

де $N = 3776 \text{ Н}$; $G_{\text{п}} = 55 \text{ Н}$ — вага деталей приводу, які з'єднані з важільною системою гальма; $\eta_T = 0,95$ — ККД важільної системи гальм.

Тягова сила на штоку в разі розгальмування

$$P_T = \frac{Pc + G_{\text{п}} l_3}{l_3 \eta_T} = \frac{540,4 \cdot 0,075 + 55 \cdot 0,21}{0,21 \cdot 0,95} = 261 \text{ Н.}$$

Вибираємо гідропривід типу ТГМ-50 з тяговою силою 500 Н, ходом поршня 50 мм. Висота і ширина гальмівної колодки: $H_{\text{к}} = 200 \text{ мм}$, $B_{\text{к}} = 100 \text{ мм}$.

Таблиця 2.9. Коефіцієнт тертя f і допустимий тиск $[p]$

Матеріал		Коефіцієнт тертя				Допустимий тиск для гальм, МПа				
накладки	шківка або диска	без змащування	у разі випадкового потрапляння змащувальної речовини	при регулярному змащуванні	Допустима температура, °С	стопорних	спускових	без змащування	дисккових і конусних	в масляній ванні
Чавун	Чавун	0,15...0,2	0,1	0,05...0,08	320	1,5	1,0	0,4	0,6	0,8
	Сталь	0,17...0,2	0,12...0,15	0,06...0,08	260	0,4	0,2	0,3	0,4	0,8
Сталь	Сталь	0,15...0,18	0,1...0,12	0,06...0,08	260	1,2	1,0	0,3	0,4	0,5
	Бронза	0,18	0,15	0,07...0,1	—					
Чавун	Чавун	0,2	0,15	0,06...0,1	150					
	Сталь	0,15...0,2	0,12	0,08...0,11	150					
Тип А	Чавун	0,35...0,4	0,32...0,35	0,1...0,12	200					
	Чавун, сталь	0,32...0,35	0,3...0,32	0,09...0,12	175	0,6	0,3	0,3	0,6	0,8
Тип Б	Чавун	0,42...0,45	0,35...0,38	0,12...0,15	200					
	Чавун, сталь	0,42...0,48	0,35...0,4	0,12...0,16	200	0,6	0,3	0,6	1,0	1,2
ЕМ-1	Чавун	0,3...0,42	—	—	220					
	Сталь	0,32...0,45	—	—	220					
Гарячо-формована	Чавун	0,3...0,42	—	—	240	0,8	0,4	0,6	1,0	1,2
	Сталь	0,32...0,45	—	—	—					
Текстоліт	Сталь	0,25...0,3	0,12	0,1	150	—	—	0,3	0,4	0,6
	Чавун	0,17...0,25	—	—	900					
МК-5	Чавун	0,16...0,22	—	—	1000	0,8	0,4	1,2	2,0	2,5
	Чавун	0,28	—	—	1000					
ФМК-8	Чавун	0,35	—	—	1000					
	Чавун	0,28	—	—	1000					
ФМК-11	Чавун	0,35	—	—	1000					
	Чавун	0,35	—	—	1000					

Якщо встановлюємо колодкове гальмо типу ТТ з електрогідроприводом (див. рис. 2.28), то вибираємо діаметр гальмового шківa $D_{ш} = 250$ мм. Тоді сила тертя між колодкою і шківом

$$F_T = \frac{M_{\Gamma}}{D_{ш}} = \frac{373,8}{0,25} = 1495 \text{ Н.}$$

Сила стискання шківa колодками

$$N = \frac{F_T}{f} = \frac{1495}{0,3 \dots 0,35} = 4530 \text{ Н.}$$

Сила змикання пружини

$$P = \frac{N \frac{l_1}{l_2} (b + a \operatorname{tg} \alpha) - G_{\text{дет}} l_3}{c \eta_{\Gamma}} =$$

$$= \frac{4530 \frac{0,17}{0,40} (0,028 + 0,014 \cdot 0,082) - 35 \cdot 0,25}{0,085 \cdot 0,95} = 587 \text{ Н,}$$

де $l_1 = 170$ мм; $l_2 = 400$ мм; $b = 28$ мм; $a = 14$ мм; $c = 85$ мм; $l_3 = 250$ мм; $\alpha = 0,082$ рад; $G_{\text{дет}} = 35$ Н — вага деталей гідроприводу, які з'єднані з важільною системою гальма.

Тягова сила на штоку електрогідроприводу в разі розгальмування

$$P_T = \frac{Pc + G_{\text{дет}} l_3}{l_3 \eta_{\Gamma}} = \frac{587 \cdot 0,085 + 35 \cdot 0,25}{0,25 \cdot 0,95} = 247 \text{ Н.} \quad (2.46)$$

За цією силою вибираємо гідропривід типу ТЭГ-25 з тяговою силою 250 Н, ходом поршня 50 мм.

Висота гальмівної колодки

$$H_k = (0,5 \dots 0,8) D_{ш} = (0,5 \dots 0,8) \cdot 250 = 125 \dots 200 \text{ мм.}$$

Беремо $H_k = 180$ мм, що відповідає куту обхвату шківa колодкою $\beta = 85^\circ 48'$.

Ширина гальмівної колодки

$$B_k = \frac{N}{H_k p} = \frac{4530}{0,18 \cdot 300\,000} = 0,0839 \text{ м;}$$

беремо $B_k = 100$ мм.

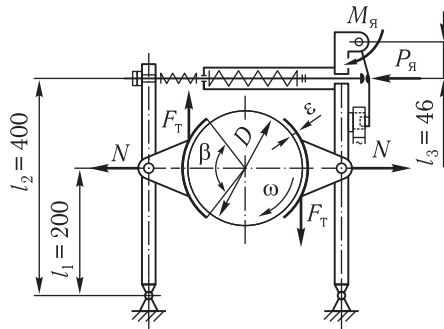


Рис. 2.29. Схема колодкового гальма з короткоходовим електромагнітом

Пружину гальм з гідроприводом розраховують на граничну силу, як і пружину короткоходового гальма.

Важільну систему перевіряють на жорсткість. Переміщення важільної системи від деформації не повинне перевищувати 0,1 нормального ходу електромагніту. Важелі, тяги та інші деталі розраховують на міцність за номінальним навантаженням, помноженим на коефіцієнт динамічності k_d :

Гальма	k_d
3 електроприводом та керований	1,25
3 короткоходовим електромагнітом	2,5
3 довгоходовим електромагнітом	2,0

Гальма з короткоходовим електромагнітом. Незважаючи на те що гальма цього типу (рис. 2.29) порівняно з розглянутими компактніші, можуть працювати в будь-якому положенні, застосування їх обмежується тим, що вони не допускають великої кількості вмикань (до 300 вв./год), спричиняють значні динамічні навантаження в приводі, менш надійні в роботі.

Користуючись даними попереднього розрахунку, визначаємо роботу розгальмування в разі відходу колодок від шківів на $\varepsilon = 0,001$ м

$$L = 2N\varepsilon/\eta_r = 2 \cdot 3776 \cdot 0,001/0,95 = 7,95 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\eta_r = 0,9 \dots 0,95$ — ККД важільної системи.

За таблицею дод. ЛІ вибираємо електромагніт типу МО-300Б з робочим моментом $M_e = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Робота розгальмування ($TB = 40\%$) $L = 9,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, плече штока $l_3 = 46 \text{ мм}$, переміщення штока $h_{шт} = 4,4 \text{ мм}$, момент від ваги якоря $M_{я} = 9,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, кут повороту $\alpha = 5,5^\circ$. Сила, яка прикладається до штока в разі розгальмування,

$$P_{шт} = \frac{M_e}{l_3} = \frac{100}{0,046} = 2174 \text{ Н}.$$

Передатне число важільної системи гальма

$$u_r = \frac{N}{P_{шт}} = \frac{3776}{2174} = 1,74.$$

Після конструктивної проробки беремо довжину меншого плеча $l_1 = 200 \text{ мм}$; довжина більшого плеча

$$l_2 = u_r l_1 = 1,74 \cdot 200 = 348 \text{ мм}.$$

Конструктивно беремо $l_2 = 2l_1 = 400 \text{ мм}$.

Максимально можливий відхід колодок (зазор)

$$\varepsilon = \frac{h_{шт}}{2u_{r,\phi}} = \frac{4,4}{2 \cdot 2} = 1,1 \text{ мм},$$

де $u_{r,\phi} = \frac{l_2}{l_1} = \frac{400}{200} = 2$ — фактичне передатне число важільної системи гальма.

Висота гальмівної колодки

$$H_k = (0,5 \dots 0,8) D_{\text{ш}} = (0,5 \dots 0,8) \cdot 300 = 150 \dots 240 \text{ мм.}$$

Беремо $H_k = 200$ мм, що відповідає куту обхвату шків колодкою $83^\circ 36'$.

Ширина колодки за умови, що її тиск на шків рівномірно розподіляється по поверхні,

$$B_k = \frac{N}{H_k P} = \frac{3776}{0,2 \cdot 300\,000} = 0,0629 \text{ м.}$$

Беремо $B_k = 100$ мм.

Розрахункова сила основної пружини

$$P_p = P_{\text{шт}} + P_d + P_y = 2174 + 60 + 200 = 2434 \text{ Н,} \quad (2.47)$$

де P_d — сила допоміжної пружини (беремо $P_d = 20 \dots 60$ Н); P_y — сила, яка потрібна для подолання моменту від ваги якоря:

$$P_y = \frac{M_y}{l_3} = \frac{9,2}{0,046} = 200 \text{ Н.}$$

Матеріал пружини — сталь 60С2А, границя міцності $\sigma_B = 1570$ МПа, границя текучості при крученні $\tau_T = 981$ МПа.

Пружину розраховуємо за граничною силою для повністю стиснутої пружини

$$P_{\text{пр}} = P_p k_3 = 2434 \cdot 1,4 = 3408 \text{ Н,}$$

де k_3 — коефіцієнт запасу, який враховує необхідність змінення сили пружини для регулювання гальма на потрібний момент: $k_3 = 1,3 \dots 1,6$.

Діаметр дроту пружини за умови деформації від крутіння

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{\lambda P_{\text{пр}} k}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{5,5 \cdot 3408 \cdot 1,17}{883 \cdot 10^6}} = 0,00797 \text{ м,} \quad (2.48)$$

де $\lambda = D_{\text{сп}}/d$ — відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту; попередньо беремо $\lambda = 5,5$; k — коефіцієнт кривизни (табл. 2.10): для взятого значення $\lambda = 5,5$ маємо $k = 1,17$.

Допустиме напруження граничної сили

$$[\tau] = (0,7 \dots 0,9) \tau_T = 0,9 \cdot 981 = 883 \text{ МПа.}$$

Для пружини вибираємо дріт діаметром $d = 8$ мм. Можна також виготовляти пружини з вуглецевої сталі (табл. 2.11).

Середній діаметр пружини

$$D_{\text{сп}} = d \lambda = 8 \cdot 5,5 = 44 \text{ мм.}$$

Таблиця 2.10. Коефіцієнти λ і k для розрахунку пружин

Діаметр дроту, мм	$\lambda = D_{\text{ср}}/d$	$k = \frac{4\lambda - 1}{4\lambda - 4}$
0,2...0,4	16...8	1,05...1,1
0,45...1,0	12...6	1,07...1,15
1,1...2,5	10...5	1,085...1,19
2,8...6,0	10...4	1,085...1,25
7,0...14,0	8...4	1,11...1,25

Примітка. Найбільша вільна довжина пружини $L_{\text{в.пр}} = kD_{\text{ср}}$; якщо немає напрямних, то $k \leq 2,5$; за наявності напрямних $k \leq 9$. При $L_{\text{в.пр}} > 5D_{\text{ср}}$ пружину доцільно складати з окремих секцій завдовжки $L_{\text{в.пр}} \leq 3D_{\text{ср}}$.

Таблиця 2.11. Характеристика вуглецевого пружинного дроту

Діаметр дроту, мм	$\sigma_{\text{в}}$, МПа, для пружин холодного намотування		
	I клас	II клас	III клас
0,5	2600...2990	2158...2600	1668...2158
1,0	2452...2796	2011...2452	1618...2060
1,5	2158...2452	1815...2158	1422...1815
2,0	1962...2256	1766...2060	1373...1766
2,5	1766...2011	1618...1912	1275...1618
3,0	1667...1912	1618...1912	1275...1618
3,5	1618...1864	1520...1766	1177...1520
4,0	1569...1815	1471...1716	1128...1471
5,0	1471...1716	1373...1618	1079...1373
6,0	1422...1677	1324...1569	1030...1324
7,0	—	1226...1422	981...1226
8,0	—	1226...1422	981...1226

Примітки: 1. Для відповідальних пружин застосовують дріт I класу, для невідповідальних — II і III класів.

2. Пружини з легованої сталі 60С2А, 65С2А і 50ХФА гарячого і холодного намотування виготовляють з дроту діаметрами 0,5; 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14 мм (з $\sigma_{\text{в}}$ для холодного намотування не більше ніж 1035 МПа).

У короткоходових гальмах робоча довжина пружини

$$L_p = (0,3...0,5)D_{\text{ш}} = (0,3...0,5) \cdot 300 = 90...150 \text{ мм.}$$

Беремо $L_p = 120$ мм.

Найменший зазор між витками в робочому стані

$$\delta \geq (0,1...0,25)d = (0,1...0,25) \cdot 8 = 0,8...2,0 \text{ мм.}$$

Беремо $\delta = 2$ мм.

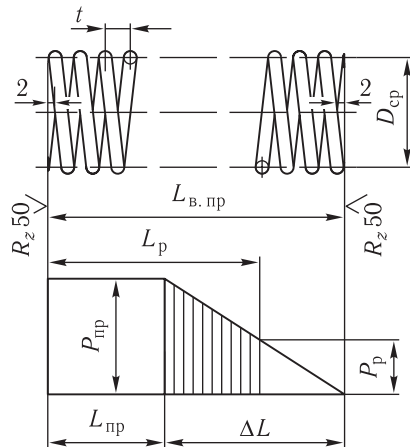


Рис. 2.30. Схема до розрахунку пружини короткоходового гальма

Крок робочих витків пружини $t = d + \delta = 8 + 2 = 10$ мм.

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{L_p}{t} = \frac{120}{10} = 12.$$

Довжина повністю стиснутої пружини

$$L_{пр} = dz_p = 8 \cdot 12 = 96 \text{ мм.}$$

За даними рис. 2.30 можна записати

$$\frac{P_p}{P_{пр}} = \frac{\Delta L - (L_p - L_{пр})}{\Delta L},$$

звідки

$$\Delta L = \frac{L_p - L_{пр}}{1 - \frac{P_p}{P_{пр}}} = \frac{120 - 96}{1 - \frac{2434}{3408}} = 84 \text{ мм.}$$

Довжина пружини у вільному стані

$$L_B = L_{пр} + \Delta L = 96 + 84 = 180 \text{ мм.}$$

Крок витків ненавантаженої (вільної) пружини

$$t_B = \frac{L_B}{z_p} = \frac{180}{12} = 15 \text{ мм}$$

і має бути у межах $(0,5 \dots 0,3) D_{cp}$. З кожного боку пружини залишають по 0,75 витка підтисненими, тоді загальна довжина пружини у вільному стані

$$L_{в. пр} = L_B + 1,5d = 180 + 1,5 \cdot 8 = 192 \text{ мм.}$$

Оскільки шток гальма слугує напрямними для пружини, то, щоб забезпечити її стійкість, треба виконувати умову (див. табл. 2.10)

$$\frac{L_{в. пр}}{D_{cp}} = \frac{192}{44} = 4,36 < 9.$$

Довжина пружини при розкритому гальмі

$$L_{пр.р} = L_p - h_{шт} = 120 - 4,4 = 115,6 \text{ мм.}$$

Сила в пружині при $L_{\text{пр.р}} = 115,6$ мм

$$P_{\text{пр.р}} = P_p \frac{L_{\text{в}} - L_{\text{пр.р}}}{L_{\text{в}} - L_p} = 2434 \frac{180 - 115,6}{180 - 120} = 2612 \text{ Н.} \quad (2.49)$$

Найбільше напруження в матеріалі пружини

$$\begin{aligned} \tau_{\text{max}} &= \frac{2,55 P_{\text{пр.р}} D_{\text{ср}} k}{d^3} = \frac{2,55 \cdot 2612 \cdot 0,044 \cdot 1,17}{0,008^3} = \\ &= 670 \text{ МПа} < [\tau] = 883 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (2.50)$$

Для $P_p = 2434$ Н найменше напруження $\tau = 624$ МПа.

2.2.12. ВИБІР МУФТИ

Для того щоб з'єднати вал двигуна зі швидкохідним валом редуктора, в механізмі встановлено зубчасту муфту, яка суміщена з гальмовим шківом $D_{\text{ш}} = 300$ мм (дод. XLV). Параметри муфти: найбільший крутний момент 3139 Н·м, момент інерції її маси $I_M = 0,4625$ кг·м².

Крутний момент, який передається муфтою в період пуску двигуна на опускання номінального вантажу,

$$M_{\text{п.оп}} = \frac{I'_{\text{р.м}} \omega}{t_{\text{п}}} = \frac{0,657 \cdot 73,3}{0,762} = 63,2 \text{ Н·м,} \quad (2.51)$$

де $I'_{\text{р.м}}$ — загальний момент інерції ротора електродвигуна ($I_p = 0,538$ кг·м²) і півмуфти ($I_{\text{пм}} = 0,119$ кг·м²), яка насаджена на вал двигуна:

$$I'_{\text{р.м}} = I_p + I_{\text{пм}} = 0,538 + 0,119 = 0,657 \text{ кг·м}^2. \quad (2.52)$$

Крутний момент, який передає муфта в період гальмування приводу під час підймання номінального вантажу,

$$M_{\text{г.п}} = \frac{I'_{\text{р.м}} \omega}{t_{\text{г}}} = \frac{0,657 \cdot 73,3}{0,75} = 64,21 \text{ Н·м.} \quad (2.53)$$

Максимальний надлишковий момент в період пуску приводу

$$M_{\text{п.н}} = M_{\text{пmax}} - M_{\text{ст.п}} = 569 - 300,1 = 268,9 \text{ Н·м.} \quad (2.54)$$

Крутний момент муфти від сил інерції

$$M_i = M_{\text{п.н}} \frac{I'_{\text{маш}}}{I_{\text{зв}}} = 268,9 \frac{0,6059}{1,2629} = 129 \text{ Н·м,} \quad (2.55)$$

де $I'_{\text{маш}}$ — момент інерції машини (за виключенням моменту інерції ротора і півмуфти на валу двигуна),

$$I'_{\text{маш}} = I_{\text{зв}} - I'_{\text{р.м}} = 1,2629 - 0,657 = 0,6059 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Крутний момент, який передає муфта в період пуску,

$$M_{\text{пmax}} = M_{\text{ст.п1}} + M_i = 300,1 + 129 = 429,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.56)$$

Розрахунковий крутний момент муфти

$$M_p = k_1 M_{\text{пmax}} = 1,3 \cdot 429,1 = 558 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.57)$$

де k_1 — коефіцієнт, який враховує рівень відповідальності муфти (дод. ЛІІ).
Вибрана муфта задовольняє умови передачі максимального крутного моменту.

Розрахунковий момент відносно номінального моменту

$$M_p = k_1 k_2 M_n, \quad (2.58)$$

де k_2 — коефіцієнт умов роботи муфти (дод. ЛІІ).

Необхідна умова придатності вибраної муфти: максимальний короткочасний момент не повинен перевищувати подвоєного значення моменту, на передачу якого розрахована муфта.

Розрахункові моменти для пружних втулково-пальцевих муфт:
відносно номінального моменту — вираз (2.58);
відносно максимального моменту

$$M_p = k_1 M_{\text{пmax}}.$$

Точніші розрахунки цих муфт потребують урахування пружності пальців і гумових втулок, які впливають на значення максимального крутного моменту в період неусталеного руху.

Між барабаном і редуктором встановлено зубчасту муфту. Крутний момент, який передається муфтою,

$$M_6 = \frac{F_n D_6}{\eta_6} = \frac{31123 \cdot 0,4175}{0,98} = 13\,259 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.59)$$

де $\eta_6 = 0,98$ — ККД барабана.

Розрахунковий момент для вибору муфти

$$M_p = k_1 k_2 M_6 = 1,55 \cdot 1,2 \cdot 13\,259 = 24\,662 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k_1 = 1,55$ (збільшений на 20 % порівняно з рекомендованим у дод. ЛІІ).

За таблицею дод. ЛІІІ вибираємо стандартну зубчасту муфту № 9, модуль якої $m = 6$ мм, кількість зубців $z = 46$, ширина $b = 35$ мм і товщина зубця $s_1 = 8,91$ мм, найбільший крутний момент 30 000 Н · м.

2.2.13. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПІДІЙМАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ ДЕТАЛЕЙ

Розглянемо найпростішу двомасову фізичну модель підіймального механізму крана і визначимо динамічні навантаження в пружних ланках у перехідний період роботи приводу. Металоконструкцію моста вважати мемо абсолютно жорсткою задля спрощення задачі.

Механізм підіймання (рис. 2.31, *a*) зводимо до розрахункової фізичної моделі (див. рис. 1.5) з поступальним рухом мас m_1 і m_2 , з'єднаних пружними ланками (канатами, валами, муфтами тощо) з жорсткістю C [21].

На фізичній моделі маси всіх ланок механізму, які відтворюють обертові рухи, вважаємо зведеними до вантажу масою m_1 ; m_2 — маса вантажу. Зведена жорсткість пружних елементів приводу на фізичній моделі наближено визначається жорсткістю канатного поліспасти C_{Π} як елемента, пружність якого значно перевищує жорсткості решти пружних елементів (валів, муфт, зубчастих зачеплень тощо).

Зведена до вантажу маса обертових деталей механізму

$$m_1 = \frac{\delta(I_p + I_M)u_M^2 \eta_M}{R_6^2} = \frac{1,2(0,538 + 0,463) \cdot 101,88^2 \cdot 0,85}{0,2087^2} = 243\,300 \text{ кг.} \quad (2.60)$$

Жорсткість канатного поліспасти

$$C_{\Pi} = \frac{E_K A_K z}{l} = \frac{1,2 \cdot 10^{11} \cdot 1,1458 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{13,5} = 4,073 \cdot 10^6 \text{ Н/м,}$$

де $l = 13,5$ м; $A_K = 1,1458 \cdot 10^{-4}$ м²;
 $E_K = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па.

Залежно від режиму роботи підіймального механізму можливі різні варіанти динамічного навантаження.

Насамперед розглянемо характерний для нормальної роботи варіант, коли з пуском двигуна вантаж підіймається з опо-

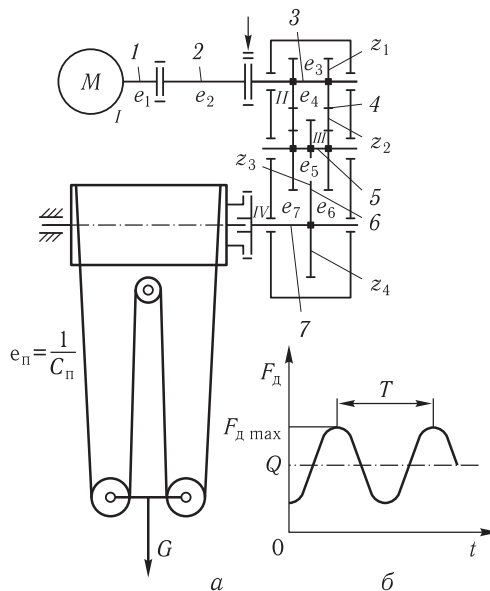


Рис. 2.31. Кінематична схема підіймального механізму (*a*) та графік динамічних навантажень (*б*)

ри на попередньо підтягнутих канатах (без слабини і провисання). До маси m_1 прикладена зведена до вантажу рушійна сила F , яку можна визначити через пусковий момент двигуна:

$$F = \frac{M_{\text{пmax}} u_M \eta_M}{R_{\zeta}} = \frac{569 \cdot 101,88 \cdot 0,85}{0,2087} = 236\,100 \text{ Н.}$$

Від дії сил на пружну систему її маси починають коливатися з власною коловою частотою

$$\omega = \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} = \sqrt{\frac{4,073 \cdot 10^6 \cdot (24,33 + 1,25) 10^4}{24,33 \cdot 10^4 \cdot 1,25 \cdot 10^4}} = 18,5 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Період власних коливань

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2 \cdot 3,14}{18,5} = 0,339 \text{ с.}$$

Динамічні сили в пружних зв'язках у пусковий період змінюються за гармонічним законом (рис. 2.31, б):

$$\begin{aligned} F_{\text{д}} &= \frac{m_2 E + m_1 G}{m_1 + m_2} (1 - \cos(pt)) = \\ &= \frac{1,25 \cdot 10^4 \cdot 2,361 \cdot 10^5 + 24,33 \cdot 10^4 \cdot 1,22\,625 \cdot 10^5}{(24,33 + 1,25) \cdot 10^4} (1 - \cos 18,5t) = \\ &= 128\,572 (1 - \cos(18,5t)). \end{aligned}$$

Максимальне значення динамічних сил у пружних зв'язках буде при $\cos(pt) = -1$

$$\begin{aligned} F_{\text{дmax}} &= G + 2(F - G) \frac{m_2}{m_1 + m_2} = \\ &= 122\,625 + 2(236\,100 - 122\,625) \frac{1,25 \cdot 10^4}{(1,25 + 24,33) \cdot 10^4} = 133\,715 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт динамічності

$$k_{\text{д}} = \frac{F_{\text{дmax}}}{G} = \frac{133\,715}{122\,625} = 1,09.$$

Динамічні сили в пружних зв'язках у період гальмування зведена до вантажу сила гальмування

$$F_{\text{г}} = \frac{M_{\text{г}} u_M}{R_{\zeta} \eta_M} = \frac{373,8 \cdot 101,88}{0,2087 \cdot 0,85} = 214\,678 \text{ Н;} \quad (2.61)$$

максимальна динамічна сила в пружних ланках механізму

$$F_{\text{дmax}} = G + 2(F_{\text{r}} - G)n_2 = \\ = 122\,625 + 2(214\,678 - 122\,625) \cdot 0,04887 = 131\,622 \text{ Н,}$$

де

$$n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} = \frac{1,25 \cdot 10^4}{(1,25 + 24,33) \cdot 10^4} = 0,04887.$$

Коефіцієнт динамічності в період гальмування

$$k_{\text{д}} = \frac{F_{\text{дmax}}}{G} = \frac{131\,622}{122\,625} = 1,073.$$

Динамічні навантаження в підйимальному механізмі можуть набувати великих значень, якщо вантаж підіймається з підхоплюванням, тобто з жорсткої опори при ослаблених канатах, та особливо великих — у кранах з вантажними електромагнітами, коли вантаж примагнічується до металевого настилу.

Динамічний вплив на механізм буде тим більшим, чим більші швидкість підхоплювання та жорсткість зв'язків:

$$F_{\text{дmax}} = v_0 \sqrt{m_2 C_{\text{п}}} + G = 0,15 \sqrt{1,25 \cdot 10^4 \cdot 4,073 \cdot 10^6} + \\ + 122\,625 = 156\,475 \text{ Н,} \quad (2.62)$$

де $v_0 = v_{1\phi} = 0,15$ м/с — швидкість підхоплювання (беремо такою, що дорівнює швидкості підймання).

Коефіцієнт динамічності

$$k_{\text{д}} = \frac{156\,475}{122\,625} = 1,276.$$

Практичний інтерес має визначення крутильної жорсткості привідної лінії підйимального механізму з циліндричним редуктором типу Ц2-500-50, 94-4М (рис. 2.31, а). Для цього розраховуємо податливість усіх деталей приводу, які передають крутний момент, і зведемо їх до вихідного вала редуктора (табл. 2.12).

Податливість деталей на ділянці I—II (рис. 2.31, а)

$$e_{\text{I—II}} = (e'_1 + e''_1 + e'_2 + e''_2 + e'''_2 + e'_3 + e''_3) \frac{1}{u_{\text{p}}^2}. \quad (2.63)$$

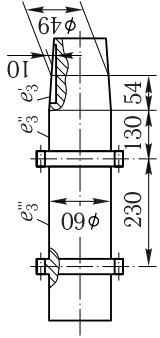
Податливості кожної з двох паралельних ліній пружних зв'язків на ділянці II—III:

$$e'_{\text{II—III}} = \frac{e'_4}{u_{\text{p}}^2} + (e''_4 + e'_5 + e''_5) \frac{1}{u_2^2}; \quad e''_{\text{II—III}} = \frac{e'''_3 + e'_4}{u_{\text{p}}^2} + (e''_4 + e'_5 + e''_5) \frac{1}{u_2^2},$$

де $u_2 = z_4/z_3$.

Таблиця 2.12. Формули для визначення податливості елементів приводу

Позначення пружного елемента	Назва пружного елемента	Ескіз	Формули для визначення податливості	Числове значення податливості, $\frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
1	Кінець вала електро-двигуна	<p>№ 1</p>	<p>Ділянка круглого вала: $e_1' = \lambda \frac{l}{d^4}$</p> <p>Ділянка вала, послабленого шпонкою: $e_1'' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4}$, де $k_{\text{шп}} = \frac{1}{1 - 4nh/d}$; h — глибина шпонкової канавки, м; $\lambda = 32/(\pi G)$;</p> <p>$G = 8 \cdot 10^{10}$ Па — модуль пружності дру-гого роду для сталі; n — коефіцієнт, який залежить від кількості і розміщення шпонок: $n = 0,5$ — для однієї врізної шпонки; $n = 1,0$ — для двох шпонок, які розміщені під кутом 90°</p>	<p>$2,14 \cdot 10^{-11}$</p> <p>$7,1 \cdot 10^{-11}$</p>
2	Проміжний вал	<p>№ 2</p>	$e_2' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4};$ $e_2'' = \lambda \frac{l}{d^4};$ $e_2''' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4}$	<p>$6,34 \cdot 10^{-11}$</p> <p>$63 \cdot 10^{-11}$</p> <p>$8,85 \cdot 10^{-11}$</p>

3	Швидкохідний вал редуктора	<p style="text-align: center;">№ 3</p> 	<p>Ділянка кінцевого вала, послабленого шпонкою:</p> $e_3' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4} \beta,$ <p>де $\beta = \frac{\alpha}{3} (l + \alpha + \alpha^2)$; $\alpha = \frac{d}{d_1}$; $k_{\text{шп}} \approx \frac{1}{1 - 4nh/d_1}$;</p> $e_3'' = \lambda \frac{l}{d^4};$ $e_3''' = \lambda \frac{l}{d^4}$	<p style="text-align: center;">$28,4 \cdot 10^{-11}$</p> <p style="text-align: center;">$12,05 \cdot 10^{-11}$</p> <p style="text-align: center;">$21,3 \cdot 10^{-11}$</p>
4	Зубчасті колеса швидкохідного ступеня	$z_1 = 10;$ $z_2 = 77;$ $m = 4 \text{ мм};$ $b = 60 \text{ мм (ширина колеса)}$	<p>Зубці коліс:</p> $e_4' = \lambda_3 \frac{10^{-6}}{b D_{\text{п.к1}}^2};$ $e_4'' = \lambda_3 \frac{10^{-6}}{b D_{\text{п.к2}}^2},$ <p>де $D_{\text{п.к1}}$, $D_{\text{п.к2}}$ — діаметри початкових кіл коліс, м</p>	<p style="text-align: center;">$29,2 \cdot 10^{-11}$</p> <p style="text-align: center;">$0,491 \cdot 10^{-11}$</p>

Продовження табл. 2.12

Позначення пружного елемента	Назва пружного елемента	Ескіз	Формули для визначення податливості	Числове значення податливості, $\frac{1}{\text{Н} \cdot \text{м}}$
5	Проміжний вал редуктора	<p>№ 5</p>	$e_5' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4};$ $e_5'' = \lambda \frac{l}{d^4}$	$1,37 \cdot 10^{-11}$ $1,72 \cdot 10^{-11}$
6	Зубчасті колеса тихохідного ступеня	<p>№ 6</p> <p>$z_3 = 13;$ $z_4 = 86;$ $m = 6 \text{ мм};$ $b = 150 \text{ мм}$</p>	$e_6' = \lambda_3 \frac{10^{-6}}{b D_{\text{п.к3}}^2};$ $e_6'' = \lambda_3 \frac{10^{-6}}{b D_{\text{п.к4}}^2}$	$3,07 \cdot 10^{-11}$ $0,07 \cdot 10^{-11}$
7	Ділянка тихохідного вала	<p>№ 7</p>	$e_7' = k_{\text{шп}} \lambda \frac{l}{d^4};$ $e_7'' = \lambda \frac{l}{d^4}$	$0,918 \cdot 10^{-11}$ $0,81 \cdot 10^{-11}$

Податливість двох паралельних ліній пружних зв'язків

$$\frac{1}{e_{II-III}} = \frac{1}{e'_{II-III}} + \frac{1}{e''_{II-III}}, \quad (2.64)$$

звідки

$$e_{II-III} = \frac{e'_{II-III} e''_{II-III}}{e'_{II-III} + e''_{II-III}}.$$

Податливість пружних зв'язків на ділянці III—IV

$$e_{III-IV} = \frac{e'_6}{u_2^2} + e''_6 + e'_7 + e''_7.$$

Загальна податливість деталей приводу

$$e = e_{I-II} + e_{II-III} + e_{III-IV}.$$

Крутильна жорсткість приводної лінії, зведена до вихідного вала редуктора,

$$C_\phi = 1/e.$$

Подібним способом можна визначити жорсткість, зведену до вала двигуна.

Зв'язок між лінійною C_L та крутильною C_ϕ жорсткостями:

$$C_L = C_\phi / R^2, \quad (2.65)$$

де R — радіус робочої ланки (ходового колеса, барабана).

Точніший метод визначення динамічних навантажень в елементах підймальних механізмів з урахуванням пружності ланок і характеристики привідного двигуна викладено в розд. 1.

2.3

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНОВОГО ВІЗКА

2.3.1. ВИБІР КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ ТА ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ

Механізм пересування візка можна зібрати за кінематичною схемою, наведеною на рис. 2.32. Крутний момент від двигуна до привідного колеса передається за допомогою вертикального редуктора типу ВКН. Масу візка можна визначити залежно від вантажності з графіків (рис. 2.33), які побудовані згідно з характеристиками кранів. Для крана вантажністю $Q = 12,5$ т маса візка $Q_B = 4,8$ т.

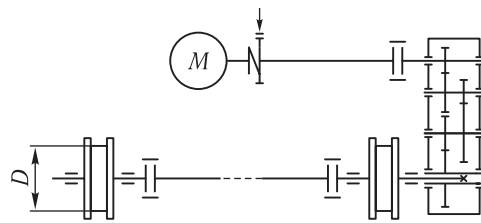


Рис. 2.32. Кінематична схема механізму пересування візка

За умови рівномірного розподілу між ходовими колесами вертикальних сил, що діють на візок, навантаження на одне колесо

$$F_{1к} = \frac{G + G_{в}}{4} = \frac{122,65 + 47,088}{4} = 42,428 \text{ кН},$$

де $G_{в} = Q_{в} g = 4800 \cdot 9,81 = 47\,088 \text{ Н} = 47,088 \text{ кН}$ — вага візка.

Залежно від навантаження на колесо, режиму роботи механізму і його швидкості вибираємо діаметр ходового колеса (дод. LVII). Для нашого розрахунку при $v_2 = 0,7 \text{ м/с} = 42 \text{ м/хв}$, режимі роботи 4-ї групи і наванта-

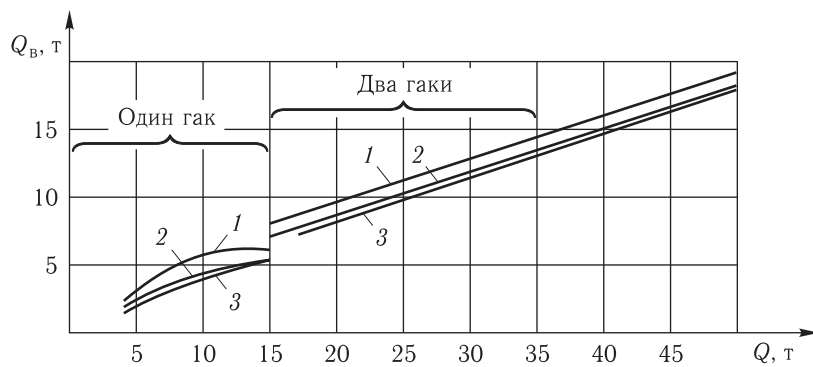


Рис. 2.33. Залежність власної маси візка від вантажності:
1, 2 і 3 — відповідно для режимів роботи 5-, 4- і 3-ї груп

Таблиця 2.13. Орієнтовні значення діаметрів ходових коліс візків і мостових кранів

Вантажність крана, т	Візок		Міст	
	Діаметр, мм			
	колеса	цапфи*	колеса	цапфи*
5...10	200...250	60...70	320...500	80...100
12,5...20,0	250...320	70...90	500...630	100...120
20...50	320...500	90...100	630...800	120...150

*Діаметр цапфи підшипників кочення $d = \frac{d_{в} + D_3}{2}$, де $d_{в}$ і D_3 — внутрішній і зовнішній діаметри підшипника.

женні $F_{1к} = 42,428$ кН вибираємо колесо діаметром $D_k = 250$ мм, дворебордне, з робочою доріжкою 70 мм завширшки (дод. LV).

Орієнтовно діаметри ходових коліс візків і мостових кранів можна вибирати за даними табл. 2.13.

2.3.2. РОЗРАХУНОК СИЛ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЮ ВІЗКА

Опір (сила опору), кН, пересуванню візка з номінальним вантажем у період усталеного руху

$$W_{ст} = (G + G_B) \frac{fd + 2k}{D_k} k_p + W_y + W_B, \quad (2.66)$$

де $G = 122,625$ кН — вага номінального вантажу; $d = (0,25 \dots 0,30) D_k$ — діаметр цапфи колеса: $d = (0,25 \dots 0,30) \cdot 0,25 = 0,0625 \dots 0,075$ м, беремо $d = 0,07$ м; f — коефіцієнт тертя в підшипниках коліс:

Підшипники	f
Ковзання відкритого типу	0,1
Букси з рідким мастилом	0,08
Кочення шарикові й роликові	0,015
Конічні	0,02

Підшипники вибираємо сферичні дворядні з $f = 0,015$; $k = 3 \cdot 10^{-4}$ м — коефіцієнт тертя кочення колеса по плоскій рейці (табл. 2.14) (колеса виготовляють зі сталі 65Г, твердість поверхні кочення НВ 320...350); $k_p = 2,5$ — коефіцієнт, який враховує опір від тертя реборд коліс об рейки та тертя струмоznімачів по трелеях (табл. 2.15); W_y — опір пересуванню від уклону колії:

$$W_y = (G + G_B) \alpha_y; \quad (2.67)$$

α_y — розрахунковий уклон підкранової колії ($\alpha_y = 0,001$ — для колії, укладеної на металевих балках із залізобетонним фундаментом; 0,002 — для колії, укладеної на дерев'яних шпалах зі щебеневною основою, а також для підвізкової колії мостових кранів. Прогин головної балки від ваги візка з номінальним вантажем $f_6 = 0,0214$ м (див. п. 2.5), тоді уклон від прогину головної балки

$$\alpha_y = \frac{2f_6}{L} = \frac{2 \cdot 0,0214}{16,5} = 0,0018.$$

Беремо $\alpha_y = 0,002$, для 0,5Q і 0,2Q — відповідно $\alpha_y = 0,001$ і 0,0005 (уклоном ненавантаженої головної балки нехтуємо); W_B — опір пересуванню від дії вітрового навантаження, визначається за формулою (1.10). В розрахунках мостового крана, призначеного для закритого приміщення, $W_B = 0$.

Таблиця 2.14. Значення коефіцієнта тертя кочення k

Рейка	$k \cdot 10^4$ м при діаметрі ходового колеса, мм				
	200 і 320	400 і 500	600 і 700	800	900 і 1000
Плоска З опуклою головою	<i>Для сталевих коліс</i>				
	3	5	6	6	7
Плоска З опуклою головою	<i>Для чавунних коліс</i>				
	4	6	8	8	9
	4	5	6	10	12
	5	7	9	12	14

Таблиця 2.15. Значення коефіцієнта тертя реборд k_p

Обід ходового колеса	Місце встановлення механізму	Привід механізму	k_p	Примітка
Конічний Циліндричний з ребордами Циліндричний без реборд	Крановий міст	Центральний	1,2	З боковими напрямними роликами
		Роздільний або центральний	1,5	
		—	1,1	
Циліндричний з ребордами	Крановий візок	Центральний	2,5 2,0	З жорстким струмопідводом З кабельним струмопідводом
Конічний одно-ребордний	Підвісний кран (дво-таврова балка)	Одно-сторонній	2,5 ¹ 2,0 ²	¹ опора котка — підшипники кочення; ² опора котка — підшипники ковзання
		Двосторонній	2,0 ¹ 1,8 ²	

Таблиця 2.16. Результати розрахунку механізму пересування візка

Показник розрахунку	Вантажність			Незавантажений візок
	Q	$0,5Q$	$0,25Q$	
Вага вантажу G , Н	122 625	61 312	30 656	0
Опір пересуванню візка в усталеному режимі $W_{ст}$, Н	3140	1897	1316	777
Зведений до вала двигуна статичний момент опору пересуванню візка $M_{ст.п}$, Н · м	28,86	18,07	13,18	8,67
ККД механізму η_m	0,85	0,82	0,78	0,7

Продовження табл. 2.16

Показник розрахунку	Вантажність			Незавантажений візок
	Q	$0,5Q$	$0,25Q$	
Зведений до вала двигуна момент інерції під час пуску та гальмування $I_{зв.п}$, кг · м ²	1,36	0,94	0,74	0,54
Тривалість пуску $t_п$, с	3,5	3,5	3,5	1,45
Прискорення візка під час пуску $a_п$, м/с ²	0,2	0,2	0,2	0,49
Опір пересуванню візка під час гальмування $W_{ст.г}$, Н	781	607	474	311
Зведений до вала двигуна статичний момент під час гальмування $M_{ст.г}$, Н · м	7,18	5,78	4,75	3,47
Тривалість гальмування візка $t_г$, с	3,5	3,5	3,5	1,45
Прискорення візка під час гальмування $a_г$, м/с ²	0,2	0,2	0,2	0,49
Зведений до вала двигуна середній пусковий момент при пересуванні $M_{п.ср}$, Н · м	64,24	42,5	32,4	42,5
Необхідний гальмівний момент на швидкохідному валу $M_г$, Н · м	-28,2	-18,7	-14,5	-30,4

Опір пересуванню візка з номінальним вантажем у період усталеного руху

$$\begin{aligned}
 W_{ст} &= (G + G_B) \left(\frac{fd + 2k}{D_K} k_p + \alpha_y \right) = \\
 &= (122\,625 + 47\,088) \left(\frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} 2,5 + 0,002 \right) = \quad (2.68) \\
 &= 3140 \text{ Н} = 3,14 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$

Статичні опори пересуванню візка з вантажами масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$ і $Q=0$ наведено в табл. 2.16.

2.3.3. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА І ВИБІР РЕДУКТОРА

Двигун механізмів пересування візків і кранів вибирають за пусковим моментом, який має забезпечувати стаціонарність руху без пробуксовування приводних коліс на рейках незавантаженого візка (крана). Щоб виконувалась ця умова, значення коефіцієнта запасу зчеплення має бути не менше ніж 1,2.

Для попереднього вибору двигуна визначаємо опір пересуванню завантаженого візка з урахуванням сил інерції в пусковий період:

$$W_0 = W_{ст} + (1,1 \dots 1,3)(Q + Q_B)a = \\ = 3140 + 1,2(12\,500 + 4800) \cdot 0,2 = 7,29 \text{ кН},$$

де $1,1 \dots 1,3$ — коефіцієнт, який враховує вплив на силу інерції обертальних мас приводу (беремо $1,2$); a — середнє прискорення візка (крана) під час пуску, м/с^2 :

Крани і візки, які транспортують рідкий і розпечений метал	0,1
Крани монтажні та їхні візки	0,15
Мостові крани загального призначення і візки з гнучким підвішуванням вантажу	0,2
Мостові крани і візки з жорстким підвішуванням вантажу	0,3
Козлові крани	0,1
Мостові крани з грейферними візками	0,8

Розрахункова потужність двигуна

$$P_p = \frac{W_0 v_2}{\eta_M \Psi_{п.ср}} = \frac{7,29 \cdot 0,7}{0,85 \cdot 1,6} = 3,75 \text{ кВт}, \quad (2.69)$$

де $\Psi_{п.ср}$ — середня кратність пускового моменту:

$$\Psi_{п.ср} = \frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}.$$

Значення кратності пускових моментів для електродвигунів, які працюють у пускових режимах, беруть такими: $\Psi_{\min} = 1,1 \dots 1,4$; $\Psi_{\max} = 1,8 \dots 2,5$; $\Psi_{п.ср} = 1,5 \dots 2,0$. Середні коефіцієнти перевантаження двигунів під час пуску залежать від їхнього типу: з незалежним збудженням $\Psi_{п.ср} = 1,7 \dots 1,8$; зі змішаним збудженням — $1,8 \dots 1,9$; з послідовним збудженням (серієсні) — $1,5 \dots 1,7$; для асинхронних з фазовим ротором $\Psi_{п.ср} = 1,5 \dots 1,7$.

Статична потужність електродвигуна

$$P_{ст} = \frac{W_{ст} v_2}{\eta_M} = \frac{3,14 \cdot 0,7}{0,85} = 2,58 \text{ кВт}.$$

За каталогом (дод. XXXVI) попередньо вибираємо електродвигун типу МТКФ111-6 з фазовим ротором і параметрами: потужність $P = 4,1 \text{ кВт}$ ($\text{ТВ} = 25 \%$); $n = 870 \text{ об/хв}$ ($\omega = 91,06 \text{ рад/с}$); $I_p = 0,0487 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_{п\max} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{4,1 \cdot 10^3}{91,06} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\Psi_{\max} = \frac{M_{п\max}}{M_H} = \frac{87}{45} = 1,93.$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_{p.p} = \frac{n}{n_k} = \frac{870}{53,5} = 16,26,$$

де n_k — частота обертання привідних коліс:

$$n_k = \frac{60v_2}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,7}{3,14 \cdot 0,25} = 53,5 \text{ об/хв.}$$

За каталогом (дод. LX) вибираємо редуктор типу ВКН-420-16-1 (з передатним числом $u_p = 16$, схема складання 1).

Фактична частота обертання привідних коліс

$$n_{k.f} = \frac{n}{u_p} = \frac{870}{16} = 54,4 \text{ об/хв.}$$

Фактична швидкість пересування візка з номінальним вантажем

$$v_{2\phi} = \frac{\pi D_k n_{k.f}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 54,4}{60} = 0,71 \text{ м/с.}$$

Зведені до вала електродвигуна статичні моменти сил опору пересуванню візка з вантажами масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$ та незавантаженого ($Q = 0$) відповідно:

$$M_{ст.п} = \frac{W_{ст} D_k}{2u_p \eta_M} = \frac{3140 \cdot 0,25}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} = 28,86 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ст.п} = \frac{1897 \cdot 0,25}{2 \cdot 16 \cdot 0,82} = 18,07 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ст.п} = \frac{1316 \cdot 0,25}{2 \cdot 16 \cdot 0,78} = 13,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ст.п} = \frac{777 \cdot 0,25}{2 \cdot 16 \cdot 0,7} = 8,67 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зведені до вала електродвигуна моменти інерції рухомих мас під час пуску та гальмування візка з вантажами масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$ та незавантаженого ($Q = 0$):

$$\begin{aligned} I_{зв.п} &= \delta \left(I_p + \sum I_M \right) + \frac{(Q + Q_B) R_k^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2(0,0487 + 0,053) + \\ &+ \frac{(12\,500 + 4800) \cdot 0,125^2}{16^2 \cdot 0,85} = 1,36 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_{зв.п} &= 1,2(0,0487 + 0,053) + \frac{(6250 + 4800) \cdot 0,125^2}{16^2 \cdot 0,82} = 0,94 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

$$I_{зв.п} = 1,2(0,0487 + 0,053) + \frac{(3125 + 4800) \cdot 0,125^2}{16^2 \cdot 0,78} = 0,74 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{зв.п} = 1,2(0,0487 + 0,053) + \frac{4800 \cdot 0,125^2}{16^2 \cdot 0,7} = 0,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Щоб забезпечити допустиме в період пуску прискорення $[a_{п}] = 0,2 \text{ м/с}^2$, тривалість пуску має становити

$$t_{п} = \frac{v_{2\phi}}{[a_{п}]} = \frac{0,71}{0,2} = 3,5 \text{ с.}$$

Ця тривалість пуску візка з номінальним вантажем буде забезпечуватись середнім пусковим моментом на валу двигуна

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв.\omega}}{t_{п}} + M_{ст.п} = \frac{1,36 \cdot 91,06}{3,5} + 28,86 = 64,24 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Із формули (2.12) визначаємо максимальний пусковий момент

$$M_{п.макс} = 2M_{п.ср} - \psi_{пmin} M_{н} = 2 \cdot 64,24 - 1,1 \cdot 45 = 79 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Мінімальний пусковий момент (перемикальний)

$$M_{п.min} = \psi_{пmin} M_{н} = 1,1 \cdot 45 = 49,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Середні пускові моменти під час пусків двигуна візка з вантажами масами $0,5Q$ і $0,25Q$, визначені з умови забезпечення пускової тривалості $t_{п} = 3,5 \text{ с}$:

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв.\omega}}{t_{п}} + M_{ст.п} = \frac{0,94 \cdot 91,06}{3,5} + 18,07 = 42,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = \frac{0,74 \cdot 91,06}{3,5} + 13,18 = 32,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Однак пуск двигуна незавантаженого візка доцільно здійснювати тим самим середнім пусковим моментом $M_{п.ср} = 42,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що і візка з вантажем масою $0,5Q$. У цьому разі пускова тривалість

$$t_{п} = \frac{I_{зв.п}\omega}{M_{п.ср} - M_{ст.п}} = \frac{0,54 \cdot 91,06}{42,5 - 8,67} = 1,45 \text{ с.}$$

Прискорення під час пуску незавантаженого візка

$$a = \frac{v_{2\phi}}{t_{п}} = \frac{0,71}{1,45} = 0,49 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску візка має бути 5...6 с і не більше.

2.3.4. ПЕРЕВІРКА ПРИВОДУ НА БУКСУВАННЯ

Щоб забезпечити запас зчеплення ($k_{зч} = 1,2$) під час пуску незавантаженого візка, його прискорення не повинно перевищувати значення, розрахованого за формулою

$$a_{пmax} = \left[\frac{G_{в.зч}}{G_{в}} \left(\frac{\varphi}{k_{зч}} + \frac{fd}{D_{к}} \right) - \frac{2k + fd}{D_{к}} k_{р} \right] g =$$

$$= \left[\frac{23\,544}{47\,088} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 0,07}{0,25} \right) - \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^{-4} + 0,015 \cdot 0,07}{0,25} \cdot 2,5 \right] \cdot 9,81 = 0,676 \text{ м/с}^2, \quad (2.70)$$

де $G_{в.зч}$ — зчіпна вага візка (визначається як навантаження на привідні колеса ненавантаженого візка):

$$G_{в.зч} = G_{в} \frac{z_{пр}}{z_{к}} = 23\,544 \text{ Н};$$

$z_{к}$ — загальна кількість ходових коліс візка; $z_{пр}$ — кількість привідних коліс; φ — коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з рейками: для кранів, встановлених на відкритих майданчиках, $\varphi = 0,12$, в закритих приміщеннях — $0,2$, на відкритому майданчику з піскоструминним пристроєм $\varphi = 0,25$.

Фактична тривалість пуску двигуна незавантаженого візка має бути не меншою за розрахункову, тобто

$$t_{п.нmin} = \frac{v_{2\phi}}{a_{пmax}} = \frac{0,71}{0,676} = 1,05 \text{ с}. \quad (2.71)$$

У нашому розрахунку

$$1,45 \text{ с} = t_{п} > t_{п.нmin} = 1,05 \text{ с}.$$

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення привідних коліс з рейками

$$k_{зч} = \frac{G_{в.зч} \varphi}{W_{ст} + G_{в} \left(\frac{v_{2\phi}}{t_{п.н} g} - \frac{z_{пр}}{z_{к}} f \frac{d}{D_{к}} \right)} =$$

$$= \frac{23\,544 \cdot 0,2}{777 + 47\,088 \left(\frac{0,71}{1,45 \cdot 9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \frac{0,07}{0,25} \right)} = 1,55 > 1,2. \quad (2.72)$$

За таких умов здійснюватиметься нормальний пуск, без буксування привідних коліс як незавантаженого, так і завантаженого візка.

Щоб забезпечити розрахункові пускові моменти двигуна під час пуску візка з вантажами масами $Q, 0,5Q, 0,25Q$ і незавантаженого ($Q=0$), проєктують магазин електричних опорів для ланцюга фазового ротора і систему керування приводом.

2.3.5. ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА НА НАГРІВ ЗА ЕКВІВАЛЕНТНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Потужність двигуна при пересуванні візка з номінальним вантажем у період усталеного руху

$$P_{н.в} = \frac{M_{ст}\omega}{10^3} = \frac{28,86 \cdot 91,06}{10^3} = 2,63 \text{ кВт.} \quad (2.73)$$

Середня (за робочий цикл) тривалість пуску приводу візка на переміщення вантажів масами $Q, 0,5Q, 0,25Q$ та незавантаженого візка ($Q=0$)

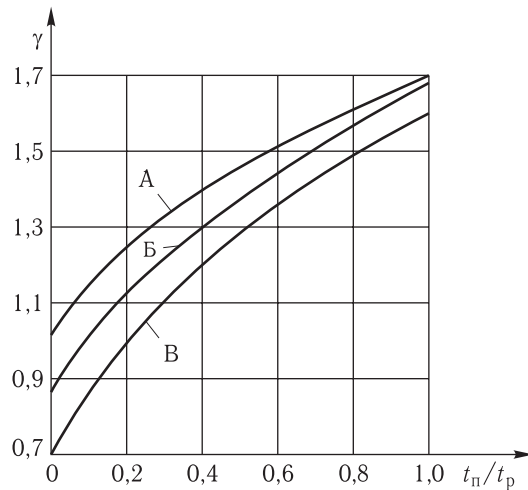
$$t_{п} = \frac{3,5 \cdot 3 + 1,45 \cdot 5}{8} = 2,22 \text{ с.}$$

Тривалість робочої операції пересування візка

$$t_{р} = \frac{L_{р}}{v_{2\phi}} = \frac{6}{0,71} = 8,5 \text{ с,}$$

де $L_{р}$ — середній робочий шлях візка, м (див. табл. 2.8). Беремо $L_{р} = 6$ м.

Визначаємо відношення середньої тривалості пуску до тривалості робочої операції $\frac{t_{п}}{t_{р}} = \frac{2,22}{8,5} = 0,26$. Потім за графіком (рис. 2.34, крива Б) зна-



ходимо коефіцієнт $\gamma = \frac{P_e}{P_{н.в}} = 1,18$ і визначаємо потужність

$$P_e = \gamma P_{н.в} = 1,18 \cdot 2,63 = 3,1 \text{ кВт.}$$

Рис. 2.34. Графіки впливу пускових режимів на еквівалентну потужність:

А — механізми пересування кранів, візків магнітних і грейферних кранів; повертання стрілових кранів; Б — підймальні механізми грейферних і магнітних кранів, механізми пересування візків гаківих кранів; В — підймальні механізми гаківих кранів

Таблиця 2.17. Значення коефіцієнтів K і K'

Група режиму роботи	$K = \frac{P_{e25}}{P_e}$	$K' = \frac{P_{e40}}{P_e}$	Група режиму роботи	$K = \frac{P_{e25}}{P_e}$	$K' = \frac{P_{e40}}{P_e}$
3	0,5	0,35	5	1,0	0,75
4	0,75	0,5	6	1,5	1,0

Для 4-ї групи режиму роботи еквівалентна потужність двигуна

$$P_{e25} = KP_e = 0,75 \cdot 3,1 = 2,33 \text{ кВт},$$

де K — коефіцієнт, значення якого залежить від режиму роботи. Для номінальної потужності двигуна K вибираємо за каталогом при $T_B = 25$ або 40% (табл. 2.17). Як бачимо, вибраний раніше двигун задовольняє умови нагрівання ($P = 4,1 \text{ кВт} > P_{e25} = 2,33 \text{ кВт}$).

2.3.6. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОГО МОМЕНТУ І ВИБІР ГАЛЬМА

Під час гальмування візка без вантажу допустиме максимальне прискорення, при якому забезпечується запас зчеплення коліс з рейками $k_{3ч} = 1,2$,

$$\begin{aligned}
 a_r &= \left[\frac{G_{в.3ч}}{G_B} \left(\frac{\varphi}{k_{3ч}} - \frac{fd}{D_K} \right) + \frac{fd + 2k}{D_K} k_p - \frac{W_B}{G_B} \right] g = \\
 &= \left[\frac{23\,544}{47\,088} \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,07}{0,25} \right) + \right. \\
 &\left. + \frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} \right] \cdot 9,81 = 0,861 \text{ м/с}^2, \quad (2.75)
 \end{aligned}$$

де $W_B = 0$ у закритому приміщенні; $k_p = 1$, що йде в запас при визначенні прискорення.

Виходячи з максимально допустимого прискорення в період гальмування, тривалість гальмування візка без вантажу

$$t_r = \frac{v_{2\phi}}{a_r} = \frac{0,71}{0,861} = 0,82 \text{ с.}$$

Допустимий шлях гальмування (табл. 2.18)

$$S_r = \frac{v_{2\phi}^2}{5400} = \frac{42,6^2}{5400} = 0,336 \text{ м}, \quad (2.76)$$

де $v_{2\phi} = 42,6 \text{ м/хв}$ — фактична швидкість пересування візка.

Таблиця 2.18. Допустимі значення шляху гальмування S_{Γ}

Коефіцієнт зчеплення ϕ	S_{Γ} загальмованих ходових коліс		
	усіх: $\frac{G_{B.зч}}{G_B} = 1$	половини: $\frac{G_{B.зч}}{G_B} = \frac{1}{2}$	чверті: $\frac{G_{B.зч}}{G_B} = \frac{1}{4}$
0,12	$\frac{v^2}{6500}$	$\frac{v^2}{3250}$	$\frac{v^2}{1650}$
0,2	$\frac{v^2}{11\,000}$	$\frac{v^2}{5400}$	$\frac{v^2}{3000}$
0,25	$\frac{v^2}{14\,000}$	$\frac{v^2}{7200}$	$\frac{v^2}{3700}$

Примітки: v — швидкість пересування, м/хв; G_B — вага кранового візка.

Мінімально допустима тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{2S_{\Gamma}}{v_{2\phi}} = \frac{2 \cdot 0,336}{0,71} = 0,95 \text{ с}, \quad (2.77)$$

інакше

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{зв.Г} \omega}{M_{ст.Г} - M_{\Gamma}}, \quad (2.78)$$

звідки розрахунковий гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = -\frac{I_{зв.Г} \omega}{t_{\Gamma}} + M_{ст.Г}, \quad (2.79)$$

де $I_{зв.Г}$ — зведений до вала електродвигуна момент інерції рухомих мас візка в період гальмування, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega = 91,06$ рад/с; $t_{\Gamma} = 3,5$ с (тривалість пуску візка з номінальним вантажем); $M_{ст.Г}$ — зведений до вала двигуна статичний момент опору пересуванню візка в період гальмування, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Опори пересуванню візка в період гальмування з вантажами масами $Q, 0,5Q, 0,25Q$ та без вантажу ($Q = 0$) при $k_p = 1$:

$$\begin{aligned} W_{ст.Г} &= (G + G_B) \left(\frac{fd + 2k}{D_k} - \alpha_y \right) = \\ &= (122\,625 + 47\,088) \left(\frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} - 0,002 \right) = 781 \text{ Н}; \quad (2.80) \\ W_{ст.Г} &= (61\,312 + 47\,088) \left(\frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} - 0,001 \right) = 607 \text{ Н}; \\ W_{ст.Г} &= (30\,656 + 47\,088) \left(\frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} - 0,0005 \right) = 474 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$W_{\text{ст.г}} = 47\,088 \frac{0,015 \cdot 0,07 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,25} = 311 \text{ Н (тут } \alpha_y = 0 \text{)}.$$

Зведені до вала електродвигуна статичні моменти сил опору пересуванню візка в період гальмування з вантажами масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$ і без вантажу ($Q = 0$):

$$M_{\text{ст.г}} = \frac{W_{\text{ст.г}} R_{\text{к}}}{u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}} = \frac{781 \cdot 0,125}{16 \cdot 0,85} = 7,18 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.81)$$

$$M_{\text{ст.г}} = \frac{607 \cdot 0,125}{16 \cdot 0,82} = 5,78 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.г}} = \frac{474 \cdot 0,125}{16 \cdot 0,78} = 4,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.г}} = \frac{311 \cdot 0,125}{16 \cdot 0,7} = 3,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідні гальмівні моменти на швидкохідному валу приводу для зупинення візка з вантажами масами Q , $0,5Q$, $0,25Q$:

$$M_{\Gamma} = -\frac{I_{\text{зв.г}} \omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст.г}} = -\frac{1,36 \cdot 91,06}{3,5} + 7,18 = -28,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = -\frac{0,94 \cdot 91,06}{3,5} + 5,78 = -18,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\Gamma} = -\frac{0,74 \cdot 91,06}{3,5} + 4,75 = -14,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Гальмування здійснюється в режимі противмикання двигуна.

Вважаючи, що прискорення під час гальмування незавантаженого візка буде таким самим, як і під час розганяння, тобто $a_{\Gamma} = 0,49 \text{ м/с}^2$, а тривалість гальмування $t_{\Gamma} = \frac{v_{2\phi}}{a_{\Gamma}} = \frac{0,71}{0,49} = 1,45 \text{ с}$, визначаємо необхідний гальмівний момент на швидкохідному валу приводу незавантаженого ($Q = 0$) візка

$$M_{\Gamma} = -\frac{0,54 \cdot 91,06}{1,45} + 3,47 = -30,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість гальмування для вантажних візків мостових кранів не повинна перевищувати 3...4 с [26].

Результати розрахунків механізму пересування вантажного візка наведено в табл. 2.16.

Під час екстреного гальмування у разі вимкнення електричного струму незавантажений візок має зупинитись, пройшовши гальмівний шлях

$S_{\Gamma} = 0,336$ м за час гальмування $t_{\Gamma} = 0,95$ с; гальмівний момент при цьому

$$M_{\Gamma} = -\frac{I_{зв.\Gamma}\omega}{t_{\Gamma}} + M_{ст.\Gamma} = -\frac{0,54 \cdot 91,06}{0,95} + 3,47 = -48,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.82)$$

Тут t_{Γ} беремо 0,95 с, тобто значення, яке перевищує тривалість гальмування, отриману за умов, коли візок гальмується з максимально допустимим прискоренням $a_{\Gamma} = 0,861$ м/с².

Вибираємо колодкове гальмо з гідроприводом типу ТТ-160, найбільший гальмівний момент якого 100 Н · м, діаметр шківів 160 мм, ширина колодки 75 мм, із гідроприводом типу ТЕГ-16, тягова сила на штоку якого становить 160 Н. Гальмо регулюємо на розрахунковий гальмівний момент (дод. XLVII). Гальмо ТТ-160 вмикають у екстрених випадках, тобто в разі вимкнення електроенергії.

2.3.7. ХОДОВІ КОЛЕСА І ЇХ РОЗРАХУНОК

Залежно від форми робочої поверхні кочення ходові колеса поділяють на циліндричні, конічні й бочкоподібні, за конструкцією — на одно- і дворобордні та безребордні.

Ходові колеса виготовляють без спиць, з суцільними дисками, литтям зі сталі 40Л і 55Л або штампуванням і прокатуванням на спеціальних колесопрокатних станах зі сталі 35, 50, 70, 65Г, 50Г2, 38ХГН, а також збірні (великих діаметрів). Виготовляють їх також з високоміцного чавуну з кулькоподібним графітом, що забезпечує менше спрацювання порівняно зі сталевими. Щоб підвищити зносостійкість та довговічність, поверхні кочення коліс термічно обробляють до твердості НВ 300...400 на глибину 10...30 мм, залежно від діаметра.

У візках мостових кранів застосовують одноробордні ходові колеса, для мостів — дворобордні колеса з циліндричним ободом, безребордні з горизонтальними опорними роликами та колеса з конічним ободом (привідні), щоб усунути перекося моста.

Для розрахунку колеса на міцність треба визначити силу, яка діє на одне ведуче колесо. За умови рівномірного навантаження на колеса візка ця сила

$$F_{\kappa} = \frac{G_{зч} + G_{в.зч}}{2} = \frac{61\,312 + 23\,544}{2} = 42\,428 \text{ Н}, \quad (2.83)$$

де $G_{зч} = 61\,312$ Н, $G_{в.зч} = 23\,544$ Н — ваги відповідно вантажу і візка, які діють на ведучі колеса (ці сили мають дорівнювати силам, які діють на непривідні колеса, або бути більшими за них).

Розрахункова сила, що діє на одне колесо,

$$F_{\rho} = k_1 \gamma F_{\kappa} = 1,2 \cdot 0,8 \cdot 42\,428 = 40\,731 \text{ Н}, \quad (2.84)$$

де k_1 — коефіцієнт, який залежить від режиму роботи механізму:

Режим роботи	k_1
Ручний	1,0
Машинний групи:	
3	1,1
4	1,2
5	1,4
6	1,6

γ — коефіцієнт змінності навантаження:

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{G}{G_0}\right)^3} \right]} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{122\,625}{47\,088}\right)^3} \right]} = 0,8; \quad (2.85)$$

G — вага номінального вантажу, Н; G_0 — власна вага крана з візком або самого візка з урахуванням ваги захоплювальних пристроїв, Н. Залежно від відношення G/G_0 коефіцієнт γ має такі значення:

G/G_0	γ
0,05	0,98
0,3	0,9
0,4	0,88
0,5	0,86
1,0 і більше	0,8

Для колеса зі сталі 65Г з твердістю поверхні кочення НВ 320...350 (дод. LXX) місцеві напруження зминання при лінійному контакті (циліндричний обід колеса)

$$\begin{aligned} \sigma_{зм} &= 0,418 \sqrt{\frac{F_p E_{зв}}{b R_k}} = 0,418 \sqrt{\frac{40\,731 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{0,048 \cdot 0,125}} = \\ &= 4,99 \cdot 10^8 \text{ Па} < [\sigma_{зм}] = 8,5 \cdot 10^8 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (2.86)$$

де $E_{зв}$ — зведений модуль пружності, Па: для чавунного колеса (модуль пружності E_2) і сталевій рейки (модуль пружності E_1)

$$E_{зв} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; \quad (2.87)$$

для сталевих колеса і рейки $E_{зв} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; де b — робоча ширина рейки; для вибраної рейки квадратного перерізу 60×60 мм:

$$b = B - 2r_1 = 60 - 2 \cdot 6 = 48 \text{ мм};$$

$r_1 = 6$ мм — радіус закруглення ребра рейки; $R_k = 0,125$ м — радіус колеса.

Місцеві напруження зминання для точкового контакту (конічний обід колеса і рейка із закругленою головкою)

$$\sigma_{зм} = m \sqrt[3]{\frac{F_p E_{зв}^2}{R_{\max}}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.88)$$

де R_{\max} — більший з двох радіусів (R_1 або R_k) поверхонь, що контактують, м; R_1 — радіус закруглення головки рейки, м; m — коефіцієнт, який залежить від співвідношення меншого та більшого радіусів контактних поверхонь, а саме R_k/R_1 , якщо $R_k < R_1$, або R_1/R_k , якщо $R_k > R_1$:

$\frac{R_1}{R_k} \left(\frac{R_k}{R_1} \right)$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05
m	0,39	0,4	0,42	0,44	0,47	0,49	0,57	0,6	0,72	0,8	0,97	1,28

2.4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

2.4.1. ВИБІР КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ І ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ

Вибираємо механізм пересування крана з роздільними приводами, кінематичну схему якого наведено на (рис. 2.35, а). Така схема з-поміж інших схем має значно меншу металомісткість.

За графіком (рис. 2.36) визначаємо масу крана: при вантажності 12,5 т, прольоті 16,5 м і $TВ = 25\%$ маса крана $Q_k = 23$ т. Попередньо вибираємо

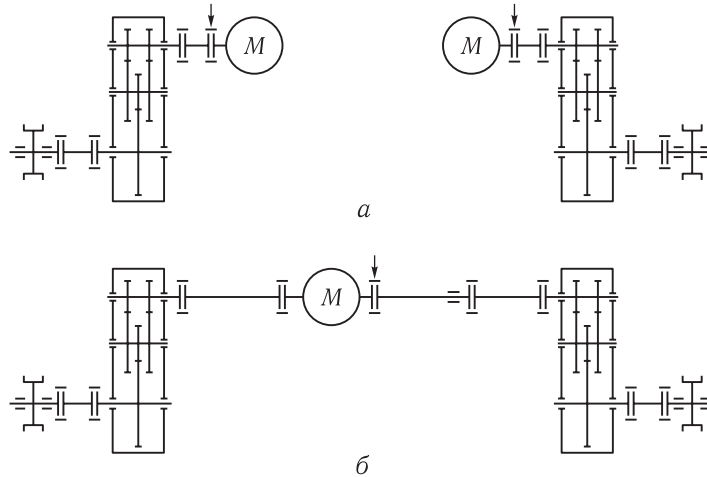


Рис. 2.35. Кінематичні схеми механізмів пересування крана:
а — з роздільними приводами; б — з центральним приводом

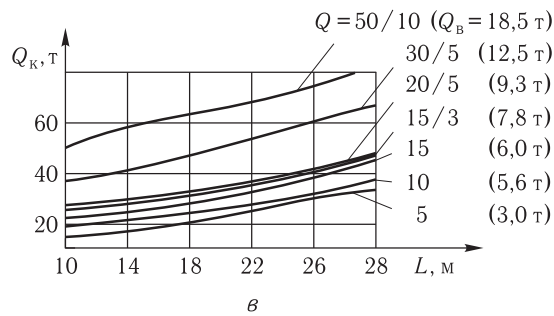
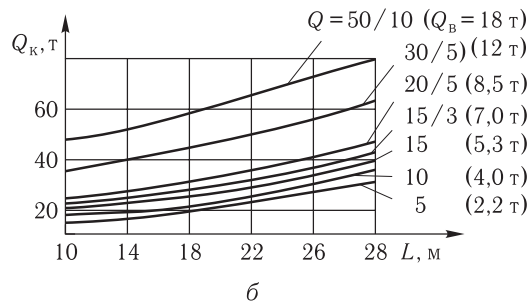
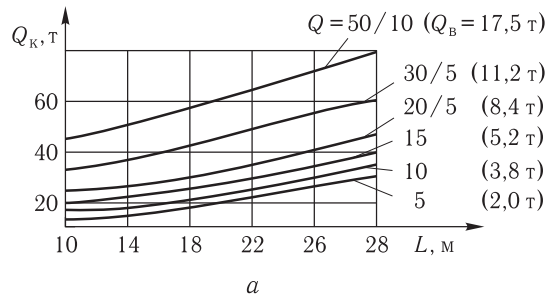


Рис. 2.36. Залежність загальної маси крана від вантажності Q і довжини прольоту L для режимів роботи груп: a — 3; b — 4; v — 5

діаметр ходових коліс $D_k = 500$ мм (дод. LVII, LIV). Колеса зі сталі 65Г, дво-ребордні з циліндричним ободом, твердість поверхні кочення HB 320...350, ширина її $b = 100$ мм. Рейка з закругленою головкою типу КР70. Діаметр цапфи $d = (0,2...0,25)D_k = (0,2...0,25) \cdot 500 = 100...125$ мм. Беремо $d = 110$ мм (див. табл. 2.13). Колеса змонтовані на радіальних сферичних дворядних роликотідшипниках, $f = 0,015$. Коефіцієнт $k_p = 1,5$ (табл. 2.15). Коефіцієнт тертя кочення $k = 6 \cdot 10^{-4}$ м (табл. 2.14). Уклон колії $\alpha_y = 0,001$.

2.4.2. РОЗРАХУНОК СИЛИ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЮ КРАНА

Під час пересування крана в період усталеного руху з номінальним вантажем Q сила опору

$$W_{\text{ст}} = (G + G_k) \left(\frac{fd + 2k}{D_k} k_p + \alpha_y \right) = (122\,625 + 225\,630) \times \left(\frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} 1,5 + 0,001 \right) = 3326 \text{ Н,}$$

де $G_k = Qg = 23\,000 \cdot 9,81 = 225\,630 \text{ Н}$ — вага крана.

Статичні опори пересуванню крана з вантажами масами $0,5Q$, $0,25Q$ і без вантажу ($Q = 0$) наведено в табл. 2.19.

Загальний опір у період пуску крана з номінальним вантажем з урахуванням інерційних сил

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{ст}} + (1,1 \dots 1,3)(Q + Q_k)a = 3326 + 1,2(12\,500 + 23\,000) \cdot 0,2 = 11\,846 \text{ Н,}$$

де a — середнє пускове прискорення крана: беремо $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$ (див. пп. 2.3.3).

Таблиця 2.19. Результати розрахунку механізму пересування крана з роздільними приводами

Показник розрахунку	Механізм пересування опор	Вантажність			Незавантажений візок
		Q	$0,5Q$	$0,25Q$	
Вага вантажу, Н		122 625	61 312	30 656	0
Опір пересуванню крана в усталеному режимі $W_{\text{ст}}$, Н	<i>A</i>	1068	1015	988	825
	<i>B</i>	2258	1725	1459	1330
Навантаження на опори, Н	<i>A</i>	111 835	106 262	103 476	86 420
	<i>B</i>	236 420	180 680	152 810	139 210
Зведений до вала двигуна статичний момент опору під час руху крана $M_{\text{ст}}$, Н · м	<i>A</i>	19,27	18,53	18,26	15,62
	<i>B</i>	40,74	31,5	26,96	25,18
ККД механізму η_m		0,85	0,83	0,82	0,81
Зведений до вала двигуна момент інерції мас $I_{\text{зв}}$, кг · м ²	<i>A</i>	3,36	—	—	2,76
	<i>B</i>	6,871	5,359	4,616	4,323
Тривалість пуску $t_{\text{п}}$, с	<i>A</i>	—	—	—	3,94
	<i>B</i>	7,35	7,35	7,35	3,94
Прискорення крана під час пуску a , м/с ²	<i>A</i>	—	—	—	0,37
	<i>B</i>	0,2	0,2	0,2	0,37
Необхідний середній пусковий момент, зведений до вала двигуна, $M_{\text{п.ср}}$, Н · м	<i>A</i>	63,1	—	—	82,7
	<i>B</i>	130,3	101,3	87,1	130,3

2.4.3. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА І ВИБІР РЕДУКТОРА

Перевірка приводу на усталеність руху (без буксування коліс)

Потужність електродвигуна визначають з урахуванням інерційних сил, які часто становлять більшу частину сил опору в пусковий період. Отже,

$$P_p = \frac{W_{\text{заг}} v_3}{10^3 \eta_M \Psi_{\text{ср}}} = \frac{11\,846 \cdot 1,5}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 13,1 \text{ кВт.}$$

Потужність одного двигуна роздільного приводу

$$P_{p1} = (0,5 \dots 0,6) P_p = 0,55 \cdot 13,1 = 7,15 \text{ кВт.} \quad (2.89)$$

За каталогом (дод. ХХХІІ) вибираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 211-6 з фазовим ротором: потужність двигуна $P = 9$ кВт (ТВ = 25%), $M_H = 93,93$ Н·м, $M_{\text{пmax}} = 191,3$ Н·м, $n = 915$ об/хв ($\omega = 95,77$ рад/с),

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{пmax}}}{M_H} = 2,04, \quad I_p = 0,115 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Найнесприятливіший розгін ненавантаженого крана реалізується тоді, коли візок розміщується на мосту в крайньому положенні біля кабіни — опора B (рис. 2.37). Тоді колеса лівої опори A сприйматимуть найменші навантаження, тому для них треба забезпечити умови руху без буксування під час пуску.

Сили, якими навантажені ходові колеса опор A і B :

$$R_B = \frac{L/2 \cdot G_M + (L - l_k) G_{\text{кб}} + (L - l_1) G_B}{L} =$$

$$= \frac{8,25 \cdot 158\,922 + 14,25 \cdot 19\,620 + 15 \cdot 47\,088}{16,5} = 139\,210 \text{ Н;} \quad (2.90)$$

$$R_A = \frac{L/2 \cdot G_M + l_k G_{\text{кб}} + l_1 G_B}{16,5} =$$

$$= \frac{8,25 \cdot 158\,922 + 2,25 \cdot 19\,620 + 1,5 \cdot 47\,088}{16,5} = 86\,420 \text{ Н,} \quad (2.91)$$

де $G_M = 158\,922$ Н — вага моста ($Q_M = 16\,200$ кг); $G_B = 47\,088$ Н — вага кранового візка ($Q_B = 4800$ кг); $G_{\text{кб}} = 19\,620$ Н — вага кабіни з електрообладнанням ($Q_{\text{кб}} = 2000$ кг).

Частота обертання ходових коліс крана

$$n_k = \frac{60 v_3}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,5} = 57,3 \text{ об/хв.}$$

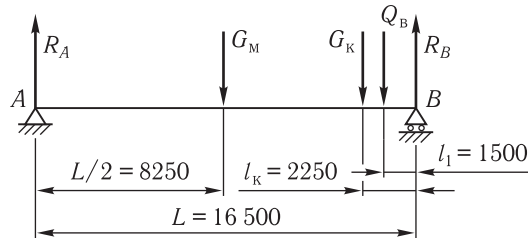


Рис. 2.37. Схема до розрахунку навантажень на ходові колеса моста

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_k} = \frac{915}{57,3} = 15,97.$$

Розрахункова потужність,

яку передає один редуктор під час усталеного руху крана з номінальним вантажем,

$$P_{ред} = k'_p P_{ст} = 2,25 \cdot 3,23 = 7,27 \text{ кВт}, \quad (2.92)$$

де $P_{ст}$ — потужність, яку при цьому розвиває один двигун:

$$P_{ст} = 0,55 \frac{3326 \cdot 1,5}{10^3 \cdot 0,85} = 3,23 \text{ кВт};$$

$k'_p = 2,25$ — коефіцієнт, який залежить від умов роботи редуктора [22].

За каталогом (дод. XXXIX...XLIV) вибираємо редуктори типів Ц2-250-16,3-1Ц і Ц2-250-16,3-5Ц.

Фактична частота обертання ходових коліс

$$n_{к.ф} = \frac{n}{u_{р.ф}} = \frac{915}{16,3} = 56,1 \text{ об/хв.}$$

Фактична швидкість пересування крана з номінальним вантажем

$$v_{3ф} = \frac{\pi D_k n_{к.ф}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 56,1}{60} = 1,47 \text{ м/с.}$$

Із умови обмеження прискорення в пусковий період допустима тривалість пуску привідних механізмів

$$t_{п.н} = \frac{v_{3ф}}{[a]} = \frac{1,47}{0,2} = 7,35 \text{ с.}$$

Зведений до вала двигуна статичний момент опору пересуванню механізму приводу опори A при ненавантаженому крані

$$M_{ст.п.н} = \frac{W_{ст} D_k}{2 u_p \eta_M} = \frac{825 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 15,62 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, віднесених до механізму приводу опори A, для ненавантаженого крана

$$I_{зв.н} = \delta (I_p + \Sigma I_M) + \frac{m_A R_k^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2 (0,115 + 0,053) + \frac{8809 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 2,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.93)$$

де $\Sigma I_M = I_{M1} + I_{M2} = 0,0455 + 0,0075 = 0,053 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{M1} = 0,0455 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти з гальмовим шківом діаметром $D_{ш} = 160 \text{ мм}$; $I_{M2} = 0,0075 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти загального призначення; m_A — рухома маса ненавантаженого крана, віднесена до опори A :

$$m_A = \frac{R_A}{g} = \frac{86\,420}{9,81} = 8809 \text{ кг.}$$

Зведені до валів двигунів привідних механізмів, розміщених біля опор A і B , статичні моменти опору пересуванню цих опор та моменти інерції рухомих мас крана, віднесених відповідно до цих опор, у разі переміщення краном вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ та ненавантаженого крана ($Q = 0$) наведено в табл. 2.19.

Середній пусковий момент двигуна (найбільший)

$$M_{п.ср} = \frac{M_{п.макс} + M_{п.мін}}{2} = \frac{191,3 + 1,1 \cdot 93,93}{2} = 147,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Пускові моменти двигуна механізму пересування, встановленого біля опори B , необхідні для розгону крана з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$:

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв} \omega}{t_{п}} + M_{ст.п} = \frac{6,871 \cdot 95,77}{7,35} + 40,74 = 130,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = \frac{5,359 \cdot 95,77}{7,35} + 31,5 = 101,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = \frac{4,616 \cdot 95,77}{7,35} + 26,96 = 87,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тривалість пуску двигуна механізму пересування, встановленого біля опори B , в період пуску ненавантаженого крана ($Q = 0$) визначаємо за умови, що цей двигун розвиває такий середній пусковий момент, як і при пуску крана з номінальним вантажем Q , тобто $M_{п.ср} = 130,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Отже,

$$t_{п} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{п.ср} - M_{ст.п}} = \frac{4,323 \cdot 95,77}{130,3 - 25,18} = 3,94 \text{ с.}$$

Тривалість пуску приводу, встановленого біля опори A , в період пуску ненавантаженого крана беремо таким самим, тобто $t_{п} = 3,94 \text{ с}$. Тоді середній пусковий момент на валу двигуна цього механізму в період пуску ненавантаженого крана

$$M_{п.ср} = \frac{2,76 \cdot 95,77}{3,94} + 15,62 = 82,7 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Прискорення під час розганання ненавантаженого крана

$$a = \frac{v_{3ф}}{t_{п}} = \frac{1,47}{3,94} = 0,37 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску для кранів має бути в межах 8...10 с [26].

Щоб забезпечити необхідний запас зчеплення ($k_{зч} = 1,2$) під час розганяння ненавантаженого крана, треба, щоб прискорення в цей період не перевищувало

$$a_{\text{пmax}} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z_{\text{к}}} \left(\frac{\varphi}{k_{зч}} + \frac{fd}{D_{\text{к}}} \right) - \frac{fd + 2k}{D_{\text{к}}} k_{\text{р}} \right] g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,5} \right) - \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} \right] 1,5 \times$$

$$\times 9,81 = 0,78 \text{ м/с}^2. \quad (2.94)$$

У нашому розрахунку

$$[a] = 0,37 \text{ м/с}^2 < a_{\text{пmax}} = 0,78 \text{ м/с}^2.$$

Фактичний запас зчеплення ведучих коліс з рейками

$$k_{зч} = \frac{G_{зч}\varphi}{W_{\text{ст}} + G_{\text{к}} \left(\frac{v_{3\phi}}{t_{\text{п}}g} - \frac{z_{\text{пр}}}{z_{\text{к}}} f \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} =$$

$$= \frac{112\ 815 \cdot 0,2}{2155 + 225\ 630 \left(\frac{1,47}{3,94 \cdot 9,81} - 0,015 \frac{0,11}{0,5} \right)} = 2,26 > 1,2, \quad (2.95)$$

$$\text{де } G_{зч} = \frac{z_{\text{пр}}}{z_{\text{к}}} G_{\text{к}} = \frac{2}{4} 225630 = 112815 \text{ Н.}$$

Умови збереження лінійності руху в період пуску виконано. Щоб забезпечити необхідні пускові моменти, треба вибрати набір електричних опорів, реле часу та спроектувати систему керування привідними механізмами. Результати розрахунку наведено в табл. 2.19.

2.4.4. ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА НА НАГРІВ ЗА ЕКВІВАЛЕНТНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Середня за робочий цикл тривалість пуску привідного механізму, встановленого біля опори В,

$$t_{\text{п}} = \frac{3 \cdot 7,35 + 5 \cdot 3,94}{8} = 5,22 \text{ с.}$$

Тривалість робочої операції з пересування моста

$$t_{\text{р}} = \frac{L_{\text{р}}}{v_{3\phi}} = \frac{12,4}{1,47} = 8,44 \text{ с,}$$

де L_p — середній робочий шлях крана (див. табл. 2.8):

$$L_p = \frac{3}{4}L = \frac{3}{4}16,5 = 12,4 \text{ м};$$

$L = 16,5 \text{ м}$ — довжина прольоту.

При $\frac{t_{\Pi}}{t_p} = \frac{5,22}{8,44} = 0,62$ за графіком (див. рис. 2.34, крива A) коефіцієнт

$$\gamma = \frac{P_e}{P_H} = 1,52, \text{ звідки}$$

$$P_e = \gamma P_H = 1,52 \cdot 3,9 = 5,93 \text{ кВт},$$

де P_H — потужність двигуна, встановленого біля опори B , в період усталеного руху:

$$P_H = \frac{W_{стВ} v_{3\Phi}}{10^3 \eta_M} = \frac{2258 \cdot 1,47}{10^3 \cdot 0,85} = 3,9 \text{ кВт}.$$

Для режиму роботи 4-ї групи еквівалентна потужність

$$P_{e25} = K P_e = 0,75 \cdot 5,93 = 4,45 \text{ кВт},$$

що задовольняє умови нагрівання.

2.4.5. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОГО МОМЕНТУ І ВИБІР ГАЛЬМА

Із умови запобігання юзу привідних коліс ($k_{3ч} \geq 1,2$) під час гальмування ненавантаженого крана максимально допустиме прискорення привідного механізму, встановленого біля опори A ,

$$a_r = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z_k} \left(\frac{\varphi}{1,2} - \frac{fd}{D_k} \right) + \frac{fd + 2k}{D_k} \right] g =$$

$$= \left[\frac{2 \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,5} \right) + \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5}}{4} \right] \cdot 9,81 = 0,86 \text{ м/с}^2.$$

З умови дотримання максимально допустимого прискорення тривалість гальмування приводу, встановленого біля опори A ,

$$t_r = \frac{v_{3\Phi}}{a_r} = \frac{1,47}{0,86} = 1,7 \text{ с}.$$

Допустимий шлях гальмування (див. табл. 2.18)

$$S_r = \frac{v_{3\Phi}^2}{5400} = \frac{88,2^2}{5400} = 1,44 \text{ м},$$

де $v_{3\Phi} = 88,2 \text{ м/хв}$ — швидкість пересування крана.

Мінімально допустима тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{2S_{\Gamma}}{v_{3\phi}} = \frac{2 \cdot 1,44}{1,47} = 1,96 \text{ с.}$$

Статичні моменти опору пересуванню та моменти інерції рухомих мас крана, зведені до валів двигунів механізмів пересування, встановлених біля опор A і B , у разі переміщення вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ та для ненавантаженого крана розраховують так само, як і для вантажного візка. Після цього визначають необхідні гальмівні моменти, які реалізуються в режимах противмикання електродвигунів.

Для екстреного гальмування (у разі вимкнення електроенергії) визначаємо гальмівний момент і вибираємо гальма.

Зведений до вала двигуна привідного механізму, встановленого біля опори A , статичний момент сил опору пересуванню під час гальмування ненавантаженого крана

$$M_{\text{ст.г.н}} = \frac{W_{\text{ст.г.н}} D_{\text{к}}}{2u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}} = \frac{406,2 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 7,69 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де

$$W_{\text{ст.г.н}} = R_A \frac{fd + 2k}{D_{\text{к}}} - \alpha_{\text{у}} = 86 \cdot 420 \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} - 0,001 = 406,2 \text{ Н};$$

$$I_{\text{зв.г.н}} = \delta(I_{\text{р}} + \Sigma I_{\text{м}}) + \frac{m_A R_{\text{к}}^2}{u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}} = 0,2016 + \frac{8809 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 2,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Гальмівний момент на валу двигуна

$$M_{\Gamma} = -I_{\text{зв.г.н}} \frac{\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст.г.н}} = -\frac{2,76 \cdot 95,77}{1,96} + 7,69 = -127,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За значенням цього моменту вибираємо колодкові гальма типу ТТ-200 з електрогідроприводом. Найбільший гальмівний момент гальма $200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, діаметр шківів 200 мм , ширина колодки 95 мм ; тип електрогідроприводу ТЕГ-25 з тяговою силою 250 Н . Гальмо регулюємо на розрахунковий гальмівний момент (дод. XLVII).

2.4.6. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМАХ ПЕРЕСУВАННЯ

Механізм з роздільним приводом можна замінити еквівалентною дво-масовою фізичною моделлю, в якій одна з мас представлена моментом інерції I_1 — сумарним моментом інерції ротора і муфти на швидкохідному валу, а друга — моментом інерції I_2 — зведеним до швидкохідного вала моментом інерції мас приводу і крана з обертальним та поступальним рухом. Маси з'єднані пружними зв'язками (валами, муфтами) із зведеною крутильною жорсткістю C_{ϕ} .

Максимальний момент у пружному зв'язку в пусковий період

$$M_{д\max} = M_{ст} + 2(M_{п\max} - M_{ст}) \frac{I_2}{I_1 + I_2} =$$

$$= 40,74 + 2(191,3 - 40,74) \frac{6,703}{0,168 + 6,703} = 334,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $M_{п\max} = 191,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — максимальний пусковий момент електродвигуна; $M_{ст} = 40,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — статичний момент опору пересуванню крана, зведений до вала двигуна в більш несприятливому випадку (для привідного механізму, встановленого біля опори B).

Моменти інерції мас:

$$I_1 = I_p + \Sigma I_M = 0,115 + 0,053 = 0,168 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_2 = 0,2(I_p + \Sigma I_M) + \frac{m_B R_K^2}{u_p^2 \eta_M} = 0,2(0,115 + 0,053) +$$

$$+ \frac{24\,100 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,85} = 6,703 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

при цьому маса деталей і вузлів крана, віднесена до опори B ,

$$m_B = \frac{R_B}{g} = \frac{236\,420}{9,81} = 24\,100 \text{ кг}.$$

Коефіцієнт динамічності

$$k_d = \frac{M_{д\max}}{M_{ст}} = \frac{334,5}{40,74} = 8,21.$$

Як показують розрахунки, в механізмах пересування коефіцієнт динамічності досить великий, набагато більший, ніж у підймальних механізмах. Це слід враховувати в розрахунках деталей механізмів пересування на міцність і витривалість (на втому) матеріалу.

2.4.7. РОЗРАХУНОК ХОДОВИХ КОЛІС

Ходові колеса крана — дворебордні, з циліндричним ободом, матеріал — сталь 65Г з твердістю поверхні кочення НВ 320...350. Для коліс з поверхнею кочення 100 мм завширшки вибираємо рейку типу КР70 із закругленою головкою радіусом $R_1 = 0,4 \text{ м}$.

Розрахункова сила, що діє на одне колесо,

$$F_p = k_1 \gamma \frac{F_{B\max}}{2} = 1,2 \cdot 0,86 \frac{236\,420}{2} = 121\,993 \text{ Н},$$

де $k_1 = 1,2$ (див. пп. 2.3.7); $\gamma = 0,86$ при $\frac{G}{G_0} = \frac{122\,625}{225\,630} = 0,543$ (див. пп. 2.3.7).

За формулою (2.88) визначаємо місцеве контактне напруження зми-
нання в разі точкового контакту

$$\sigma_{зм} = m \sqrt[3]{\frac{F_p E_{зв}^2}{R_{\max}^2}} = 0,46 \sqrt[3]{\frac{121\,993(2 \cdot 10^{11})^2}{0,4^2}} = 1,44 \cdot 10^9 \leq [\sigma_{зм}] = 2,158 \cdot 10^9 \text{ Па},$$

де $m = 0,46$ для $\frac{R_k}{R_1} = \frac{0,25}{0,40} = 0,625$ (див. пп. 2.3.7).

З більшою точністю допустиме напруження визначають з умов ви-
тривалості залежно від сумарної кількості обертів колеса N за період його
служби. При $N \leq 10^4$ допустиме значення ефективних напружень $[\sigma_{н.е}] =$
 $= (2,5 \dots 3,0) \text{ НВ}$ не змінюється. Якщо сумарна кількість обертів колеса за
період служби велика ($N > 10^4$), то граничне значення допустимого на-
пруження зменшується:

$$[\sigma_{н}] = [\sigma_{н.е}] \sqrt[9]{10^4/N},$$

де N — зведена кількість обертів ходового колеса за період служби:

$$N = n_1 + n_2 \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 + n_3 \left(\frac{F_3}{F_1}\right)^3 + \dots;$$

$F_1, F_2, F_3 \dots$ — сили, що діють на ходові колеса при кількості обертів $n_1,$
 $n_2, n_3 \dots$;

$$n_1 = 3600 \frac{v_{3ф}}{\pi D_k} t_{к1};$$

D_k — діаметр колеса, м; $t_{к1}$ — тривалість роботи крана, год, з номіналь-
ним навантаженням за весь період служби; $v_{3ф}$ — швидкість пересування
крана, м/с.

2.4.8. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА З ЦЕНТРАЛЬНИМ ДВИГУНОМ, ШВИДКОХІДНИМИ ТРАНСМІСІЙНИМИ ВАЛАМИ І КІНЦЕВИМИ РЕДУКТОРАМИ

Кінематичну схему механізму зображено на рис. 2.35, б. Електродви-
гун через швидкохідні трансмісійні вали і кінцеві редуктори приводить у
рух ходові колеса. Вали ведучих коліс з'єднані зубчастими муфтами з ти-
хохідними валами редукторів. Трансмісійні вали складаються з окремих
коротких валів, з'єднаних між собою також зубчастими муфтами і вста-
новлених на проміжних підшипниках.

За середньою розрахунковою потужністю (13,1 кВт) в каталозі (дод. XXXII)
вибираємо електродвигун типу МТФ 311-6 потужністю $P = 13 \text{ кВт}$

(ТВ = 25 %), $n = 935$ об/хв ($\omega = 97,86$ рад/с); $M_{\text{пmax}} = 313,9$ Н·м, $M_{\text{н}} = 132,8$ Н·м; $\psi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{пmax}}}{M_{\text{н}}} = 2,36$; $I_{\text{р}} = 0,225$ кг·м².

Під час пуску ненавантаженого крана прискорення не повинно перевищувати $a_{\text{пmax}} = 0,78$ м/с² (див. формулу (2.94)).

Вибираємо редуктори типів Ц2-250-16,3-1Ц і Ц2-250-16,3-5Ц.

Фактична частота обертання ходових коліс

$$n_{\text{к.ф}} = \frac{n}{u_{\text{р}}} = \frac{935}{16,3} = 57,36 \text{ об/хв.}$$

Фактична швидкість пересування крана

$$v_{3\phi} = \frac{\pi D_{\text{к}} n_{\text{к.ф}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 57,36}{60} = 1,5 \text{ м/с.}$$

Тривалість пуску приводу, визначена з умови забезпечення допустимого прискорення $a_{\text{н}} = 0,2$ м/с²,

$$t_{\text{п}} = \frac{v_{3\phi}}{[a_{\text{н}}]} = \frac{1,5}{0,2} = 7,5 \text{ с.}$$

Тривалість пуску механізмів пересування мостових кранів залежно від їхньої вантажності коливається в межах 3...8 с.

Сили опору пересуванню крана з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ і ненавантаженого ($Q=0$) крана з роздільними приводами наведено в табл. 2.19, з центральним приводом — у табл. 2.20.

Статичний момент сил опору пересуванню ненавантаженого крана

$$M_{\text{ст.п}} = \frac{W_{\text{ст}} D_{\text{к}}}{2u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}} = \frac{2155 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 40,8 \text{ Н·м.}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції обертових і поступальних мас ненавантаженого крана під час пуску та гальмування

$$I_{\text{зв.н}} = \delta(I_{\text{р}} + \Sigma I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{к}} R_{\text{к}}^2}{u_{\text{р}}^2 \eta_{\text{м}}} =$$

$$= 1,2(0,225 + 0,479) + \frac{23\,000 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 7,525 \text{ кг·м}^2;$$

$$\Sigma I_{\text{м}} = I_{\text{м1}} + \Sigma I_{\text{м2}} = 0,269 + 7 \cdot 0,03 = 0,479 \text{ кг·м}^2,$$

де $I_{\text{м1}} = 0,269$ кг·м² — момент інерції муфти з гальмовим шківом $D_{\text{ш}} = 250$ мм; $I_{\text{м2}} = 0,03$ кг·м² — момент інерції муфти загального призначення.

Таблиця 2.20. Результати розрахунку механізму пересування крана з центральним приводом

Показник розрахунку	Вантажність			Невантажений кран
	Q	$0,5Q$	$0,25Q$	
Вага вантажу G , Н	122 625	61 312	30 656	0
Опір пересуванню крана в усталеному режимі $W_{ст}$, Н	3326	2740	2447	2155
Зведений до вала двигуна статичний момент опору під час руху крана $M_{ст.п}$, Н · м	60	50	45,2	40,8
Зведений до вала двигуна момент інерції в період пуску та гальмування $I_{зв}$, кг · м ²	10,67	9,036	8,249	7,525
ККД механізму η_m	0,85	0,83	0,82	0,81
Тривалість пуску t_p , с	7,5	7,5	7,5	4,6
Прискорення крана під час пуску a_p , м/с ²	0,2	0,2	0,2	0,33
Опір пересуванню крана під час гальмування $W_{ст.г}$, Н	1637	1349	1205	1060
Зведений до вала двигуна статичний момент під час гальмування $M_{ст.г}$, Н · м	29,5	25,2	22,7	20,1
Тривалість гальмування t_g , с	7,5	7,5	7,5	4,6
Прискорення крана під час гальмування a_g , м/с ²	0,2	0,2	0,2	0,33
Необхідний гальмівний момент під час рухового (робочого) гальмування M_g , Н · м	-109,7	-92,7	-84,9	-140

Зведені до вала двигуна статичні моменти сил опору пересуванню крана і моменти інерції рухомих мас крана в період пуску та гальмування під час переміщення вантажів масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ наведено в табл. 2.20.

Середній пусковий момент двигуна (найбільший)

$$M_{п.ср} = \frac{M_{пmax} + M_{пmin}}{2} = \frac{313,9 + 1,1 \cdot 132,8}{2} = 230 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідні пускові моменти на валу двигуна механізму пересування для пуску крана з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$:

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв}\omega}{t_p} + M_{ст.п} = \frac{10,67 \cdot 97,86}{7,5} + 60 = 199,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = \frac{9,036 \cdot 97,86}{7,5} + 50 = 167,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{п.ср} = \frac{8,249 \cdot 97,86}{7,5} + 45,2 = 152,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску двигуна механізму пересування в період пуску ненавантаженого крана ($Q = 0$) визначаємо за умови, що привідний двигун розвиває такий середній пусковий момент, як і під час пуску крана з номінальним вантажем Q , тобто $M_{п.ср} = 199,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Отже,

$$t_{п} = \frac{I_{зв.п} \omega}{M_{п.ср} - M_{ст.п}} = \frac{7,525 \cdot 97,86}{199,2 - 40,8} = 4,6 \text{ с.}$$

Фактичне прискорення під час пуску ненавантаженого крана

$$a_{п.ф} = \frac{v_{3\phi}}{t_{п}} = \frac{1,5}{4,6} = 0,33 \text{ м/с}^2.$$

Фактичний запас зчеплення ведучих коліс з рейками (формула (2.95)):

$$k_{зч} = \frac{112 \cdot 815 \cdot 0,2}{2155 + 225 \cdot 630 \left(\frac{1,5}{4,6 \cdot 9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \frac{0,11}{0,5} \right)} = 2,43 > 1,2.$$

Умови збереження лінійності руху в період пуску крана виконано. Щоб створити необхідні (розрахункові) пускові моменти на валу двигуна, вибирають електричні опори для ланцюга ротора, реле часу та проектують схему керування приводом.

2.4.9. ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА НА НАГРІВ

Середня за робочий цикл тривалість пуску приводу механізму пересування крана

$$t_{п} = \frac{3 \cdot 7,5 + 5 \cdot 4,6}{8} = 5,7 \text{ с.}$$

Тривалість робочої операції пересування крана

$$t_{р} = \frac{12,4}{1,5} = 8,27 \text{ с.}$$

При $\frac{t_{п}}{t_{р}} = \frac{5,7}{8,27} = 0,69$ за графіком (див. рис. 2.34, крива А) коефіцієнт

$$\gamma = \frac{P_e}{P_n} = 1,55, \text{ звідки}$$

$$P_e = \gamma P_n = 1,55 \cdot 5,87 = 9,1 \text{ кВт},$$

де P_n — потужність двигуна в період усталеного руху:

$$P_n = \frac{W_{ст} v_{3\phi}}{10^3 \eta_m} = \frac{3326 \cdot 1,5}{10^3 \cdot 0,85} = 5,87 \text{ кВт.}$$

Для режиму роботи 4-ї групи еквівалентна потужність

$$P_{e25} = K P_e = 0,75 \cdot 9,1 = 6,83 \text{ кВт},$$

що задовольняє умови нагрівання.

2.4.10. РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОГО МОМЕНТУ І ВИБІР ГАЛЬМА

Прискорення під час гальмування крана не повинно перевищувати значення $a_r = 0,86 \text{ м/с}^2$.

Виходячи з умови забезпечення максимально допустимого прискорення, тривалість гальмування ненавантаженого крана

$$t_{r.н} = \frac{v_{3ф}}{a_r} = \frac{1,5}{0,86} = 1,74 \text{ с.}$$

Допустимий гальмівний шлях (див. табл. 2.18)

$$S_r = \frac{v_{3ф}^2}{5400} = \frac{90^2}{5400} = 1,5 \text{ м,}$$

де $v_{3ф} = 90 \text{ м/хв}$ — фактична швидкість пересування крана з центральним приводом.

Тривалість гальмування

$$t_r = \frac{2S_r}{v_{3ф}} = \frac{2 \cdot 1,5}{1,5} = 2 \text{ с.}$$

Зведені до вала двигуна статичні моменти сил опору переміщенню і моменти інерції рухомих мас крана в разі гальмування крана з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $0,25Q$ і ненавантаженого крана ($Q = 0$) розраховують так само, як і для вантажного візка. Після цього визначають необхідні гальмівні моменти, які створюються електродвигуном у режимі противмикання (див. табл. 2.20).

Для екстреного гальмування (у разі вимкнення енергії) визначаємо гальмівний момент і вибираємо гальма.

Статичний момент, зведений до вала двигуна, в разі гальмування крана без вантажу

$$M_{ст.г.н} = \frac{W_{ст.г.н} D_k}{2u_p \eta_M} = \frac{1060 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 20,1 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

де

$$W_{ст.г.н} = G_k \frac{fd + 2k}{D_k} - \alpha_y =$$

$$= 225 \cdot 630 \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} - 0,001 = 1060 \text{ Н;}$$

$$I_{зв.г.н} = \delta(I_p + \Sigma I_M) + \frac{m_k R_k^2}{u_p^2 \eta_M} =$$

$$= 1,2(0,225 + 0,479) + \frac{23 \cdot 000 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 7,525 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$m_k = 23 \cdot 000 \text{ кг}$ — маса крана.

Гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = -\frac{7,525 \cdot 97,86}{2} + 20,1 = -348,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо колодкеве гальмо типу ТТ-250 з гідроприводом. Найбільший гальмівний момент 400 Н · м, діаметр шківів $D_{\text{ш}} = 250$ мм, ширина колодки 105 мм; гідропривід типу ТЕГ-25 з тяговою силою на штоку 250 Н. Гальмо регулюємо на розрахунковий гальмівний момент (дод. XLVII).

2.4.11. РОЗРАХУНОК ТРАНСМІСІЙНИХ ВАЛІВ

Швидкохідні трансмісійні вали розраховують на міцність, визначають допустимі відстані між опорами, перевіряють допустимі кути закручування та критичну частоту обертання (в разі виникнення крутильних та згинальних коливань).

За розрахунковий крутний момент на трансмісійному валу беруть пусковий момент, що передається валом, коли візок з номінальним вантажем перебуває в крайньому положенні (наприклад, біля опори *B*):

$$M_{\text{p}} = \frac{F_{\text{B}}}{G_{\text{к}} + G} M_{\text{пmax}} = \frac{236\ 420}{225\ 630 + 122\ 625} 313,9 = 213,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Попередньо, з умови міцності при крученні, діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{p}}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{213,1}{0,2 \cdot 27,5 \cdot 10^6}} = 0,0338 \text{ м}, \quad (2.96)$$

де $[\tau]$ — допустиме напруження при крученні, Па: $[\tau] = 0,6[\sigma]$. Допустиме напруження при згинанні $[\sigma]$ беремо з дод. XVI, LXX.

Матеріал вала — сталь 35 (Ст5), $[\sigma] = 44,15$ МПа (режим навантаження 3-ї групи), $[\tau] = 27,5$ МПа.

Беремо діаметр вала $d = 40$ мм (розмір посадкового місця для маточин зубчастих муфт), діаметр гладенької частини вала — 52 мм.

Найбільшу допустиму відстань між підшипниковими опорами трансмісійного вала визначаємо з умови дотримання його допустимого статичного прогину:

$$l = \sqrt[3]{\frac{19,2Ed^4}{5q} \frac{f}{l}} = \sqrt[3]{\frac{19,2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,052^4}{5 \cdot 161,86} \frac{1}{700}} = 3,735 \text{ м}, \quad (2.97)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па — модуль поздовжньої пружності сталі; q — лінійна вага вала, Н/м ($q = 161,86$ Н/м при $d = 0,052$ м); $\frac{f}{l}$ — допустимий відносний прогин вала (беремо в межах $\frac{1}{700} \dots \frac{1}{1000}$).

Виконавши ескізне компоновання механізму пересування на мосту, відстань між підшипниками беремо $l_1 = 2,2$ м, а між опорами підшипників і зубчастою муфтою $l = 2,1$ м.

Кут закручування вала

$$\varphi_0 = \frac{M_p l_1}{G I_p} = \frac{213,1 \cdot 2,2}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,1 \cdot 0,052^4} = 0,008 \text{ рад} = 0,46^\circ, \quad (2.98)$$

де $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па — модуль пружності другого роду для сталі; I_p — полярний момент інерції перерізу вала, м⁴: $I_p = 0,1d^4$.

Кут закручування вала 1 м завдовжки

$$\varphi = \frac{0,46}{2,2} = 0,21 \text{ град/м} < [\varphi] = 0,25 \text{ град/м.}$$

Швидкохідний вал перевіряємо на критичну частоту обертання. Для цього порівнюємо частоту вимушених коливань з частотами власних крутильних і згинальних коливань трансмісійного вала. Замінімо механізм пересування двомасовою пружною моделлю, для якої частота власних крутильних коливань

$$p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_\varphi (I_1 + I_2)}{I_1 I_2}}, \quad (2.99)$$

де C_φ — загальна крутильна жорсткість обох віток трансмісійного вала, Н · м; $I_1 = 0,704$ кг · м² — момент інерції ротора двигуна і муфт; I_2 — зведений до швидкохідного вала момент інерції обертових мас редуктора і ведучих коліс та мас крана, що рухаються поступально, кг · м².

Трансмісійний вал складається з трьох валів, що з'єднані між собою зубчастими муфтами. Загальна довжина однієї вітки вала між двигуном і редуктором $l_1 = 6,8$ м.

Податливість однієї вітки вала можна визначити за формулою з табл. 2.12

$$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l_1}{d^4} = \frac{32}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10}} \frac{6,8}{0,052^4} = 1,185 \cdot 10^{-4} \text{ 1/(Н · м)}.$$

Крутильна жорсткість однієї вітки вала

$$C_{\varphi 1} = \frac{1}{e} = \frac{1}{1,185 \cdot 10^{-4}} = 0,844 \cdot 10^4 \text{ Н · м.}$$

Загальна жорсткість обох віток вала

$$C_\varphi = 2C_{\varphi 1} = 2 \cdot 0,844 \cdot 10^4 = 1,688 \cdot 10^4 \text{ Н · м.}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції обертових та поступальних мас приводу і крана

$$I_2 = 0,2(I_p + \sum I_M) + \frac{m_k R_k^2}{u_p^2 \eta_M} =$$

$$= 0,2(0,225 + 0,479) + \frac{23\,000 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 6,82 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (2.100)$$

У разі пересування крана з номінальним вантажем

$$I_2 = 0,2(0,225 + 0,479) + \frac{35\,500 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 9,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Частоти власних крутильних коливань вала ненавантаженого і навантаженого крана відповідно:

$$p_1 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{1,688 \cdot 10^4 (0,704 + 6,82)}{0,704 \cdot 6,82}} = 25,9 \text{ с}^{-1};$$

$$p_1 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{1,688 \cdot 10^4 (0,704 + 9,97)}{0,704 \cdot 9,97}} = 25,5 \text{ с}^{-1}.$$

Частота вимушених коливань

$$\omega = \frac{n}{60} = \frac{935}{60} = 15,58 \text{ с}^{-1}.$$

Коли вал працює в дорезонансній зоні, має забезпечуватись умова

$$\omega \leq 0,7 p_1, \quad (2.101)$$

а коли в зоні між першою і другою резонансними частотами,

$$1,4 p_1 \leq \omega \leq 0,7 p_2. \quad (2.102)$$

Частота власних згинальних коливань вала, с^{-1} , який обпирається на підшипник і зубчасту муфту,

$$p_{зг} = a_{зг} \sqrt{C_{зг} / m}, \quad (2.103)$$

де $a_{зг}$ — теоретичний коефіцієнт, який залежить від форми коливань: $a_{1зг} = 0,179$ — одна півхвиля на довжині вала; $a_{2зг} = 0,716$ — дві півхвилі на довжині вала; $a_{3зг} = 1,61$ — три півхвилі на довжині вала; $C_{зг}$ — жорсткість вала при згинанні:

$$C_{зг} = k \frac{EI_p}{l^3} = 76,8 \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,05 \cdot 0,052^4}{2,1^3} = 636\,650 \text{ Н/м}; \quad (2.104)$$

$k = 76,8$ — коефіцієнт жорсткості балки з розподіленим навантаженням;
 m — маса вала:

$$m = \frac{ql}{g} = \frac{161,86 \cdot 2,1}{9,81} = 34,65 \text{ кг.}$$

Частоти власних згинальних коливань вала визначаємо за формулою (2.103)

$$p_{зг} = 0,179 \sqrt{\frac{636\ 650}{34,65}} = 24,3 \text{ с}^{-1};$$

$$p_{зг} = 0,716 \sqrt{\frac{636\ 650}{34,65}} = 97,1 \text{ с}^{-1};$$

$$p_{зг} = 1,61 \sqrt{\frac{636\ 650}{34,65}} = 218,3 \text{ с}^{-1}.$$

Умову (2.101) дотримано. Підшипники вибирають за еквівалентними динамічними навантаженнями. За значенням розрахункового крутного моменту вибирають з'єднувальні муфти трансмісійних валів.

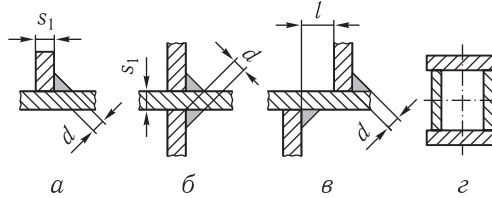
2.5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ МОСТА КРАНА

Правильно вибрані конструктивна схема і перерізи елементів метало-конструкції забезпечують її міцність, жорсткість і стійкість у процесі експлуатації. Металоконструкції машин значною мірою визначають довговічність і надійність механізмів і машин у цілому. У зв'язку з цим під час конструювання підймальних машин особливу увагу треба звертати на методи розрахунків, види зварення, технологічність виготовлення конструкції, економію металу, зручність обслуговування та ремонту.

Металоконструкції кранів виготовляють зварними. Проектують металоконструкції після визначення сил, що діють на них, основних розмірів і ваг металоконструкцій, механізмів та вузлів.

У процесі розроблення конструкції зварних з'єднань слід керуватись такими принципами. Конструкція зварних з'єднань має бути такою, щоб було зручно виконувати зварні шви і контролювати їх; до стикових швів має бути доступ, по можливості, для виконання зварювання з обох боків; кутові шви таврових з'єднань у перерізі, як правило, повинні мати опуклі або плоскі поверхні з плавним переходом до основного металу; найбільша висота кутового шва d не повинна перевищувати $0,7s_1$, де s_1 — товщина найтоншого з усіх з'єднаних елементів (рис. 2.38, *a*); кутові шви допускається виконувати з двох боків елемента, якщо його товщина в 1,5 раза перевищує ви-

Рис. 2.38. Типи зварних з'єднань



соту шва d (рис. 2.38, б). Якщо товщина елемента менша, то шви треба змістити один відносно одного на відстань $l \geq 2s_1$ (рис. 2.38, в). Переривчасті шви на елементах кранів, що призначені для роботи в умовах, сприятливих для корозії (відкриті майданчики, цехи хімічних виробництв і т. п.), не допускаються; у з'єднаннях несиметричних профілів шви слід розміщувати так, щоб загальний центр ваги їх збігався з центром ваги привареного профілю (в проекції), якщо це неможливо, то треба враховувати напруження від ексцентриситету. Суміщення клепанних і зварних з'єднань в одному вузлі не допускається.

Зварні з'єднання слід виконувати такими електродами: ручне зварювання конструкційних маловуглецевих сталей — електродами марки не нижче Е-42; ручне зварювання конструкцій, які перебувають у зоні температур нижче ніж $-20\text{ }^\circ\text{C}$, — електродами марки Е-42А; автоматичне і напівавтоматичне зварювання під шаром флюсу — електродним дротом Св-08Г; ручне зварювання конструктивних середньовуглецевих і низьколегованих сталей — електродами марки Е-50А; автоматичне і напівавтоматичне зварювання — електродним дротом Св-08ГА з флюсами.

Міст крана розраховуємо для суцільної та решітчастої головних балок.

2.5.1. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ МОСТА З СУЦІЛЬНИМИ БАЛКАМИ

Міст (рис. 2.39) складається з двох головних балок прямокутного перерізу (рис. 2.38, г), зварених зі сталевого листа. Головні балки прикріплені до кінцевих (рис. 2.40), в які вмонтовано ходові колеса моста. Крім того, до моста прикріплюють допоміжні поперечні й поздовжні балки, на яких розміщують механізм пересування крана. Міст обладнаний поручнями і настилом. На торцях кінцевих балок встановлено буфери.

В и х і д н і д а н і: довжина моста $L = 16,5$ м; база крана $B = 4,5$ м; ширина колії візка $K_g = 2$ м, база візка $b = 1,6$ м. Конструкція моста зварна, виготовлена зі сталі ВМ Ст3 кп.

Розрахункові навантаження. За умови, що колеса візка навантажені рівномірно, сила, яка передається на рейку одним колесом під час роботи крана з номінальним вантажем,

$$F_1 = k_d \frac{G}{4} + \frac{G_B}{4} = 1,2 \frac{122\ 625}{4} + \frac{47\ 088}{4} = 48\ 559 \text{ Н}, \quad (2.105)$$

де k_d — динамічний коефіцієнт, який враховує інерційні сили під час підймання та опускання вантажу: $k_d = 1,1; 1,2; 1,3$ — відповідно для режимів роботи 3-, 4- та 5-ї груп.

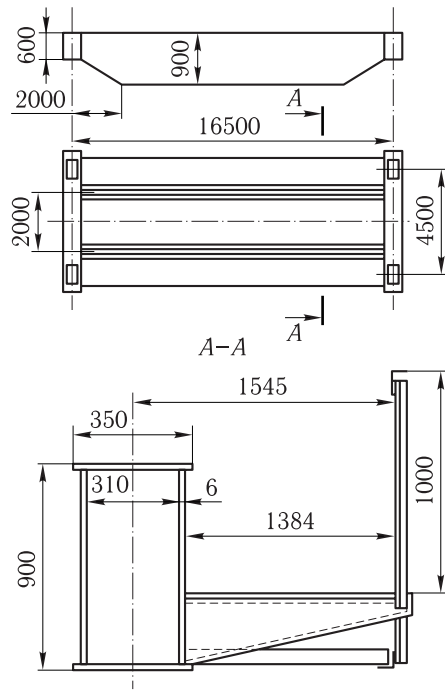


Рис. 2.39. Міст крана з суцільними балками

Припускаючи, що навантаження балки рівномірне, розподілене навантаження від власної ваги половини двобалкового моста і механізму пересування

$$q_6 = \frac{0,5G_M + G_{\text{мех}}}{L} k_c = \frac{49\,050 + 21\,580}{16,5} \cdot 1,1 = 4709 \text{ Н/м}, \quad (2.106)$$

де $0,5G_M$ — власна вага половини зварного коробчастого двобалкового моста (без кінцевих балок):

$$0,5G_M = 0,5Q_M g = 5000 \cdot 9,81 = 49\,050 \text{ Н};$$

$0,5Q_M = 5000$ кг (рис. 2.41); $G_{\text{мех}}$ — вага механізму пересування крана:

$$G_{\text{мех}} = Q_{\text{мех}} g = 2200 \cdot 9,81 = 21\,580 \text{ Н},$$

беремо $Q_{\text{мех}} = 2200$ кг; k_c — коефіцієнт, який враховує ривки під час руху крана: $k_c = 1,0$ при $v_3 \leq 1$ м/с; $1,1$ — при $1,5$ м/с $\geq v_3 > 1$ м/с; $1,2$ — при 3 м/с $\geq v_3 > 1,5$ м/с.

Зосереджена сила від ваги кабіни з електрообладнанням

$$F_2 = k_c Q_{\text{кб}} g = 1,1 \cdot 2000 \cdot 9,81 = 21\,580 \text{ Н},$$

де $Q_{\text{кб}} = 2000$ кг — маса кабіни з електрообладнанням.

Механізм пересування моста з центральним приводом, розміщеним на поперечних консольних балках, приєднаних до головної балки, закручує її моментом

$$M_1 = G_{\text{мех}} e_{\text{мех}} = 21\,580 \cdot 0,75 = 16\,185 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.107)$$

де $e_{\text{мех}} = 0,75$ м — відстань між вертикальними площинами, які проходять через центри ваг головної балки і механізму пересування крана.

Тривалість гальмування гальмами номінально навантаженого крана

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{ст.Г}} + M_{\Gamma}} = \frac{10,67 \cdot 97,86}{29,5 + 348,1} = 2,8 \text{ с.}$$

Із розрахунку механізму пересування крана (див. табл. 2.20) прискорення крана під час розганяння становить $0,2 \text{ м/с}^2$. Прискорення під час гальмування гальмами

$$a_{\Gamma} = \frac{v_{3\phi}}{t_{\Gamma}} = \frac{1,5}{2,8} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

У разі різких пусків і гальмування беруть подвоєні значення прискорень, тобто $0,4$ і $1,0 \text{ м/с}^2$.

З умови забезпечення достатнього зчеплення коліс з рейками максимальне прискорення

$$a_{\max} \leq \phi g \frac{n_{\text{пр}}}{n_{\text{к}}} = 0,2 \cdot 9,81 \frac{2}{4} = 0,981 \text{ м/с}^2, \quad (2.108)$$

тобто під час різкого гальмування $a_{\Gamma \max} = 0,981 \text{ м/с}^2$. Розподілена поперечна сила інерції в горизонтальній площині при цьому

$$q_i = \frac{m}{L} a_{\Gamma \max} = \frac{0,5 Q_M + Q_{\text{мех}}}{L} a_{\Gamma \max} = \frac{5000 + 2200}{16,5} 0,981 = 428 \text{ Н/м}. \quad (2.109)$$

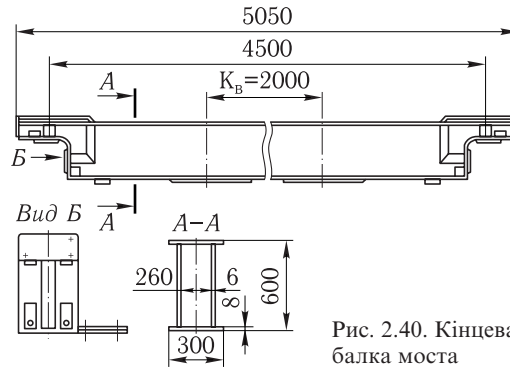


Рис. 2.40. Кінцева балка моста

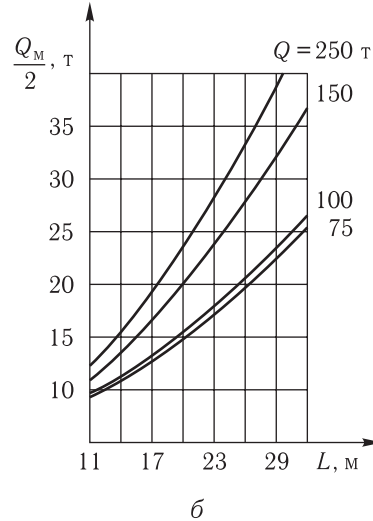
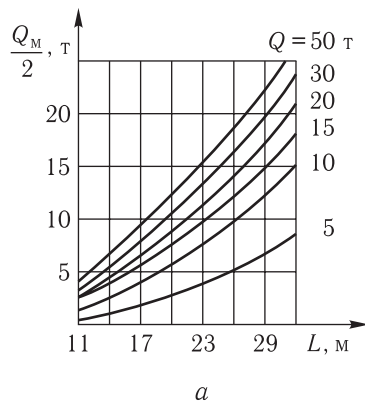


Рис. 2.41. Графіки для визначення маси металевих конструкцій (зі Ст3) — половин зварних коробчастих двобалкових мостів (без кінцевих балок) для кранів режиму роботи 4-ї групи вантажністю Q , т:
а — 5...50; б — 75...250

Зосереджена поперечна сила інерції в горизонтальній площині від маси кабіни в разі різкого гальмування

$$F_{i1} = Q_{\text{кб}} a_{\Gamma \text{max}} = 2000 \cdot 0,981 = 1960 \text{ Н.} \quad (2.110)$$

Зосереджена сила інерції в горизонтальній площині від маси візка з вантажем під час різкого гальмування моста

$$F_{i2} = \frac{1}{2}(Q_{\text{в}} + Q) a_{\Gamma \text{max}} = \frac{1}{2}(4800 + 12\,500) \cdot 0,981 = 8486 \text{ Н.}$$

Прискорення візка під час пуску становить $0,2 \text{ м/с}^2$ (див. табл. 2.16). Тривалість гальмування гальмами візка з номінальним вантажем

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв.в}} \omega}{M_{\text{ст.г}} + M_{\Gamma}} = \frac{1,36 \cdot 91,06}{7,18 + 28,1} = 3,5 \text{ с.}$$

Прискорення візка під час гальмування гальмами

$$a_{\Gamma} = \frac{v_{2\phi}}{t_{\Gamma}} = \frac{0,71}{3,5} = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

У разі різких пусків і гальмування беруть подвоєні значення прискорень, тобто $0,4 \text{ м/с}^2$.

Виходячи з умови забезпечення достатнього зчеплення коліс з рейками, прискорення може досягти $0,981 \text{ м/с}^2$. Отже, максимальне прискорення під час гальмування візка беремо $a_{\Gamma \text{max}} = 0,4 \text{ м/с}^2$. Зосереджена поздовжня сила інерції в горизонтальній площині під час різкого гальмування візка з вантажем

$$F_{i3} = \frac{1}{2}(Q_{\text{в}} + Q) a_{\Gamma \text{max}} = \frac{1}{2}(4800 + 12\,500) \cdot 0,4 = 3460 \text{ Н.}$$

Вибір розмірів перерізів головної балки. Висота головної балки прямокутної форми (рис. 2.42) із замкненим контуром для середньої частини моста

$$H = \left(\frac{1}{16} \dots \frac{1}{20} \right) L = \left(\frac{1}{16} \dots \frac{1}{20} \right) \cdot 16\,500 = 1030 \dots 825 \text{ мм.}$$

Беремо $H = 900 \text{ мм.}$

Висота балки біля опор

$$H_1 = (0,6 \dots 0,7) H = (0,6 \dots 0,7) \cdot 900 = 540 \dots 630 \text{ мм.}$$

Беремо $H_1 = 600 \text{ мм.}$

Довжина скосів

$$L_c = (0,1 \dots 0,2) H = (0,1 \dots 0,2) \cdot 16\,500 = 2000 \text{ мм.}$$

Рис. 2.42. Поперечні перерізи головної балки моста:
a — всередині прольоту; *б* — біля опори

Ширина верхнього і нижнього горизонтальних листів

$$\begin{aligned} B &= (0,5 \dots 0,33) H = \\ &= (0,5 \dots 0,33) \cdot 900 = \\ &= 450 \dots 297 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Крім того, ширина горизонтальних листів має задовольняти умову

$$B \geq \frac{L}{50} = \frac{16\,500}{50} = 330 \text{ мм.}$$

Беремо $B = 350$ мм.

Для попереднього розрахунку можна взяти товщину вертикальних стінок $\delta_1 = 6$ мм, товщину верхніх і нижніх поясів — $\delta_2 = 8$ мм.

Основні характеристики попередньо вибраних перерізів. Координатні осі x — x і y — y проводимо через центри ваг перерізів, розміщених на однакових відстанях від поясів і вертикальних стінок. Якщо переріз головної балки складений з листів різної товщини або з різних прокатних профілів (тобто переріз не має однієї або двох осей симетрії), то його центр ваги визначають за виразом

$$z = \frac{\sum S}{\sum A}, \quad (2.111)$$

де $\sum S$ — сума статичних моментів перерізів окремих елементів відносно осі x_1 — x_2 , м³; $\sum A$ — сума площ перерізів цих елементів, м².

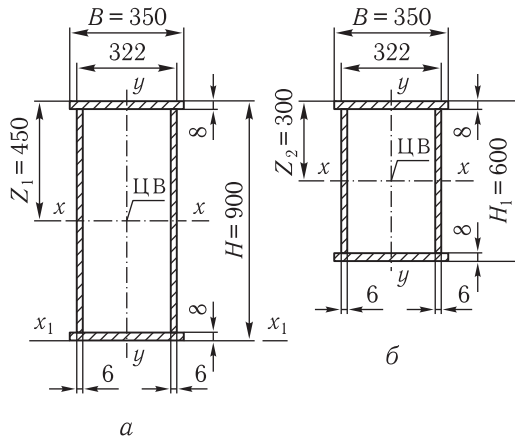
Основні перерізи. Площі перерізів (рис. 2.42, *a*): верхніх і нижніх листів $A_1 = 2 \cdot 0,35 \cdot 0,008 = 56 \cdot 10^{-4}$ м²; вертикальних стінок $A_2 = 2 \cdot 0,884 \cdot 0,006 = 106 \cdot 10^{-4}$ м². Площа всього перерізу $A = 162 \cdot 10^{-4}$ м².

Моменти інерції перерізів відносно осі x — x :
 поясів

$$I_{1x} = 2 \left[\frac{0,35 \cdot 0,008^3}{12} + 0,35 \cdot 0,008 (0,442 + 0,004)^2 \right] = 11,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

стінок

$$I_{2x} = 2 \frac{0,006 \cdot 0,884^3}{12} = 6,908 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$



Загальний момент інерції перерізів $I_x = 18,048 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$.
Момент опору перерізу відносно осі $x-x$

$$W_x = \frac{I_x}{z_1} = \frac{18,048 \cdot 10^{-4}}{0,45} = 40,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Момент інерції перерізу відносно осі $y-y$:
поясів

$$I_{1y} = 2 \frac{0,008 \cdot 0,35^3}{12} = 0,5717 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

стінок

$$I_{2y} = 2 \left[\frac{0,884 \cdot 0,006^3}{12} + 0,884 \cdot 0,006 \cdot (0,155 + 0,003)^2 \right] = 2,6483 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Загальний момент інерції перерізів $I_y = 3,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$.
Момент опору перерізу відносно осі $y-y$:

$$W_y = \frac{2I_y}{B} = \frac{2 \cdot 3,32 \cdot 10^{-4}}{0,35} = 18,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Переріз біля опор. Площа перерізу верхніх і нижніх листів (рис. 2.42, б)
 $A_1 = 56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; вертикальних стінок $A_2 = 2 \cdot 0,584 \cdot 0,006 = 70 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.
Площа всього перерізу $A = 126 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Моменти інерції перерізів відносно осі $x-x$:
поясів

$$I_{1x} = 2 \left[\frac{0,35 \cdot 0,008^3}{12} + 0,35 \cdot 0,008 (0,292 + 0,004)^2 \right] = 4,9068 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

стінок

$$I_{2x} = 2 \frac{0,006 \cdot 0,584^3}{12} = 1,9918 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Загальний момент інерції перерізів $I_x = 6,8986 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$.
Момент опору перерізу відносно осі $x-x$

$$W_x = \frac{2I_x}{H_1} = \frac{2 \cdot 6,8986 \cdot 10^{-4}}{0,6} = 23 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Момент інерції перерізу відносно осі $y-y$:
поясів

$$I_{1y} = 2 \frac{0,008 \cdot 0,35^3}{12} = 0,5717 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

стінок

$$I_{2y} = 2 \left[\frac{0,584 \cdot 0,006^3}{12} + 0,584 \cdot 0,006 (0,155 + 0,003)^2 \right] = 1,7496 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Загальний момент інерції перерізів $I_y = 2,3213 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$.

Момент опору перерізу відносно осі $y - y$:

$$W_y = \frac{2I_y}{B} = \frac{2 \cdot 2,3213 \cdot 10^{-4}}{0,35} = 13,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Головну балку розраховують на найбільш несприятливе навантаження, коли відбувається одночасне різке гальмування моста і візка з номінальним вантажем. Крім того, на балку діють вага механізму пересування моста і вага кабіни.

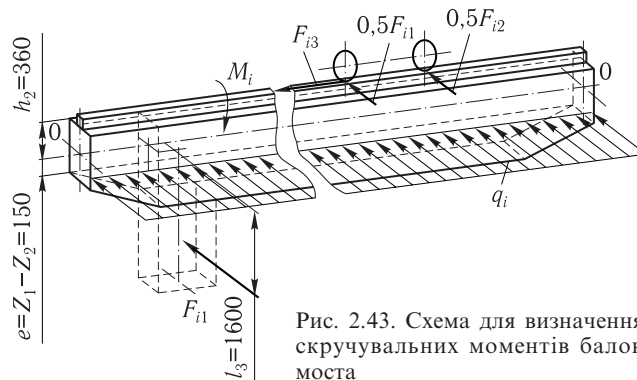
Скручувальний момент, який діє на головну балку відносно осі 0—0 (рис. 2.43),

$$\begin{aligned} M_{кр} &= q_i L e + F_{i1} l_3 + M_1 - F_{i2} h_2 = \\ &= 428 \cdot 16,5 \cdot 0,15 + 1960 \cdot 1,6 + 16\ 185 - 8486 \cdot 0,36 = 17\ 345 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (2.112)$$

У разі змінення напрямку сил q_i і F_{i2} момент скручування головної балки відносно осі 0—0

$$\begin{aligned} M_{кр} &= F_{i2} h_2 + M_1 - q_i L e - F_{i1} l_3 = \\ &= 8486 \cdot 0,36 + 16\ 185 - 428 \cdot 16,5 \cdot 0,15 - 1960 \cdot 1,6 = 15\ 025 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Максимальні згинальні моменти головної балки визначають у вертикальній і горизонтальній площинах від постійних і рухомих навантажень (рис. 2.44). Відомо, що максимальний момент від двох зв'язаних між собою рухомих навантажень буде в перерізі балки під лівим колесом у той



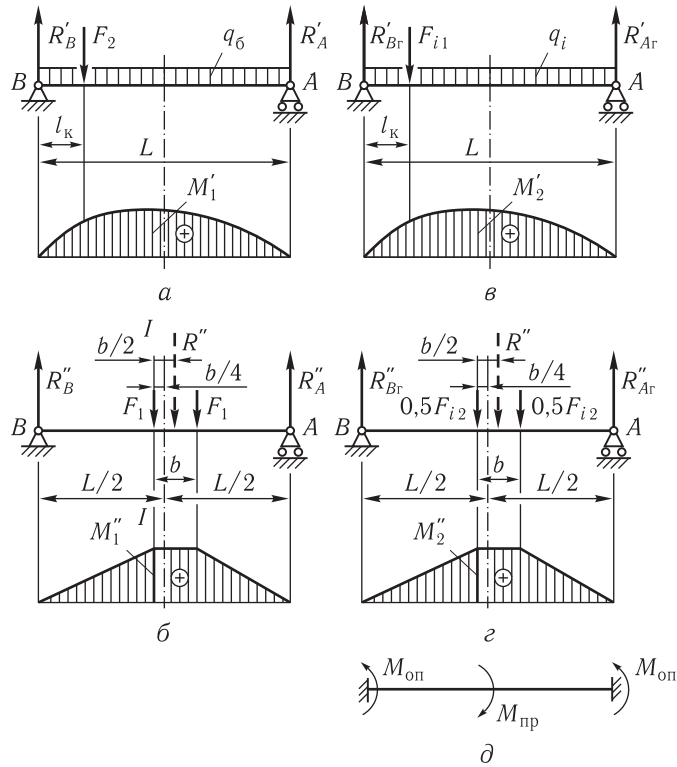


Рис. 2.44. Схеми до розрахунків головної балки:
a і *б* — відповідно від постійних і рухомих навантажень у вертикальній площині; *в* і *г* — те саме в горизонтальній площині; *д* — від скручувального моменту в балці

момент, коли середина прольоту збігається з серединою відстані між лініями дії сили F_1 (рис. 2.44, *б*) і рівнодійної R'' , тобто відстань між серединою головної балки і лінією дії сили F_1 становить $b/4$.

Реакції опор головної балки у вертикальній площині:
від постійних сил (рис. 2.44, *a*)

$$R'_B = \frac{F_2(L - l_k) + \frac{q_6 L^2}{2}}{L} = \frac{21\,580(16,5 - 2,25) + \frac{4709 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 57\,486,5 \text{ Н};$$

$$R'_A = \frac{F_2 l_k + \frac{q_6 L^2}{2}}{L} = \frac{21\,580 \cdot 2,25 + \frac{4709 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 41\,792 \text{ Н};$$

від рухомих навантажень (рис. 2.44, б)

$$R_B'' = \frac{2F_1 \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)}{L} = \frac{2 \cdot 48\,559 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right)}{16,5} = 46\,204,6 \text{ Н};$$

$$R_A'' = \frac{2F_1 \left(\frac{L}{2} + \frac{b}{4} \right)}{L} = \frac{2 \cdot 48\,559 \left(\frac{16,5}{2} + \frac{1,6}{4} \right)}{16,5} = 50\,913,4 \text{ Н},$$

де $l_k = 2,25$ м; $b = 1,6$ м.

Згинальні моменти:

$$M_1'' = R_B'' \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right) = 46\,204,6 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right) = 362\,706 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\begin{aligned} M_1' &= R_B' \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right) - F_2 \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} - l_k \right) - \frac{q_6}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)^2 = \\ &= 57486,5 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right) - 21\,580 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} - 2,25 \right) - \\ &\quad - \frac{4709}{2} \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right)^2 = 185\,331 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Максимальний згинальний момент у перерізі I—I від сил, що діють у вертикальній площині,

$$M_1 = M_1' + M_1'' = 185\,331 + 362\,706 = 548\,037 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Реакції опор головної балки (рис. 2.44, в, з) в горизонтальній площині:

$$R_{Br}' = \frac{F_{i1} (L - l_k) + \frac{q_i L^2}{2}}{L} = \frac{1960(16,5 - 2,25) + \frac{428 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 5224 \text{ Н};$$

$$R_{Ar}' = \frac{F_{i1} l_k + \frac{q_i L^2}{2}}{L} = \frac{1960 \cdot 2,25 + \frac{428 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 3798 \text{ Н};$$

$$R_{Br}'' = \frac{2 \cdot 0,5 F_{i2} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)}{L} = \frac{8486 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right)}{16,5} = 4037 \text{ Н};$$

$$R_{Ar}'' = \frac{2 \cdot 0,5 F_{i2} \left(\frac{L}{2} + \frac{b}{4} \right)}{L} = \frac{8486 \left(\frac{16,5}{2} + \frac{1,6}{4} \right)}{16,5} = 4449 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

$$M_2'' = R_{Br}'' \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right) = 4037 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right) = 31\,690 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\begin{aligned} M_2' &= R_{Br}' \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right) - F_{i1} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} - l_k \right) - \frac{q_i}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right)^2 = \\ &= 5224 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right) - 1960 \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} - 2,25 \right) - \\ &\quad - \frac{428}{2} \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right)^2 = 16\,845 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Максимальний згинальний момент у перерізі I—I від сил, що діють у горизонтальній площині,

$$M_2 = M_2' + M_2'' = 16\,845 + 31\,690 = 48\,535 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нормальні напруження при згинанні в перерізі I—I від сил, що діють у вертикальній площині (комбінація сил *A*),

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_x} = \frac{548\,037}{40,11 \cdot 10^{-4}} = 136,63 \text{ МПа} < [\sigma] = 157,0 \text{ МПа},$$

де $[\sigma] = 157,0$ і $176,6$ МПа — допустимі нормальні напруження для сталі ВМСтЗкп за комбінацією сил *A* і *B* (табл. 2.21).

Нормальні напруження при згинанні в перерізі I—I від сил, що діють у горизонтальній площині,

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_y} = \frac{48\,535}{18,4 \cdot 10^{-4}} = 26,38 \text{ МПа}.$$

Максимальні нормальні напруження при згинанні в перерізі I—I від дії горизонтальних і вертикальних сил (комбінація сил *B*)

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2 = 136,63 + 26,38 = 163,01 < [\sigma] = 176,6 \text{ МПа}. \quad (2.113)$$

Таблиця 2.21. Допустимі напруження $[\sigma]$ для сталей при розтягненні й стисненні

Групи режиму роботи крана	Комбінація навантажень	[σ], МПа, для сталей	
		Ст3, Ст3кп, ВСт3, М16С	10ХГСНД, 10ХСНД, 15ХСНД
3; 4	<i>A</i>	157,0	225,6
	<i>B</i>	176,6	260,0
5; 6	<i>A</i>	137,3	201,1
	<i>B</i>	166,7	245,2

Переріз головної балки біля опори розраховують за дотичними напруженнями, які виникають від дії поперечної сили і скручувального моменту.

Максимальна поперечна сила в опорному перерізі виникатиме тоді, коли візок з номінальним вантажем буде в крайньому положенні біля опори B . Відстань між рівнодійною G_B і опорою B $l_1 = 1,5$ м.

Від дії сил у вертикальній площині

$$R_{B \text{ в max}} = \frac{2F_1(L-l_1) + F_2(L-l_k) + \frac{q_0 L^2}{2}}{L} =$$

$$= \frac{2 \cdot 48\,559(16,5-1,5) + 21\,580(16,5-2,25) + \frac{4709 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 145\,776 \text{ Н};$$

$$R_{B \Gamma \text{ max}} = \frac{F_{i2}(L-l_1) + F_{i1}(L-l_k) + \frac{q_i L^2}{2}}{L} =$$

$$= \frac{8486(16,5-1,5) + 1960(16,5-2,25) + \frac{428 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 12\,938 \text{ Н}.$$

Статичний момент половини перерізу головної балки біля опори відносно осі $x-x$

$$S_x = 0,35 \cdot 0,008 \cdot 0,296 + 2 \cdot 0,292 \cdot 0,006 \cdot 0,146 = 13,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Дотичні напруження в опорному перерізі (біля осі $x-x$)

$$\tau_1 = \frac{QS_x}{I_x 2\delta_1} = \frac{145\,776 \cdot 13,4 \cdot 10^{-4}}{6,8986 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 0,006} =$$

$$= 23,6 \text{ МПа} < [\tau]_A = 94,2 \text{ МПа}, \quad (2.114)$$

де $Q = R_{B \text{ max}}$ — поперечна сила, Н; $2\delta_1 = 2 \cdot 0,006$ м — товщина двох вертикальних стінок; $[\tau]_A = 0,6[\sigma] = 94,2$ МПа — допустиме дотичне напруження при комбінації навантажень А.

Дотичні напруження в опорному перерізі від дії скручувального моменту (рис. 2.44, δ), який сприймається двома кінцевими балками,

$$\tau_2 = \frac{M_{\text{кр}}}{2W_{\text{кр}}} = \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot 2A\delta_1} = \frac{17\,345}{2 \cdot 2 \cdot 0,1871 \cdot 0,006} = 3,86 \text{ МПа},$$

де $A = 0,316 \cdot 0,592 = 0,1871 \text{ м}^2$ — площа прямокутника, обмеженого осями, які проходять через середини стінок і поясів.

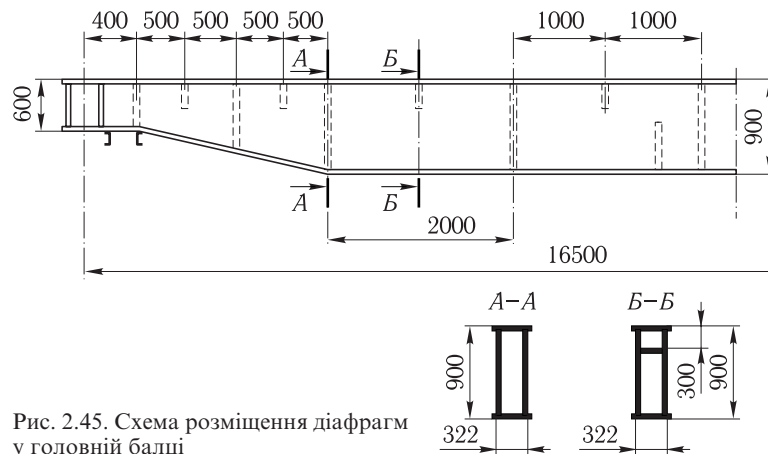


Рис. 2.45. Схема розміщення діафрагм у головній балці

Максимальні дотичні напруження в опорному перерізі при комбінації сил Б

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 23,6 + 3,86 = 27,46 \text{ МПа} < [\tau]_B = 106 \text{ МПа}, \quad (2.115)$$

де $[\tau]_B = 0,6[\sigma]_B = 106 \text{ МПа}$.

Прогин головної балки від ваги візка з номінальним вантажем

$$f = \frac{0,5(G + G_B)L^3}{48EI_x} = \frac{0,5(122\,625 + 47\,088) \cdot 16,5^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 18,048 \cdot 10^{-4}} = 0,021 < [f] = 0,0236 \text{ м}, \quad (2.116)$$

де $[f]$ — допустимий прогин:

$$[f] = \frac{1}{700}L = \frac{16,5}{700} = 0,0236 \text{ м} = 23,6 \text{ мм}.$$

Щоб забезпечити стійкість вертикальних стінок головної балки, між ними закріплюють поперечні листи (діафрагми), схему розміщення яких наведено на рис. 2.45 [1, 26].

2.5.2. РОЗРАХУНОК КІНЦЕВОЇ БАЛКИ

Кінцеву балку розраховують (рис. 2.46) на дію на неї сил від ваги моста і ваги візка з номінальним вантажем, коли він перебуває у крайньому положенні біля опори В (див. рис. 2.37).

Сили, що діють на балку:

від більш навантаженої головної балки

$$F_{1\delta} = R_{B\max} = 145\,776 \text{ Н};$$

від менш навантаженої головної балки (без ваги кабіни і механізму пересування крана)

$$F_{2\delta} = \frac{2F_1(L-l_1) + \frac{q'_6 L^2}{2}}{L} = \frac{2 \cdot 48\,559(16,5-1,5) + \frac{3793 \cdot 16,5^2}{2}}{16,5} = 119\,581 \text{ Н},$$

де $q'_6 = \frac{0,5G_M + G_{\text{тр}}}{L} k_c = \frac{49\,050 + 7848}{16,5} \cdot 1,1 = 3793 \text{ Н/м}$; $G_{\text{тр}} = Q_{\text{тр}}g = 800 \cdot 9,81 = 7848 \text{ Н}$; $Q_{\text{тр}} = 800 \text{ кг}$ — маса тролейів.

У горизонтальній площині кінцева балка навантажена інерційними силами, що виникають від різкого гальмування візка: $F_{iB} = 3460 \text{ Н}$.

Реакції в опорах кінцевої балки у вертикальній і горизонтальній площинах:

$$R'_C = \frac{F_{2\delta}((B-a) + F_{1\delta})a}{B} = \frac{119\,581(4,5-1,25) + 145\,776 \cdot 1,25}{4,5} = 126\,857 \text{ Н};$$

$$R'_D = 138\,500 \text{ Н};$$

$$R''_C = R''_D = 5190 \text{ Н},$$

де $B = 4,5 \text{ м}$; $a = 1,25 \text{ м}$.

Згинальні моменти в перерізі $A-A$:

$$M_{1\delta} = R'_D a =$$

$$= 138\,500 \cdot 1,25 =$$

$$= 173\,125 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2\delta} = R''_D a =$$

$$= 5190 \cdot 1,25 = 6488 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Кінцеві балки зазвичай виготовляють коробчастого перерізу (рис. 2.46). Висоту кінцевої балки беруть такою самою, як і головних балок біля

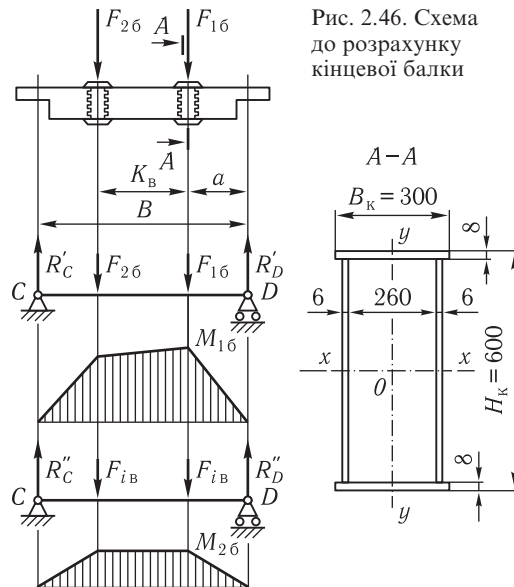


Рис. 2.46. Схема до розрахунку кінцевої балки

опори ($H_k = H_1 = 600$ мм). Ширина верхніх і нижніх горизонтальних листів $B_k = 0,5H_k = 0,5 \cdot 600 = 300$ мм. Для такого перерізу

$$I_x = 6,1976 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad I_y = 1,5998 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad W_x = 2,066 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \\ W_y = 1,067 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \quad S_x = 1,932 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Нормальні напруження в перерізі $A-A$ від згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах:

$$\sigma_1 = \frac{M_{16}}{W_x} = \frac{173125}{2,066 \cdot 10^{-3}} = 83,8 \text{ МПа}; \\ \sigma_2 = \frac{M_{26}}{W_y} = \frac{6488}{1,067 \cdot 10^{-3}} = 6,08 \text{ МПа}.$$

Загальне нормальне напруження в перерізі $A-A$

$$\sigma_{\text{заг}} = \sigma_1 + \sigma_2 = 83,8 + 6,08 = 89,88 \text{ МПа}.$$

Дотичне напруження в перерізі $A-A$ (біля осі $x-x$)

$$\tau = \frac{R'_D S_x}{I_x 2\delta_1} = \frac{1338500 \cdot 1,932 \cdot 10^{-3}}{6,1976 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 0,006} = 35,98 \text{ МПа}.$$

Умова міцності перерізу $A-A$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{заг}}^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{89,88^2 + 3 \cdot 35,98^2} = 109,5 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 157 \text{ МПа}.$$

2.5.3. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ МОСТОВОГО КРАНА У ВИГЛЯДІ ПРОСТОРОВОЇ ФЕРМИ

Конструкція моста (рис. 2.47) зварна, матеріал ВМ Ст3 кп. Кожну ферму розраховуємо як окремий елемент. Послідовність розрахунку: визначаємо геометричні розміри, навантаження і діючі сили, перерізи для перевірки міцності, жорсткості та стійкості.

Визначення геометричних розмірів. Висота головної ферми по середині прольоту

$$H_\phi = \left(\frac{1}{12} \dots \frac{1}{16} \right) L = \frac{16,5}{12} = 1,37 \text{ м}.$$

Беремо $H_\phi = 1,4$ м.

Висота кінцевої балки

$$H_1 = (0,4 \dots 0,6) H_\phi = 0,5 \cdot 1,4 = 0,7 \text{ м}.$$

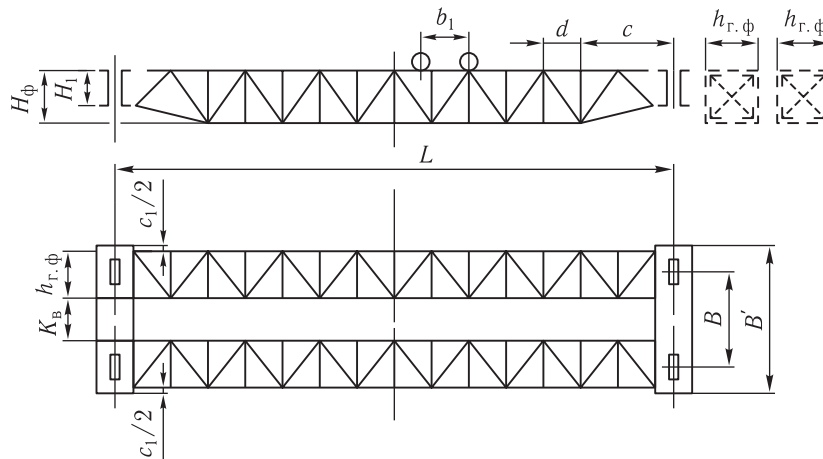


Рис. 2.47. Схема фермової металокопструкції мостового крана

Таку саму висоту беремо і для головної балки в місцях з'єднання її з кінцевою балкою.

Ширина горизонтальної балки (рис. 2.47)

$$h_{г.ф} = \frac{B' - K_в - c_1}{2} = \frac{6,3 - 2,0 - 0,3}{2} = 2 \text{ м,}$$

де $c_1 = 0,2 \dots 0,5$ м (беремо $c_1 = 0,3$ м); $B' = 6,3$ м; $K_в = 2$ м — ширина колії візка.

Довжина скосу моста

$$c = (0,1 \dots 0,2)L = 0,115 \cdot 16,5 = 1,9 \text{ м.}$$

Для симетричної копструкції кількість панелей має бути парною. По верхньому поясу беремо $n = 14$, тоді довжина панелі

$$d = 16,5/14 = 1,2 \text{ м.}$$

Визначення навантажень. Вагу настилів, механізму пересування, тролісів, зв'язків між головною і допоміжною фермами беремо у межах 7...10 % ваги крана, виходячи з рекомендації розподілення лінійної ваги:

$$q' = \frac{0,1G_к}{L} = \frac{0,1 \cdot 225\,630}{16,5} = 1367 \text{ Н/м.}$$

Вагу кінцевих балок вибираємо в межах 9810...19 620 Н: для розрахунку беремо $G_{к.б} = 11\,770$ Н. Тоді лінійна вага головних і допоміжних балок

$$q = \frac{G_к - 0,1G_к - G_{к.б}}{L} = \frac{225\,630 - 0,1 \cdot 225\,630 - 11\,770}{16,5} = 11\,594 \text{ Н/м.}$$

Лінійна вага головних ферм

$$q'_Г = (0,55 \dots 0,7)q = 0,62 \cdot 11\,594 = 7188 \text{ Н/м.}$$

Лінійна вага допоміжних балок

$$q'_{\text{доп}} = (0,3 \dots 0,45)q = 0,41 \cdot 11\,594 = 4754 \text{ Н/м.}$$

З урахуванням коефіцієнтів ривків лінійна вага однієї головної балки

$$q_Г = \frac{k_c q'_Г}{2} = \frac{1,1 \cdot 7188}{2} = 3953 \text{ Н/м.}$$

Лінійна вага однієї допоміжної балки

$$q_{\text{доп}} = \frac{k_c q'_{\text{доп}}}{2} = \frac{1,1 \cdot 4754}{2} = 2615 \text{ Н/м.}$$

Сили, що діють на ходове колесо візка,

$$F_1 = F_2 = k_d \frac{G}{4} + \frac{G_B}{4} = 1,2 \frac{122\,625}{4} + \frac{47\,088}{4} = 48\,559 \text{ Н.}$$

Сили інерції, які діють уперек моста:
від маси моста

$$q_k = \frac{(G_k - G_{k.б})}{L} \cdot 0,1 = \frac{(225\,630 - 11\,770)}{16,5} \cdot 0,1 = 1296 \text{ Н/м;}$$

від маси візка з вантажем

$$F_{B+B} = (G + G_B) \cdot 0,1 = (122\,625 + 47\,088) \cdot 0,1 = 16\,971 \text{ Н.}$$

Інерційна сила вздовж моста (уперек кінцевих балок)

$$F'_{B+B} = (G + G_B) \cdot 0,1 = 16\,971 \text{ Н.}$$

Місце прикладання сил інерції від маси моста — на відстані $\frac{1}{3}H_\phi = \frac{1}{3} \cdot 1,4 = 0,47 \text{ м}$ від верхнього пояса.

Сила інерції від маси візка з вантажем, що діє вперек моста на горизонтальні балки,

$$F_{B+B}^\Gamma = \frac{F_{B+B}}{4} = \frac{16\,971}{4} = 4243 \text{ Н;}$$

уперек кінцевих балок діє така сама сила

$$F_{B+B}^\Gamma = 4243 \text{ Н.}$$

Розрахунок головної ферми. Визначаємо сили в елементах головної ферми згідно з розрахунковими схемами, наведеними на рис. 2.47 і 2.48. Найбільшу силу в стрижнях ферми визначимо за лініями впливу (рис. 2.49) —

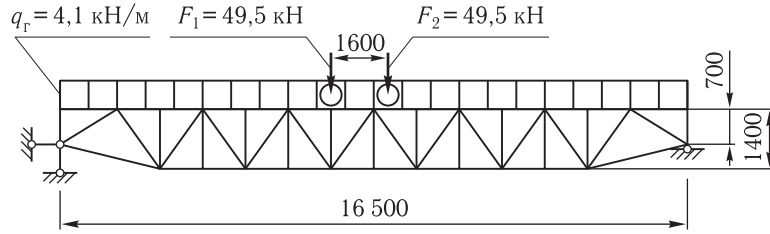


Рис. 2.48. Схема до розрахунку головної ферми

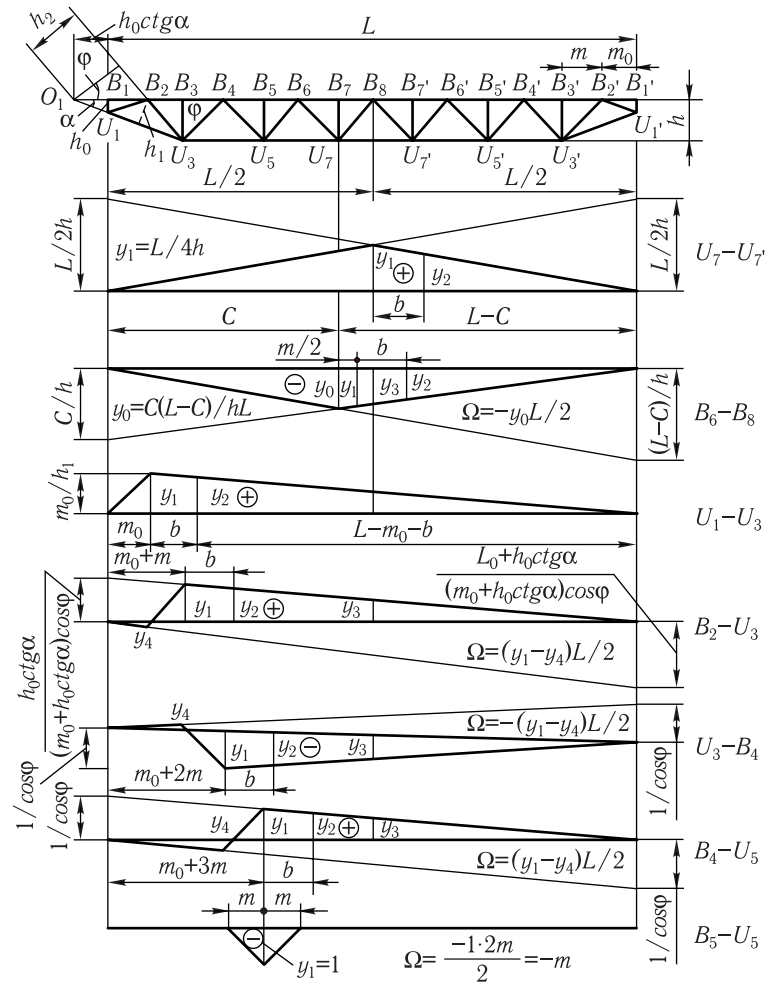


Рис. 2.49. Лінії впливу

графічним зображенням зміни сили в стрижні [14]. Щоб побудувати лінію впливу сили в будь-якому стрижні, визначаємо силу в ньому від дії рухомого одиничного вантажу на основі рівнянь статки.

Будуємо лінії впливу сили у стрижнях нижнього і верхнього поясів, у розкосах та стояку.

Стрижень $U_7 — U_{7'}$. Робимо умовний розріз через стрижні $B_7 — B_8$, $U_7 — B_8$ і $U_7 — U_{7'}$. Для визначення сили у стрижні нижнього поясу використовуємо моментну точку B_8 , у якій перетинаються два інших розрізаних стрижні, і розглядаємо рівновагу системи

$$-(U_7 — U_{7'})h + M_1 = 0,$$

де M_1 — момент відносно точки B_8 усіх сил, які діють ліворуч від неї. При цьому вважаємо, що стрижень нижнього поясу розтягнутий, тому M_1 беремо зі знаком «плюс», тоді

$$U_7 — U_{7'} = M_1/h.$$

Оскільки висота ферми h є сталою величиною, то лінія впливу сили у стрижні відповідає зміні моменту M_1 . Відкладаємо в масштабі від осі абсцис вгору по вертикалі під лівою опорою відрізок, що дорівнює відношенню відстані між моментною точкою B_8 та лівою опорою до висоти ферми $L/2h$, і сполучаємо його верхню точку з віссю абсцис під правою опорою. Аналогічно відкладаємо відрізок під правою опорою і сполучаємо його з віссю абсцис під лівою опорою. Отриманий трикутник характеризує зміну сил від одиничної сили в стрижні $U_7 — U_{7'}$ нижнього поясу. Оскільки стрижень розтягнутий, то відрізки по вертикалі відкладаємо вгору і позначаємо лінію впливу знаком «плюс». Максимальне значення ординати із трикутників дорівнює $L/4h$. Помноживши значення ординат на значення навантаження, визначимо сили.

Стрижень $B_6 — B_8$. Переріз залишаємо той самий. За моментну точку беремо U_7 . Рівняння статичної рівноваги системи

$$(B_6 — B_8)h + M_2 = 0,$$

звідки

$$B_6 — B_8 = -M_2/h.$$

Отже, вважаємо, що стрижень стиснутий.

Точка U_7 від лівої опори лежить на відстані C і зміщена відносно середини ферми. Відкладаємо в масштабі по вертикалі вниз від осі абсцис під лівою опорою ординату C/h і сполучаємо її нижню точку з віссю абсцис під правою опорою. Аналогічно відкладаємо відрізок завдовжки $(L — C)/h$ під правою опорою і сполучаємо його нижню точку з віссю абсцис під лівою опорою. Отриманий трикутник визначає лінію впливу сили $B_6 — B_8$ у верхньому поясі.

Стрижень $U_1 — U_3$. Розріз проводимо через стрижні $B_2 — B_3$, $B_2 — U_3$, $U_1 — U_3$. За моментну точку беремо B_2 . Опускаємо перпендикуляр із

точки B_2 на стрижень $U_7 — U_3$ і складаємо рівняння рівноваги системи, взявши до уваги, що цей стрижень розтягнутий:

$$-(U_1 - U_3)h + M_3 = 0,$$

звідки

$$U_1 - U_3 = M_3/h_1.$$

Моментна точка лежить від лівої опори на відстані m_0 . Визначивши ординату m_0/h_1 під лівою опорою, аналогічно будуємо лінію впливу.

Стрижень $B_2 — U_3$. Переріз залишаємо попередній. За моментну точку беремо вузол O_1 , в якому сходяться осі двох інших стрижнів.

Рівняння рівноваги системи

$$(B_2 - U_3)h_2 - M_4 = 0,$$

звідки

$$B_2 - U_3 = M_4/h_2.$$

Ординати для побудови лінії впливу дорівнюють відношенню відстані між моментною точкою та опорою до величини перпендикуляра між моментною точкою і продовженням стрижня. Отже,

$$\frac{h_0}{(m_0 + h_0 \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi} \quad \text{і} \quad \frac{L - h_0 \operatorname{ctg} \alpha}{(m_0 + h_0 \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi}.$$

Відклавши їх довжини в масштабі, отримаємо лінію впливу.

Аналогічно будуємо лінії впливу для інших стрижнів поясів і розкосів.

Стояк $B_5 — U_5$ навантажується тільки за наявності навантаження на ділянці $B_4 — B_6$. Максимум відповідає дії навантаження над стояком — ордината дорівнює одиниці. В точках B_4 і B_6 ординати дорівнюють нулю.

Визначивши послідовно ординати під рухомим навантаженням при пересуванні візка з певною базою, потім їхню суму та суму площ ліній впливу і помноживши їх відповідно на значення зосередженого та розподіленого навантажень, дістанемо загальну силу в стрижнях. Результати зводимо в табл. 2.22.

Оскільки вантажний візок пересувається по верхньому поясу, то виникає сила від місцевого згину його в разі розміщення візка між вузлами ферми (рис. 2.50). Верхній пояс розраховуємо як нерозрізну багатопролітну балку.

Наближено можна визначити момент, що згинає пояс:

$$M_{зг} = \frac{F_1 d}{4} = \frac{48\,559 \cdot 1,2}{4} = 14\,568 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.117)$$

Розрахунок горизонтальної ферми. Розрахункове навантаження, тобто сила від ваги вантажу і ваги візка, $F_{в+в}^\Gamma = 4243 \text{ Н}$; $q_k = 1296 \text{ Н/м}$.

Таблиця 2.22. Зусилля в елементах головної ферми

Група елементів	Позначення елементів	Ордината ліній впливу			Площа ліній впливу			Зусилля від розрахункових навантажень		
		$\frac{y_1}{y_4}$	y_2	$\sum y$	+A	-A	$\sum A$	$q_p \sum A$	$N \sum y$	загальне
Верхній пояс	$B_1 - B_2$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$B_2 - B_4$	-1,27	-1,1	-2,37	—	11,4	-11,4	-4,61	-12,16	-16,77
	$B_4 - B_6$	-2,31	-1,9	-4,21	—	20,1	-20,1	-8,04	-21,88	-29,92
	$B_6 - B_8$	-2,75	-2,14	-4,89	—	23,6	-23,6	-9,52	-25,21	-34,73
	$U_1 - U_3$	+0,8	+0,7	+1,5	6,6	—	+6,6	+2,84	+7,75	+10,59
	$U_3 - U_5$	+1,79	+1,44	+3,23	14,8	—	+14,8	+5,98	+16,68	+22,66
Нижній пояс	$U_5 - U_7$	+2,73	+2,18	+4,91	22,5	—	+22,5	+9,03	+25,31	+34,34
	$U_7 - U_7$	+2,92	+2,33	+5,25	24,1	—	+24,1	+9,71	+27,08	+36,79
	$U_1 - B_2$	+1,24	-1,09	-2,33	—	10,2	-10,2	-4,72	-11,97	-16,09
		-0,00	0	0	—	—	—	—	—	—
	$B_2 - U_3$	+1,11	+0,98	+2,09	8,5	—	+8,5	+3,43	+10,79	+14,22
	$U_3 - B_4$	-0,08	-0,88	-0,92	—	7,1	-7,1	-2,84	-9,91	-12,75
Розкіс	$B_4 - U_5$	+0,18	+0,18	+0,18	5,4	—	+5,4	+2,16	+9,72	+11,28
		+0,94	+0,82	+1,76	—	—	—	—	—	—
		-0,28	-0,28	-0,28	—	—	—	—	—	—
	$U_5 - B_6$	-0,85	-0,69	-1,54	—	3,9	-3,9	-1,57	-7,95	-9,52
		+0,37	+0,37	+0,37	2,3	—	+2,3	+0,88	+7,26	+8,14
	$B_6 - U_7$	+0,75	0,66	+1,41	—	—	—	—	—	—
Зусилля в стояках Опорні реакції	$U_7 - B_8$	-0,47	-0,47	-0,47	—	0,83	-0,83	-0,29	-5,98	-6,27
		-0,66	-0,5	-1,16	—	—	—	—	—	—
		+0,56	+0,56	+0,56	—	—	—	—	—	—
		+1,0	0	+1,0	—	-1,2	-1,2	-0,49	-6,28	-6,77
	+1,0	+0,9	+1,9	+8,25	—	+8,25	+3,43	+9,81	+13,24	

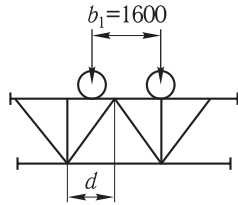


Рис. 2.50. Схема для визначення сили від місцевого згину

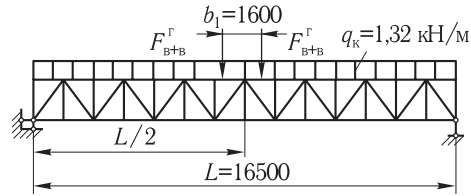


Рис. 2.51. Схема до розрахунку горизонтальної ферми

Визначаємо згинальний момент у фермі від дії розподіленого і зосередженого навантажень згідно з розрахунковою схемою (рис. 2.51):

$$M_{зг}^{\Gamma} = \frac{q_k L^2}{8} + \frac{F_{B+B}^{\Gamma}}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{b}{4} \right) =$$

$$= \frac{1296 \cdot 16,5^2}{8} + \frac{4243}{2} \left(\frac{16,5}{2} - \frac{1,6}{4} \right) = 60\,785 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.118)$$

Місцевий згинальний момент від горизонтальної сили, яка передається від ходових коліс візка, розміщеного одним колесом посередині панелі,

$$M_{зг.м}^{\Gamma} = \frac{F_{B+B}^{\Gamma}}{2} \frac{l}{2} = \frac{4243}{2} \frac{1,2}{2} = 1273 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.119)$$

Загальна сила в поясі

$$B_6 - B_8 = \frac{M_{зг}^{\Gamma} + M_{зг.м}^{\Gamma}}{h_{г.ф}} = \frac{60\,785 + 1273}{2} = 31\,029 \text{ Н}.$$

Реакція опори

$$R^{\Gamma} = \frac{q_k L}{2} + F_{B+B}^{\Gamma} = \frac{1296 \cdot 16,5}{2} + 4243 = 14\,935 \text{ Н}.$$

Сила в опорному розкосі (рис. 2.52)

$$U' = R^{\Gamma} \frac{1}{\cos \beta} = 14\,935 \frac{1}{0,87} = 17\,167 \text{ Н}, \quad (2.120)$$

де $\cos \beta = \frac{2}{2,3} = 0,87$.

Розкоси і стояки горизонтальної ферми вибираємо з умови максимальної гнучкості $\lambda_{\max} = 150$.

Довжина розкосу

$$l_p = \sqrt{1,2^2 + 2^2} = 2,3 \text{ м}.$$

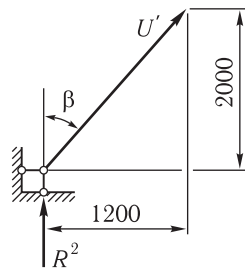


Рис. 2.52. Схема для визначення сили в опорному розкосі

Радіус інерції (мінімальний)

$$r_{\min} = \frac{\mu I_p}{\lambda_{\max}} = \frac{1 \cdot 2,3}{150} = 0,0153 \text{ м}, \quad (2.121)$$

де μ — коефіцієнт, який враховує спосіб закріплення кінців стрижня [14]: $\mu = 0,5$ — два кінці стрижня защемлені; $\mu = 0,7$ — один кінець защемлений, другий — шарнірно опертий; $\mu = 2$ — один кінець защемлений, другий — вільний. Для стрижнів зварних ферм $\mu = 1$; $\lambda_{\max} = 150$ — установлена максимальна жорсткість стрижня.

Гранично допустимі значення гнучкості стрижнів, навантажених осьювою силою, наведено в табл. 2.23.

З умов стійкості ($\lambda_{\max} = 150$) необхідна площа поперечного перерізу розкосу

$$A_n = \frac{U'}{\varphi[\sigma]} = \frac{17167}{0,32 \cdot 206 \cdot 10^6} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad (2.122)$$

де φ — коефіцієнт зменшення допустимих напружень при поздовжньому згинанні центрально стиснутих стрижнів: при $\lambda_{\max} = 150$ коефіцієнт $\varphi = 0,32$ (дод. LXXVI); $[\sigma] = 206 \cdot 10^6$ Па — допустиме напруження.

За цими даними вибираємо два кутових профілі $40 \times 40 \times 3$ (рис. 2.53), загальна площа поперечного перерізу яких $A = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, мінімальний радіус інерції $r_{\min} = 0,0155 \text{ м}$.

Гнучкість розкосу

$$\lambda = \frac{\mu l_p}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 2,3}{0,0155} = 148 < [\lambda] = 150. \quad (2.123)$$

Напруження в розкосі

$$\sigma = \frac{U'}{\varphi A} = \frac{17167}{0,32 \cdot 4,7 \cdot 10^{-4}} = 110,7 \text{ МПа}. \quad (2.124)$$

Таблиця 2.23. Гранично допустимі значення гнучкості

Елементи конструкції	λ_{\max} сталевих стрижнів	
	при стисканні	при розтяганні
Головні ферми:		
стрижні поясів і опорних розкосів	120	150
інші елементи	150	180
Допоміжні ферми:		
стрижні поясів і опорних розкосів	150	200
інші елементи	250	300

Для розкосів горизонтальної ферми з розрахунковою необхідною площею поперечного перерізу досить двох кутових профілів $50 \times 50 \times 3$ з $A = 2,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $r_{\min} = 0,01 \text{ м}$; $\lambda = 230 > 150$.

Вибір перерізів головної ферми. Розрахункові максимальні зусилля у верхньому поясі: у вертикальній площині

$$B_6 - B_8 = -347\,300 \text{ Н}; \quad M_{зг} = 14\,568 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

в горизонтальній площині

$$F_{в+в} = 16\,971 \text{ Н}; \quad q_k = 1296 \text{ Н/м}.$$

Верхній пояс. Вважаємо переріз верхнього поясу однаковим по всій довжині. Оскільки для інших перерізів верхнього поясу навантаження менші, за ними вибирати перерізи не будемо.

Необхідна площа поперечного перерізу

$$A_n = \frac{B_6 - B_8}{\varphi[\sigma]} = \frac{347\,300}{0,5 \cdot 206 \cdot 10^6} = 33,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (2.125)$$

Для верхнього поясу беремо переріз, що складається з двох однакових листів (рис. 2.54) — горизонтального і вертикального — розміром $l \times \delta = 180 \times 10 \text{ мм}$.

Вибираючи переріз верхнього поясу, слід враховувати, що відношення ширини листа до його товщини має бути в межах 15...20. Перерізи верхнього поясу можна вибирати також інших типів (рис. 2.55).

Площа вибраного перерізу верхнього поясу

$$A = 2 \cdot 0,18 \cdot 0,01 = 36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Положення центра ваги перерізу (див. рис. 2.54)

$$y = \frac{\delta l \left(\frac{l}{2} + \frac{\delta}{2} \right)}{A} = \frac{0,01 \cdot 0,18 \left(\frac{0,18}{2} + \frac{0,01}{2} \right)}{36 \cdot 10^{-4}} = 0,0475 \text{ м}. \quad (2.126)$$

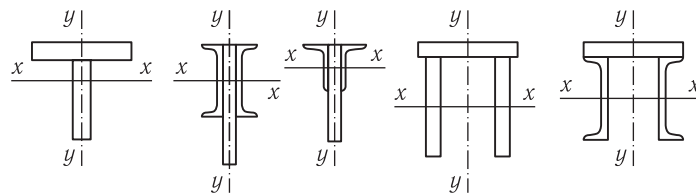


Рис. 2.55. Типи перерізів верхнього поясу

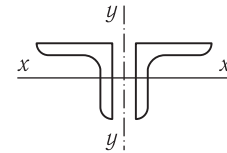


Рис. 2.53. Переріз розкосу

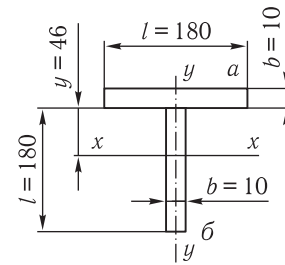


Рис. 2.54. Схема верхнього поясу

Статичні моменти інерції цього перерізу відносно осей $x-x$ і $y-y$:

$$I_x = \frac{\delta l^3}{12} + 2\delta l y^2 = \frac{0,01 \cdot 0,18^3}{12} + 2 \cdot 0,01 \cdot 0,18 \cdot 0,475^2 = 1298 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_y = \frac{\delta l^3}{12} = \frac{0,01 \cdot 0,18^3}{12} = 486 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Радіуси інерції:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A_{\text{в.п}}}} = \sqrt{\frac{1298 \cdot 10^{-8}}{36 \cdot 10^{-4}}} = 0,06 \text{ м}; \quad (2.127)$$

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A_{\text{в.п}}}} = \sqrt{\frac{486 \cdot 10^{-8}}{36 \cdot 10^{-4}}} = 0,0367 \text{ м}. \quad (2.128)$$

Гнучкості і коефіцієнти зменшення напружень верхнього поясу:

$$\lambda_x = \frac{l_x}{r_x} = \frac{1,2}{0,06} = 20; \quad \varphi_x = 0,97;$$

$$\lambda_y = \frac{l_y}{r_y} = \frac{1,2}{0,0367} = 32,7; \quad \varphi_y = 0,93.$$

Моменти опору перерізів для волокон у точках a і b (рис. 2.54):

$$W_x^a = \frac{I_x}{r_x} = \frac{1298 \cdot 10^{-8}}{0,06} = 216 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_y^b = \frac{I_y}{r_y} = \frac{486 \cdot 10^{-8}}{0,0367} = 132 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження у волокнах поясу

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \frac{(B_6 - B_8) + (B_6 - B_8)}{\varphi A_{\text{в.п}}} + \frac{M_{3\Gamma}}{W_x^a} + \frac{M_{3\Gamma.М}^{\Gamma}}{W_y^b} = \\ &= \frac{347\,300 + 31\,029}{0,93 \cdot 36 \cdot 10^{-4}} + \frac{14\,568}{216 \cdot 10^{-6}} + \frac{1273}{132 \cdot 10^{-6}} = 190,1 < 206 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (2.129)$$

де $\varphi = 0,93$ — для гнучкості стрижня $\lambda = 32,7$.

Нижній пояс. Розрахункова сила $U_7 - U_7' = 367\,900$ Н. Переріз нижнього поясу проектуємо з двох кутових профілів.

Необхідна площа поперечного перерізу нижнього поясу

$$A_{\text{н}} = \frac{U_7 - U_7'}{[\sigma]} = \frac{367\,900}{206 \cdot 10^6} = 17,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad (2.130)$$

де

$$\sigma_{\max} = \frac{U_7 - U_7'}{A} = \frac{367\,900}{20,2 \cdot 10^{-4}} = 182 < 206 \text{ МПа.} \quad (2.131)$$

Вибираємо два кутових профілі $75 \times 75 \times 7$ з площею поперечного перерізу $A = 20,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Розкоси. 1. Розрахункова сила опорного розкосу $U_1 - B_2 = 160\,900 \text{ Н}$.

Необхідна площа поперечного перерізу розкосу (задаємо $\lambda = 90$, $\varphi = 0,69$)

$$A_{\text{н}} = \frac{U_1 - B_2}{\varphi[\sigma]} = \frac{160\,900}{0,69 \cdot 206 \cdot 10^6} = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (2.132)$$

Вибираємо два кутових профілі $63 \times 63 \times 4$ з площею поперечного перерізу $A = 9,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та мінімальним радіусом інерції $r_{\min} = 0,0195 \text{ м}$.

Гнучкість розкосу і коефіцієнт зменшення напружень

$$\lambda = \frac{l_x}{r_{\min}} = \frac{1,39}{0,0195} = 68; \quad \varphi = 0,82,$$

де $l_x = \sqrt{0,7^2 + 1,2^2} = 1,39 \text{ м}$.

Напруження в опорному розкосі $U_1 - B_2$

$$\sigma_{\max} = \frac{U_1 - B_2}{\varphi A} = \frac{160\,900}{0,82 \cdot 9,92 \cdot 10^{-4}} = 197,8 < 206 \text{ МПа.} \quad (2.133)$$

2. Розрахункова сила в розкосі $B_2 - U_3 = 142\,200 \text{ Н}$.

Необхідна площа поперечного перерізу розкосу

$$A_{\text{н}} = \frac{B_2 - U_3}{[\sigma]} = \frac{142\,200}{206 \cdot 10^6} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Вибираємо два кутових профілі $50 \times 50 \times 4$ з площею поперечного перерізу $A = 9,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Напруження в розкосі

$$\sigma_{\max} = \frac{B_2 - U_3}{F} = \frac{142\,200}{7,78 \cdot 10^{-4}} = 182,8 < 206 \text{ МПа.}$$

3. Розрахункова сила в розкосі $U_3 - B_4 = 127\,500 \text{ Н}$.

Необхідна площа поперечного перерізу розкосу

$$A_{\text{н}} = \frac{U_3 - B_4}{\varphi[\sigma]} = \frac{127\,500}{0,6 \cdot 206 \cdot 10^6} = 10,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Вибираємо два кутових профілі $63 \times 63 \times 5$ з площею поперечного перерізу $A = 12,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та мінімальним радіусом інерції $r_{\min} = 0,0194 \text{ м}$.

Таблиця 2.24. Значення зусиль у розкосах

Розкос	Розрахункове зусилля, Н	Тип перерізу	Площа перерізу, м ²	Напруження в розкосі, МПа
$B_4 - U_5$	112 800	2 < 50×50×3	$5,92 \cdot 10^{-4}$	190,3
$U_5 - B_6$	-95 200	2 < 56×56×4	$8,76 \cdot 10^{-4}$	205,0
$B_6 - U_7$	81 400	2 < 40×40×3	$4,7 \cdot 10^{-4}$	173,6
$U_7 - B_8$	-62 700	2 < 45×45×4	$7,96 \cdot 10^{-4}$	174,6

Гнучкість розкосу і коефіцієнт зменшення напружень

$$\lambda = \frac{l_x}{r_{\min}} = \frac{1,85}{0,0194} = 95,4; \varphi = 0,64,$$

де $l_x = \sqrt{1,2^2 + 1,4^2} = 1,85$ м.

Напруження в розкосі

$$\sigma_{\max} = \frac{U_3 - B_4}{\varphi A} = \frac{127\,500}{0,64 \cdot 12,26 \cdot 10^{-4}} = 162,5 < 206 \text{ МПа.}$$

Розкоси $B_4 - U_5$, $B_6 - U_7$ розраховуємо, як і $B_2 - U_3$; розкоси $U_5 - B_6$, $U_7 - B_8$ — як $U_3 - B_4$. Результати зводимо в табл. 2.24.

Стояки. Розрахункова сила $V = 67\,700$ Н.

Необхідна площа поперечного перерізу стояка

$$A_n = \frac{V}{\varphi[\sigma]} = \frac{67\,700}{0,7 \cdot 206 \cdot 10^6} = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Вибираємо два кутових профілі $45 \times 45 \times 4$ з площею поперечного перерізу $A = 7,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $r_{\min} = 0,0138$ м.

Гнучкість стояка і коефіцієнт зменшення напружень

$$\lambda = \frac{1,4}{0,0138} = 101; \varphi = 0,6.$$

Напруження в стояку

$$\sigma_{\max} = \frac{67\,700}{0,6 \cdot 7,96 \cdot 10^{-4}} = 142 < 206 \text{ МПа.}$$

Розрахунок допоміжної ферми. Лінійне навантаження на допоміжну ферму $q_{\text{доп}} = 2615$ Н/м. Зосереджена сила від електрообладнання, прикладена по середині прольоту, $F = 2943$ Н.

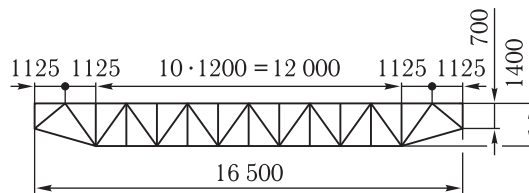
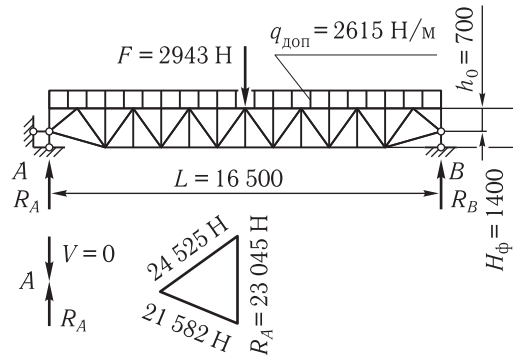


Рис. 2.56. Схема до розрахунку допоміжної ферми

Рис. 2.57. Схема для визначення сил в опорному розкосі допоміжної ферми

Розрахункова схема допоміжної ферми (рис. 2.56) аналогічна схемі головної ферми. Визначаємо реакції опор:

$$R_A = R_B = \frac{q_{\text{доп}}L}{2} + \frac{F}{2} = \frac{2615 \cdot 16,5}{2} + \frac{2943}{2} = 23\,045 \text{ Н.}$$



Згинальний момент посередині прольоту

$$M_{\text{зг}} = \frac{q_{\text{доп}}L^2}{8} + \frac{FL}{4} = \frac{2615 \cdot 16,5^2}{8} + \frac{2943 \cdot 16,5}{4} = 101\,130 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Сила в поясах ферми

$$S = \frac{M_{\text{зг}}}{H_{\text{ф}}} = \frac{101\,130}{1,4} = 72\,236 \text{ Н.}$$

Силу в опорному розкосі допоміжної ферми (рис. 2.57) визначаємо графічним методом; сили діють у напрямку розкосу і стрижня нижнього поясу. Сила в розкосі 24 525 Н. Необхідна площа поперечного перерізу верхнього поясу

$$A_{\text{н}} = \frac{S}{\varphi[\sigma]} = \frac{72\,236}{0,7 \cdot 206 \cdot 10^6} = 5,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Вибираємо два кутових профілі 45×45×4 з площею поперечного перерізу $A = 7,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ з мінімальним радіусом інерції $r_{\text{min}} = 0,0123 \text{ м}$.

Гнучкість верхнього поясу

$$\lambda = \frac{l_x}{r_{\text{min}}} = \frac{1,33}{0,0123} = 108; \varphi = 0,53.$$

Напруження у верхньому поясі

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{S}{\varphi A} = \frac{72\,236}{0,53 \cdot 7,96 \cdot 10^{-4}} = 171,2 < 206 \text{ МПа.}$$

Для нижнього поясу вибираємо також два кутових профілі 45×45×4. Необхідну площу розкосу

$$A_{\text{н}} = \frac{24\,525}{0,7 \cdot 206 \cdot 10^6} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Вибираємо кутовий профіль $45 \times 45 \times 3$, з $A = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $r_{\min} = 0,0123 \text{ м}$.

Гнучкість стрижня

$$\lambda = \frac{1,33}{0,0123} = 108; \varphi = 0,53.$$

Напруження в розкосі

$$\sigma_{\max} = \frac{24\,525}{0,53 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 197 < 206 \text{ МПа}.$$

Інші розкоси і стояк також вибираємо виготовленими з кутового профілю $45 \times 45 \times 3$.

2.5.4. ДИНАМІКА МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ КРАНІВ

У процесі роботи крана в перехідних режимах металоко́нструкція зазнає пружних коливань і в ній виникають крім статичних та інерційних ще й додаткові навантаження, які змінюються за гармонічним законом.

Під час підймання вантажу з опори сила в канатах наростає в часі за лінійним законом. У цьому разі динамічні навантаження в металоко́нструкціях крана можна оцінити коефіцієнтом динамічності

$$k_d = 1 + \frac{\sin \pi(t_0/T)}{\pi(t_0/T)}, \quad (2.134)$$

де t_0 — тривалість наростання навантаження на металоко́нструкцію моста, с; T — період власних коливань моста, с:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_B + m_K}{C_M}}, \quad (2.135)$$

m_B — маса вантажу; m_K — зведена маса крана (металоко́нструкції моста і візка):

$$m_K = 0,5m_M + m_{K.B} + m_{\Pi};$$

m_M — маса металоко́нструкції моста; $m_{K.B}$ — маса кранового візка; m_{Π} — маса механізму пересування крана; C_M — жорсткість ко́нструкції моста

$$C_M = G/y_{ст};$$

$y_{ст}$ — статичний прогин моста:

$$y_{ст} = \frac{GL^3}{2 \cdot 48EI}; \quad (2.136)$$

L — проліт моста; E — поздовжній модуль пружності матеріалу моста; I — момент інерції перерізу балки моста відносно горизонтальної осі.

Якщо тривалість наростання навантаження $t_0 > 0,5T$ (що часто буває на практиці), то формулу (2.134) можна записати так:

$$k_{\sigma} = 1 + T / (\pi t_0). \quad (2.137)$$

Тривалість наростання навантаження на міст

$$t_0 = \frac{y_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{ст}}}{v_0}, \quad (2.138)$$

де v_0 — швидкість відривання вантажу від опори; $\Delta l_{\text{ст}}$ — статичне видовження каната:

$$\Delta l_{\text{ст}} = \frac{G l_{\text{к}}}{z A_{\text{к}} E_{\text{к}}}; \quad (2.139)$$

$l_{\text{к}}$ — довжина вітки каната; z — кількість віток у канатному поліспасті; $A_{\text{к}}$ — площа перерізу дротів каната; $E_{\text{к}}$ — поздовжній модуль пружності каната.

Підставивши у формулу (2.137) вираз (2.135), отримаємо формулу для визначення коефіцієнта динамічності з урахуванням коливних навантажень у період пуску підйимального механізму

$$k_{\text{д}} = 1 + \frac{2v_0}{y_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{ст}}} \sqrt{\frac{m_{\text{к}} + m_{\text{в}}}{G_{\text{м}}}}. \quad (2.140)$$

Виходить, що значення коефіцієнта динамічності за інших однакових умов залежить від швидкості відривання вантажу від опори. З підвищенням вантажності кранів швидкість підймання зменшується, а отже, знижуються динамічні навантаження. Під час гальмування вантажу, який опускається,

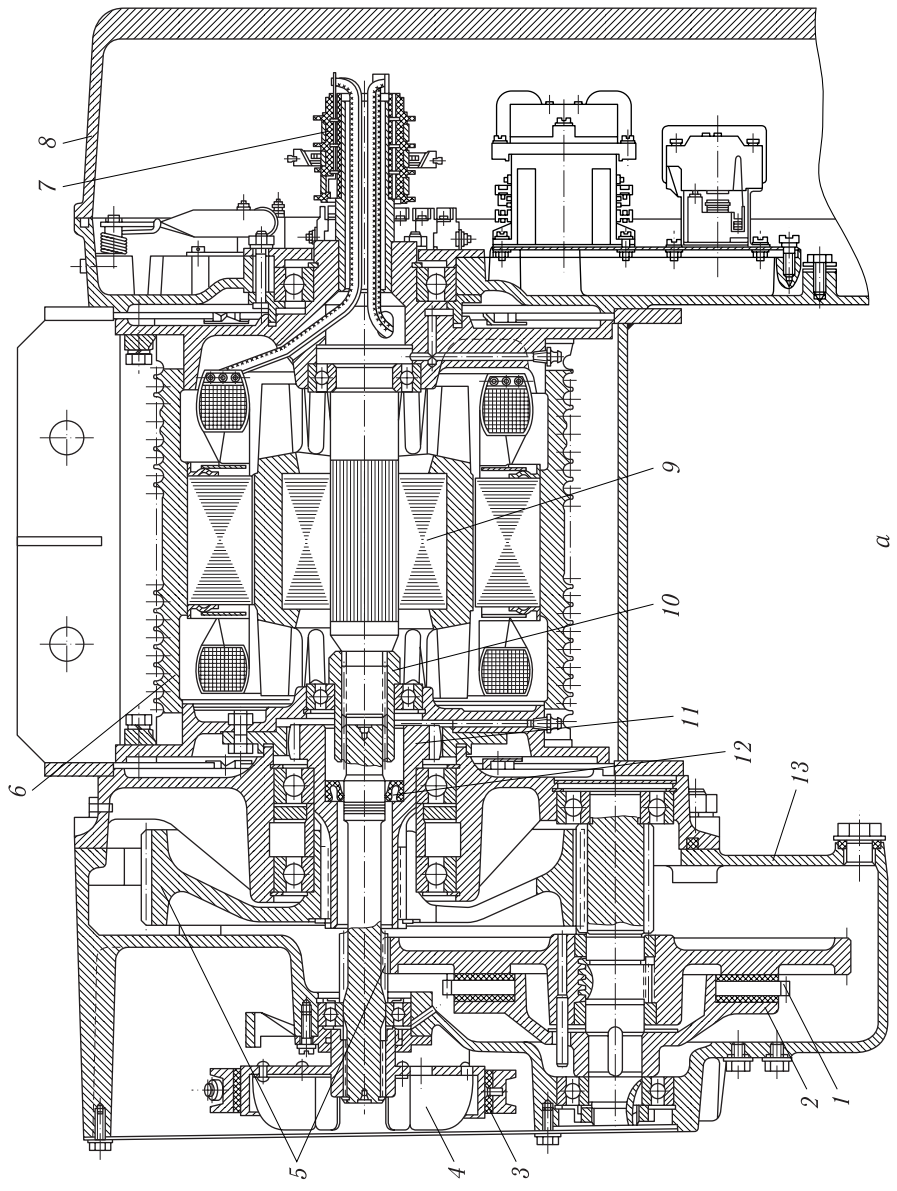
$$k_{\text{д}} = 1 + \frac{v_0}{\sqrt{g(y_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{ст}})}}. \quad (2.141)$$

Зазвичай коефіцієнт динамічності під час пуску приводу більший, ніж при гальмуванні.

Для кранів загального призначення орієнтовні значення коефіцієнта динамічності при підйманні вантажу $k_{\text{д}} = 1,05 \dots 1,3$, періоду коливань кранових мостів $T = 0,2 \dots 0,5$ с.

2.6 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОТАЛІВ

Електричні талі стаціонарного та пересувного типів застосовують для виконання вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій. Електроталі пересувного типу рухаються по нижній полиці двотаврової опорно-ходової балки. Вітчизняна промисловість серійно виготовляє електро-



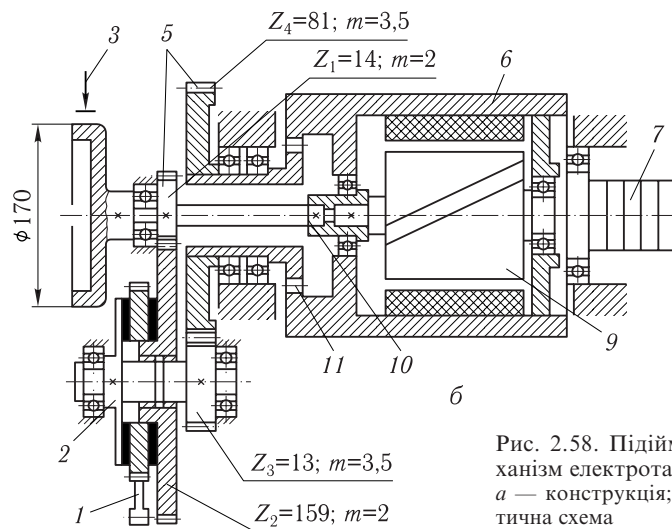


Рис. 2.58. Підіймальний механізм електроталі:
a — конструкція; *б* — кінематична схема

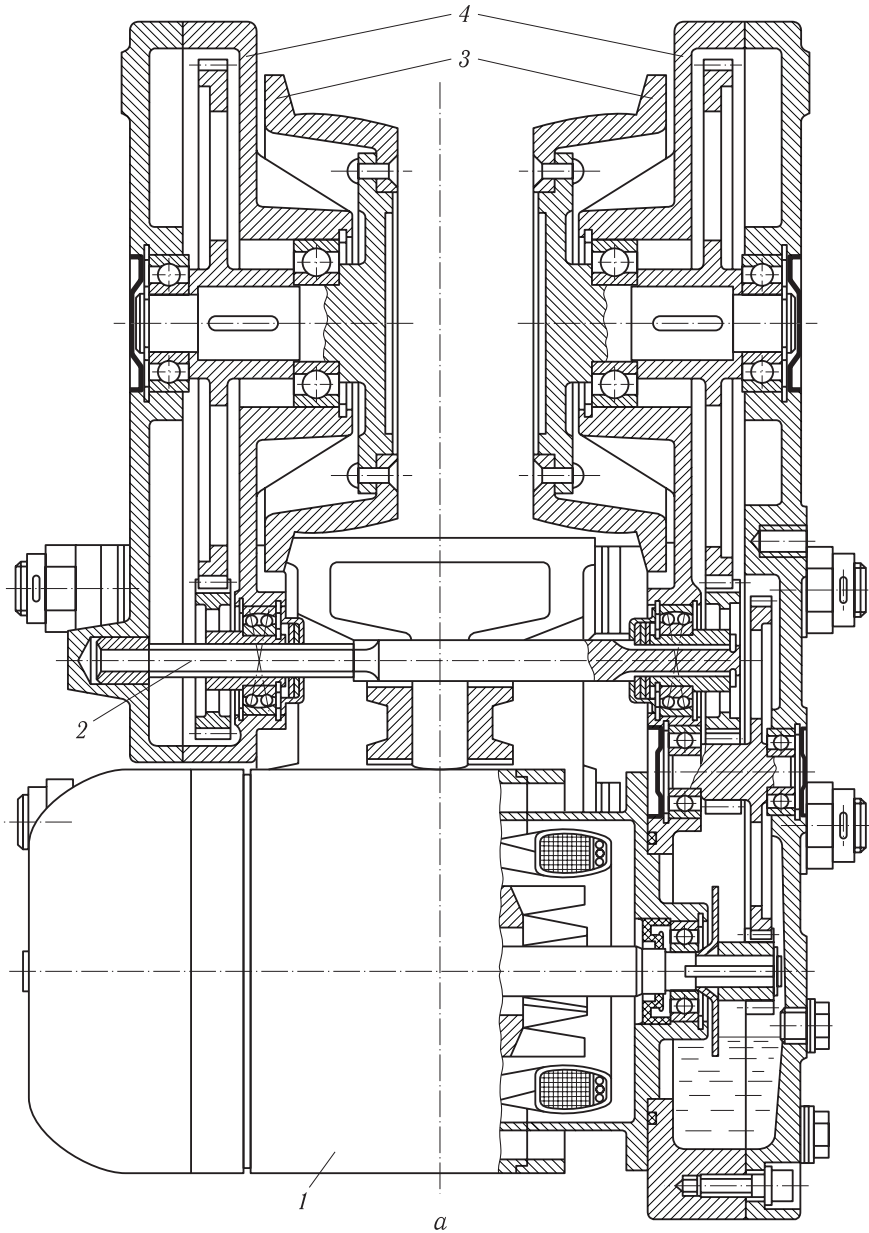
талі, розраховані на вантажності 0,25; 0,5; 1,0; 2,0; 3,2; 5,0 т (дод. LXXI, LXXIII). Іноземні фірми випускають електроталі й значно більшої вантажності — до 63 т.

Електроталь вантажністю 0,25 т має два непривідних двоколісних візки, барабан наварізний з тришаровою намоткою каната, одне дискове гальмо з електромагнітами та обмежувач висоти підняття гака.

Електроталі вантажностями 1,0; 2,0 і 3,2 т мають однакову конструкцію. Електродвигун підіймального механізму вмонтований у нарізний барабан (для більшої компактності). Цей механізм також має два гальмівних пристрої — один дисковий вантажоупорний, другий — колодковий з електромагнітом і також обладнаний обмежувачем висоти підняття гака. Механізм пересування складається з двох двоколісних шарнірних візків, один з яких привідний.

Електроталі вантажністю 5 т відрізняються від розглянутих наявністю двох привідних чотириколісних візків.

Конструкцію підіймального механізму електроталів вантажностями 1,0; 2,0; 3,2 і 5,0 т наведено на рис. 2.58, *a*. У внутрішню частину нарізного канатного барабана *б* вмонтований електродвигун *9*, до якого струм підводиться щітками через кільцевий струмознімач *7*. Швидкохідний вал двоступеневого співвісного редуктора *13* з двома парами прямозубих циліндричних коліс *5* з'єднаний з валом електродвигуна шліцьовою втулкою *10*. Цей вал проходить через зубчасту муфту *11*, яка з'єднує зубчасте колесо другого ступеня редуктора з канатним барабаном. Порожнина редуктора відокремлена від мотор-барабана гумовою манжетою *12*. Змащуються зубчасті передачі обох ступенів редуктора розбризкуванням



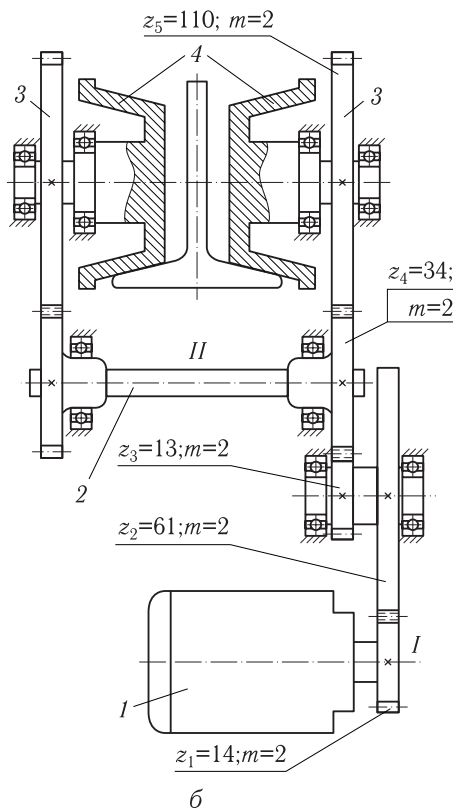


Рис. 2.59. Привідний візок електроталія:
a — конструкція; *б* — кінематична схема

мастила зубчастим колесом першого (швидкохідного) ступеня, зануреним у ванну з мастилом.

Нормально замкнене колодкове гальмо з довгоходовим електромагнітом є стопорним і відрегульоване на гальмівний момент з необхідним запасом гальмування. Гальмовий шків 3 розміщений на консольній частині швидкохідного вала редуктора. Редуктор обдувається повітряним потоком від відцентрового вентилятора 4, крильчатка якого закріплена на гальмовому шківу.

Друге гальмо в підйимальному механізмі — вантажоупорне з дисками 2 і храповиком 1 — встановлене на проміжному валу редуктора; елементи конструкції гальма частково занурені в мастильну ванну. Диски виготовлені з фрикційних матеріалів, які можуть довго експлуатуватись у мастилі. Це гальмо забезпечує плавне опускання вантажу зі швидкістю, що дорівнює швидкості підймання, та дає можливість зменшити динамічні навантаження в період зупинення механізму з вантажем.

На протилежному кінці канатного барабана розміщена шафа 8, яка містить електроапаратуру та одночасно є противагою редуктору. Тут містяться пускові пристрої механізмів підймання і пересування, кінцеві вимикачі, за допомогою яких фіксуються крайні положення гака при підйманні та опусканні вантажу.

На протилежному кінці канатного барабана розміщена шафа 8, яка містить електроапаратуру та одночасно є противагою редуктору. Тут містяться пускові пристрої механізмів підймання і пересування, кінцеві вимикачі, за допомогою яких фіксуються крайні положення гака при підйманні та опусканні вантажу.

Загальну конструктивну будову та кінематичну схему привідного шарнірного візка електроталія вантажностями 0,5; 1,0; 2,0 та 3,2 т наведено на рис. 2.59. Візок рухається за допомогою двох привідних коліс 4, які приводяться в рух від електродвигуна 1 через циліндричні зубчасті передачі двох вертикальних редукторів 3. Рух до лівого редуктора передається через трансмісійний вал 2.

Вихідні дані для розрахунку електроталія мостового однобалкового крана (кран-балки): вантажність електроталія $Q=3,2$ т, висота

підняття $H = 6$ м, довжина прольоту 16,5 м; швидкості, м/с: підіймання вантажу $v = 0,15$, пересування талі $v_T = 0,334$, пересування моста кран-балки $v_K = 0,667$; група режиму роботи механізмів — 4, ТВ = 25 %; струм змінний, напруга 380 В.

2.6.1. РОЗРАХУНОК ПІДІЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ЕЛЕКТРОТАЛЯ

Кінематичну схему механізму зображено на рис. 2.58, б. Для електро-талі вантажністю $Q = 3,2$ т вибираємо одинарний поліспаст кратністю $u = 2$ і гакову підвіску з блоком на підшипниках кочення.

Сила натягу каната, який намотується на барабан під час підіймання вантажу,

$$F_H = \frac{G}{u\eta_{\Pi}} = \frac{31390}{2 \cdot 0,98} = 16015 \text{ Н},$$

де G — вага номінального вантажу:

$$G = Qg = 3200 \cdot 9,81 = 31390 \text{ Н};$$

$\eta_{\Pi} = \eta_{\text{бл}} = 0,98$ — коефіцієнт корисної дії поліспасти.

Розривна сила для каната

$$F_p \geq n_K F_H = 5,5 \cdot 16015 = 88082,5 \text{ Н},$$

де $n_K = 5,5$ — запас міцності каната для режиму роботи 4-ї групи (див. табл. 2.2).

Згідно з даними табл. дод. І вибираємо канат типу ЛК-3 конструкції $6 \times 25 + 1$ о. о. діаметром $d = 13$ мм з розривною силою 89 025 Н.

Фактичний запас міцності каната

$$n_{\Phi} = \frac{89025}{16015} = 5,56.$$

В електроталі електродвигун підіймального механізму вмонтовують у барабан, утворюючи тим самим вузол мотор—барабан. У зв'язку з цим розміри барабана треба узгоджувати з розмірами статора двигуна.

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_p = \frac{Gv}{10^3 \eta_M} = \frac{31390 \cdot 0,15}{10^3 \cdot 0,88} = 5,35 \text{ кВт},$$

де $\eta_M = 0,88$ — загальний ККД підіймального механізму (дорівнює добутку ККД поліспасти, барабана і редуктора).

У підймальних механізмах електроталів застосовують спеціальні електродвигуни — серії 4АВ (АОСВ): літера В після позначення серії двигуна означає його конструктивний тип — вбудований. Вибираємо короткозамкнений асинхронний електродвигун серії АСВ 2-41-4 потужністю 5,2 кВт, $n = 1350$ об/хв ($\omega = 141,3$ рад/с), $M_{\max}/M_n = 2,3$, $I_p = 0,023$ кг·м².

Діаметр барабана по дну канавки

$$D = D_{\text{ст}} + 2h_{\text{в}} + 2\delta = 207 + 2 \cdot 16 + 2 \cdot 19 = 277 \text{ мм},$$

де $D_{\text{ст}} = 207$ мм — зовнішній діаметр статора для електродвигуна АСВ 2-41-4; $h_{\text{в}} = 16$ мм — глибина вентиляційних пазів на барабані; δ — товщина стінки барабана (з урахуванням технології виготовлення і розточування під посадкове місце беремо $\delta = 19$ мм). Крім того, найменший діаметр барабана по дну канавки має задовольняти умову

$$D \geq (e-1)d_{\text{к}} = (20-1) \cdot 13 = 247 \text{ мм},$$

де $e = 20$ — коефіцієнт (беремо з табл. 2.3). Остаточно діаметр барабана по дну канавки $D = 277$ мм.

Кількість робочих витків каната на барабані

$$z_p = \frac{Hu}{\pi(D+d_{\text{к}})} = \frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot (0,277 + 0,013)} = 14.$$

Загальна кількість витків каната на барабані

$$z = z_p + z_3 = 14 + 2 = 16,$$

де $z_3 = 2$ — кількість запасних витків, які залишаються на барабані, коли вантаж опускають на повну висоту.

Довжина нарізної частини барабана

$$L = zt = 16 \cdot 15 = 240 \text{ мм},$$

де $t = 15$ мм — крок гвинтової канавки для укладання каната на барабані.

В електроталях з поздовжнім розміщенням барабана відносно осі монорейкової опорної балки (дод. LXXII) один кінець вантажного каната закріплюють у кільцевій канавці фланця барабана трьома стопорними гвинтами. Другий кінець каната закріплюють клиновим з'єднанням на корпусі електроталю. В електроталях з поперечним розміщенням барабана відносно осі монорейкової ходової балки обидва кінці каната закріплюють стопорними гвинтами в кільцевих канавках, проточених у фланцях барабана. В електроталях з поперечним розміщенням барабана застосовують здвоєний двократний поліспаг (дод. LXXIII).

Статичний крутний момент на валу барабана при підйманні вантажу

$$M_6 = \frac{F_H a (D + d_k)}{2\eta_6} = \frac{16\,016 \cdot 1 \cdot (0,277 + 0,013)}{2 \cdot 0,98} = 2370 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $a = 1$ — кількість віток каната, які намотуються на барабан.
Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60v_H}{\pi(D + d_k)} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14(0,277 + 0,013)} = 19,77 \text{ об/хв.}$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{1350}{19,77} = 68,29.$$

Передатне число двоступеневого редуктора (див. рис. 2.58, б)

$$u_p = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = u_1 u_2,$$

де u_1 і u_2 — передатні числа відповідно першого і другого ступенів редуктора.

Із умови забезпечення приблизно однакової міцності коліс першого і другого ступенів редуктора беремо $u_1 = 1,75u_2$, отже, $u_p = 1,75u_2^2$, звідки

$$u_2 = \sqrt{\frac{u_p}{1,75}} = \sqrt{\frac{68,29}{1,75}} = 6,25, \quad u_1 = \frac{u_p}{u_2} = \frac{68,29}{6,25} = 10,93.$$

При $z_1 = 14$ $z_2 = u_1 z_1 = 10,93 \cdot 14 = 153$, $u_{1\phi} = \frac{153}{14} = 10,93$; при $z_3 = 13$
 $z_4 = u_2 z_3 = 6,26 \cdot 13 = 81$, $u_{2\phi} = \frac{81}{13} = 6,23$.

Фактичне передатне число редуктора

$$u_\phi = \frac{153 \cdot 81}{14 \cdot 13} = 68,09.$$

Фактична швидкість підймання вантажу

$$v_\phi = v \frac{u_p}{u_\phi} = 0,15 \frac{68,29}{68,09} = 0,1504 \text{ м/с.}$$

Для співвісного редуктора міжосьова відстань

$$a_{w1} = a_{w2} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = m_1 \frac{z_1 + z_2}{2} = m_2 \frac{z_3 + z_4}{2},$$

де $d_1—d_4$ — діаметри ділительних кіл зубчастих коліс; m_1 і m_2 — модулі зубчастих коліс відповідно першого і другого ступенів передачі.

Номинальний крутний момент на проміжному (тихохідному) валу

$$M_2 = \frac{M_6}{u_2 \eta_3} = \frac{2370}{6,23 \cdot 0,975} = 390,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\eta_3 = 0,975$ — ККД зубчастої передачі одного ступеня.

Номинальний крутний момент на швидкохідному валу

$$M_1 = \frac{M_6}{u_1 u_2 \eta_3^2} = \frac{2370}{10,93 \cdot 6,23 \cdot 0,975^2} = 36,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо матеріали зубчастих коліс, призначаємо вид термообробки та твердість поверхні зубців. З умов контактної міцності зубців визначаємо міжосьову відстань передачі другого ступеня a_{w2} , модулі m_1 і m_2 та вибираємо їх за стандартом. Розраховуємо зубчасті колеса на згин [11, 23]. Виконуємо (якщо треба) тепловий розрахунок редуктора із вмонтованим у ньому гальмом.

Тривалості пуску і гальмування двигуна електроталія при підйманні та опусканні вантажу, міцність барабана і гакової підвіски розраховуємо за тими методами, які викладено для підймального механізму мостового крана.

Щоб перевірити електродвигун підймального механізму електроталія на нагрів, треба визначити його середньоквадратичний момент, еквівалентний за нагрівом дійсному змінному моменту, за формулою (2.43). Оскільки в талях застосовують електродвигуни загального призначення з короткозамкненим ротором серії 4А або АОС з підвищеним ковзанням, то у формулі (2.43) враховують тривалість пауз за цикл $\sum t_0$ і не враховують гальмівні моменти $\sum M_{гТ}^2 t_T$, тому що гальмування двигуном не виконується.

2.6.2. РОЗРАХУНОК КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Конструкцію і схему колодкового гальма наведено на рис. 2.60. Важелі 6 гальма виконують функції гальмівних колодок, до яких прикріплено фрикційні накладки 5. Дві робочі пружини 1 розміщено на спеціальній шпильці, яка проходить крізь отвір на кінцях важелів. Регулювальні гвинти 2 закріплюють гайками в потрібному положенні. Між головками гвинтів розміщено розгальмовувальний кулачок важеля 4, другий кінець якого шарнірно прикріплений до якоря електромагніту.

Після ввімкнення електродвигуна якір електромагніту 3 втягується в ярмо і з'єднаний з ним важіль повертає розгальмовувальний кулачок. В момент вимкнення електродвигуна гальмування відбувається під дією сил пружності стиснутих робочих пружин. Між кулачком розгальмовуваль-

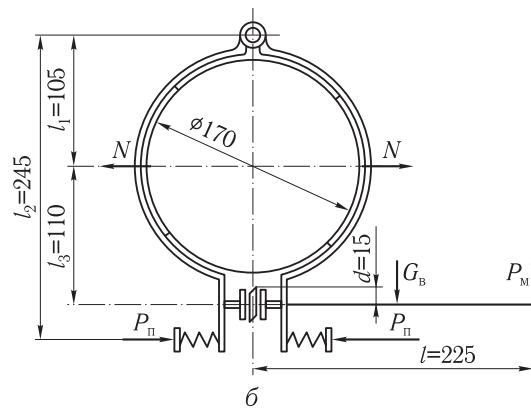
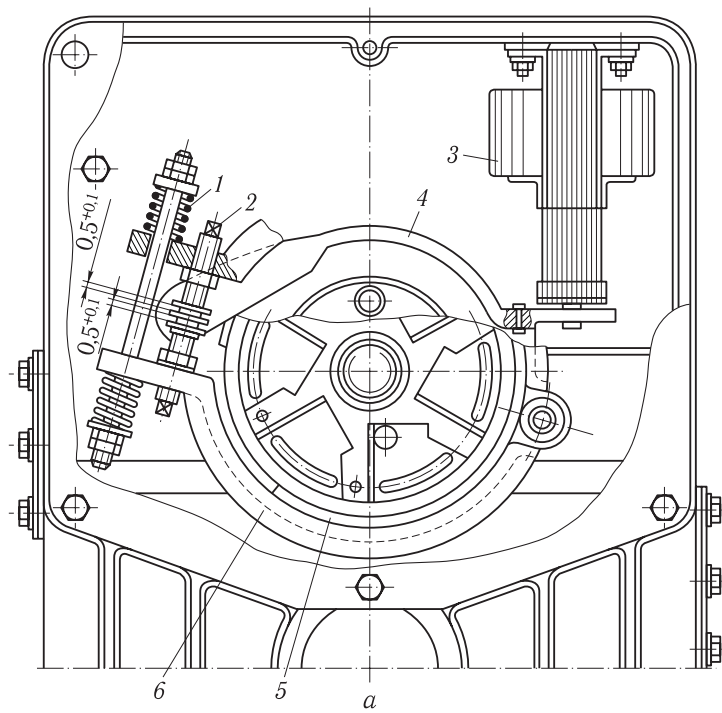


Рис. 2.60. Колодкове гальмо:
 а — конструкція; б — розрахункова схема

ного пальця і регулювальними гвинтами передбачено зазор 0,5...0,6 мм для забезпечення нормальної роботи гальмівних колодок.

Гальмівний момент визначаємо з урахуванням коефіцієнта запасу гальмування k_{Γ}

$$M_{\Gamma} = k_{\Gamma} M_1 = 1,25 \cdot 36,6 = 45,75 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_{\Gamma} = 1,25$ — для підйимального механізму електроталія з двома гальмами.

Нормальна сила тиску колодок на гальмовий шків

$$N = \frac{M_{\Gamma}}{f D_{\text{ш}}} = \frac{45,75}{0,42 \cdot 0,17} = 641 \text{ Н},$$

де $f = 0,42$ — коефіцієнт тертя фрикційної вальцьованої стрічки по чавуну і сталі (див. табл. 2.9); $D_{\text{ш}} = 0,17$ м — діаметр гальмового шків (див. формулу (2.44)).

Відповідно до рівняння моментів сил відносно осі шарніра гальмових важелів (рис. 2.60, б) при нормально замкнутому гальмі визначаємо силу пружини, що діє на кожний із двох важелів,

$$P_{\text{п}} = N \frac{l_1}{l_2 \eta} = 641 \frac{0,105}{0,245 \cdot 0,95} = 289 \text{ Н},$$

де $l_1 = 105$ мм і $l_2 = 245$ мм відповідно до рис. 2.60; $\eta = 0,95$ — ККД важільної системи.

Сила, яка необхідна для розмикання гальм,

$$P = \frac{N l_1}{l_1 + l_3} = \frac{641 \cdot 0,105}{0,105 + 0,11} = 313 \text{ Н}.$$

Сила електромагніту

$$P_{\text{м}} = \frac{P d}{l \eta} + \frac{G_{\text{в}}}{2} = \frac{313 \cdot 0,015}{0,225 \cdot 0,95} + 2 = 24 \text{ Н},$$

де $G_{\text{в}} = 4$ Н — вага важеля, який з'єднує якір електромагніту з розмикальним кулачком.

Робота сили тиску колодок на гальмовий шків

$$A = \frac{2 N \varepsilon}{\eta} = \frac{2 \cdot 641 \cdot 0,0006}{0,95} = 0,81 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $\varepsilon = 0,6$ мм — зазор, який утворюється, коли відходять колодки.

Хід якоря електромагніту

$$h = \varepsilon \frac{l_1 + l_3}{l_1} \frac{l}{d} = \frac{0,0006 \cdot 0,215}{0,105} \cdot \frac{0,225}{0,015} = 0,0184 \text{ м}.$$

За значенням $P_{\text{м}}$ вибираємо електромагніт серії МИС або серії МТ і регулюємо його на значення розрахункового ходу h (дод. LXXIV).

Осадка робочої пружини гальма під дією робочого навантаження
 $P_{\text{п}} = 289 \text{ Н}$

$$\Delta l_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}}}{C} = \frac{289}{39,5 \cdot 10^3} = 0,0072 \text{ м,}$$

де $C = 39,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ — жорсткість пружини.

Найбільший тиск на гальмівну накладку з вальцьованої стрічки

$$p_{\text{г.н}} = \frac{N}{l_{\text{г.н}} b_{\text{г.н}}} = \frac{641}{0,091 \cdot 0,03} = 0,235 \text{ МПа,}$$

де $l_{\text{г.н}} = 0,091 \text{ м}$ — довжина розгорнутої накладки; $b_{\text{г.н}} = 0,03 \text{ м}$ — ширина накладки.

2.6.3. РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОУПОРНОГО ГАЛЬМА

Гальмо (рис. 2.61) встановлене на другому (проміжному) валу-шестерні двоступеневого редуктора електроталія. Гальмовий диск 4 жорстко закріплений на валу (посаджений на шпонці), а зубчасте колесо 2 першого ступеня редуктора, яке виконує роль другого гальмового диска, нагвинчується на триходову трапецієподібну різьбу вала. На циліндрично-му виступі гальмового диска 4 встановлене храпове колесо 3, на бічних

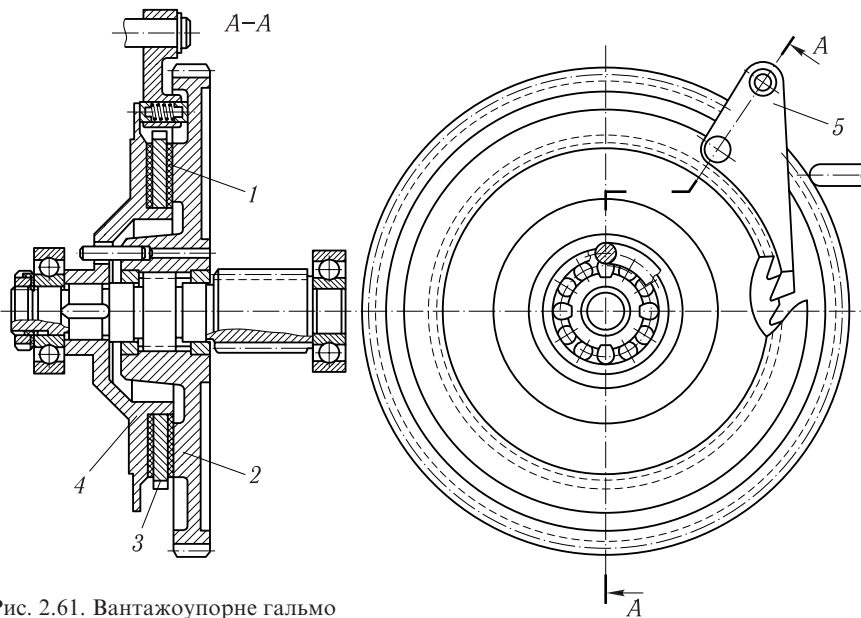


Рис. 2.61. Вантажопорне гальмо

поверхнях якого закріплені фрикційні накладки — кільця 1. Храпове колесо з фрикційними накладками може вільно обертатися на виступі гальмового диска. Напрямок різьби на валу вибраний таким, що під час обертання цього вала на підймання вантажу зубчасте колесо 2 зміщується по різьбі вліво, притискаючи при цьому храпове колесо 3 до гальмового диска 4. Собачка 5 храпового механізму в разі спільного обертання на підймання вала-шестерні з храповим колесом 3, затиснутим між гальмовим диском 4 і зубчастим колесом 2, в зачеплення із зубцями храпового колеса не входить. У разі зупинення механізму собачка 5 входить у зачеплення із зубцем храпового колеса 3 і завдяки силам тертя, що створені між стиснутими поверхнями дією моменту від ваги вантажу, утримує елементи 2, 3 і 4 від руху на опускання вантажу.

Після пуску електродвигуна на опускання вантажу вал-шестірня починає обертатися в протилежний бік. При цьому зубчасте колесо 2 згвинчується по різьбі від храпового колеса 3 вправо, сили тиску на поверхнях фрикційних дисків зменшуються і виникає можливість прискореного руху диска 4 і зубчастого колеса 2 відносно нерухомого храпового колеса 3. В той момент, коли кутова швидкість зубчастого колеса 2 перевищить кутову швидкість вала-шестерні, воно знову почне зміщуватись по різьбі на валу вліво до храпового колеса, збільшуючи тим самим момент сил тертя в гальмах та уповільнюючи швидкість опускання вантажу. В процесі подальшої роботи механізму зворотно-поступальний рух зубчастого колеса 2 в осьовому напрямку створює умови для безперервного ковзання гальмового диска 4 і самого зубчастого колеса 2 відносно нерухомого храпового колеса 3 — система входить у стан рухомої рівноваги, при якому вантаж опускається зі швидкістю, значення якої зумовлюється частотою обертання вала-шестерні.

Кут підйому триходової гвинтової різьби на валу-шестерні

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_3 t}{\pi d_{\text{cp}}} = \frac{3 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,044} = 0,174,$$

де $\alpha = 10^\circ$; $a_3 = 3$ — кількість заходів різьби; $d_{\text{cp}} = (50 + 38)/2 = 44$ мм — середній діаметр різьби; $t = 8$ мм — крок різьби.

Осьова сила, яка стискає фрикційні кільця і замикає гальмо,

$$F_a = \frac{M_2}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{\text{cp}}} = \frac{390,2}{0,022 \operatorname{tg} 12^\circ + 0,12 \cdot 0,0925} = 24\,732 \text{ Н}, \quad (2.142)$$

де $r = 22$ мм — середній радіус гвинтової різьби; $\rho = 2 \dots 3^\circ$ — кут тертя в різьбовій парі в разі роботи в мастильній ванні; $f = 0,12$ — коефіцієнт тертя фрикційної накладки з вальцьованої стрічки по сталі в мастилі; $R_{\text{cp}} = 92,5$ мм — середній радіус поверхні тертя.

Гальмівний момент вантажоупорного гальма

$$M_{2\Gamma} = f L R_{\text{cp}} n = 0,12 \cdot 24\,732 \cdot 0,0925 \cdot 2 = 549,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.143)$$

де $n = 2$ — кількість пар поверхонь тертя в гальмах. Гальмівний момент має задовольняти умову

$$M_{2r} \geq k_r M_2 = 1,25 \cdot 390,2 = 487,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вантажоупорне гальмо в електроталі застосовують як друге гальмо для опускання вантажу і тому коефіцієнт запасу гальмування беруть 1,25.

Надійність утримання вантажу в підвішеному стані забезпечується, якщо виконується нерівність

$$f R_{cp} n \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{cp}] \eta_3^2. \quad (2.144)$$

Для нашого розрахунку

$$f R_{cp} n = 0,12 \cdot 0,0925 \cdot 2 = 0,0222;$$

$$[r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{cp}] \eta_3^2 = 0,022 \cdot 0,2126 + 0,12 \cdot 0,0925 \cdot 0,975^2 = 0,015.$$

Рух вантажу вниз припиняється за умови

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq R_{cp} f \frac{1}{k_r}; \quad (2.145)$$

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,022 \cdot 0,2126 = 0,00468;$$

$$R_{cp} f \frac{1}{k_r} = 0,0925 \cdot 0,12 \frac{1}{1,25} = 0,00888.$$

Перевірка гвинтової різьби на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{4F_a}{\pi(d_3^2 - d_b^2)z} = \frac{4 \cdot 24732}{3,14(0,05^2 - 0,038^2)4} = 7,46 \text{ МПа},$$

де $d_3 = 50$ мм — зовнішній діаметр гвинтової різьби; $d_b = 38$ мм — внутрішній діаметр її; $z = 4$ — кількість витків різьби, які сприймають навантаження.

2.6.4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ

Кінематичну схему привідного візка механізму пересування наведено на рис. 2.59, б. Два редуктори — правий і лівий — з'єднані між собою трьома стяжками. На першому редукторі закріплений електродвигун механізму пересування. Колеса візка змонтовані на вихідних валах редукторів. Привідний і непривідний візки прикріплені шарнірно до траверси, утворюючи механізм пересування талю. Загальний опір пересуванню талю складається з опорів від тертя і від уклону ходового шляху. Електроталь рухається по двотавровій балці в прольоті 14,55 м. Допустимий міс-

цевий уклон (відношення стріли прогину до відстані між опорами)
 $\alpha_y = 0,003$.

Опір пересуванню таля від тертя

$$W_T = k_p (G + G_T) \frac{fd + 2k}{D_k} =$$

$$= 2,5(31\,390 + 4610) \frac{0,015 \cdot 0,04 + 2 \cdot 0,0004}{0,175} = 720 \text{ Н},$$

де $G_T = 4610 \text{ Н}$ — вага таля, $m_T = 470 \text{ кг}$; $D_k = 175 \text{ мм}$ — діаметр ходового колеса; $d = 40 \text{ мм}$ — діаметр цапфи; $k = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ — (табл. 2.14); $f = 0,015$ — коефіцієнт тертя в шарикопідшипниках; $k_p = 2,5$ — коефіцієнт, який враховує додаткові опори від тертя реборд і торців маточин ходових коліс (табл. 2.15).

Опір руху від уклону ходового шляху

$$W_y = \alpha_y (G + G_T) = 0,003(31\,390 + 4610) = 108 \text{ Н}.$$

Загальний статичний опір пересуванню електроталія

$$W = W_T + W_y = 720 + 108 = 828 \text{ Н}.$$

Статична потужність, необхідна для пересування візка з вантажем,

$$P_{ст} = \frac{Wv_B}{10^3 \eta_M} = \frac{828 \cdot 0,334}{10^3 \cdot 0,85} = 0,33 \text{ кВт},$$

де $\eta_M = 0,85$ — ККД механізму передачі при номінальному навантаженні.

Вибираємо електродвигун типу 4АА63В4У3 (виконання ІМ3081) потужністю $P = 0,37 \text{ кВт}$, $n = 1365 \text{ об/хв}$ ($\omega = 142,9 \text{ рад/с}$); $M_{max}/M_H = 2,2$; $M_{п}/M_H = 1,6$; $M_{min}/M_H = 1,2$; $I_p = 0,002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Частота обертання ходового колеса

$$n_k = \frac{60v_B}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,334}{3,14 \cdot 0,175} = 36,5 \text{ об/хв}.$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$n_p = \frac{n}{n_k} = \frac{1365}{36,5} = 37,4.$$

Фактичне передатне число редуктора

$$u_{p,ф} = \frac{z_5 z_2}{z_3 z_1} = \frac{110 \cdot 61}{13 \cdot 14} = 36,89.$$

Фактична швидкість руху візка

$$v_{в,ф} = \frac{n}{u_p} \pi D_k = \frac{1365}{36,89} 3,14 \cdot 0,175 = 20,33 \text{ м/хв} = 0,339 \text{ м/с}.$$

Номинальний момент двигуна

$$M_H = P/\omega = \frac{0,37 \cdot 10^3}{142,9} = 2,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений до вала електродвигуна статичний момент сил опору пересуванню талю з номінальним вантажем

$$M_{\text{ст.н}} = \frac{WD_K}{2\eta_M u_p} = \frac{828 \cdot 0,175}{2 \cdot 0,85 \cdot 36,89} = 2,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент електродвигуна в період пуску

$$M_{\Pi} = 1,6M_H = 1,6 \cdot 2,59 = 4,14 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний пусковий момент електродвигуна (найбільший, з урахуванням падіння напруги U_H в мережі до 10 %)

$$M_{\text{max}} = 2,2M_H \left(\frac{0,9U_H}{U_H} \right)^2 = 2,2 \cdot 2,59 \cdot 0,81 = 4,62 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній момент електродвигуна в період пуску

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + M_{\Pi}}{2} = \frac{4,62 + 4,14}{2} = 4,38 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений момент інерції візка механізму пересування з вантажем

$$\begin{aligned} I_{\text{зв}} &= \delta I_{\text{р.ш}} + \frac{(m_T + m_B)R_K^2}{u_p^2 \eta_M} = \\ &= 1,2 \cdot 0,0025 + \frac{(3200 + 470) \cdot 0,0875^2}{36,89^2 \cdot 0,85} = 0,0273 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

де $I_{\text{р.ш}} = I_{\text{р}} + I_{\text{ш}} = 0,002 + 0,0005 = 0,0025 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{\text{ш}} = 0,0005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції шестерні, що закріплена на валу електродвигуна; $m_T = 470 \text{ кг}$ — маса електроталю.

Тривалість пуску двигуна

$$t_{\Pi} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}} = \frac{0,0273 \cdot 142,9}{4,38 - 2,31} = 1,88 \text{ с}.$$

Прискорення під час пуску номінально навантаженого електроталю

$$a_{\Pi} = \frac{v_{\text{в.ф}}}{t_{\Pi}} = \frac{0,339}{1,88} = 0,18 \text{ м/с}^2.$$

Шлях талю з вантажем за час пуску

$$l_{\Pi} = \frac{v_{\text{в.ф}}}{2} t_{\Pi} = \frac{0,339}{2} \cdot 1,88 = 0,32 \text{ м}.$$

Сила опору пересуванню таля без вантажу

$$W_1 = 0,03G_T = 0,03 \cdot 4610 = 138,3 \text{ Н.}$$

Момент опору пересуванню електроталя без вантажу

$$M_1 = \frac{W_1 D_k}{2u_p \eta_M} = \frac{138,3 \cdot 0,175}{2 \cdot 36,89 \cdot 0,7} = 0,47 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зведений момент інерції механізму пересування електроталя без вантажу

$$I_{зв.н} = I_{р.ш} + \frac{m_1 R_k^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2 \cdot 0,0025 + \frac{470 \cdot 0,0875^2}{36,89^2 \cdot 0,7} = 0,0068 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Щоб забезпечити запас зчеплення привідних коліс з ходовою балкою ($k_{зч} = 1,2$) під час пуску ненавантаженого таля, його прискорення не повинно перевищувати значення, обчисленого за формулою (2.70):

$$a_{пmax} = \left[\frac{2305 \left(0,2 + \frac{0,015 \cdot 0,04}{0,175} \right)}{4610 \left(1,2 + \frac{0,015 \cdot 0,04}{0,175} \right)} - \frac{2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,04}{0,175} \cdot 2,5 \right] \times \\ \times 9,81 = 0,825 \text{ м/с}^2,$$

де $G_{т.зч} = \frac{1}{2} G_T = \frac{1}{2} 4610 = 2305 \text{ Н.}$

Номінальне прискорення під час пуску електроталя

$$a_{п} = \frac{a_{пmax}}{2} = \frac{0,825}{2} = 0,413 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску двигуна ненавантаженого таля

$$t_{п} = \frac{v_{в.ф}}{a_{п}} = \frac{0,339}{0,413} = 0,82 \text{ с.}$$

Шлях таля без вантажу за період пуску

$$l_{п} = \frac{v_{в.ф}}{2} t_{п} = \frac{0,339}{2} \cdot 0,82 = 0,14 \text{ м.}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення привідних коліс ненавантаженого таля з ходовою балкою визначаємо за формулою (2.72)

$$k_{зч.н} = \frac{G_{т.зч}}{W + G_T \left(\frac{a_{п}}{g} - \frac{n_{пп}}{n_k} f \frac{d}{D_k} \right)} \geq 1,2;$$

у нашому розрахунку

$$k_{зч.н} = \frac{2305 \cdot 0,2}{138 + 4610 \left(\frac{0,413}{9,81} - \frac{2}{4} \frac{0,015 \cdot 0,04}{0,175} \right)} = 1,43 > 1,2.$$

Коефіцієнт запасу зчеплення навантаженого електроталія

$$k_{зч} = \frac{G_{зч}\varphi}{W + (G + G_T) \left(\frac{a}{g} - \frac{n_{пр}}{n_k} f \frac{d}{D_k} \right)} \geq 1,2;$$

у нашому розрахунку

$$k_{зч} = \frac{18\,000 \cdot 0,2}{828 + (31\,390 + 4610) \left(\frac{0,18}{9,81} - \frac{2}{4} 0,015 \frac{0,04}{0,175} \right)} = 2,52,$$

де $G_{зч} = 18\,000$ Н — навантаження на привідні колеса візка від ваги вантажу й електроталія; $\varphi = 0,2$ — коефіцієнт зчеплення привідних коліс з ходовою балкою для механізмів, які працюють в закритих приміщеннях; n_k — загальна кількість ходових коліс; $n_{пр}$ — кількість привідних коліс.

Необхідний середній пусковий момент електродвигуна для розгону невантаженого талія з $t_{п} = 0,82$ с

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв.т}\omega}{t_{п}} + M_{ст.п} = \frac{0,0068 \cdot 142,9}{0,82} + 0,47 = 1,66 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідні тривалість пуску $t_{п} = 0,82$ с і пусковий момент $M_{п.ср} = 1,66$ Н·м асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором можна забезпечити, змінивши частоту струму живлення (тиристорне керування електродвигуном). Ступінчасте регулювання частоти обертання вала двигуна можна забезпечити перемиканням кількості пар полюсів, як це робиться у двигунах з полюсним перемиканням.

Тривалість пуску двигуна механізму пересування талія розраховують так, як і для механізму пересування мостового крана. Оскільки в цьому механізмі переміщення немає гальма, то час вільного вибігу двигуна, с, визначають за формулою

$$t_{в.в} = I_{зв.п}\omega / M_{ст.в},$$

де $M_{ст.в}$ — зведений до вала двигуна статичний момент сил опору при вільному вибігу приводу візка, Н·м.

Механізм пересування кран-балки розраховують так, як і для мостового крана.

Розроблено електроталі з мікроприводом і швидкостями підймання 1,0; 0,6 і 0,5 м/хв. Вантаж переміщується з номінальною швидкістю, а встановлюється на місце — з уповільненою.

Застосовують також компактні блокові конструкції електроталів з розміщенням двигуна з конічним ротором за загальною схемою. Одно- та двошвидкісні електроталі мають вантажність 0,25...15,0 т [1].

2.6.5. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАН-БАЛКИ

У кран-балках електроталь пересувається по монорейковій опорно-ходовій балці — двотавровій балці № 18М, 24М, 30М, 36М і 45М, залежно від вантажності.

Конструкція моста залежить від довжини прольоту. У кран-балках з малим прольотом (до 11 м) міст складається з несівної двотаврової балки, яка обпирається на кінцеві балки. У площині верхньої полиці двотавра симетрично розміщена горизонтальна ферма для сприймання інерційних сил, які діють у горизонтальній площині під час пуску і гальмування кран-балки.

Базова відстань між осями ходових коліс у кінцевих балках: 1,5 м — для прогонів від 4 до 8 м, 2,0 м — для прогонів від 8 до 11 м, 2,8 м — для прогонів 12...17 м; зі збільшенням довжини прогону крана база збільшується. Якщо виникає потреба встановити кабінку керування, то її прикріплюють до несівного двотавра за допомогою двох швелерів.

У кран-балках великих прогонів (11...28,5 м) несівною конструкцією є дві вертикальні ферми з кутової сталі або труба, яка обпирається на кінцеві балки. Двотаврова балка прикріплена до поперечних двотаврових балок, які обпираються на вертикальні ферми, або безпосередньо до труби. Ферми з'єднані безпосередньо горизонтальними зв'язками для сприймання горизонтальних сил, які виникають під час пуску і гальмування кран-балки.

Насамперед вибираємо двотаврову балку і перевіряємо її на міцність. Потім металоконструкцію кран-балки розраховуємо як однобалковий міст.

Для проектованого електроталія беремо двотавр № 36М з такими розмірами поперечного перерізу (рис. 2.62):

$$b = 130 \text{ мм}, d = 9,5 \text{ мм}, W_x = 8,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3,$$

$$a = \frac{b-d}{2} = \frac{130-9,5}{2} = 60,25 \text{ мм}, p_k = 21 \text{ мм}.$$

Полицю двотавра перевіряємо на місцевий згин від дії зосереджених сил з боку ходових коліс електроталія. У нашому розрахунку при ширині колеса $b_k = 52$ мм і товщині реборди в основі $b_p = 12$ мм

$$c = a - \frac{b_k - b_p}{2} = 60,25 - \frac{52-12}{2} = 40,25 \text{ мм}.$$

Розрахункова вертикальна сила, що діє на одне колесо візка,

$$F_k = k_d \frac{G_{зч}}{2} + \frac{G_{т.зч}}{2} = 1,2 \frac{15\,695}{2} + \frac{2305}{2} = 10\,570 \text{ Н},$$

де $G_{зч}$, $G_{т.зч}$ — ваги, які припадають на ведучі колеса відповідно від номінального вантажу і ваги візка.

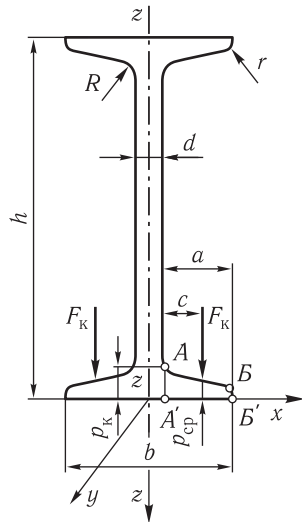


Рис. 2.62. Схема до розрахунку полиці двотавра на місцевий згин

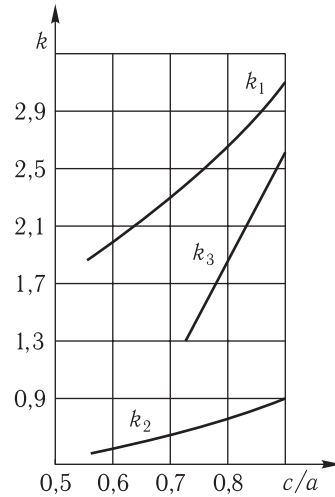


Рис. 2.63. Графіки залежності коефіцієнтів k_1, k_2 і k_3 від відношення c/a

Напруження від згину в площині кореневого перерізу полиці

$$\sigma = \pm \frac{k_1 F_k}{p_k^2} = \pm \frac{2,3 \cdot 10\,570}{0,021^2} = \pm 55,1 \text{ МПа},$$

де $k_1 = 2,3$ — коефіцієнт, який залежить від співвідношення c/a (рис. 2.63).

Напруження від згину в перерізі полиці в площині, що розміщена на відстані c від вертикальної стінки двотавра,

$$\sigma_c = \pm \frac{k_2 F_k}{p_k^2} = \pm \frac{0,65 \cdot 10\,570}{0,021^2} = \pm 15,6 \text{ МПа},$$

де $k_2 = 0,65$ — коефіцієнт, який залежить від відношення c/a (рис. 2.63).

Для значень σ і σ_c знак плюс стосується точки A кореневого перерізу, а знак мінус — точки A' того самого перерізу.

Напруження від згину по вільному краю полиці

$$\sigma_a = \pm \frac{k_3 F_k}{p_{cp}^2} = \pm \frac{0,9 \cdot 10\,570}{0,0135^2} = \pm 52,2 \text{ МПа},$$

де $p_{cp} = 13,5$ мм.

Для значення σ_a знак «плюс» стосується точки B' на нижній межі перерізу, а знак «мінус» — точки B , що розміщена на верхній межі перерізу полиці.

Зведене напруження в кореновому перерізі полиці від місцевого згину

$$\sigma_{зв} = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_c^2} - \sigma\sigma_c = \sqrt{55,1^2 + 15,6^2} - 55,1 \cdot 15,6 = 49,2 \text{ МПа},$$

що не перевищує допустимого.

Потім визначаємо навантаження, які діють на головну балку однобалкового моста у вертикальній і горизонтальній площинах за раніше викладеною методикою (п. 2.5 цього розділу). Визначаємо моменти інерції та моменти опору перерізів головної балки I_x, I_y, W_x, W_y , а також нормальні напруження від згину двотаврової балки силами у вертикальній і горизонтальній площинах

$$\sigma_1 = M_1/W_x; \quad \sigma_2 = M_2/W_y,$$

де M_1 і M_2 — максимальні згинальні моменти опору перерізів головної балки від дії сил у вертикальній і горизонтальній площинах.

З урахуванням загального прогину та місцевого згину зведене напруження в точці A визначають за енергетичною теорією міцності.

Має виконуватись умова

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma^2 + (\sigma_c + \sigma_1)^2} - \sigma(\sigma_c + \sigma_1) \leq [\sigma_A].$$

Зведене напруження на вільному краю полиці (точка B)

$$\sigma_B = \sigma_a + \sigma_1 + \sigma_2 \leq [\sigma_B].$$

Для балки зі сталі Ст3 беруть $[\sigma_A] = 196,2 \text{ МПа}$; $[\sigma_B] = 176,5 \text{ МПа}$.

Відстань між вузлами кріплення монорейки (двотаврової балки) визначають розрахунком на міцність (згин) і на жорсткість (прогин). Уклон ходового шляху в разі розміщення візка посередині між вузлами кріплень не повинен перевищувати 0,003.

Найбільший допустимий прогин кран-балки з машинним приводом не повинен перевищувати $\frac{1}{500}L$, де L — довжина прольоту.

Р

ОЗРАХУНКИ ПОВОРОТНИХ СТРІЛОВИХ КРАНІВ

3.1 КРАНИ З ПОВОРОТНОЮ КОЛОНОЮ

Такі крани (рис. 3.1) складаються з поворотної колони 2, стріли 3 з вантажним поліспастом 4, механізму підймання вантажу 1, механізму повертання крана 5. Колона обпирається на один упорний 7 і два радіальних — 6 і 8 підшипники. Стріла підтримується жорсткою тягою або поліспастом.

Поворотні крани за цією схемою називають стаціонарними стріловими кранами з поворотною колоною. Їх встановлюють стаціонарно, на самохідних або несамохідних візках і застосовують для завантажування автомобілів, залізничних вагонів, у механічних цехах, на будівництві тощо.

Розраховують поворотний стріловий кран з поворотною колоною за такими вихідними даними: кран загального призначення експлуатується на майданчику, вантажність крана $m_b = 10\,000$ кг, виліт стріли $L = 8$ м, висота підняття вантажу $H = 18$ м, швидкість підймання $v_1 = 0,25$ м/с, частота обертання крана $n_k = 1$ об/хв, група режиму роботи — 4 (середній), $TB = 25\%$.

3.1.1. РОЗРАХУНОК ПІДЙІМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Кінематичну схему цього механізму наведено на рис. 3.2. Група режиму роботи — 4 (середній), $TB = 25\%$, кратність простого поліспасти $u = 4$. Коефіцієнт корисної дії поліспасти

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^u}{u(1 - \eta_{\text{бл}})} = \frac{1 - 0,99^4}{4(1 - 0,99)} = 0,985,$$

де $\eta_{\text{бл}} = 0,99$ — ККД блока.

Загальний ККД канатно-блокової системи

$$\eta_{\text{к.бл}} = \eta_{\Pi} \eta_{\text{бл}} = 0,985 \cdot 0,99 = 0,975.$$

Максимальне зусилля у вітці каната, який намотується на барабан, для ваги вантажу $G = 100\,000\text{ Н}$

$$F = \frac{G}{z\eta_{к.бл}} = \frac{100\,000}{4 \cdot 0,975} = 25\,641\text{ Н},$$

де $z = 4$ — кількість віток каната, на яких висить вантаж.

Потрібен канат з розривною силою [32]

$$F_p \geq F n_k = 25\,641 \cdot 5,5 = 141\,026\text{ Н},$$

де $n_k = 5,5$ — коефіцієнт запасу міцності каната (див. табл. 2.2).

За дод. I вибираємо вантажний канат 17,5-Г-I-N-1570 конструкції 6×25 з органічним осердям. Діаметр каната $d_k = 17,5\text{ мм}$, розривне зусилля $F_p = 153\,500\text{ Н}$, границя міцності $\sigma_B = 1570\text{ МПа}$.

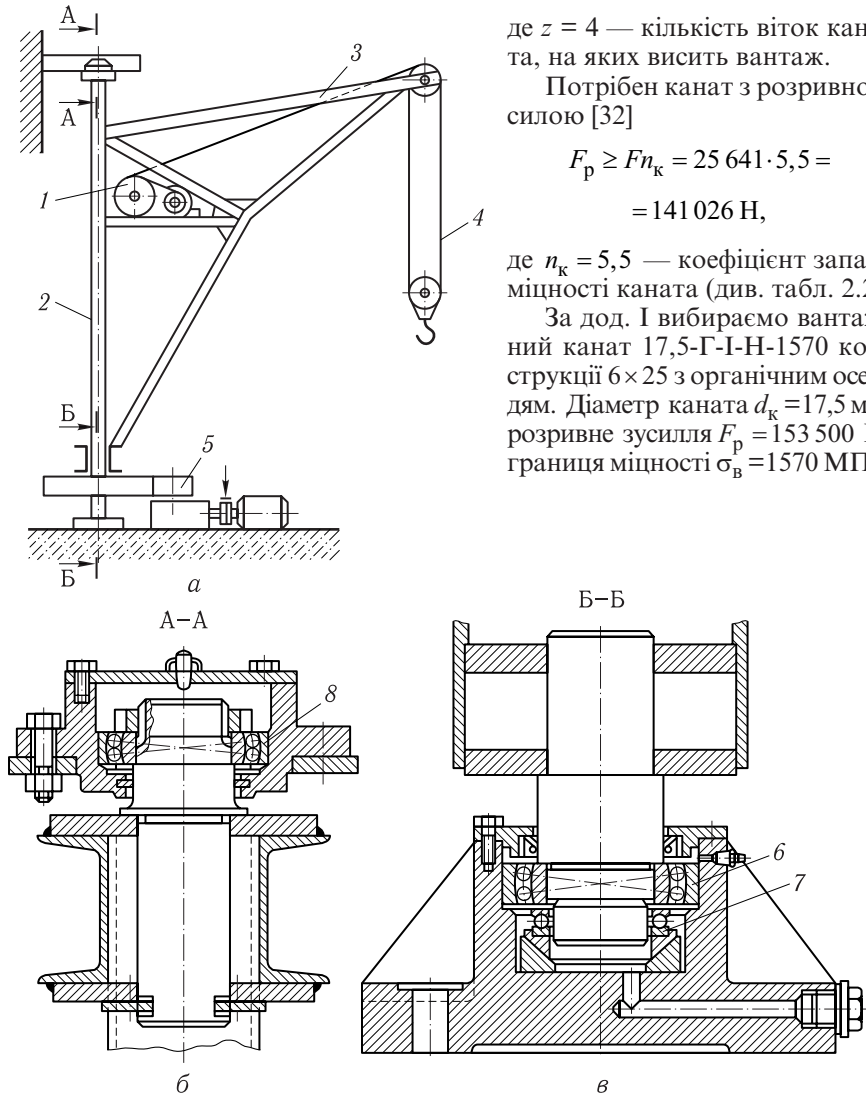


Рис. 3.1. Схема поворотного стрілового крана з поворотною колоною:
 а — загальний вигляд; б — верхня опора; в — нижня опора

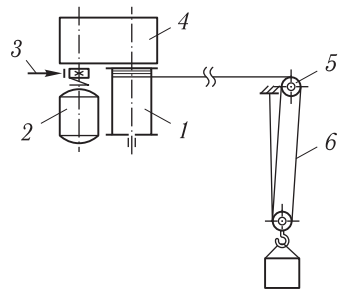


Рис. 3.2. Кінематична схема підйомного механізму: 1 — канатний барабан; 2 — електродвигун; 3 — гальмо; 4 — редуктор; 5 — нерухомий блок; 6 — поліспаст

Мінімальний діаметр барабана (по центру намотаного каната)

$$D \geq e_1 d_k = 18 \cdot 17,5 = 315 \text{ мм},$$

де $e_1 = 18$ (див. табл. 2.3).

Мінімальний діаметр блоків

$$D_{\text{бл}} \geq e_2 d_k = 20 \cdot 17,5 = 350 \text{ мм}.$$

Беремо $D = D_{\text{бл}} = 400$ мм (по центру намотаного каната).

Робоча довжина каната, який намотується на барабан під час підймання вантажу,

$$l_p = Hu = 18 \cdot 4 = 72 \text{ м}.$$

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{l_p}{\pi D} = \frac{72}{3,14 \cdot 0,4} = 58.$$

Загальна кількість витків

$$z_3 = z_p + z_{\text{зап}} + z_{\text{закр}} = 58 + 1,5 + 2 = 61,5,$$

де $z_{\text{зап}} = 1,5$ — мінімальна кількість запасних витків на барабані; $z_{\text{закр}} = 2$ — кількість витків, потрібних для закріплення каната.

Довжина барабана

$$l_6 = z_3 t + 4d_k = 61,5 \cdot 20 + 4 \cdot 17,5 = 1300 \text{ мм},$$

де t — крок гвинтової лінії для намотування каната: $t = d_k + (2 \dots 3)$ мм для барабана з нарізкою і $t = d_k$ для гладенького барабана; $4d_k$ — відстань від останніх витків каната до кінців барабана.

Товщина стінки барабана, згідно з умовою деформації стиску,

$$\delta = \frac{F}{t[\sigma_{\text{ст}}]} = \frac{25\,641}{0,02 \cdot 165 \cdot 10^6} = 0,78 \text{ см},$$

де $F = 25\,641$ Н — зусилля в канаті; $[\sigma_{\text{ст}}] = 165$ МПа — допустиме напруження стиску для чавуну СЧ 15. Беремо $\delta = 14$ мм. Тоді напруження стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{25\,641}{0,014 \cdot 0,02 \cdot 10^6} = 91,6 \text{ МПа}.$$

Рис. 3.3. Схема до розрахунку стінки барабана на згин і кручення

На одночасну дію стиску, згину і кручення стінки барабана перевіряють тоді, коли $l_6 \geq 3D$, за формулою

$$\sigma = \frac{\sigma_{ст} + \sigma_{зг}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{ст} + \sigma_{зг})^2 + 4\tau^2}, \quad (3.1)$$

де $\sigma_{ст}$, $\sigma_{зг}$, τ — напруження відповідно від стиску, згину і кручення.

Напруження від згину $\sigma_{зг} = M_{зг}/W_1$, де $M_{зг}$ — згинальний момент (рис. 3.3):

$$M_{зг} = \frac{Fl}{4} = \frac{25\,641 \cdot 1,15}{4} = 7372 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

де $l = 1150$ мм — відстань між маточинами барабана; W_1 — осьовий момент опору перерізу:

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{\pi(D-d_k)^3}{32}(1-\alpha^4) = \\ &= \frac{3,14(0,4-0,0175)^3}{32}(1-0,927^4) = 1,437 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \\ \alpha &= 1 - \frac{2\delta}{D-d_k} = 1 - \frac{2 \cdot 0,014}{0,4-0,0175} = 0,927. \end{aligned}$$

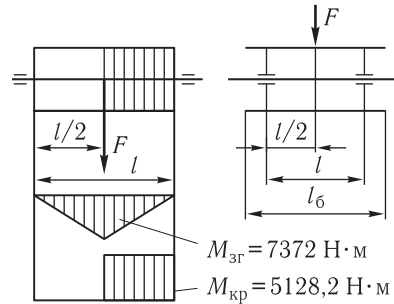
Тоді $\sigma_{зг} = \frac{7372}{1,437 \cdot 10^{-3}} = 5,1$ МПа.

Напруження від кручення $\tau = M_{кр}/W_p$, де $M_{кр}$ — крутний момент на барабані:

$$M_{кр} = F \frac{D}{2} = 25\,641 \cdot 0,4/2 = 5128,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

W_p — полярний момент опору перерізу:

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{\pi(D-d_k)^3}{16}(1-\alpha^4) = \\ &= \frac{3,14(0,4-0,0175)^3}{16}(1-0,927^4) = 2,874 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \end{aligned}$$



$$\text{Тоді } \tau = \frac{5128,2}{2,874 \cdot 10^{-3}} = 1,78 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \frac{91,6 + 5,1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(91,6 + 5,1)^2 + 4 \cdot 1,78^2} = 96,7 \text{ МПа} < 165 \text{ МПа}.$$

У тонкостінних барабанах треба перевірити вибрану товщину стінки (14 мм) на стійкість:

$$\delta \geq 1,25 \sqrt[3]{\frac{F(D')^2}{Et}} = 1,25 \sqrt[3]{\frac{25\,641 \cdot 0,378^2}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,02}} = 0,012 \text{ м}, \quad (3.2)$$

де $D' = 0,378 \text{ м}$ — діаметр барабана по середній лінії стінки; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ — модуль поздовжньої пружності матеріалу стінки барабана.

Для ваги вантажу $G = 100 \text{ кН}$ і режиму роботи 4-ї групи (середнього), $\text{ТВ} = 25 \%$, за дод. V, VII вибираємо однорогий гак № 16 типу Б. Елементи гакової підвіски, вісь барабана та інші деталі приводу розраховуємо так, як і для мостового крана (розд. 2).

Розрахунок двигуна і вибір редуктора. Потужність електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$P = \frac{Gv_1}{\eta_m} = \frac{100 \cdot 0,25}{0,85} = 29,4 \text{ кВт}.$$

Вибираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 411-6 з фазовим ротором, $P = 27 \text{ кВт}$, $n = 955 \text{ об/хв}$ ($\omega = 99,96 \text{ рад/с}$), $\text{ТВ} = 25 \%$, $I_p = 0,51 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $M_{\text{пmax}} = 650 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. XXXII).

Швидкість намотування каната на барабан

$$v_k = v_u = 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ м/с}.$$

Частота обертання барабана

$$n_b = \frac{60v_k}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,4} = 47,7 \text{ об/хв}.$$

Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_b} = \frac{955}{47,7} = 20,02.$$

Для середнього режиму роботи при частоті обертання вхідного вала 995 об/хв вибираємо редуктор Ц2-350-19, 88-4М з передатним числом $u_p = 19,88$ (дод. XXXIX—XL). Фактична швидкість підймання вантажу

$$v_{1\phi} = 0,25 \frac{20,02}{19,88} = 0,251 \text{ м/с}.$$

Перевірка електродвигуна на нагрів. Виконують цю перевірку з використанням методу номінального режиму роботи і лише тоді, коли немає достовірного графіка роботи крана.

Потужність електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$P_{н.в} = \frac{Gv_{1\phi}}{\eta_M} = \frac{100 \cdot 0,251}{0,85} = 29,5 \text{ кВт.}$$

Раніше було вибрано електродвигун МТФ 411-6 ($P = 27 \text{ кВт}$, $n = 955 \text{ хв}^{-1}$). Статичний крутний момент на валу електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$M_{ст} = \frac{P_{н.в}}{\omega} = \frac{29,5 \cdot 10^3}{99,96} = 295 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{27 \cdot 10^3}{99,96} = 270 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

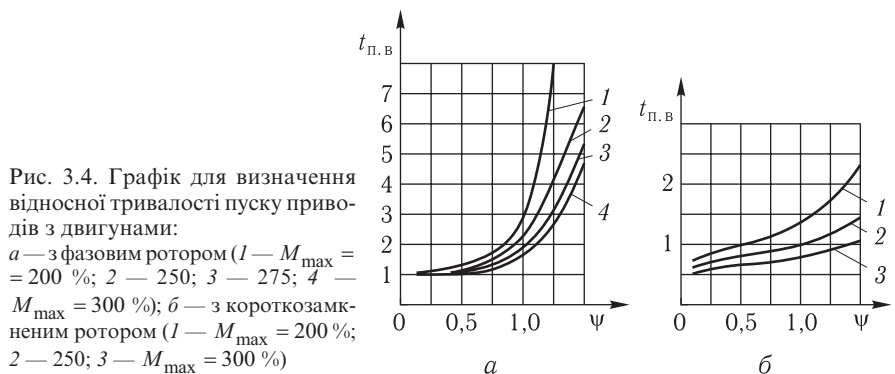
Коефіцієнт перевантаження електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$\psi = \frac{M_{ст}}{M_H} = \frac{295}{270} = 1,09.$$

Використовуючи значення перевантаження електродвигуна і графік (рис. 3.4, а), за допомогою кривої 2 ($M_{max} = 250\%$, оскільки $M_{пmax} = 650 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_H = 270 \text{ Н} \cdot \text{м}$) для $\psi = 1,09$ знаходимо відносну тривалість пуску $t_{п.в} = 2,44$.

Тривалість пуску при підйманні номінального вантажу

$$t_{п} = t_{п.в} \frac{I_{зв}\omega}{M_H} = 2,44 \frac{1,24 \cdot 99,96}{270} = 1,1 \text{ с,} \quad (3.3)$$



де $I_{зв}$ — зведений момент інерції в період пуску та гальмування при підйманні вантажу за формулою (2.39):

$$I_{зв} = 1,2(0,51 + 0,4625) + \frac{10\,000 \cdot 0,2^2}{79,52^2 \cdot 0,85} = 1,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_M = 0,4625 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (дод. XLV); $u_M = u_p u = 19,88 \cdot 4 = 79,52$; $m_B = 10\,000 \text{ кг}$ — маса вантажу (вантажність).

Середня тривалість робочої операції $t_p = L_p / v_{1\phi}$, де $L_p = (1/4 \dots 3/4)H$ — середній робочий шлях. Беремо $L_p = 1/4 \cdot H = 1/4 \cdot 18 = 4,5 \text{ м}$, тоді $t_p = 4,5 / 0,251 = 17,9 \text{ с}$.

За відношенням $\frac{t_{п}}{t_p} = \frac{1,1}{17,9} = 0,061$ на графіку (див. рис. 2.34), визначаємо допоміжний коефіцієнт $\gamma = 1,13$.

Еквівалентна потужність за цикл

$$P_e = \gamma P_{н.в} = 1,13 \cdot 29,5 = 33,3 \text{ кВт.}$$

Потрібна потужність за цикл із умов нагрівання при $TB = 25 \%$

$$P_{e25} = K P_e = 0,75 \cdot 33,3 = 25 \text{ кВт,}$$

де $K = 0,75$ (див. табл. 2.17).

Вибраний електродвигун МТФ411-6 потужністю $P = 27 \text{ кВт}$ задовольняє умови нагрівання.

Прискорення під час пуску

$$a_{п} = \frac{v_{1\phi}}{t_{п}} = \frac{0,251}{1,1} = 0,228 \text{ м/с}^2 > [a_{п}] = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Для підймального механізму беремо $a_{п} = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Тривалість пуску

$$t_{п} = \frac{v_{1\phi}}{a_{п}} = \frac{0,251}{0,2} = 1,26 \text{ с.}$$

Необхідний середній пусковий момент

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв} \omega}{t_{п}} + M_{ст.п} = \frac{1,24 \cdot 99,96}{1,26} + 295 = 393 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Середні пускові моменти, що забезпечують пуск двигуна механізму підймання з прискоренням $0,2 \text{ м/с}^2$, визначаємо, включивши в коло ротора передпускові й пускові опори, розраховані під конкретні пускові моменти.

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна

$$\psi = \frac{M_{п}}{M_{н}} \leq [\psi]. \quad (3.4)$$

Пусковий момент на валу електродвигуна

$$M_{\text{п}} = M_{\text{ст}} + M'_{\text{д}} + M''_{\text{д}} = 295,9 + 7,3 + 106,3 = 409,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.5)$$

Статичний момент

$$M_{\text{ст}} = \frac{GD}{2u_{\text{р}}u\eta_{\text{м}}} = \frac{100\,000 \cdot 0,4}{2 \cdot 19,88^2 \cdot 4 \cdot 0,85} = 295,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамічний момент від мас (вантажу), що рухаються поступально,

$$M'_{\text{д}} = I_{\text{зв}}\varepsilon,$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до вала електродвигуна момент інерції маси вантажу при підйманні:

$$I_{\text{зв}} = \frac{m_{\text{в}}R^2}{u_{\text{м}}^2\eta_{\text{м}}} = \frac{10\,000 \cdot 0,2^2}{19,88^2 \cdot 4^2 \cdot 0,85} = 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$u_{\text{м}} = u_{\text{р}}u$ — передатне число механізму; ε — кутове прискорення:

$$\varepsilon = \frac{\pi n}{30t_{\text{п}}} = \frac{3,14 \cdot 955}{30 \cdot 1,1} = 90,9 \text{ рад/с}^2.$$

Тоді $M'_{\text{д}} = 0,08 \cdot 90,9 = 7,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Динамічний момент від обертових мас

$$M''_{\text{д}} = I_{\text{об}}\varepsilon = 1,17 \cdot 90,9 = 106,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $I_{\text{об}}$ — момент інерції обертових мас механізму:

$$I_{\text{об}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) = 1,2(0,51 + 0,625) = 1,17 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна під час пуску

$$\psi = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} = \frac{409,5}{270} = 1,52.$$

Середній момент електродвигуна в період пуску

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{п.макс}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{650 + 1,1 \cdot 270}{2} = 473,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допустима кратність середньопускового моменту

$$[\psi] = \frac{M_{\text{п.ср}}}{M_{\text{н}}} = \frac{473,5}{270} = 1,75.$$

Отже, вибраний електродвигун МТФ 411-6 задовольняє умови роботи.

Визначення гальмівного моменту і вибір гальма. Розрахунковий гальмівний момент

$$M_{\text{г}} = k_{\text{г}}M_{\text{ст.г}} = 1,75 \cdot 213,8 = 374,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де k_{Γ} — коефіцієнт запасу гальмування, який має бути не менше ніж 1,5: беремо $k_{\Gamma} = 1,75$ (див. табл. 2.4); $M_{\text{ст.}\Gamma}$ — статичний момент у період гальмування:

$$M_{\text{ст.}\Gamma} = M_{\text{ст}} \eta_M^2 = 295,9 \cdot 0,85^2 = 213,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо (дод. XLVIII) двоколodкове гальмо з електрогідроприводом ТКТГ-300 з максимальним гальмівним моментом $M_{\Gamma} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$, який відрегульований на розрахунковий гальмівний момент.

Після гальмування електродвигуном та фактичного зупинення механізму вмикається гальмо.

Тривалість гальмування під час опускання і підймання вантажу при $M_{\text{ст.}\Gamma} < I_{\text{зв.}\Gamma} \frac{\omega}{t_{\Gamma}}$

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв.}\Gamma} \omega}{M_{\Gamma} \mp M_{\text{ст.}\Gamma}}; \quad t_{\Gamma.\text{оп}} = \frac{1,24 \cdot 99,96}{374,1 - 213,8} = 0,77 \text{ с}; \quad t_{\Gamma.\text{п}} = \frac{1,24 \cdot 99,96}{374,1 + 213,8} = 0,2 \text{ с},$$

де зведений момент інерції в період гальмування та пуску при опусканні вантажу

$$I_{\text{зв.}\Gamma} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{в}} R^2 \eta_M}{u_{\text{м}}^2} = 1,2(0,51 + 0,4625) + \frac{10\,000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,85}{79,52^2} = 1,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$u_{\text{м}} = u_{\text{п}} = 4 \cdot 19,88 = 79,52$ — передатне число механізму.

3.1.2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВЕРТАННЯ КРАНА

Вага крана $G_{\text{к}} = 60 \text{ кН}$, відстань від осі обертання до центра ваги $c_1 = 3 \text{ м}$, відстань між підшипниками $h = 6 \text{ м}$ (рис. 3.5), виліт стріли $L = 8 \text{ м}$. Визначаємо навантаження та реакції, що діють в опорах.

Вертикальна реакція

$$R_{\text{V}} = G + G_{\text{к}} = 100 + 60 = 160 \text{ кН}. \quad (3.6)$$

Розрахункове навантаження на упорний підшипник

$$R_{\text{Vр}} = k R_{\text{V}} = 1,4 \cdot 160\,000 = 224\,000 \text{ Н},$$

де $k = 1,4$ — коефіцієнт безпеки (дод. X). За розрахунковим навантаженням з дод. IX вибираємо упорний шарикопідшипник 8217 зі статичною вантажністю $229\,000 \text{ Н}$, внутрішнім $d = 85 \text{ мм}$ і зовнішнім $D = 125 \text{ мм}$ діаметрами.

Горизонтальну реакцію R_{H} визначаємо з умови рівноваги відносно точки B , при $\sum M_B = 0$:

$$R_{\text{H}} h = GL + G_{\text{к}} c_1, \quad (3.7)$$

Рис. 3.5. Схема до розрахунку механізму повертання крана з поворотною колоною

звідки

$$R_H = \frac{100 \cdot 8 + 60 \cdot 3}{6} = 163 \text{ кН.}$$

Розрахункове навантаження на підшипник

$$G_p = kR_H = 1,4 \cdot 163\,000 = 228\,200 \text{ Н,}$$

де $k = 1,4$ — коефіцієнт безпеки (дод. X). За цим навантаженням вибираємо однорядний шарикопідшипник 330 (дод. XIII) з допустимою статичною вантажністю 217 кН, внутрішнім $d = 150$ мм і зовнішнім $D = 320$ мм діаметрами, висота його $B = 65$ мм. Статична вантажність вибраного підшипника на 3 % менша від розрахункової, що допустимо.

Загальний статичний момент опору повертання складається із суми моментів сил тертя, від вітру та нахилу крана (відхилення його колони від вертикалі):

$$M_{\text{ст}} = \sum M_T + \sum M_B + M_\beta, \quad (3.8)$$

де $\sum M_T$ — сума моментів сил тертя в підшипниках опор:

$$\sum M_T = M_{T(d_1)} + M_{T(d_2)} + M_{T(d_3)}. \quad (3.9)$$

Момент сил тертя у верхньому підшипнику (точка B)

$$M_{T(d_1)} = R_H f \frac{d_1}{2} = 163\,000 \cdot 0,015 \frac{0,235}{2} = 287,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.10)$$

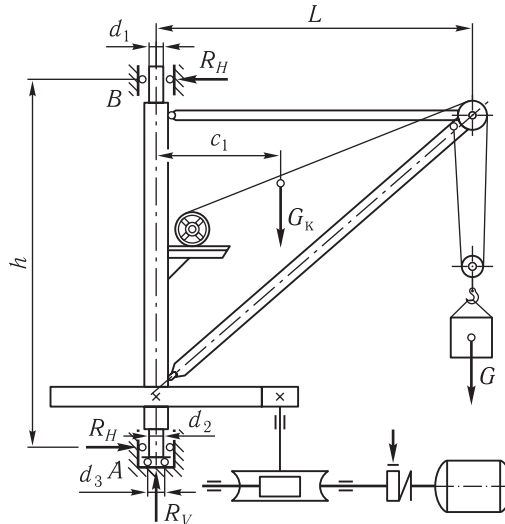
де $f = 0,015 \dots 0,02$ — зведений коефіцієнт тертя шарикопідшипника; $d_1 = (d + D)/2 = 0,235$ м — середній діаметр підшипника.

Момент сил тертя в нижньому радіальному підшипнику (точка A)

$$M_{T(d_2)} = R_H f \frac{d_2}{2} = 287,3 \text{ Н} \cdot \text{м, якщо } d_1 = d_2.$$

Момент сил тертя в упорному підшипнику

$$M_{T(d_3)} = R_V f \frac{d_3}{2} = 163\,000 \cdot 0,015 \frac{0,105}{2} = 128 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$



Для упорних підшипників ковзання в розрахунках беруть середній діаметр підшипника тертя $d_{3\text{cp}} = d_3/3$.

Момент від сил вітру складається з двох моментів, які діють на кран і вантаж,

$$\sum M_{\text{в}} = M_{\text{к}} + M_{\text{Г}}.$$

Момент від сил вітру, що діє на кран,

$$M_{\text{к}} = A_{\text{к}} q k c \psi a = 6 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 4 = 5400 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.11)$$

де $A_{\text{к}} = 6 \text{ м}^2$ — розрахункова навітрена площа крана (30 % площі контуру крана); $q = 125 \text{ Па}$ — швидкісний натиск для робочого стану; $k = 1$ — коефіцієнт, що враховує висоту елемента (див. розд. 1); $c = 1,8$ — аеродинамічний коефіцієнт; $\psi = 1,0$ — коефіцієнт перевантаження; $a = 4 \text{ м}$ — відстань від осі обертання крана до центра дії вітрового навантаження ($a \approx L/2$).

Момент від сил вітру, що діє на вантаж,

$$M_{\text{Г}} = A_{\text{в}} q k c L = 10 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 8 = 12\,000 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.12)$$

де $A_{\text{в}} = 10 \text{ м}^2$ — навітрена площа вантажу масою 10 т; $q = 125 \text{ Па}$ — швидкісний натиск для робочого стану; $k = 1$ — коефіцієнт, що враховує висоту елемента; $c = 1,2$ — аеродинамічний коефіцієнт; $L = 8 \text{ м}$ — виліт вантажу. Тоді $\sum M_{\text{в}} = 5400 + 12\,000 = 17\,400 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент сил, який виникає від відхилення колони крана від вертикалі,

$$M_{\beta} = (GL + G_{\text{к}} c_1) \sin \beta = (100\,000 \cdot 8 + 60\,000 \cdot 3) \cdot 0,02 = 19\,600 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.13)$$

де $\beta = 1,0 \dots 1,5^\circ$ — кут нахилу крана (беремо $\beta = 1^\circ 12'$).

Загальний статичний момент

$$M_{\text{ст}} = 287,3 + 287,3 + 128 + 17\,400 + 19\,600 = 37\,703 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил інерції мас у період пуску приводу

$$M_{\text{i}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega_{\text{к}}}{t_{\text{п}}} = \frac{832\,800 \cdot 0,09}{2,3} = 32\,588 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до осі обертання крана загальний момент інерції мас вантажу, крана, механізму повертання:

$$I_{\text{зв}} = 1,2(I'_{\text{в}} + I'_{\text{к}}) = 1,2(640\,000 + 54\,000) = 832\,800 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I'_{\text{в}} = m_{\text{в}} L^2 = 10\,000 \cdot 8^2 = 640\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I'_{\text{к}} = m_{\text{к}} c_1^2 = 6000 \cdot 3^2 = 54\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_{\text{к}} = 6000 \text{ кг};$$

$\omega_{\text{к}}$ — кутова швидкість повертання крана:

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 1}{30} = 0,09 \text{ рад/с};$$

$t_{п} = 2,3 \text{ с}$ — тривалість пуску на повертання (беремо згідно з рекомендацією, щоб лінійне прискорення кінця стріли було не більш як 1 м/с^2):

$L, \text{ м}$	5,0	7,5	10	15	20	25	30
$t_{п}, \text{ с}$	1,0	1,5	2,5	4,0	8,0	8,0	10,0
$t_{т}, \text{ с}$	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	25	30

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_p = \frac{(M_{ст} + M_i) \omega_k}{\eta_m \psi_{ср}} = \frac{(37,703 + 32,588) \cdot 0,09}{0,85 \cdot 1,67} = 4,5 \text{ кВт},$$

де $\psi_{ср} = 1,5 \dots 1,8$ — середній коефіцієнт перевантаження для асинхронних електродвигунів з фазовим ротором. Беремо $\psi_{ср} = 1,67$.

За каталогом (дод. XXXII) вибираємо електродвигун типу МТФ 112-6 потужністю $P = 5,8 \text{ кВт}$ при $TB = 25 \%$, $n = 915 \text{ об/хв}$ ($\omega = 95,77 \text{ рад/с}$), $M_{пmax} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $I_p = 0,069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Загальне передатне число механізму повертання

$$u_3 = \frac{n}{n_k} = \frac{915}{1} = 915.$$

Беремо передатне число зубчастої передачі $u_{3,п} = 13,5$. Тоді передатне число черв'ячного редуктора $u_p = \frac{u_3}{u_{3,п}} = \frac{915}{13,5} = 67,8$. Вибираємо стандартний редуктор і уточнюємо $u_{3,п}$.

Перевірка електродвигуна на нагрів. Цю перевірку виконуємо з використанням методу номінального режиму роботи.

Зведений до вала електродвигуна загальний момент статичного опору повертання

$$M'_{ст} = \frac{M_{ст}}{u_3 \eta_m} = \frac{37\,703}{915 \cdot 0,85} = 48,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номінальний момент вибраного електродвигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{5800}{95,77} = 60,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $P = 5800 \text{ Вт}$.

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна в усталеному русі

$$\psi = \frac{M'_{ст}}{M_H} = \frac{48,5}{60,5} = 0,8.$$

За графіком (див. рис. 3.4) при $\psi = 0,8$ знаходимо відносну тривалість пуску $t_{п.в} = 2,0$. Тривалість пуску приводу під час повертання крана з но-

мінальним вантажем

$$t_{\text{п}} = t_{\text{п.в}} \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{н}}},$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до вала двигуна момент інерції мас механізму повертання крана, мас вантажу і обертових частин крана; ω — кутова швидкість вала електродвигуна.

Загальний момент інерції мас, зведений до вала двигуна,

$$I_{\text{зв}} = I_{\text{мех}} + I_{\text{в}} + I_{\text{к}}, \quad (3.14)$$

де $I_{\text{мех}}$ — момент інерції мас обертових частин механізму повертання крана:

$$I_{\text{м}} = 1,2(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) = 1,2(0,069 + 0,0763) = 0,174 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_{\text{р}} = 0,069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора вибраного електродвигуна; $I_{\text{м}} = 0,0763 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти з гальмовим шківом, вибраної залежно від максимального крутного моменту (дод. XLV); $I_{\text{в}}$ — момент інерції вантажу, зведений до вала двигуна:

$$I_{\text{в}} = \frac{I'_{\text{в}}}{u_3^2 \eta_{\text{м}}} = \frac{640\,000}{915^2 \cdot 0,85} = 0,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_{\text{к}}$ — зведений до вала двигуна момент інерції мас обертових частин крана в період пуску та гальмування:

$$I_{\text{к}} = \frac{I'_{\text{к}}}{u_3^2 \eta_{\text{м}}} = \frac{54\,000}{915^2 \cdot 0,85} = 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тоді $I_{\text{зв}} = 0,174 + 0,9 + 0,08 = 1,154 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Тривалість пуску приводу

$$t_{\text{п}} = 2 \frac{1,154 \cdot 95,77}{60,5} = 3,6 \text{ с.}$$

Прискорення кінця стріли під час пуску

$$a = \frac{\omega_{\text{к}} L}{t_{\text{п}}} = \frac{0,09 \cdot 8}{3,6} = 0,2 \text{ м/с}^2,$$

що менше від допустимого $[a] = 0,6 \dots 1,0 \text{ м/с}^2$.

Тривалість робочої операції при середньому куті повороту $\alpha = 90^\circ$ (1/4 оберта)

$$t_{\text{р}} = \frac{60}{n_{\text{к}} \cdot 4} = \frac{60}{1,4} = 15 \text{ с,}$$

відношення $\frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{р}}} = \frac{3,6}{15} = 0,24$.

За графіком (див. рис. 2.34) знаходимо $\gamma = P_e/P_{н.г} = 1,3$, тоді потужність $P_{н.г} = M'_{ст} \omega = 48,5 \cdot 10^{-3} \cdot 95,77 = 4,64$ кВт.

Еквівалентна потужність

$$P_e = P_{н.г} \gamma = 4,64 \cdot 1,3 = 6,03 \text{ кВт.}$$

Номінальна потужність

$$P_{e25} = 0,75 P_e = 0,75 \cdot 6,03 = 4,5 \text{ кВт} < 5,8 \text{ кВт.}$$

Отже, вибраний електродвигун МТФ 112-6 задовольняє умови нагрівання.

У разі перевантаження електродвигун має задовольняти умову

$$\psi = M_{п}/M_{н},$$

де $M_{п}$ і $M_{н}$ — пусковий і номінальний моменти двигуна.

Пусковий момент

$$M_{п} = M'_{ст} + M'_д + M''_д,$$

де $M'_{ст} = 48,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — загальний статичний момент опору повертанню (визначений вище); $M'_д$ — динамічний момент від обертових мас механізму і крана; $M''_д$ — динамічний момент від повертання вантажу

$$M'_д + M''_д = \frac{I_{зв} \omega}{t_{п}} = \frac{1,154 \cdot 95,77}{3,6} = 30,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$I_{зв} = 1,154 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — зведений момент інерції мас механізму, вантажу та крана на валу електродвигуна; $\omega = 95,77 \text{ рад/с}$ — кутова швидкість електродвигуна. Тоді $M_{п} = 48,5 + 30,7 = 79,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна під час пуску

$$\psi = \frac{79,2}{61,8} = 1,28 < [\psi] = 1,67.$$

Визначення максимального навантаження в пружних зв'язках механізму повертання. Механізм повертання можна звести до двомасової моделі з моментами інерції I_1 (ротора і гальмової муфти) і I_2 (обертової маси крана і вантажу, зведеними до вала двигуна).

Максимальний момент у пружному зв'язку в період пуску

$$M_{д\max} = M'_{ст} + 2(M_{п.сп} - M'_{ст}) \frac{I_2}{I_1 + I_2} = 48,5 +$$

$$+ 2(103,3 - 48,5) \frac{0,98}{0,145 + 0,98} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $M'_{ст} = 48,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — статичний момент опору повертанню, зведений до вала двигуна;

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{пmax}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{140 + 1,1 \cdot 60,5}{2} = 103,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{\text{пmax}} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — максимальний момент на валу двигуна;

$$I_1 = 0,145 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_2 = I_{\text{в}} + I_{\text{к}} = 0,9 + 0,08 = 0,98 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Коефіцієнт динамічності

$$K_{\text{д}} = \frac{M_{\text{дmax}}}{M'_{\text{ст}}} = \frac{144}{48,5} = 2,97.$$

Визначення гальмівного моменту і вибір гальма. Беремо тривалість гальмування $t_{\text{г}} = 5 \text{ с}$; лінійне уповільнення кінця стріли

$$a = \varepsilon_{\text{г}} L = 0,021 \cdot 8 = 0,168 \text{ м/с}^2,$$

де $\varepsilon_{\text{г}}$ — кутове уповільнення в період гальмування: $\varepsilon_{\text{г}} = \frac{\omega_{\text{к}}}{t_{\text{г}}} = \frac{0,105}{5} = 0,021 \text{ рад/с}^2$.

Гальмівний момент

$$M_{\text{г}} = M_{\text{в.г}} + M_{\beta\text{г}} + M''_{\text{д.г}} + M'''_{\text{д.г}} - M'_{\text{т}}, \quad (3.15)$$

де $M_{\text{в.г}} + M_{\beta\text{г}} = \frac{M_{\text{в}} + M_{\beta}}{u_3 \eta_{\text{м}}} = \frac{17\,400 + 19\,600}{915 \cdot 0,85} = 47,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — сума моментів сил від вітру і нахилу крана, зведених до вала гальма; $M''_{\text{д.г}} + M'''_{\text{д.г}} = \frac{I_{\text{зв.г}} \omega}{t_{\text{г}}} = \frac{1,154 \cdot 95,77}{5} = 22,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — сума моментів сил інерції мас механізму, вантажу і крана; $I_{\text{зв.г}} = 1,154 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$$M'_{\text{т}} = \sum M_{\text{т}} \frac{1}{u_3 \eta_{\text{м}}} = 703 \frac{1}{915 \cdot 0,85} = 0,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$\sum M_{\text{т}}$ — момент сил тертя в підшипниках опор (див. (3.9)):

$$\sum M_{\text{т}} = 287,3 + 287,3 + 128 = 703 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отже,

$$M_{\text{г}} = 47,6 + 22,1 - 0,9 = 68,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо двоколodкове гальмо ТКТ-200 з гальмівним моментом $160 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. XLVII) і відрегулюємо його на потрібний гальмівний момент.

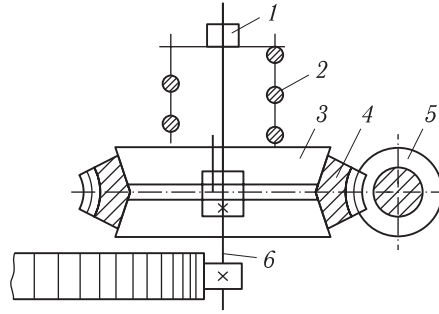
Після гальмування механізму електродвигуном та зупинення механізму вмикаються гальма.

Розрахунок муфти граничного моменту. Муфта (рис. 3.6) складається з двох сталевих конусів 3, посаджених на вертикальний вал 6. Нижній ко-

Рис. 3.6. Схема муфти граничного моменту

нус закріплений на валу нерухомо, а верхній може переміщатися на шпонці. Між конусами затиснутий бронзовий вінець 4 колеса черв'ячної передачі 5—4. Зусилля затискування регулюється гайкою 1 і підтримується пружиною 2.

Максимальний крутний момент на валу черв'ячного колеса в момент пуску



$$M_{\max \Pi} = M_{\Pi} u_p \eta_p = 79,2 \cdot 45,75 \cdot 0,8 = 2899 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.16)$$

де $M_{\Pi} = 79,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — пусковий момент на валу двигуна від статичного опору та сил інерції мас механізму, вантажу і крана; $u_p = 45,75$ — передатне число черв'ячного редуктора; $\eta_p = 0,8$ — ККД черв'ячної передачі.

Під час гальмування максимальний момент $M_{\max \Gamma} = M_{\Gamma} u_p \eta_p = 68,8 \cdot 45,75 \cdot 0,8 = 2518 \text{ Н} \cdot \text{м}$; де $M_{\Gamma} = 68,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — гальмівний момент, на який регулюється колодкове гальмо.

Розрахункові моменти, які діють на запобіжну муфту, відповідно під час пуску і гальмування:

$$M_{p,\Pi} = k M_{\max \Pi} = 1,4 \cdot 2899 = 4058 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.17)$$

$$M_{p,\Gamma} = k M_{\max \Gamma} = 1,4 \cdot 2518 = 3525 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k = 1,2 \dots 1,4$ — коефіцієнт запасу.

З урахуванням пружних коливань від ударів у зазорах приводу навантаження збільшуються. Тоді максимальний момент на запобіжній муфті визначається за формулою

$$M_{\max} = 1,1 \left(M_{\text{м}} + \sqrt{M_{\text{м}}^2 + 2M_{\text{м}} c_{\text{кр}} \theta} \right),$$

де $M_{\text{м}}$ — крутний момент на муфті; $c_{\text{кр}}$ — коефіцієнт крутильної жорсткості між двигуном і муфтою; θ — кутовий зазор у з'єднанні двигун—муфта.

Муфту вибираємо за найбільшим граничним моментом: середній діаметр конуса $D_{\text{ср}} = 600 \text{ мм}$, кут при вершині конуса $\beta = 16^\circ$.

Зусилля в пружині муфти (рис. 3.7)

$$F = \frac{M_{p,\Pi} \sin \beta / 2}{D_{\text{ср}} f} = \frac{4058 \cdot 0,139}{0,6 \cdot 0,06} = 15\,668 \text{ Н}, \quad (3.18)$$

де $f = 0,06$ — коефіцієнт тертя бронзи по сталі в умовах змащування.

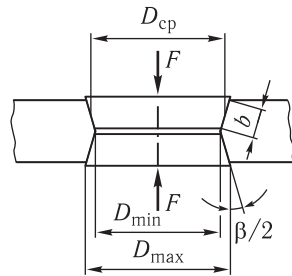


Рис. 3.7. Схема для визначення параметрів муфти граничного моменту

Граничне зусилля пружини

$$F_{\text{гр}} = (1,3 \dots 1,6) F = 1,3 \cdot 15\,668 = 20\,368 \text{ Н.} \quad (3.19)$$

Коефіцієнт 1,3...1,6 урахує можливу зміну моменту в разі регулювання муфти.

Діаметр дроту пружини розраховуємо за умов кручення

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{F_{\text{гр}} k \lambda}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{20\,368 \cdot 1,24 \cdot 6}{450}} = 29 \text{ мм,}$$

де $k = 1,24$ — коефіцієнт кривизни витка, який залежить від відношення діаметра витка пружини до діаметра дроту; $\lambda = D_{\text{cp}}/d$ — відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту (див. табл. 2.10); $[\tau]$ — допустиме напруження кручення в пружині, яке залежить від матеріалу пружини та діаметра дроту і коливається від 400 до 500 МПа при діаметрах дроту від 35 до 15 мм; беремо $d = 30$ мм.

Середній діаметр пружини

$$D_{\text{cp}} = d \lambda = 30 \cdot 6 = 180 \text{ мм.}$$

Припускаємо, що при початковій деформації сила пружини

$$F_1 = 0,1F = 0,1 \cdot 15\,668 = 1\,567 \text{ Н.}$$

Робочий хід пружини під час регулювання беремо $h = 50$ мм.

Жорсткість пружини

$$C = (F_{\text{гр}} - F_1)/h = (20\,368 - 1\,567)/50 = 376 \text{ Н/мм.}$$

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{C_1}{C} = \frac{1389}{376} = 3,7,$$

де $C_1 = 10^4 d/\lambda^3 = 10^4 \cdot 30/6^3 = 1389 \text{ Н/мм}$ — жорсткість одного витка пружини. Беремо $z_p = 4$.

Максимальна деформація пружини

$$\Delta l = F_{\text{гр}}/C = \frac{20\,368}{376} = 54 \text{ мм.}$$

Максимальна деформація одного витка

$$\Delta l_1 = \frac{\Delta l}{z_p} = \frac{54}{4} = 13,5 \text{ мм.}$$

Загальна кількість витків

$$z_1 = z_p + z_2 = 4 + 2 = 6,$$

де $z_2 = 1, 5 \dots 2, 0$ — кількість опорних витків.

Крок пружини

$$t = \Delta l_1 + d = 13,5 + 30 = 43,5 \text{ мм.}$$

Довжина пружини

$$L_{\text{пр}} = (z_1 + 1 - z_3)d = (6 + 1 - 2)30 = 150 \text{ мм,}$$

де $z_3 = 2$ — кількість зашліфованих витків.

Довжина пружини у вільному стані

$$L_{\text{в}} = L_{\text{пр}} + \Delta l = 150 + 54 = 204 \text{ мм.}$$

Довжина розкрученої пружини

$$L = 3,2D_{\text{ср}}z_1 = 3,2 \cdot 180 \cdot 6 = 3456 \text{ мм.}$$

Найменший і найбільший діаметри конусів (рис. 3.7) при ширині їхніх поверхонь $b = 100$ мм:

$$D_{\text{max}} = D_{\text{ср}} + b \sin \frac{\beta}{2} = 600 + 100 \sin \frac{16^\circ}{2} = 614 \text{ мм;} \quad (3.20)$$

$$D_{\text{min}} = D_{\text{ср}} - b \sin \frac{\beta}{2} = 600 - 100 \sin \frac{16^\circ}{2} = 586 \text{ мм.} \quad (3.21)$$

Тиск на робочу поверхню конуса при робочому зусиллі

$$p = \frac{F}{\pi(D_{\text{max}}^2 - D_{\text{min}}^2)} = \frac{4 \cdot 15\,668}{3,14(614^2 - 586^2)} = 0,6 \text{ МПа,} \quad (3.22)$$

а граничне значення тиску

$$p = \frac{F_{\text{гр}}}{\pi(D_{\text{max}}^2 - D_{\text{min}}^2)} = \frac{4 \cdot 20\,368}{3,14(614^2 - 586^2)} = 0,78 \text{ МПа;}$$

$[p] = 0,8 \dots 1,2$ МПа для бронзи по чавуну.

Вал черв'ячної передачі та інші елементи розраховують за методиками курсу «Деталі машин».

3.1.3. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

На кран діють (рис. 3.8): вага вантажу, власна вага металоконструкції, сили інерції, зусилля у вантажному канаті.

Навантаження від ваги вантажу

$$G' = Gk_d = 100\,000 \cdot 1,2 = 120\,000 \text{ Н},$$

де k_d — коефіцієнт динамічності.

Стріла крана виготовлена з труби, зовнішній діаметр якої $D_3 = 200$ мм, товщина стінки $\delta = 15$ мм. Вага стріли $G_c = 3600$ Н, матеріал — сталь ВМСтЗсп.

Визначаємо зусилля, яке стискує стрілу (при $M_B = 0$), за формулою

$$F_{\text{ст}} = \frac{G'L + G_c L/2}{b} = \frac{120 \cdot 8 + 3,6 \cdot 8/2}{3,7} = 263,3 \text{ кН}, \quad (3.23)$$

де $b = 3,7$ м — за масштабом (рис. 3.8).

Зусилля від дії вантажного каната, яке стискує стрілу,

$$F'_{\text{ст}} = \frac{G'}{u\eta_{\text{п}}} = \frac{120\,000}{4 \cdot 0,987} = 30\,395 \text{ Н},$$

де u і $\eta_{\text{п}}$ — кратність і ККД поліспасти.

Загальне зусилля стискання

$$\sum F_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} + F'_{\text{ст}} = 263,3 + 30,395 = 293,695 \text{ кН}. \quad (3.24)$$

Момент, що згинає стрілу у вертикальній площині, посередині стріли

$$M_{\text{зг}} = \frac{G_c L}{4} = \frac{3600 \cdot 8}{4} = 7200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в крайніх волокнах перерізу труби від дії стискальних сил і згинального моменту від власної ваги стріли

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ст}} &= \frac{\sum F_{\text{ст}}}{A_{\text{ф}}} + \frac{M_{\text{зг}}}{W_{\text{е}}} = \frac{293\,695}{0,8713 \cdot 0,45 \cdot 10^4} + \\ &+ \frac{7200 \cdot 32 \cdot 0,2}{3,14(0,2^4 - 0,17^4)10^6} = 94,1 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (3.25)$$

де A — площа поперечного перерізу труби: $A = \pi D_{\text{ср}} \delta = 3,14 \cdot 0,185 \cdot 1,5 = 0,8713 \text{ см}^2$; $W_{\text{е}}$ — екваторіальний момент опору згинанню труби:

$$W_{\text{е}} = \frac{\pi(D_3^4 - D_{\text{в}}^4)}{32D_3},$$

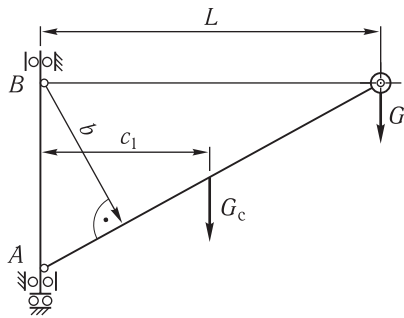
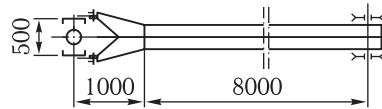


Рис. 3.8. Схема до розрахунку металоконструкції крана

Рис. 3.9. Схема з'єднання колони і стріли



D_3 , D_B — зовнішній і внутрішній діаметри труби; φ — коефіцієнт позовжнього згину, який визначають залежно від гнучкості стріли $\lambda = L_c/r$; $L_c = 8$ м — розрахункова довжина стріли (рис. 3.9); r — радіус інерції перерізу стріли:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{37,54}{87,13}} = 6,56 \text{ см};$$

I — момент інерції перерізу

$$I = W_c \frac{D_3}{2} = \frac{\pi(D_3^4 - D_B^4) D_3}{32 D_3} \frac{D_3}{2} = \frac{3,14(20^4 - 17^4)}{32 \cdot 20} \frac{20}{2} = 3754 \text{ см}^4.$$

Тоді $\lambda = 800/6,56 = 122$, а значення коефіцієнта позовжнього згину $\varphi = 0,45$ (дод. LXXVI). Під час повертання крана виникають сили інерції від мас вантажу і стріли, які також згинають стрілу в горизонтальній площині. Лінійне прискорення кінця стріли під час пуску визначено раніше (механізм повертання): $a = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Маса стріли постійного перерізу, зведена до головки стріли (із рівняння кінетичних енергій),

$$m_c = \frac{G_c}{4g} = \frac{3600}{4 \cdot 9,81} = 90 \text{ кг}.$$

Маса вантажу, зведена до головки стріли за умови, що вантаж піднятий у крайнє верхнє положення, $m_B = 10\,000$ кг.

Прикладена до головки стріли сила інерції мас вантажу і стріли

$$F_i = ma = (10\,000 + 90) \cdot 0,2 = 2018 \text{ Н}.$$

Вважаємо колону абсолютно жорсткою і тоді стріла повністю буде навантажена згинальним моментом від сили інерції

$$M_i = F_i L = 2018 \cdot 8 = 16\,144 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в крайніх волокнах у горизонтальній площині

$$\sigma_{\text{ст.Г}} = \frac{M_i}{W_e} = \frac{16\,144 \cdot 32 \cdot 0,2}{3,14(0,2^4 - 0,17^4) \cdot 10^6} = 43 \text{ МПа.}$$

Момент від сили вітру, що згинає стрілу в горизонтальній площині, за формулою (3.12) $M_B = 12\,000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Напруження в крайніх волокнах перерізу в горизонтальній площині від вітрового навантаження

$$\sigma_{\text{ст.В}} = \frac{M_B}{W_e} = \frac{12\,000 \cdot 32 \cdot 0,2}{3,14(0,2^4 - 0,17^4) \cdot 10^6} = 32,7 \text{ МПа.}$$

Загальне напруження в горизонтальній площині

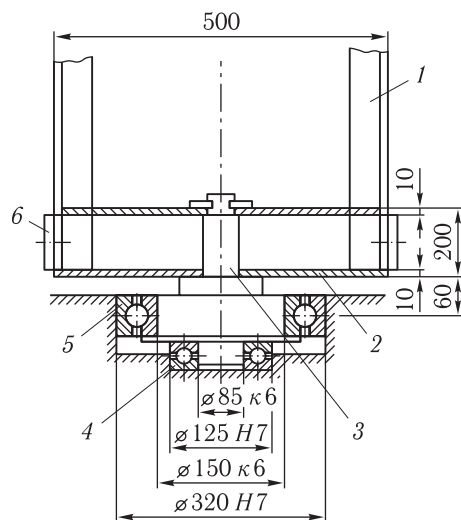
$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{ст}}}{A_{\text{ф}}} + \sigma_{\text{ст.Г}} + \sigma_{\text{ст.В}} = 74,9 + 43 + 32,7 = 150,6 \text{ МПа.} \quad (3.26)$$

Загальне напруження у волокнах, розміщених під кутом 45° до вертикальної і горизонтальної площин,

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ст}}^{45} &= \sigma_{\text{ст}} + (\sigma_{\text{i.В}} + \sigma_{\text{ст.Г}} + \sigma_{\text{ст.В}}) \cos 45^\circ = 74,9 + \\ &+ (19,2 + 43 + 32,7) \cdot 0,707 = 142 \text{ МПа} < 210 \text{ МПа,} \end{aligned} \quad (3.27)$$

де допустиме напруження для сталі ВМСтЗсп $[\sigma_{\text{ст}}] = 210 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{i.В}}$ — напруження від згинального моменту від власної ваги стріли:

$$\sigma_{\text{i.В}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_e} = \frac{7200 \cdot 32 \cdot 0,2}{3,14(0,2^4 - 0,17^4) \cdot 10^6} = 19,2 \text{ МПа.}$$



Розрахунок колони. Колонна крана складається з двох швелерів 1 № 16а, з'єднаних поперечними листами 2 по довжині і по торцях (рис. 3.10). У торцевих листах з двох боків закріплені осі 3, на які насаджені упорні 4 й радіальні 5 підшипники. До полиць швелерів приварені вушка 6 для кріплення стріли, зубчастого колеса і підйомного механізму.

Площа поперечного перерізу одного швелера $A = 1,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, моменти інерції перерізу відносно

Рис. 3.10. Схема опорного вузла колони

осей: $I_x = 8,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$; $I_y = 7,88 \cdot 10^{-7} \text{ см}^4$. Моменти опору перерізів $W_x = 1,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, $W_y = 1,64 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Визначаємо навантаження, яке діє на колону. Горизонтальну реакцію $R_H = 163 \text{ кН}$ визначено раніше за формулою (3.7). Стискальними силами в такій конструктивній схемі можна знехтувати, оскільки основне навантаження сприймається нижнім опорним вузлом.

Горизонтальне колове зусилля, яке виникає в період роботи механізму повертання,

$$F_r = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_{\text{к}}} = \frac{2 \cdot 37\,703}{2} = 37\,703 \text{ Н},$$

де $M_{\text{кр}} = 37\,703 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — крутний момент відносно осі обертання крана; $d_{\text{к}} = 2 \text{ м}$ — початковий діаметр зубчастого колеса.

Радіальна сила, що діє на колесо прямозубої циліндричної передачі,

$$F_r = F_r \cdot \text{tg } \alpha = 37\,703 \cdot \text{tg } 20^\circ = 13\,723 \text{ Н},$$

де $F_r = 37\,703 \text{ Н}$ — горизонтальне колове зусилля; $\alpha = 20^\circ$ — кут зчеплення.

Тоді горизонтальні реакції:
у точці A

$$R_A = R_H + F_r \frac{h - h_1}{h} = 163\,000 + 13\,723 \frac{6 - 0,16}{6} = 176\,357 \text{ Н};$$

у точці B

$$R_B = R_H - F_r \frac{h_1}{h} = 163\,000 - 13\,723 \frac{0,16}{6} = 162\,634 \text{ Н},$$

де h і h_1 — за рис. 3.11.

Горизонтальна сила дії стріли на колону

$$F_c = F_{\text{ст}} \cos \frac{\sqrt{L^2 - (h - 2h_1)^2}}{L} = 263\,300 \cos \frac{\sqrt{8^2 - (6 - 2 \cdot 0,16)^2}}{8} = 185\,423 \text{ Н},$$

де $F_{\text{ст}} = 263\,300 \text{ Н}$ — за формулою (3.23); L , h , h_1 — взяті з рис. 3.5 і 3.11. Тоді в точці C сумарне зусилля

$$F_r + F_c = 13\,723 + 185\,423 = 199\,146 \text{ Н}.$$

Найбільший момент, який згинає колону,

$$M_{\text{зг}} = R_A h_1 = 176\,357 \cdot 0,16 = 28\,217 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $h_1 = 0,16 \text{ м}$ (рис. 3.11).

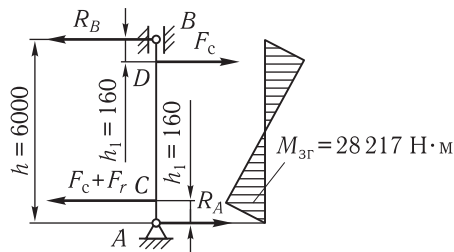


Рис. 3.11. Схема до розрахунку колони

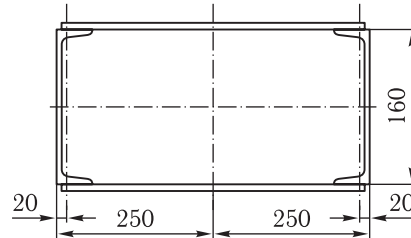


Рис. 3.12. Переріз колони

Необхідний момент опору перерізу колони (рис. 3.12), виготовленої зі сталі ВМСт3,

$$W_e = \frac{M_{зг}}{[\sigma_{зг}]} = \frac{28\,217}{210} = 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Фактичний момент опору перерізу двох швелерів

$$W_{e,\phi} = 2 \cdot 1,03 \cdot 10^{-4} = 2,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Напруження від згинання в небезпечних перерізах

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{e,\phi}} = \frac{28\,217}{2,06 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6} = 137 \text{ МПа} < [\sigma_{зг}] = 210 \text{ МПа}. \quad (3.28)$$

Оскільки реакція в точці *A* з урахуванням радіальної сили, що діє на зубчасте колесо, змінилась, то треба перевірити несівну здатність радіального підшипника. Вибраний підшипник 330 має допустиму вантажність 217 кН, а фактична 176,357 кН, отже, перевірка в цьому разі недоцільна.

3.2 КРАНИ З НЕРУХОМОЮ КОЛОНОЮ

Такий кран (рис. 3.13) складається з нерухомої колони 3, стріли 12, вантажного поліспада 11, розтяжки стріли (стрілового поліспада) 10, радіально-упорної цапфи 9, розтяжки 8 противагової консолі 5, баласта 7, підйомного механізму 6, обертового пристрою 4 з механізмом повертання та опорної плити 2, що закріплена у фундаменті 1. Конструктивно верхня опора (поворотна цапфа) подібна до нижньої опори крана з поворотною колоною.

Нижній поворотальний пристрій (рис. 3.14) являє собою обойму 1 з роликами 2, на яких шарнірно закріплені стріла і противагова консоль. Ро-

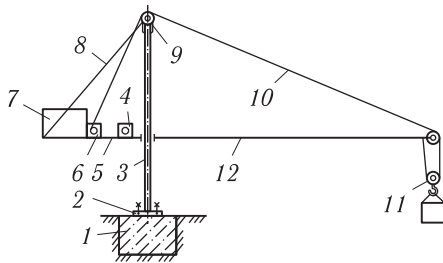


Рис. 3.13. Схема стрілового поворотного крана з нерухомою колоною

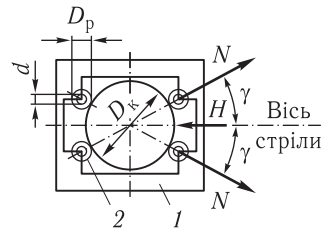


Рис. 3.14. Схема нижнього опорно-поворотного вузла

лики під час обертання перекочуються навколо колони. На поворотну частину діють додаткові сили від власної ваги її елементів.

Колона нижньою частиною встановлена у гнізді опорної плити, прикріпленої до фундаменту анкерними болтами. За конструкцією колони бувають ковани або литі. Іноді застосовують ґратчасті конструкції, які мають шийки і шипи для опор несівних конструкцій. Противага призначена для зменшення моменту, що згинає колону. Механізми підймання вантажу і повертання крана конструктивно подібні до таких механізмів крана з поворотною колоною.

Вихідні дані для розрахунку поворотного стрілового крана з нерухомою колоною: вантажність $m_B = 10$ т; висота підняття вантажу $H = 20$ м; виліт гака $L = 8$ м; швидкість підймання $v = 0,25$ м/с; частота обертання $n_K = 1$ хв⁻¹; режим роботи — 4 (середній), ТВ = 25 %. Кран працює на відкритому майданчику. Струм трифазний 380 В.

Розрахунок підймального механізму подібний до розрахунку його для кранів з поворотною колоною.

3.2.1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВЕРТАННЯ КРАНА

На верхню опору крана діють вертикальні й горизонтальні сили. Після попередніх проробок беремо вагу стріли $G_c = 10$ кН ($m_c = 1$ т), вагу противагової консолі $G_K = 15$ кН ($m_K = 1,5$ т); $L = 8$ м, $c = 4,15$ м, $l_1 = 3$ м, $h = 4$ м, $l_2 = 3,5$ м (рис. 3.15).

Вертикальне зусилля, кН, яке діє на упорний підшипник верхньої опори, дорівнює сумі ваг усіх обертових частин крана:

$$V = G + G_c + G_K + G_{\Pi}, \quad (3.29)$$

де G_{Π} — вага противаги, яку визначають із умов рівності статичних моментів, що діють на кран у навантаженому (M_1) та ненавантаженому (M_2) станах. Оскільки вантаж підіймають не завжди максимальний і кран

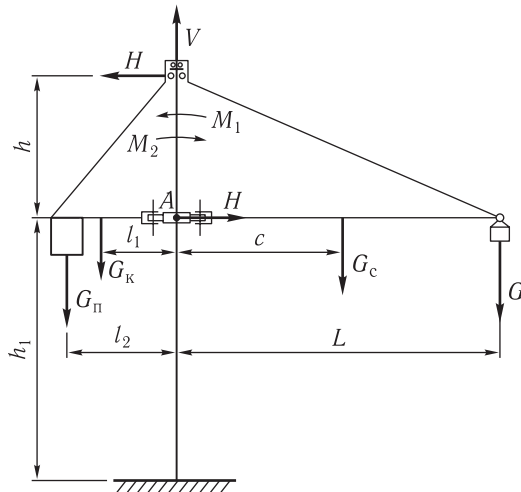


Рис. 3.15. Схема для визначення ваги баласту

більшу частину часу перебуває в ненавантаженому стані, то беремо

$$M_1 = -1,5M_2. \quad (3.30)$$

Така умова забезпечує дію на колону найменшого згинального моменту.

Сума моментів з вантажем на гаку

$$\begin{aligned} M_1 &= GL + G_c c - G_k l_1 - G_{\text{п}} l_2 = \\ &= 100 \cdot 8 + 10 \cdot 4,15 - 15 \cdot 3 - \\ &\quad - G_{\text{п}} 3,5 = 79,65 - G_{\text{п}} 3,5. \end{aligned}$$

Сума моментів без вантажу

$$M_2 = G_c c - G_k l_1 - G_{\text{п}} l_2 = 10 \cdot 4,15 - 15 \cdot 3 - G_{\text{п}} 3,5 = -3,5 - 3,5G_{\text{п}}.$$

Підставимо вирази цих моментів у рівняння (3.30), враховуючи їхні напрямки:

$$79,65 - G_{\text{п}} 3,5 + (-3,5 - G_{\text{п}} 3,5) \cdot 1,5 = 0,$$

звідки вага противаги $G_{\text{п}} = 90,2$ кН. Тоді

$$V = 100 + 10 + 15 + 90,2 = 215,2 \text{ кН.}$$

Горизонтальну реакцію знаходимо з рівняння моментів для навантаженого крана при $\sum M_A = 0$

$$\begin{aligned} H &= \frac{GL + G_c c - G_{\text{п}} l_2 - G_k l_1}{h} = \\ &= \frac{100 \cdot 8 + 10 \cdot 4,15 - 90,2 \cdot 3,5 - 15 \cdot 3}{4} = 120,2 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Вибираємо упорний шарикопідшипник 8218 (дод. IX) зі статичною вантажністю 290 кН, внутрішнім діаметром 90 мм, зовнішнім — 135 мм та радіальний шарикопідшипник 322 (дод. XIII) зі статичною вантажністю 170 кН, внутрішнім 110 мм та зовнішнім 240 мм діаметрами.

На нижній опорно-повертальній пристрій діє горизонтальне зусилля H від ваги поворотної частини крана.

Визначаємо загальний статичний момент опору повертанню крана як суму моментів сил тертя в підшипниках, вітру та нахилу колони (від-

хилення від вертикалі):

$$M_{\text{ст}} = \sum M_{\text{T}} + \sum M_{\text{в}} + M_{\beta}; \quad M_{\text{T}} = M_{\text{T}(d_1)} + M_{\text{T}(d_2)} + M_{\text{T.н.о}},$$

де $\sum M_{\text{T}}$ — сума моментів сил тертя у верхній опорі та нижньому опорно-поворотному пристрої.

Момент сил тертя в радіальному підшипнику верхньої опори

$$M_{\text{T}(d_1)} = Hf \frac{d_1}{2} = 120\,200 \cdot 0,015 \frac{0,175}{2} = 157,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил тертя в упорному підшипнику

$$M_{\text{T}(d_2)} = Vf \frac{d_2}{2} = 215\,200 \cdot 0,015 \frac{0,117}{2} = 188,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зусилля, яке діє на кожен ролик нижньої опори (див. рис. 3.14),

$$N = H \frac{1}{2 \cos \gamma} = 120\,200 \frac{1}{2 \cos 30^\circ} = 69\,398 \text{ Н}.$$

Момент сил тертя в нижньому опорно-поворотному пристрої

$$\begin{aligned} M_{\text{T.н.о}} &= 2N \left[\frac{fd}{D_{\text{p}}} + \left(\frac{1}{D_{\text{p}}} + \frac{1}{D_{\text{к}}} \right) k \right] \frac{D_{\text{к}}}{10^3} = \\ &= 2 \cdot 69\,398 \left[\frac{0,02 \cdot 125}{230} + \left(\frac{1}{230} + \frac{1}{325} \right) \cdot 0,3 \right] \frac{325}{10^3} = 574,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (3.31)$$

де $d = 125$ мм — середній діаметр підшипника роликів; $f = 0,02 \dots 0,05$ — коефіцієнт тертя в ньому; $k = 0,3 \dots 0,7$ мм — коефіцієнт тертя кочення ролика по колоні; $D_{\text{p}} = 230$ мм — діаметр ролика, який визначають за зовнішнім діаметром підшипника (підшипник 316, статична вантажність 81,7 кН, внутрішній діаметр 80 мм, зовнішній — 170 мм); $D_{\text{к}} = 325$ мм — діаметр колони (беруть з подальшим уточненням розрахунку колони).

Отже,

$$\sum M_{\text{T}} = 157,8 + 188,8 + 574,8 = 921,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент від вітрових сил, що діють на кран і вантаж,

$$\sum M_{\text{в}} = M_{\text{к}} + M_{\text{Г}}.$$

Із попередніх розрахунків (див. (3.12)) $\sum M_{\text{в}} = 12\,000$ Н·м.

Момент від сил вітру, що діє на кран (див. (3.11)),

$$\begin{aligned} M_{\text{к}} &= Aqkc\psi \frac{L}{2} - A_{\text{п}}qkc\psi \frac{l_2}{2} = \\ &= 3,2 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 8/2 - 4 \cdot 0,25 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 4/2 = 1687 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де A — площа стріли і підвіски стріли по контуру: $A = 0,2 \cdot 8 \cdot 2 = 3,2 \text{ м}^2$;
 $A_{\text{п}}$ — площа противагової консолі по контуру з урахуванням баласту і механізмів на ній та підвіски: $A_{\text{п}} = 4 \text{ м}^2$. Тоді

$$\sum M_{\text{в}} = 1687 + 12\,000 = 13\,687 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил від можливого відхилення колони від вертикалі

$$M_{\beta} = [GL + G_{\text{с}}c - G_{\text{к}}l_1 - G_{\text{п}}l_2] \sin \beta = \\ = [100 \cdot 8 + 10 \cdot 4,15 - 15 \cdot 3 - 90,2 \cdot 3,5] 0,02 = 9,62 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $\beta = 1 \dots 1,5^\circ$ — кут нахилу крана (беремо $\beta = 1^\circ 12'$).

Загальний статичний момент опору повертанню

$$M_{\text{ст}} = 0,1578 + 0,1888 + 0,5748 + 13,687 + 9,62 = 24,23 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Статична потужність електродвигуна механізму повертання

$$P_{\text{р}} = \frac{M_{\text{ст}} \omega}{\eta_{\text{м}}} = \frac{24,23 \cdot 0,105}{0,85} = 3,0 \text{ кВт}.$$

З урахуванням можливих інерційних навантажень вибираємо асинхронний електродвигун МТФ 111-6 з фазовим ротором: $P = 4,1 \text{ кВт}$, $n = 870 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega = 91,06 \text{ рад/с}$), $M_{\text{пmax}} = 8,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $I_{\text{р}} = 0,04875 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (дод. XXXII).

Загальне передатне число механізму

$$u_3 = \frac{n}{n_{\text{к}}} = \frac{780}{1} = 870.$$

Передатні числа редуктора і зубчастої передачі

$$u_3 = u_{\text{р}} u_{\text{з.п}} = 69 \cdot 12,61 = 870.$$

Вибір редуктора та розрахунок зубчастої пари виконують за методиками розрахунків деталей машин.

Перевірка вибраного електродвигуна на нагрів. Зведений до вала електродвигуна загальний момент статичного опору повертанню

$$M_{\text{с.д}} = \frac{M_{\text{ст}}}{u_3 \eta_{\text{м}}} = \frac{24\,230}{870 \cdot 0,85} = 32,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номінальний момент

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{\omega} = \frac{4100}{91,06} = 45,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна при повертанні

$$\psi = \frac{M_{\text{с.д}}}{M_{\text{н}}} = \frac{32,8}{45,0} = 0,73.$$

Згідно з кривою (див. рис. 3.4) $M_{\max} = 200\%$, оскільки $M_{\text{пmax}} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{\text{н}} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$, знаходимо відносну тривалість пуску $t_{\text{п.в}} = 1,8$.

Тривалість пуску при повертанні з номінальним вантажем

$$t_{\text{п}} = t_{\text{п.в}} \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{н}}},$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до вала двигуна момент інерції обертових мас механізму повертання крана, мас вантажу, стріли, консолі й противаги в період пуску та гальмування:

$$\begin{aligned} I_{\text{зв}} &= I_{\text{м}} + I_{\text{в}} + I_{\text{с}} + I_{\text{к}} + I_{\text{п}}; \\ I_{\text{зв}} &= \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м.г}}) + \left(m_{\text{в}} L^2 + m_{\text{с}} \frac{r^2 + rL + L^2}{3} + m_{\text{к}} l_1^2 + m_{\text{п}} l_2^2 \right) + \frac{1}{u_3^2 \eta_{\text{м}}} = \\ &= 1,2(0,4875 + 0,471) + \left(10\,000 \cdot 8^2 + 1000 \frac{0,3^2 + 0,3 \cdot 8 + 8^2}{3} + \right. \\ &\quad \left. + 1500 \cdot 3^2 + 9020 \cdot 3,5^2 \right) \frac{1}{780^2 \cdot 0,85} = 1,875 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

де $I_{\text{м.г}} = 0,471 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти з гальмовим шківом за дод. XLV; $m_{\text{п}} = 9020 \text{ кг}$ — маса противаги.

Тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = 1,8 \frac{1,845 \cdot 91,06}{45,0} = 6,7 \text{ с.}$$

Середня тривалість робочої операції при середньому куті повороту $\alpha_{\text{п}} = 90^\circ$ (1/4 оберта)

$$t_{\text{р}} = \frac{60}{4n_{\text{к}}} = \frac{60}{4 \cdot 1} = 15 \text{ с.}$$

Відношення $\frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{р}}} = \frac{6,7}{15} = 0,45$.

За графіком (див. рис. 2.34) для кривої А знаходимо $\gamma = P_{\text{с}}/P_{\text{н.г}} = 1,47$.
Необхідна потужність двигуна

$$P_{\text{н.г}} = \frac{M_{\text{с.д}} \omega}{1000} = \frac{32,8 \cdot 91,06}{1000} = 3,0 \text{ кВт.}$$

Еквівалентна потужність

$$P_{\text{с}} = P_{\text{н.г}} \gamma = 3,0 \cdot 1,47 = 4,41 \text{ кВт.}$$

Номинальна потужність

$$P_{e25} = 0,75P_e = 0,75 \cdot 4,41 = 3,31 \text{ кВт.}$$

Отже, вибраний електродвигун МТГ 111-6 потужністю 4,1 кВт задовольняє умови нагрівання.

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна

$$\psi = \frac{M_{\Pi}}{M_H} \leq [\psi], \quad (3.32)$$

де $M_{\Pi} = M_{c,d} + M_d$ — пусковий момент; $M_{c,d} = 32,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — зведений до вала двигуна статичний момент опору повертанню; M_d — динамічний момент від сил інерції мас механізму та обертових частин крана:

$$M_d = M'_d + M''_d = \frac{I_{зв}\omega}{t_{\Pi}} = \frac{1,875 \cdot 91,06}{6,7} = 24,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тоді

$$M_{\Pi} = 32,8 + 24,5 = 57,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

і

$$\psi = \frac{57,3}{45,0} = 1,27; \quad [\psi] = \frac{M_{\Pi\max} + 1,1M_H}{2M_H} = \frac{87 + 1,1 \cdot 45,0}{2 \cdot 45,0} = 1,52.$$

Умову виконано.

Визначення гальмівного моменту і вибір гальма. Беремо тривалість гальмування $t_T = 5 \text{ с}$; лінійне уповільнення кінця стріли $a = \varepsilon_T L = 0,021 \cdot 8 = 0,168 \text{ м/с}^2$ при кутовому уповільненні $\varepsilon_T = \frac{\omega_k}{t_T} = \frac{0,105}{5} = 0,021 \text{ рад/с}^2$.

Необхідний гальмівний момент на валу двигуна

$$M_T = M_{в,г} + M_{\beta,г} + M_{д,г} - M'_T,$$

де $M_{в,г} + M_{\beta,г} = \frac{M_{в} + M_{\beta}}{u_3 \eta_M} = \frac{13\,687 + 9620}{870 \cdot 0,85} = 31,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — сумарний момент

від сил вітру та нахилу крана; $M_{в,г} = 13\,687 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — момент від дії вітру; $M_{\beta,г} = 9620 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — момент через відхилення колони від осі обертання крана;

$$M_{д,г} = \frac{I_{зв,г}\omega}{t_T} = \frac{1,875 \cdot 91,06}{5} = 34,15 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_{зв,г} = 1,875 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$M'_T = M_T \frac{1}{u_3 \eta_M} = 921,4 \frac{1}{870 \cdot 0,85} = 1,25 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тоді

$$M_T = 31,52 + 34,15 - 1,25 = 64,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальмо ТКТ-200 з гальмівним моментом 160 Н·м (дод. XLVII) і регулюємо на розрахунковий момент.

Після гальмування електродвигуном та повного зупинення механізму вмикаються гальма.

3.2.2. РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ ОПОРНОЇ ПЛИТИ, РОЛИКІВ І ФУНДАМЕНТУ

Опорні плити (рис. 3.16). Їх використовують для кріплення колон до фундаменту за допомогою анкерних болтів.

Щоб визначити максимальне зусилля в болтах, вважаємо, що стріла розміщена по осі $x-x$, яка проходить через центри двох болтів.

Максимальна сила, що діє на болт від перекидального моменту,

$$F_1 = \frac{Ml_1}{l_1^2 i_1 + l_2^2 i_2 + \dots + l_n^2 i_n}, \quad (3.33)$$

де M — перекидальний момент, який ураховує дію вагових навантажень крана і сил вітру в бік вантажу; l_1, l_2, l_3 — відстані від осі $y-y$ до відповідних болтів; i_1, i_2, \dots, i_n — кількість болтів, які навантажені відповідними зусиллями P_1, P_2, \dots, P_n .

Перекидальний момент

$$M = \sum M_B + M_{\text{ел}}, \quad (3.34)$$

де $\sum M_B$ — момент від сил вітру, що діє на кран і вантаж (див. (3.11) і (3.12)):

$$\sum M_B = M_K + M_B; \quad (3.35)$$

$$M_K = A_K q c k \psi \frac{h + h_1}{2} = 12 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \frac{4 + 20}{2} = 22\,500 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.36)$$

$$A_K = (h + h_1) b = (4 + 20) 0,5 = 12 \text{ м}^2;$$

$b = 0,5$ м — ширина крана;

$$M_B = A_B q c k h_1 = 10 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 20 = 31\,250 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.37)$$

$A_B = 10 \text{ м}^2$ — площа вантажу; $M_{\text{ел}}$ — момент від вагових навантажень елементів крана:

$$M_{\text{ел}} = H(h + h_1) - Hh_1 = Hh = 120,2 \cdot 4 = 480,8 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (3.38)$$

Отже,

$$\sum M_B = 22\,500 + 31\,250 = 52\,750 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

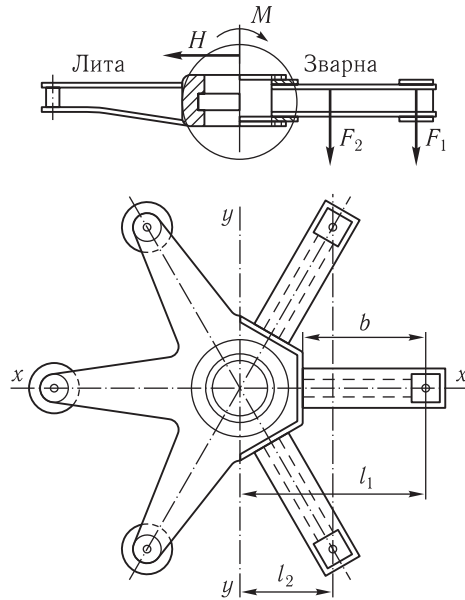


Рис. 3.16. Схема до розрахунку опорної плити

тоді

$$M = 52,75 + 480,8 = 533,6 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

а максимальна сила, що діє на болт (лапу) від моменту M ,

$$F_1 = \frac{533,6 \cdot 0,75}{0,75^2 \cdot 1 + 0,37^2 \cdot 2} = 478,5 \text{ кН}.$$

Від дії вертикальних сил болти будуть розвантажуватись силою

$$F_V = \frac{V + G}{i} = \frac{215,2 + 100}{6} = 52,5 \text{ кН},$$

де i — кількість болтів; G — вага колони (беремо 100 кН).

Розрахункова сила на один болт

$$F = F_1 - F_V = 478,5 - 52,5 = 426 \text{ кН}. \quad (3.39)$$

Болти мають бути затягнуті так, щоб при максимальному навантаженні крана стик не розкривався. Тому діаметр болта визначають для умов подвоєного розрахункового навантаження $F_p = 2F = 2 \cdot 426 \text{ 000} = 852 \text{ 000 Н}$ за формулою

$$d = \sqrt{\frac{F_p}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{852 \text{ 000}}{3,14 \cdot 100}} = 52 \text{ мм}, \quad (3.40)$$

де $[\sigma_p] = 100 \text{ МПа}$ — допустиме напруження при розтяганні болта зі Ст4. Фундаментні болти діаметром менше ніж 24 мм не застосовують, незважаючи на результати розрахунку.

Щоб запобігти зсуву плити відносно фундаменту, має використовуватись умова

$$H = 120 \text{ 200} < f \left(i \frac{\pi d_b^2 [\sigma_p]}{4} + V + G \right) = \\ = 0,35 \left(6 \frac{3,14 \cdot 0,048^2 \cdot 100 \cdot 10^6}{4} + 215 \text{ 200} + 100 \text{ 000} \right) = 300 \text{ 227 Н}, \quad (3.41)$$

де $d_b = 48 \text{ мм}$ — внутрішній діаметр різьби болта.

На зминання фундамент перевіряють за умовою

$$p = \frac{F + \frac{\pi d_b^2}{4} [\sigma_p]}{A_{оп}} \leq [p], \quad (3.42)$$

де $[p] = 1 \dots 2$ МПа — напруження зминання для бетону; $[p] = 0,8 \dots 1,5$ МПа — для цегли; $A_{оп}$ — опорна поверхня лапи, яку визначають з рівняння (3.42)

$$A_{оп} = \frac{F + \frac{\pi d_b^2}{4} [\sigma_p]}{p} = \frac{426\,000 + \frac{3,14 \cdot 0,048^2}{4} 100 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^6} = 0,4 \text{ м}^2.$$

Вибираємо опорну поверхню лапи в місці її посадки на болт у вигляді круга (лист) $\varnothing 750$ мм.

Вибір підшипників для роликів. Розрахункове навантаження на ролик (див. рис. 3.14)

$$N = \frac{H}{2 \cos \gamma} = \frac{120,2}{2 \cos 30^\circ} = 69,4 \text{ кН.}$$

Вибираємо радіальний шарикопідшипник 318 із зовнішнім $D = 190$ мм і внутрішнім $d = 90$ мм діаметрами, зі статичною вантажністю 101 кН (дод. ХІІІ). Матеріал роликів — сталь 45. Беремо зовнішній діаметр ролика $D_p = 230$ мм, ширину бігової доріжки ролика $b = 65$ мм. Перевіряємо бігову доріжку ролика на контактну міцність.

Напруження зминання по лінії контакту ролика

$$\sigma_{зм} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{br_{зв}}} = 0,418 \sqrt{\frac{69\,400 \cdot 2 \cdot 10^5}{65 \cdot 72,6}} = 718,8 \text{ МПа}, \quad (3.43)$$

де $r_{зв}$ — зведений радіус:

$$r_{зв} = \frac{D_k D_p}{2(D_k + D_p)} = \frac{325 \cdot 230}{2(325 + 230)} = 72,6 \text{ мм};$$

$D_k = 325$ мм — діаметр колони в місці кочення роликів.

Для сталі 45 (режим роботи 5-ї групи) допустиме контактне напруження $[\sigma_{зм}] = 800$ МПа.

Для роликів з округленнями (точковий контакт) зведений радіус визначають за формулою

$$r_{зв} = \frac{D_k D_p r_p}{2D_k r_p + 2D_p r_p + D_k D_p}, \quad (3.44)$$

де r_p — радіус кривизни бігової доріжки роликів, мм.

Вісь ролика розраховують на згин, як балку на двох опорах.

Розрахунок фундаменту. Розміри і вагу фундаменту визначають з умов стійкості крана під дією перекидального моменту та з умов сприйняття навантаження ґрунтом. Вплив бокових граней, що прилягають до фундаменту, в розрахунках не враховують.

Вибираємо фундамент у вигляді зрізаної піраміди: сторони основи $b = a = 7$ м; висота $h = 1,2$ м, об'єм фундаменту $30,3$ м³, вага $G_{\phi} = 700$ кН.

Згідно з умовою стійкості вага фундаменту

$$G_{\phi} = \frac{2MK}{b} = \frac{2 \cdot 533,6 \cdot 1,4}{7} = 213,4 \text{ кН},$$

де $M = 533,6$ кН·м — перекидальний момент, що діє на кран; $K = 1,4$ — мінімальний коефіцієнт вантажної стійкості, який визначають без урахування сил інерції, відцентрових та вітру.

Напруження зминання між підшовою фундаменту та ґрунтом від дії вертикальних сил

$$\sigma_V = \frac{V + G + G_{\phi}}{A_{\Pi}} = \frac{2,152 \cdot 10^5 + 1 \cdot 10^5 + 7 \cdot 10^5}{7000^2} = 0,0207 \text{ МПа}. \quad (3.45)$$

Напруження зминання від дії перекидального моменту

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\Pi}} = \frac{533,6 \cdot 10^6}{404 \cdot 10^8} = 0,0123 \text{ МПа}, \quad (3.46)$$

де $W_{\Pi} = \frac{\sqrt{2}}{12} b^3 = \frac{\sqrt{2}}{12} 7000^3 = 404 \cdot 10^8$ мм³ — момент опору підшви фундаменту відносно осі, перпендикулярної до площини дії моменту.

Стик не розкриватиметься у разі дотримання умови

$$\sigma_V \geq k \sigma_M,$$

де $k = 1,5$ — коефіцієнт запасу, отже,

$$\sigma_V = 0,0207 > 1,5 \cdot 0,0123 = k \sigma_M. \quad (3.47)$$

Загальне напруження зминання ґрунту

$$\sigma_{\text{зм}} = \sigma_V + \sigma_M \leq [\sigma_{\text{зм}}];$$

$$\sigma_{\text{зм}} = 0,0207 + 0,0123 = 0,033 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження зминання ґрунту, МПа:

Граніт, базальт, діабаз	3
Вапняк, пісковик	1...1,5
Щебеневий (галечниковий) ґрунт	0,6
Щільнозлежалий гравій	0,3...0,5
Суглинки, глина, пісок дрібний	0,2...0,3

Гравелистий пісок	0,3...0,4
Пісок середньої крупності	0,2...0,3
Вологий пісок	0,1...0,2
Мокра глина	0,05...0,2
Болотистий ґрунт, торф	0,025...0,05

Розрахований фундамент забезпечить нормальну роботу крана на мокрій глині та більш міцних ґрунтах.

3.2.3. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

Розрахунок колони. Діаметр колони в місці нижнього опорного пристрою (рис. 3.17)

$$D_k = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ел}}}{0,1[\sigma_{\text{зг}}]}} = \sqrt[3]{\frac{4,808 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 10^6 \cdot 140}} = 0,325 \text{ м,}$$

де $M_{\text{ел}} = 480\,800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — згинальний момент у перерізі (див. формулу (3.38)); $[\sigma_{\text{зг}}] = 100 \dots 140 \text{ МПа}$ — допустиме напруження для Ст5.

Колона виконана у вигляді зрізаного конуса з діаметром у верхній частині 120 мм, а в нижній — 325 мм.

Крім міцнісного розрахунку колону перевіряють на жорсткість. Розрахунок колони ступінчастого профілю в загальному випадку виконують за навантаженням.

Вважаємо, що фіктивні навантаження розподілені за лінійним законом. Прогин кінця колони (за методом Мора)

$$f = \frac{M_{\text{ф}}}{EI_{\text{max}}}, \quad (3.48)$$

де $M_{\text{ф}}$ — згинальний момент від фіктивного навантаження; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ — поздовжній модуль пружності; I_{max} — розрахунковий момент інерції перерізу колони у нижній частині.

Фіктивне навантаження

$$q_{\text{ф}} = M_{\text{ел}} \frac{I_{\text{min}}}{I_{\text{max}}} = 4,808 \cdot 10^5 \frac{1017}{51\,472} = 949,98 \text{ кН} \cdot \text{см}, \quad (3.49)$$

де I_{min} — момент інерції перерізу колони діаметром 120 мм:

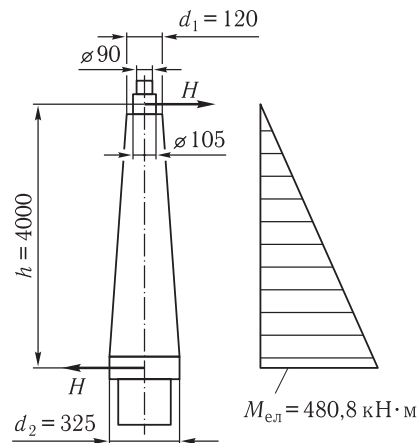


Рис. 3.17. Схема до розрахунку колони

$$I_{\min} = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 12^4}{64} = 1017 \text{ см}^4;$$

I_{\max} — момент інерції перерізу колони $\varnothing 325$ мм:

$$I_{\max} = \frac{3,14 \cdot 32,5^4}{64} = 51472 \text{ см}^2.$$

Момент фіктивного навантаження

$$M_{\phi} = Fh = 1,9 \cdot 10^8 \cdot 4 \cdot 10^3 = 7,6 \cdot 10^{11} \text{ Н} \cdot \text{см},$$

де $F = \frac{q_{\phi} h}{2} = \frac{9,4998 \cdot 10^5}{2} \cdot 400 = 1,9 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{см}^2.$

Отже, прогин

$$f = \frac{7,6 \cdot 10^{11}}{10^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 51472} = 0,738 \text{ см}.$$

Відношення прогину до вильоту стріли

$$\frac{f}{L} = \frac{0,738}{800} = 0,00092.$$

Допустиме значення відношення $\frac{f}{L} = 0,001 \dots 0,0015$, що більше, ніж розрахункове.

Розрахунок лап опорної плити. Лапи розраховують за умовами, які діють у місці примикання їх до центральної частини.

Навантаження на лапу

$$F = F_1 + F_V = 478,5 + 52,5 = 531 \text{ кН},$$

де F_1 — навантаження на лапу від моменту M ; F_V — навантаження від вертикальної сили V .

Необхідний момент опору лапи

$$W = \frac{M_3}{[\sigma_{зг}]} = \frac{5,31 \cdot 10^5 \cdot 50}{180 \cdot 10^2} = 1475 \text{ см}^3,$$

де $M_3 = Fb$ — загальний момент; F — навантаження на лапу; $b = 50$ см — плече прикладання сили від анкерного болта до центральної плити (див. рис. 3.16); $[\sigma_{зг}] = 180$ МПа — допустиме напруження на згин для Ст3.

Беремо два швелери № 36 із загальним моментом опору згинанню 1492 см^3 .

Р

ОЗРАХУНОК ПЕРЕСУВНОГО БАШТОВОГО КРАНА

4.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Баштовий кран — це Г-подібна поворотна конструкція, в якій стріла прикріплена до верхньої частини колони-башти. Така конструкція стоїть окремо, має достатній підстріловий простір, дає можливість обслуговувати кілька об'єктів або майданчиків з однієї стоянки, просто пересуватися крану по крановій колії, забезпечує хороший огляд майданчика кранівником і т. ін.

Недоліками слід вважати значну тривалість і трудомісткість монтажу, демонтажу, перебазування та укладання кранової колії.

За конструкцією башт розрізняють крани з поворотною (КБ-160.2, КБ-503, КБ-308А) і неповотною (КБ-674А, КБ-573) баштами, за типом стріл — з підйимальною (КБ-160.2, КБ-405...), балковою (КБ-674А, КБ-573, БК-180...) та шарнірно з'єднаною (КБ-160.4) стрілами. Крани з поворотною баштою можуть бути з нижнім або верхнім розміщенням противаги.

За способом установлення баштові крани поділяють на стаціонарні, самопідйимальні та пересувні. За типом ходового пристрою пересувні баштові крани бувають рейкові, автомобільні, пневмоколісні, гусеничні та крокуючі.

Баштові крани з поворотною баштою і нижнім розміщенням противаги стійкіші, оскільки центр ваги у них розміщений нижче, а згинальний момент, який діє на башту від ваги вантажу, компенсується відповідним запасуванням канатів.

Кожна модель крана має власну марку. В марку крана крім літер КБ (кран баштовий) входять цифри (всього чотири) і літери (всього три). Перша цифра означає порядковий номер групи за вантажним моментом, другі дві є порядковими номерами реєстрації кранів за реєстром. При цьому цифри від 01 до 69 присвоюють кранам з поворотною баштою, а з 71 по 99 — з неповотною. Після крапки зазначають номер виконання, що відрізняється від базової моделі, наприклад, довжиною стріли, висотою підняття, максимальною вантажністю. Для базових моделей призна-

чена цифра «0», яку не пишуть. Далі пишуть літеру чергової модернізації (А, Б, В), а потім — кліматичне виконання (ХЛ — для холодного, Т — тропічного і ТВ — тропічного вологого клімату); для помірного клімату літеру не пишуть.

4.1.1. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ БАШТОВОГО КРАНА

Основні параметри баштових кранів з поворотною баштою наведено в табл. 4.1 і 4.2. За заданими вантажністю, вильотом стріли, висотою підняття вантажу визначають орієнтовні розміри, маси механізмів і вузлів баштових кранів, їхніх елементів, використовуючи емпіричні формули, які наведено в цих таблицях.

Таблиця 4.1. Орієнтовні розміри металоконструкцій баштових кранів, м

Параметр	Формула параметра для крана	
	з поворотною баштою	з поворотною головою
Габаритні розміри поперечного перерізу башти — квадрат зі стороною a_6	$a_6 = (0,9...1,1) \frac{H}{20}$	$a_6 = (0,9...1,1) \frac{H}{20}$
Поперечний переріз трубчастої башти — труба із зовнішнім діаметром D_6	$D_6 = (0,9...1,1) \frac{H}{20}$	$D_6 = (0,9...1,1) \frac{H}{20}$
Габаритні розміри поперечного перерізу гратчастої стріли (в середньому перерізі): підйимальної з кінцевим блоком (прямокутник з відношенням основи до висоти 1,3...1,5) горизонтальної з рухомих вантажним візком (квадрат або трикутник кутом вниз, висота якого h_c)	$c_c = (0,9...1,1) \frac{L}{23}$	
Габаритні розміри поперечного перерізу трубчастої стріли: підйимальної з кінцевим блоком і розвилком біля п'яти на відстані 1/3 довжини стріли (труба із зовнішнім діаметром D_c) горизонтальної з рухомою вантажною кареткою з урахуванням наявності іздової балки і бокових розтяжок (труба із зовнішнім діаметром D_c)	$h_c = (0,9...1,1) \frac{L}{22}$	
	$D_c = (0,9...1,1) \frac{L}{50}$	
	$D_c = (0,9...1,1) \frac{L}{40}$	

Продовження табл. 4.1

Параметр	Формула параметра для крана	
	з поворотною баштою	з поворотною головкою
Висота головки рейки до шарніра п'яти стріли: підйимальної горизонтальної	$h = H$ $h = H + \sqrt[3]{m}$	
Висота головки башти — від центра п'яти стріли до центра верхніх блоків (більші значення стосуються кранів більшої вантажності)	$h_{\text{гол}} = (0,8\dots1,2) \frac{L}{3,6}$	
Довжина противагової консолі від осі обертання крана до центра противаги	—	$L_{\text{п.к}} = (0,9\dots1,1) \frac{A}{50}$
Довжина розпірки (підстрілка) від осі обертання крана до осі блока (більші значення стосуються кранів меншої вантажності)	$L_p = (0,11\dots0,16)H$	—
Колія і база ходової частини крана	$K = B = (0,95\dots1,05) \frac{H}{6}$	
Відстань від осі обертання крана до осі башти	$x_6 = (1,1\dots1,2) \frac{a_6}{2}$	
	$x_6 = (1,1\dots1,2) \frac{D_6}{2}$	
Відстань від осі обертання башти до осі п'яти стріли	$x_0 = \frac{a_6}{2} + 0,2$	
	$x_0 = \frac{D_6}{2} + 0,2$	
Кут нахилу β підйимальної стріли до горизонту для $L_{\text{max}}/L_{\text{min}}$	$15^\circ/70^\circ$	
Розрахункова довжина стріли: підйимальної	$L_c = \frac{L - x_6 - x_0}{\cos \beta_{\text{min}}}$	$L_c = \frac{L - x_0}{\cos \beta_{\text{min}}}$
горизонтальної	$L_{\text{с.г}} = L - x_6 - x_0 - \sqrt[8]{m_B}$	$L_{\text{с.г}} = L - x_0 - \sqrt[8]{m_B}$
Орієнтовний діаметр опорно-поворотного круга	$D_{\text{о.кр}} = (1,45\dots1,55)a_6$	
Ширина поворотної платформи	$B_1 = (0,75\dots1,0)K,$ але не більше ніж 3,1 м	—
Радіус хвостової частини поворотної платформи	$R = (1,1\dots1,2)L_p$	—

Примітка. H — висота підняття при максимальному вильоті, м; L — найбільший виліт, м; m_B — маса вантажу, т.

Таблиця 4.2. Розрахункові формули для орієнтовного визначення мас баштових кранів і їхніх елементів, т

Кран та елементи	Формула параметра для крана	
	з поворотною баштою	з поворотною головою
Кран зі стрілою: підйимальною	$m_k = 0,031MG\sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$	$m_k = 0,0335MG\sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$
горизонтальною	$m_k = 0,0335MG\sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$	$m_k = 0,036MG\sqrt[3]{\frac{H}{m_B}}$
Металоконструкції крана	$m_{м.к} = 0,41m_k$	
Механізми й електрообладнання	$m_{мех} = 0,25m_k$	
Баласт і противага	$m_{бал} = 0,34m_k$	
Металоконструкції крана з підйимальною стрілою:	$m_c = 0,035m_k$	
стріла	$m_{\sigma} = 0,13m_k$	$m_{\sigma} = 0,16m_k$
башта	$m_{п.п} = 0,1m_k$	—
поворотна платформа	$m_{н.р} = 0,145m_k$	—
неповоротна рама	—	$m_{п.к} = 0,065m_k$
консоль противагова	—	$m_{п} = 0,16m_k$
портал	—	—
Металоконструкції крана з горизонтальною стрілою:	$m_c = 0,05m_k$	
стріла	$m_{\sigma} = 0,13m_k$	—
башта	$m_{п.п} = 0,09m_k$	—
поворотна платформа	$m_{н.р} = 0,14m_k$	—
неповоротна рама	—	$m_{п.к} = 0,07m_k$
консоль противагова	—	$m_{п} = 0,14m_k$
портал	—	—
Механізми крана з підйимальною стрілою:	$m_{в.м} = 0,04m_k$	
лебідка для підймання вантажу	$m_{з.в} = 0,04m_k$	
лебідка механізму змінення вильоту	$m_{о.м} = 0,03m_k$	
механізм повертання крана	$m_{п.м} = 0,04m_k$	
механізм пересування крана	$m_{п.в} = 0,005m_k$	
вантажний поліспаст і гакова підвіска	$m_{п.с} = 0,005m_k$	
стрілопідйимальний поліспаст	$m_{х.в} = 0,07m_k$	
ходові візки і колеса (чотири комплекти)	$m_{кб} = 0,02m_k$	
кабіна керування		

Кран та елементи	Формула параметра для крана	
	з поворотною баштою	з поворотною головою
Механізми крана з горизонтальною стрілою:		
лебідка для підймання вантажу	$m_{в.м} = 0,03m_k$	
лебідка механізму змінення вильоту	$m_{з.в} = 0,03m_k$	
лебідка пересування візка на стрілі	$m_{л.п} = 0,02m_k$	
механізм обертання крана	$m_{о.м} = 0,03m_k$	
механізм пересування крана	$m_{п.м} = 0,04m_k$	
вантажний поліспаст і гакова підвіска	$m_{п.в} = 0,005m_k$	
стрілопідіймальний поліспаст	$m_{п.с} = 0,005m_k$	
кадетка вантажна	$m_{к.в} = 0,01m_k$	
ходові візки і колеса (чотири комплекти)	$m_{х.в} = 0,06m_k$	
кабіна керування	$m_{кб} = 0,02m_k$	
баласт (противага)	$m_{бал} = 0,34m_k$	$m_{бал} = 0,1m_k$

Примітка. m_k — маса крана, т; $M_G = GL$ — вантажний момент крана, кН · м (при визначенні моментів вантаж — у кілоньютонках); m_b — маса вантажу, т; H — найбільша висота підняття, м.

4.1.2. КОНСТРУКЦІЯ І НАВАНТАЖЕННЯ КРАНА З ПОВОРотноЮ БАШТОЮ

Кран з поворотною баштою і нижнім розміщенням противаги складається (рис. 4.1) з неповоротної рами 13, поворотної платформи 12, башти 10, стріли 8, підстрілка 6, механізмів: 1 — пересування крана, 5 — підймання вантажу, 3 — змінення кута нахилу стріли, 11 — механізму повертання, стрілового поліспасти 4, гакової підвіски 7, непривідного ходового візка 14, кабіни кранівника 9, баласту 2.

Розрахунки будівельних пересувних баштових кранів треба виконувати відповідно до стандарту з дотриманням умов міцності й стійкості в разі одночасної дії найбільших навантажень, які очікуються за весь строк служби крана.

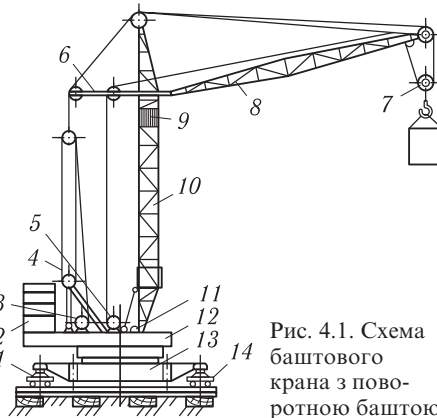


Рис. 4.1. Схема баштового крана з поворотною баштою

на, з перевіркою на втому елементів металоконструкцій та деяких деталей.

У розрахунках, за винятком перевірки стійкості крана і стріли проти перекидання, враховують нормативні та випадкові навантаження (табл. 4.3).

Номери комбінацій навантажень для розрахунків деяких елементів вибирають за табл. 4.4.

Таблиця 4.3. Комбінації навантажень для розрахунку баштових кранів

Вид навантаження	Навантаження* для номерів комбінацій							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Дослідне	H							
Вага крана	H							
Вага вантажу		H	H	H	H	H	H	H
Вага приводу механізму		$H + C$		$H + C$	$H + C$			
Вітрове у стані крана:								
робочому		$H + C$	$H + C$	$H + C$				
неробочому						$H + C$		
Динамічне:								$H + C$
підіймання та опускання вантажу		C						
повертання		$H + C$						
пересування крана		C	C					

* H — враховує тільки нормативну складову навантаження, випадкові — неістотні;
 C — враховує тільки випадкову складову навантаження, нормативні — неістотні;
 $H + C$ — враховують нормативну й випадкову складові навантажень.

Таблиця 4.4. Комбінації навантажень для розрахунку деяких елементів

Вид розрахунку	Елементи крана	Номери комбінацій навантажень за табл. 4.3
Перевірка електродвигунів і гальм механізмів за найбільшим моментом*	Механізми підіймання вантажу	1; 5
	Механізми підіймання стріли	1; 4
	Механізми повертання й пересування крана і вантажного візка	4
Розрахунок на міцність і стійкість елементів	Механізми, які застосовують при монтажі (демонтажі) крана, для висування і нарощування башти або самопідіймання крана	3**
	Гакова підвіска, вантажний поліспаст, механізм підіймання вантажу	1; 5
	Стрілова розчалка і поліспаст, механізм підіймання стріли	1; 4

Продовження табл. 4.4

Вид розрахунку	Елементи крана	Номери комбінацій навантажень за табл. 4.3
метало-конструкцій і деталей механізмів	Механізм пересування крана і вантажного візка	1; 8
	Механізм повертання	8
	Ходові візки усіх кранів, поворотна платформа, портал, ходова рама, башта, підкоси башти, стріла і ріжок, противагова консоль	1; 2; 3; 6
	Оголовок башти, розпірка	1; 2
	Вантажний візок	1; 2
	Рейкові захоплювачі	6
	Механізми і частини конструкцій, що навантажуються під час монтажу (демонтажу)	3**
	Механізми і частини конструкцій, що навантажуються в разі висування і нарощування або самопідймання крана	3**; 8
	Частини конструкцій, що навантажуються під час навантажування та перебазування крана	7

*Перевірка міцності усіх канатів, гальм, механізмів підймання вантажу виконується за найбільшим моментом.

**Динамічні навантаження в процесі пересування крана не враховуються.

4.1.3. УМОВИ МІЦНОСТІ І СТІЙКОСТІ

Нахили основи баштового крана до горизонталі (уклони) в робочому і неробочому станах:

Вид розрахунку	Кут уклону α , рад
Перевірка стійкості проти перекидання і визначення реакції опор кранів	$0,1B^*$
Розрахунок на міцність і стійкість елементів металевих конструкцій і деталей механізмів:	
для пересувних і самохідних кранів	$0,05/B + 0,004$
для приставних кранів	0
Перевірка електродвигунів і гальм механізмів за найбільшим моментом:	
для кранів з поворотною баштою	0,008
для кранів з неповоротною баштою	0,016
для пересування крана	0,010
для пересування вантажного візка	0,035

Щоб забезпечити міцність і стійкість крана в цілому, а також окремих елементів металоконструкцій і механізмів, мають виконуватись такі

B^* — колія крана, м.

нерівності:

для зусиль

$$\psi N^H \leq m_0 N^P; \quad (4.1)$$

для моментів

$$\psi M^H \leq m_0 M^P; \quad (4.2)$$

для напружень

$$\psi \sigma^H \leq m_0 R^P, \quad (4.3)$$

де ψ — коефіцієнт перевантаження; N^H — зусилля від нормативних складових навантажень, Н; M^H — момент від нормативних складових навантажень, Н · м; σ^H — напруження (нормальні й дотичні) нормативних складових навантажень, МПа; m_0 — коефіцієнт умов роботи; N^P — розрахункова несівна здатність за зусиллям, Н; M^P — розрахункова несівна здатність за моментом, Н · м:

а) коли перевіряють електродвигуни і гальма на найбільший момент, це буде максимальний момент електродвигуна $M_{дв}$ з урахуванням обмеження його значення електричним і механічним обладнанням або гальмівний момент M_T , на який гальмо регулюють, аби гарантувати безпечну роботу;

б) у разі перевірки стійкості кранів проти перекидання — це утримувальний момент $M_{ут}$;

R^P — розрахунковий опір, МПа, який для деталей механізмів беруть таким, що дорівнює меншому з двох значень: 0,8 від границі текучості або 0,5 від границі міцності.

Коефіцієнт перевантаження ψ враховує відхилення навантаження в несприятливий бік: у розрахунках на дослідні навантаження $\psi = 1$, на інше поєднання навантажень — за табл. 4.5; для елементів, незазначених у табл. 4.5, ψ визначають за формулою

$$\psi = 1 + K_1 K_2, \quad (4.4)$$

де K_1 — коефіцієнт надійності, який для робочого стану беруть за табл. 4.6, для неробочого — $K_1 = 3$; K_2 — коефіцієнт змінності, який визначають за однією із формул:

$$K_2 = \frac{(\sum N_i^2)^{1/2}}{N^H} \quad \text{— для формули (4.1);} \quad (4.5)$$

$$K_2 = \frac{(\sum M_i^2)^{1/2}}{M^H} \quad \text{— для формули (4.2);} \quad (4.6)$$

Таблиця 4.5. Коефіцієнти перевантаження

Вид розрахунку	Елементи крана	ψ
Перевірка міцності	Елементи механізмів повертання, пересування крана та вантажного візка	1,15
	Елементи механізмів підймання вантажу і стріли, гакової підвіски, вантажний поліспаст, противагова консоль*	1,5
	Елементи металевих конструкцій і механізмів, що навантажені в періоди монтажу і висування башти, при вантажному моменті крана (включно), кН · м:	
	до 250	1,3
	від 250 до 2000	1,15
	понад 2000	1,1
Перевірка металевих конструкцій, що навантажуються за період перебазування крана на підкатних візках по шосейних дорогах при швидкості перевезення (включно), км/год:	40	1,8
	понад 40	2,2
Перевірка механізмів підймання вантажу	Механізми підймання вантажу	1,5
	Механізми підймання стріли	1,35
Перевірка механізмів повертання, пересування крана і вантажного візка	Механізми повертання, пересування крана і вантажного візка	1,3
	Механізми, які застосовують для монтажу і висування башти	1,5
Перевірка механізмів, які застосовують для висування башти і монтажу	Механізми, які застосовують для висування башти і монтажу	1,5
	Механізми повертання, пересування крана і вантажного візка	1,2

*Тільки для комбінації навантажень 3 за табл. 4.3.

Таблиця 4.6. Коефіцієнти надійності K_1

Клас відповідальності крана	K_1 для класу відповідальності елемента		
	I	II	III
I	6,0	5,5	5,0
II	5,5	5,0	4,5
III	5,0	4,5	4,0

Примітки: 1. Клас відповідальності крана встановлюють залежно від сфери його застосування: I — подавання бетону на гідротехнічному будівництві; II — усі види будівництва, за винятком зазначених для класів I і III, а також обслуговування складів; III — малоповерхове і сільське будівництво.

2. Клас відповідальності елемента встановлюють залежно від складальної одиниці, до якої він належить: I — ходові візки, ходова рама, поворотна платформа, башта і деталі її кріплення, кабіна машиніста і деталі її кріплення, опорно-поворотний пристрій з нижньою противагою, кран у цілому при розрахунку стійкості; II — механізми підймання вантажу і стріли, стріла і деталі її кріплення, противагова консоль, опорно-поворотний пристрій з верхньою противагою; III — усі складальні одиниці крана, за винятком зазначених для класів I і II.

Таблиця 4.7. Коефіцієнти відповідальності m_1

Клас відповідальності крана	Значення m_1 для класу відповідальності елемента		
	I	II	III
I	0,85	0,9	0,95
II	0,9	0,95	1,0
III	0,95	1,0	1,05

Таблиця 4.8. Коефіцієнти m_2

Елементи, деталі	m_2
Елементи металеві конструкції з малим поперечним перерізом: листи, гнуті профілі зі стінками до 4 мм завтовшки; рівнобічні кутикові профілі до $63 \times 63 \times 6$ мм, нерівнобічні кутикові профілі до $90 \times 56 \times 6$ мм, швелери до № 8, якщо за умовами закріплення коефіцієнт не має бути меншим	0,9
Елементи металевих конструкцій, які працюють на стиснення і прикріплені односторонньо:	
а) елементи решітки просторових ферм із рівнобічних і нерівнобічних кутикових профілів або нерівнобічних кутикових профілів, які прикріплені широкими полицями, з вузлами в суміжних гранях:	
суміщеними	0,9
несуміщеними	0,8
б) елементи з окремих кутикових профілів за винятком елементів, які перелічені в п. а)	0,75
в) елементи з окремих швелерів, які прикріплені стінками	0,9
Болти діаметром до 12 мм	0,85
Електродвигуни механізмів підймання вантажу і стріли в разі перевірки за найбільшим моментом	0,8
Осі й пальці, які з'єднують елементи металевих конструкцій	0,85
Деталі закріплення канатів	0,6

$$K_2 = \frac{(\sum \sigma_i^2)^{1/2}}{\sigma_H} \quad \text{— для формули (4.3);} \quad (4.7)$$

N_i , M_i — зусилля, Н, і момент, Н · м, від середнього квадратичного відхилення, що враховує випадкові складові навантаження; σ_i — напруження (нормальне або дотичне) від середнього квадратичного відхилення, що враховує випадкові складові навантаження, МПа.

Коефіцієнт умов роботи

$$m_0 = m_1 m_2, \quad (4.8)$$

де m_1 — коефіцієнт відповідальності, який для розрахунку гальм дорівнює 1, а в інших випадках беруть з табл. 4.7, для неробочого стану $m_1 = 1,05$; m_2 — коефіцієнт, який враховує особливості роботи елемента або частини металлоконструкції, деталі механізму (беруть його з табл. 4.8, а для елементів, які не наведені в ній, $m_2 = 1$).

4.2 ВИЗНАЧЕННЯ НОРМАТИВНИХ І ВИПАДКОВИХ СКЛАДОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Нормативні складові навантаження:

- вага крана — за конструкторською документацією;
- вага вантажу — за вильотом стріли виходячи з вантажності крана;
- вітрові навантаження — згідно зі стандартом;
- горизонтальне динамічне навантаження при повертанні $F_{\text{пов},i}^H$, Н, що прикладене до вантажу або будь-якої частини стріли чи противагової консолі,

$$F_{\text{пов},i}^H = \frac{M_{зб} u_M L_i m_i}{\Sigma I}, \quad (4.9)$$

де $M_{зб}$ — надлишковий момент на валу електродвигуна або гальма механізму повертання, Н · м; u_M — загальне передатне число механізму повертання; L_i — відстань від осі обертання до центра ваги деталі, м; m_i — маса деталі, кг; ΣI — загальний момент інерції крана і вантажу відносно осі обертання, кг · м².

Для кранів з поворотною баштою і нижнім розміщенням противаги визначають загальну нормативну складову навантаження, яке прикладене до точки підвішування вантажу, за формулою

$$F_{\text{пов}}^H = \frac{M_{зб} u_M}{L}, \quad (4.10)$$

де L — виліт стріли, м.

Випадкові складові навантаження. Середньоквадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу

$$S_G = K_3 G^H, \quad (4.11)$$

де K_3 — коефіцієнт випадкових навантажень, який беруть з табл. 4.9; G^H — нормативна складова ваги вантажу, Н.

Середньоквадратичне відхилення вітрових сил (динамічна складова за стандартом, яка спричинена коливанням від пульсації вітру і діє в місці прикладення нормативної вітрової сили)

$$S_B = m_{\Pi} k_d F^H, \quad (4.12)$$

де m_{Π} — коефіцієнт пульсації вітру, який беремо залежно від висоти розміщення опорного шарніра стріли над поверхнею землі:

H_0 , м	0–20	21–30	31–40	41–50	51–60	61–70	71–80	81–90	91–100	102–200
m_{Π}	0,12	0,11	0,105	0,1	0,095	0,085	0,08	0,075	0,07	

k_d — коефіцієнт динамічності, який для стаціонарних, самопідіймальних і приставних кранів залежно від періоду T_1 власних коливань (табл. 4.10)

має такі значення:

T_1, c	1	2	3	4	5	6	7	8
k_d	1,75	2,25	2,65	2,96	3,16	3,22	3,26	3,33

(для проміжних значень допускається лінійна інтерполяція); F^H — нормативні складові вітрової сили, Н.

Для кранів, що стоять вільно, коефіцієнт динамічності визначають за формулою

$$k_d = \sqrt[3]{\frac{G_k^H h_k + G_B^H h_{п.в}}{I_k}}, \quad (4.13)$$

де G_k^H, G_B^H — нормативні складові ваг відповідно крана і вантажу, кН; h_k — висота центра ваги крана над площиною його опорного контуру, м; $h_{п.в}$ — висота точки підвішування вантажного поліспасти над площиною опорного контуру, м; I_k — момент інерції крана відносно ребра перекидання, $t \cdot m^2$ (для кранів, у яких $\frac{H_6}{B} \geq 3$, де H_6 — висота опорного

Таблиця 4.9. Коефіцієнт випадкових навантажень K_3

Вантажність, т	Нормативна складова ваги вантажу, кН	K_3 для груп класифікації крана		
		A1—A4	A5	>A5
До 1,5 включно	До 15 включно	0,06	0,08	0,1
1,5...10 включно	15...100 включно	0,05	0,06	0,07
Понад 10	Понад 10	0,04	0,05	0,06

Примітка. У разі роботи з грейфером коефіцієнт K_3 треба збільшити у 2 рази.

Таблиця 4.10. Періоди власних коливань

Найбільший вильот, м	Період власних коливань T_1 , с, для висоти розміщення опорного шарніра стріли над площиною фундаменту або верхньою горизонтальною зв'язкою, м									
	До 20				21—40				41—60	61—80
	з вантажністю, т, для найбільшого вильоту, м									
	1—5	6—10	11—20	21—30	1—5	6—10	11—20	21—30	1—10	1—10
10	1,5	1,6	1,7	1,9	1,7	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9
20	1,6	1,7	1,9	2,2	1,9	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1
30	1,7	1,9	2,2	2,5	2,2	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4
40	1,9	2,2	2,5	2,7	2,5	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7
50	2,2	2,5	2,7	2,9	2,7	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0
60	2,5	2,7	2,9	3,1	2,9	3,1	3,4	3,7	4,0	4,5

Примітка. Період власних коливань кранів без вантажу допускається приймати таким, що дорівнює 2/3 періоду власних коливань тих самих кранів з вантажем.

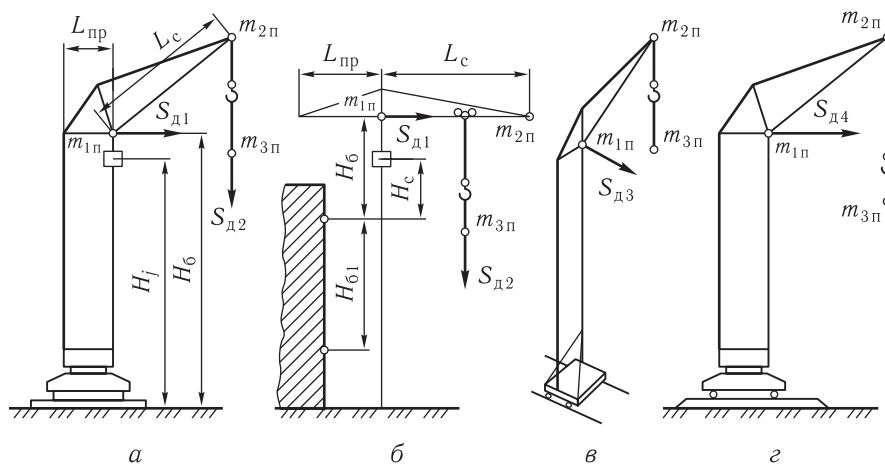


Рис. 4.2. Схеми прикладення навантажень

шарніра стріли над площиною опорного контуру, допускається I_K визначати відносно горизонтальної осі, яка перпендикулярна до площини підвішування стріли і проходить через геометричний центр площини опорного контуру).

Середньоквадратичне відхилення випадкової складової вітрової сили на вантаж (за стандартом — це динамічна складова сили, яка спричинена коливанням вантажу від пульсації вітру) беруть таким, що дорівнює 0,1 нормативної вітрової сили, що діє на вантаж.

Середньоквадратичні відхилення випадкових динамічних сил наведено на рис. 4.2: горизонтальної $S_{д1}$ і вертикальної $S_{д2}$ у разі роботи механізму підймання вантажу (рис. 4.2, а, б); із площини стріли $S_{д3}$, якщо працює механізм повертання крана (рис. 4.2, в); в площині стріли $S_{д4}$, якщо працює механізм пересування крана (рис. 4.2, г).

Сили $S_{д1}$, $S_{д3}$ і $S_{д4}$ беруть не меншими, ніж $a_1(m_{1зв} + m_{2зв})$, а $S_{д2}$ — не меншу, ніж $a_2m_{3зв}$, де $a_1 = 0,1 \text{ м/с}^2$, $a_2 = 0,5 \text{ м/с}^2$; $m_{1зв}$, $m_{2зв}$ і $m_{3зв}$ — маси частин крана, стріли і вантажу, кг, які зведені відповідно до точок 1; 2; 3 конструкції (рис. 4.2) і визначаються за формулою

$$m_{ізв} = \sum m_j \alpha_j, \quad (4.14)$$

де m_j — маса частин крана або вантажу, яка зосереджена в точці j , кг; α_j — коефіцієнт зведення маси m_j до точки i (табл. 4.11). У формулах табл. 4.11 позначено:

I_6 — момент інерції башти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, відносно осі, перпендикулярної до площини підвішування стріли, що проходить через точку перетину осі

Таблиця 4.11. Коефіцієнти зведення мас

Точка зведення	Частина крана	α_j
Опорний шарнір стріли	Башта Зосереджені маси, що розміщені на башті (кабіни, механізму тощо) Стріла, протизавагова консоль і частини, що розміщені на них	$I_B / (H_B^2 m_B)$ H_j / H_B^2 $1 - \frac{I_c + I_{п.к}}{(m_c + m_{п.к})L_c^2}$
Головка стріли	Стріла, протизавагова консоль і частини, що розміщені на них	$\frac{I_c + I_{п.к}}{(m_c + m_{п.к})L_c^2}$

башти з площиною опорного контуру для кранів, що стоять вільно, або з площиною верхньої опори кріплення до будови для приставних кранів (рис. 4.2); m_B — маса башти, кг; H_B — висота розміщення шарніра стріли, м, над площиною опорного контуру кранів, що стоять вільно, або над площиною верхньої опори кріплення до будови для приставних кранів, які обпираються на будову (рис. 4.2); I_c — момент інерції стріли і розміщених на ній частин відносно осі, перпендикулярної до площини підвішування стріли, що проходить через опорний шарнір стріли, кг · м²; $I_{п.к}$ — момент інерції протизавагової консолі й розміщених на ній частин відносно осі, перпендикулярної до площини підвішування, що проходить через опорний шарнір консолі, кг · м²; m_c — маса стріли, кг; $m_{п.к}$ — маса протизавагової консолі та інших частин, що розміщені на ній, кг; H_j — висота зосередженої маси, м, розміщеної на башті, над площиною опорного контуру кранів, що стоять вільно, або над площиною верхньої опори кріплення до будови для приставних кранів (рис. 4.2); L_c — довжина стріли, м.

4.3 РОЗРАХУНОК ПЕРЕСУВНОГО БАШТОВОГО КРАНА, ЩО СТОІТЬ ВІЛЬНО, З ПІДІЙМАЛЬНОЮ СТІЛОЮ

Вихідні дані: максимальна вантажність (при мінімальному вильоті) $m_B = 10$ т, максимальний виліт $L_{\max} = 22$ м, висота підняття вантажу (при максимальному вильоті) $h = 40$ м, режим роботи — 4-ї групи (середній). Геометричні й масові характеристики крана визначаємо за табл. 4.1 і 4.2.

Розмір поперечного перерізу башти (сторона квадрата)

$$a_B = (0,9 \dots 1,1) \frac{40}{20} = 2 \text{ м.}$$

Розмір поперечного перерізу стріли (сторона прямокутника)

$$c_c = (0,9...1,1) \frac{22}{23} = 1 \text{ м.}$$

У площині підвішування стріли беремо $c_c = 1,3$ м, з площини підвішування $c_c = 1$ м.

Висота головки рейки до шарніра п'яти стріли

$$h = H = 40 \text{ м.}$$

Висота головки башти (від центра п'яти стріли до центра верхніх блоків)

$$h_{\text{гол}} = (0,8...1,2) \frac{22}{3,6} = 6 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання крана до осі башти

$$x_6 = (1,1...1,2) \frac{2}{2} = 1,1 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання башти до осі п'яти стріли

$$x_0 = \frac{2}{2} + 0,2 = 1,2 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання крана до п'яти стріли

$$r = x_6 + x_0 = 1,1 + 1,2 = 2,3 \text{ м.}$$

Довжина розпірки (підстрілка) від осі обертання крана до осі блока

$$L_p = (0,11...0,16) \cdot 40 = 4,5 \text{ м.}$$

Колія і база ходової частини крана

$$K = B = (0,95...1,05) \frac{40}{6} = 6 \text{ м.}$$

Кут нахилу стріли до горизонту: $\beta = 15^\circ$ при L_{max} , 70° — при L_{min} .
Розрахункова довжина стріли

$$L_c = \frac{22 - 1,1 - 1,2}{0,966} = 20,4 \text{ м.}$$

Орієнтовний діаметр опорно-поворотного круга

$$D_{\text{о.кр}} \approx (1,45...1,55) \cdot 2 \approx 2,9 \text{ м.}$$

Ширину поворотної платформи беремо $B_1 = 3,1$ м.

Радіус хвостової частини поворотної платформи

$$R = (1,1...1,2) \cdot 4,5 = 5 \text{ м.}$$

Загальна маса крана

$$m_k = 0,031 \cdot 1600 \sqrt[3]{\frac{40}{10}} = 80 \text{ т,}$$

де вантажний момент $M_G = G_i L_i = 100 \cdot 16 = 80 \cdot 20 = 1600 \text{ кН} \cdot \text{м}$ вага вантажу — в кілоньютонах. Вантажний момент беремо при максимальній вантажності й вильоті 0,5...0,6 максимального вильоту.

Значення мас:

металоконструкції

$$m_{м.к} = 0,41 \cdot 80 = 32,8 \text{ т;}$$

механізмів і електрообладнання

$$m_{мех} = 0,25 \cdot 80 = 20 \text{ т;}$$

баласту

$$m_{бал} = 0,34 \cdot 80 = 27,2 \text{ т;}$$

стріли

$$m_c = 0,035 \cdot 80 = 2,8 \text{ т;}$$

башти

$$m_б = 0,13 \cdot 80 = 10,4 \text{ т;}$$

поворотної платформи

$$m_{п.п} = 0,1 \cdot 80 = 8 \text{ т;}$$

неповоротної рами

$$m_{н.р} = 0,145 \cdot 80 = 11,6 \text{ т;}$$

механізму підіймання вантажу

$$m_{в.м} = 0,04 \cdot 80 = 3,2 \text{ т;}$$

механізму змінення вильоту

$$m_{з.в} = 0,04 \cdot 80 = 3,2 \text{ т;}$$

механізму повертання крана

$$m_{о.м} = 0,03 \cdot 80 = 2,4 \text{ т;}$$

механізму пересування крана

$$m_{п.м} = 0,04 \cdot 80 = 3,2 \text{ т;}$$

вантажного поліспасти і гакової підвіски

$$m_{п.в} = 0,005 \cdot 80 = 0,4 \text{ т;}$$

стрілопідіймального поліспасти

$$m_{п.с} = 0,005 \cdot 80 = 0,4 \text{ т;}$$

ходових візків і коліс (чотири комплекти)

$$m_{х.в} = 0,07 \cdot 80 = 5,6 \text{ т};$$

кабіни керування

$$m_{кб} = 0,02 \cdot 80 = 1,6 \text{ т}.$$

Визначаємо швидкості робочих рухів, якщо вони не задані.

Швидкість підймання вантажу беремо $v = 20 \dots 40$ м/хв. Орієнтовно для висотних кранів

$$v = \frac{H \left(1 + \frac{1}{\beta} \right) + 3}{1,09 \sqrt{M_B} - 1,1},$$

де H — висота підняття вантажу, м; $\beta = v_{\max} / v_{\min}$ — коефіцієнт оптимальних швидкостей, v_{\max} — максимальна швидкість опускання гака без вантажу; $v_{\min} = v_H$ — швидкість підймання вантажу номінальна; m_B — маса вантажу, т. Для розрахунку беремо швидкість $v = 0,333$ м/с.

Швидкість пересування крана рекомендується така: для кранів з балковою стрілою $v_k = 20 \dots 40$ м/хв, з підймальними стрілами — 36...40, базових моделей $v_k = 10 \dots 40$ м/хв. Беремо швидкість пересування крана $v_k = 0,2$ м/с.

Частота обертання крана з вантажним моментом не більше ніж 2500 кН · м

$$\begin{aligned} n_k &= 1,33 - 0,52 \cdot 10^{-3} M_B + 0,83 \cdot 10^{-7} M_B^2 = \\ &= 1,33 - 0,52 \cdot 10^{-3} \cdot 1600 + 0,83 \cdot 10^{-7} \cdot 1600 = 0,71 \text{ об/хв.} \end{aligned}$$

Беремо $n_k = 0,7$ об/хв.

Орієнтовно максимальна швидкість горизонтального ходу вантажу під час змінення вильоту

$$v_{\max} = 10 + 0,8 L_{\text{роб}} = 10 + 0,8 \cdot 12 = 19,6 \text{ м/хв},$$

де $L_{\text{роб}} = L_{\max} - L_{\min} = 22 - 10 = 12$ м — робоча довжина стріли; $L_{\min} = 10$ м — мінімальний виліт.

Середня швидкість горизонтального ходу вантажу

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_{\max}}{2} = \frac{19,6}{2} = 9,8 \text{ м/хв}.$$

4.4 РОЗРАХУНОК ВАНТАЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРАНА

Вантажна характеристика — це закономірність залежності вантажності від змінення вильоту стріли крана. При цьому, як правило, вантажний момент залишається сталим.

Вихідні дані: вантажний момент $M_G = 1600$ кН · м. Геометричні і вагові параметри беремо з попереднього розрахунку.

Після компоновальної проробки конструкції крана за геометричними і ваговими параметрами, а також за аналогією з існуючими кранами визначаємо координати центра ваги крана (рис. 4.3). Кран встановлений на горизонтальній площині, стріла максимально опущена.

Відстань від осі обертання крана до центра ваги (горизонтальна координата)

$$c_k = \frac{\sum G_i l_i}{G_k} = \frac{G_c c_1 + G_{п.в} L + (G_б + G_{кб}) a_3 - G_{п.п} a_1 - G_{бал} a_2}{G_k} =$$

$$= \frac{28 \cdot 12,15 + 4 \cdot 22 + (104 + 16) \cdot 1,1 - 172 \cdot 2 - 272 \cdot 3,5}{800} = -0,9 \text{ м,}$$

де G_c , $G_{п.в}$, $G_б$, $G_{кб}$, $G_{п.п}$, $G_{бал}$ — ваги відповідно стріли, вантажного поліспада, башти, кабіни, поворотної платформи, на якій рівномірно розподілені маси самої платформи, механізмів вантажопідіймального, стрілового, повертального та стрілопідіймального поліспада, баласту, кН;

$c_1 = r + \frac{L_c}{2} \cos \beta_{\min} = 2,3 + \frac{20,4}{2} \cos 15^\circ = 12,15$ м; β_{\min} — найменший кут підняття стріли; $a_1 = 2$ м, $a_2 = 3,5$ м, $a_3 = 1,1$ м — взяті конструктивно за радіусом хвостової частини поворотної платформи ($R = 5$ м).

Знак мінус у значенні c_k означає, що центр ваги зміщений вліво від осі обертання крана.

Відстань від площини, яка проходить через опорний контур, до центра ваги крана

$$h_0 = \frac{\sum G_i h_i}{G_k} = \frac{(G_c + G_{п.в}) h + (G_б + G_{п.с}) h_2 + G_{кб} (h - 1,5) + G_{п.п} h_4 + (G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м}) (h_4 + 1) + G_{бал} h_3 + (G_{н.р} + G_{х.в} + G_{п.м}) h_1}{G_k} =$$

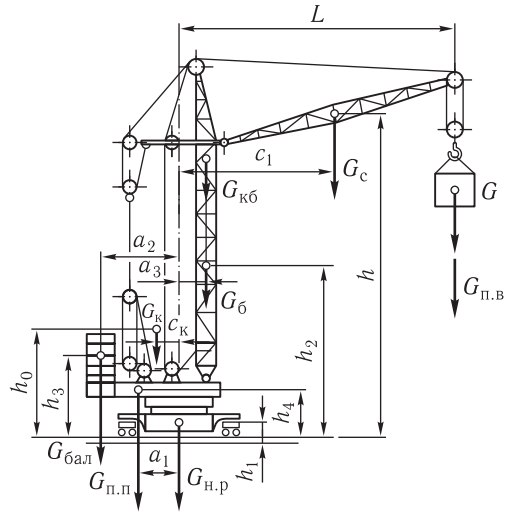
$$= \frac{(28 + 4) \cdot 40 + (104 + 4) \cdot 19 + 16(40 - 1,5) + 80 \cdot 2}{800} +$$

$$+ \frac{(32 + 32 + 24)(2 + 1) + 272 \cdot 4 + (116 + 56 + 32) \cdot 1}{800} = 7,08 \text{ м,}$$

Рис. 4.3. Схема для визначення координат центра ваги крана

де $G_{п.с}$, $G_{с.м}$, $G_{в.м}$, $G_{о.м}$, $G_{н.р}$, $G_{х.в}$, $G_{п.м}$ — ваги відповідно стрілопідіймального поліспаста, механізмів стрілового, вантажного, поворотного, неповоротної рами, ходових візків, пересувного механізму, кН; $h = 40$ м; $h_1 = 1$ м, $h_2 = 19$ м, $h_3 = 4$ м, $h_4 = 1$ м — відповідні відстані (висоти).

Аналогічно визначаємо координати центра ваги крана для розрахункового положення при вильоті стріли 16 м від осі обертання, що відповідає куту встановлення стріли $\beta = 48^\circ$, при якому зберігається максимальна вантажність:



$$c_k = \frac{G_c c_1 + G_{п.в} L + (G_{б} + G_{крб}) a_3 - (G_{п.п} + G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м} + G_{п.с}) a_1 - G_{бал} a_2}{G_k} =$$

$$= \frac{28 \cdot 9,13 + 4 \cdot 15,97 + (104 + 16) 1,1 - (80 + 32 + 32 + 24 + 4) 2 - 272 \cdot 3,5}{800} = -1,09 \text{ м,}$$

де додатково

$$c_1 = \frac{L_c}{2} \cos 48^\circ + r = \frac{20,4}{2} 0,67 + 2,3 = 9,13 \text{ м;}$$

$$L = L_c \cos 48^\circ + r = 20,4 \cdot 0,67 + 2,3 = 15,97 \text{ м;}$$

$$h_0 = \frac{G_c \left(h + \frac{L_c}{2} \sin \beta \right) + G_{п.в} (h + L_c \sin \beta) + (G_{б} + G_{п.в}) h_2 + G_{крб} (h - 1,5)}{G_k} +$$

$$+ \frac{G_{п.п} h_4 + (G_{с.м} + G_{в.м} + G_{о.м}) (h_4 + 1) + G_{бал} h_3 + (G_{н.р} + G_{х.в} + G_{п.м}) h_1}{G_k} =$$

$$= \frac{28 \left(40 + \frac{20,4}{2} \sin 48^\circ \right) + 4 (40 + 20,4 \sin 48^\circ) + (104 + 4) 19 + 16 (40 - 1,5)}{800} +$$

$$\rightarrow \frac{+ 80 \cdot 2 + (32 + 32 + 24) (2 + 1) + 272 \cdot 4 + (116 + 56 + 32) 1}{800} = 7,42 \text{ м.}$$

Аналогічно при куті підняття стріли $\beta_{\max} = 70^\circ$ мінімальний виліт

$$L_{\min} = L_c \cos \beta_{\max} + r = 20,4 \cdot 0,34 + 2,3 = 9,24 \text{ м.}$$

Отже, координати центра ваги: $c_k = -1,24 \text{ м}$; $h_0 = 7,51 \text{ м}$.

Визначаємо утримувальний момент від перекидання, якщо кран розміщено на уклоні:

$$M_{\text{утр}} = G_k [(b + c_k) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha], \quad (4.15)$$

де $b = B/2$ — половина бази крана.

Для максимального вильоту

$$M_{\text{утр}} = 800[(3 + 0,9) \cdot 0,999 - 7,08 \cdot 0,0124] = 3049 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де α беремо з пп. 4.1.3:

$$\alpha = \left(\frac{0,05}{B} + 0,004 \right) \cdot 57,29^\circ = \left(\frac{0,05}{6} + 0,004 \right) \cdot 57,29^\circ = 0,71^\circ.$$

Якщо кут підняття стріли $\beta = 48^\circ$, то

$$M_{\text{утр}} = 800[(3 + 1,09) \cdot 0,999 - 7,42 \cdot 0,00124] = 3264 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

якщо $\beta_{\max} = 70^\circ$, то

$$M_{\text{утр}} = 800[(3 + 1,24) \cdot 0,999 - 7,51 \cdot 0,483] = 3384 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Ураховуючи те, що значення утримувальних моментів для різних положень крана в 1,5...2 рази більші за максимальний вантажний момент, вважаємо, що геометричні й масові характеристики крана і їхні комбінації на заданому етапі розрахунку задовольняють умову стійкості. Якщо це співвідношення буде меншим, то треба збільшити утримувальний момент, змінивши геометричне розміщення мас крана.

Визначаємо орієнтовно вантажну характеристику, виходячи зі сталості вантажного моменту,

$$m_{G_i} = \frac{M_G}{9,81L_i}, \quad (4.16)$$

а також розраховуємо висотну характеристику залежно від висоти головки стріли

$$H_i = h + L_c \sin \beta.$$

Розрахована вантажно-висотна характеристика крана для $M_G = 1600 \text{ кН} \cdot \text{м}$:

$L, \text{ м}$	22	21	20	19	18	17	16	15...9,24
$m_G, \text{ т}$	7,27	7,6	8	8,24	8,9	9,4	10	10 на всіх вильотах
$H, \text{ м}$	45,3	48,2	50,1	51,6	53,1	54,1	55,1	55,9...59,2

Остаточно вантажності для кожного вильоту уточнюються після розрахунків усіх механізмів з урахуванням стійкості крана, стріли, а також міцності усіх елементів складальних одиниць та їхніх деталей.

У баштових кранах, як правило, при малих вильотах вантажність призначають постійною, хоча за стійкістю можна було б призначити більшу. Таке обмеження пов'язане з міцністю деталей і елементів.

4.5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ

Вихідні дані: нормативна вантажність $m_B^H = 10$ т, швидкість підймання $v = 0,333$ м/с, висота підняття $h_{\max} = 60$ м при мінімальному вильоті, режим роботи — 4-ї групи (середній), ТВ = 25 %.

За аналогією з існуючими підймальними механізмами конструктивно вибираємо механізм, що складається з електродвигуна 1, редуктора 2, гальма 3, барабана 4 і поліспасти 5 (рис. 4.4).

Згідно з табл. 4.3 і 4.4 механізм підймання вантажу треба розраховувати на дію нормативної $G^H = 100$ кН та випадкової складових. Останню визначають за формулою (4.11):

$$S_G = K_3 G^H = 0,06 \cdot 100 = 6 \text{ кН},$$

де K_3 — за даними табл. 4.9. Тоді розрахункова вага вантажу

$$G = G^H + S_G = 100 + 6 = 106 \text{ кН}.$$

Розрахунок і вибір каната й барабана. За даними табл. 2.1 вибираємо простий поліспаст кратністю $u = 4$ (рис. 4.4).

ККД поліспасти

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \eta_{\text{бл}}}{(1 - \eta_{\text{бл}}) u} = \frac{(1 - 0,98^4) \cdot 0,98}{(1 - 0,98) \cdot 4} = 0,95. \quad (4.17)$$

Загальний ККД канатно-блокової системи (з урахуванням відхильного блока)

$$\eta_3 = \eta_{\Pi} \eta_{\text{бл}} = 0,95 \cdot 0,98 = 0,93.$$

Максимальне зусилля у вітці каната, що намотується на барабан,

$$F_{\max} = \frac{G}{z \eta_3} = \frac{106\,000}{4 \cdot 0,93} = 28\,495 \text{ Н},$$

де $z = 4$ — кількість віток поліспасти.

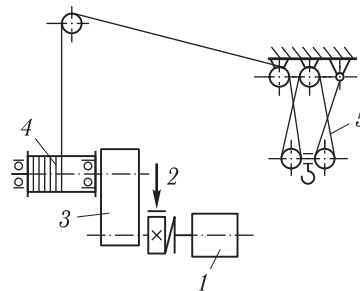


Рис. 4.4. Схема підймального механізму крана

Розривна сила [32]

$$F_p \geq F_{\max} n_k = 28\,495 \cdot 5,5 = 156\,723 \text{ Н},$$

де $n_k = 5,5$ (див. табл. 2.2).

Вибираємо канат 17,5-Г-1-Н-1670 конструкції 6×25 з органічним осердям; діаметр каната 17,5 мм, розривне зусилля $F_p = 163\,500 \text{ Н}$, границя міцності 1670 МПа за стандартом (дод. І).

Мінімальний діаметр барабана по центру витків каната

$$D \geq ed = 18 \cdot 17,5 = 315 \text{ мм},$$

де $e = 18$ (табл. 2.3).

Мінімальний діаметр блоків

$$D_{\text{бл}} = ed = 20 \cdot 17,5 = 350 \text{ мм},$$

де $e = 20$ (табл. 2.3).

Вибираємо конструктивний діаметр барабана та блоків $D_k = 400 \text{ мм}$. З урахуванням намотаного каната $D = 417,5 \text{ мм}$.

Робоча довжина каната, намотаного на барабан, при підйманні на мінімальному вильоті

$$l_p = h_{\max} u = 60 \cdot 4 = 240 \text{ м}.$$

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{l_p}{\pi D} = \frac{240}{3,14 \cdot 0,4175} = 183,$$

загальна кількість їх

$$z_3 = z_p + z_{3п} + z_{3.к} = 183 + 2 + 5 = 190,$$

де $z_{3п} = 2$ — мінімальна кількість запасних витків (беремо 1,5...2,0); $z_{3.к} = 5$ — мінімальна кількість витків на закріплення каната (три витки) з урахуванням ділянок з двох сторін барабана на виходи різця при виготовленні нарізки.

Необхідна довжина барабана при одношаровій намотці каната

$$L_6 = z_3 t = 190 \cdot 20 = 3800 \text{ мм},$$

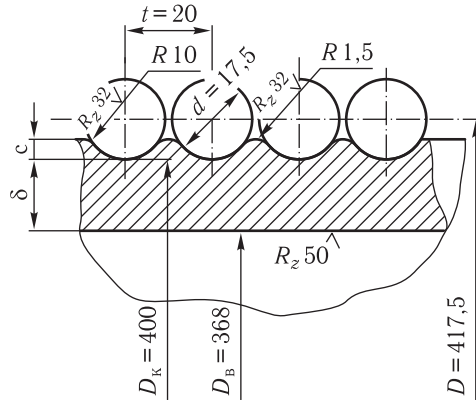
де $t = d + (2...3) = 20 \text{ мм}$ — крок каната для барабана з нарізкою (рис. 4.5); $t = d$ — для барабана без нарізки.

Оскільки конструктивно буде важко виконати механізм з таким барабаном, вибираємо намотку в три шари. Орієнтовно кількість витків у кожному шарі беремо однаковим ($z_1 = z_2 = z_3 = 57$) і визначаємо канато-

Рис. 4.5. Профіль канавок та розміри барабана

ємність барабана

$$\begin{aligned}
 l_k &= \pi D z_1 + \pi (D + 2d) z_2 + \\
 &+ \pi (D + 4d) z_3 = 3,14 \cdot 0,4175 \cdot 57 + \\
 &+ 3,14 (0,4175 + 2 \cdot 0,0175) \cdot 57 + \\
 &+ 3,14 (0,4175 + 4 \cdot 0,0175) \cdot 57 = \\
 &= 243 \text{ м.}
 \end{aligned}$$



Довжина барабана у разі тришарової намотки

$$L_1 = 57 \cdot 0,0175 = 1,0 \text{ м.}$$

Для багатошарової намотки канат закріплюють на торцевому диску барабана з виводом його крізь отвір. Тоді розрахунковий діаметр барабана збільшиться на два діаметри каната і становитиме

$$D_6 = 417,5 + 2 \cdot 17,5 = 452,5 \text{ мм.}$$

Розрахунок і вибір електродвигуна і редуктора. Статична потужність електродвигуна при підйманні номінального вантажу

$$P_p = \frac{Gv}{\eta_m} = \frac{106 \cdot 0,333}{0,85} = 41,53 \text{ кВт,}$$

де $G = 106 \text{ кН}$, $v = 0,333 \text{ м/с}$; $\eta_m = 0,85$ (дод. XXXI).

Вибираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 412-6 з фазовим ротором, потужність двигуна $P = 36 \text{ кВт}$, частота обертання $n = 965 \text{ об/хв}$ ($\omega = 101 \text{ рад/с}$), режим роботи — 4-ї групи, ТВ = 25 %, момент інерції ротора $I_p = 0,688 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, максимальний момент $M_{\max} = 950 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. XXXII).

Швидкість намотування каната на барабан

$$v_k = v_i = 0,333 \cdot 4 = 1,33 \text{ м/с.}$$

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60v_k}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,4525} = 56,14 \text{ об/хв.}$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{965}{56,14} = 17,19.$$

За каталогом вибираємо редуктор типу Ц2-350-16,3-4М (дод. XXXIX—XL) для режиму роботи 4-ї групи при частоті обертання вхідного вала 1000 об/хв з передатним числом $u_p = 16,3$ для потужності 37,1 кВт. Тоді фактична швидкість підймання

$$v_{\phi} = 0,333 \frac{17,19}{16,3} = 0,35 \text{ м/с.}$$

Перевірка електродвигуна на тривалість пуску. Середня тривалість пуску при підйманні номінального вантажу

$$t_{\pi} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{п.ср} - M_{ст}}, \quad (4.18)$$

де $I_{зв}$ — зведений до вала двигуна момент інерції підймального механізму під час пуску та гальмування при підйманні

$$\begin{aligned} I_{зв} &= \delta(I_p + I_M) + \frac{m_B R_6^2}{u^2 u_p^2 \eta_M} = \\ &= 1,2(0,688 + 0,4625) + \frac{10\,600 \cdot 0,2263^2}{4^2 \cdot 16,3^2 \cdot 0,85} = 1,541 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

$\delta = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт, який урахує моменти інерції мас на інших валах приводу (редуктора, барабана); $I_M = 0,4625 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (дод. XLV) — момент інерції муфти з гальмовим шківом, що з'єднує вал двигуна з редуктором; $M_{п.ср}$ — середній пусковий момент:

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_H}{2} = \frac{950 + 1,1 \cdot 356}{2} = 671 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_H = \frac{P}{\omega} = \frac{36 \cdot 10^3}{101} = 356 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — номінальний момент електродвигуна;

$$M_{ст} = \frac{GD_6}{2uu_p \eta_M} = \frac{106\,000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 4 \cdot 16,3 \cdot 0,85} = 433 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$t_{\pi} = \frac{1,541 \cdot 101}{671 - 433} = 0,65 \text{ с.}$$

Середнє прискорення вантажу

$$a_{ср} = \frac{0,35}{0,65} = 0,54 \text{ м/с}^2.$$

Кран з таким прискоренням (див. пп. 2.2.9) можна використовувати як рейферний та для перевантаження масових вантажів. Допустиме прискорення для монтажних кранів $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$. Тривалість пуску при

цьому

$$t_{\text{п}} = \frac{u_{\phi}}{[a_{\text{п}}]} = \frac{0,35}{0,1} = 3,5 \text{ с.}$$

Необхідний середній пусковий момент

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{t_{\text{п}}} + M_{\text{ст.п}} = \frac{1,541 \cdot 101}{3,5} + 433 = 477 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Щоб забезпечити розрахункові значення пускових моментів при підйманні та опусканні вантажів, розраховують набір дискретних електричних опорів для кола фазового ротора і проектують систему керування.

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова (4.2) правильності вибору електродвигуна

$$\psi M^{\text{H}} \leq m_0 M^{\text{P}},$$

де $\psi = 1,5$ — коефіцієнт перевантаження (див. табл. 4.5); M^{H} — момент на валу двигуна від нормативних складових навантаження:

$$M^{\text{H}} = \frac{G^{\text{H}} D_{\delta}}{2 \mu_{\text{п}} \eta_{\text{M}}} = \frac{100\,000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 4 \cdot 16,3 \cdot 0,85} = 408 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$G^{\text{H}} = 100\,000 \text{ Н}$ — нормативна вага вантажу; $m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ — коефіцієнт умов експлуатації; $m_1 = 0,95$ — коефіцієнт відповідальності для II класу відповідальності елемента (див. табл. 4.7); $m_2 = 0,8$ — коефіцієнт, що враховує умови експлуатації (див. табл. 4.8); $M^{\text{P}} = M_{\text{max}} = 950 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — максимальний момент електродвигуна. Тоді $1,5 \cdot 408 \leq 0,76 \cdot 950$. Отже, вибраний електродвигун задовольняє перевірку на пусковий момент.

Визначення гальмівного моменту і вибір гальма для підйимального механізму.

Гальмівний момент

$$M_{\text{Г}} = k_{\text{Г}} M_{\text{ст.Г}} = 1,75 \cdot 313 = 548 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.19)$$

де $k_{\text{Г}} = 1,75$ (табл. 2.4) — коефіцієнт запасу гальмування; $M_{\text{ст.Г}}$ — статичний гальмівний момент:

$$M_{\text{ст.Г}} = \frac{G D_{\delta} \eta_{\text{M}}}{2 \mu_{\text{п}}} = \frac{106\,000 \cdot 0,4525 \cdot 0,85}{2 \cdot 4 \cdot 16,3} = 313 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

За каталогом (дод. XLVIII) вибираємо двоколодове гальмо ТКТГ-300 м з електрогідроприводом, з максимальним гальмівним моментом $M_{\text{Г}} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і регулюємо на розрахунковий гальмівний момент, змінюючи довжину робочої пружини.

Тривалість гальмування при опусканні вантажу

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв.}\Gamma} \omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma}} = \frac{1,5 \cdot 101}{548 - 313} = 0,64 \text{ с}, \quad (4.20)$$

де $I_{\text{зв.}\Gamma}$ — зведений до вала електродвигуна момент інерції підйимального механізму в період гальмування при опусканні вантажу:

$$\begin{aligned} I_{\text{зв.}\Gamma} &= \delta(I_{\text{п}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{в}} R_{\text{б}}^2 \eta_{\text{п}}}{u^2 u_{\text{п}}^2} = \\ &= 1,2(0,688 + 0,4625) + \frac{10 \cdot 600 \cdot 0,2263^2 \cdot 0,85}{4^2 \cdot 16,3^2} = 1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Позначення до формули наводилися раніше.

Умова (4.2) правильності вибору гальма

$$\psi M^{\text{н}} \leq m_0 M^{\text{п}},$$

де ψ — коефіцієнт перевантаження (див. табл. 4.5):

$$\psi = 1 + K_1 K_2;$$

$K_1 = 5$ (див. табл. 4.6) для II класу відповідальності крана і II класу відповідальності деталі; $K_2 = \frac{S_G}{G^{\text{н}}} = \frac{6000}{100 \cdot 000} = 0,06$ — коефіцієнт змінності, як відношення зусиль від середнього квадратичного відхилення випадкової складової ($S_G = 6000 \text{ Н}$) до зусилля від нормативних складових ($G^{\text{н}} = 100 \cdot 000 \text{ Н}$), отже, $\psi = 1 + 5 \cdot 0,06 = 1,3$; $M^{\text{н}} = 408 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — момент на валу електродвигуна від нормативних складових навантажень; $M^{\text{п}} = M_{\Gamma} = 548 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m_0 = 1$ (формули (4.19) і (4.8)). Тоді після підстановки в умову (4.2) отримаємо $1,3 \cdot 408 \leq 1 \cdot 548$.

Таким чином, вибране гальмо задовольняє умову (4.2).

Після гальмування електродвигуном та фактичного зупинення механізму вмикаються гальма.

4.6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВЕРТАННЯ

Вихідні дані: кран установлений на відкритому майданчику, механізм повертання з цівковим зачепленням і планетарним редуктором, опорно-поворотний пристрій — роликівий однорядний, режим роботи — 4-ї групи (середній), ТВ = 25 %. Вантажний момент $M_G = 1600 \text{ кН} \cdot \text{м}$, частота обертання крана $n_{\text{к}} = 0,7 \text{ об/хв}$ ($\omega = 0,073 \text{ рад/с}$). Максимальний виліт $L = 22 \text{ м}$. Масові й геометричні параметри наведено на рис. 4.3.

Визначаємо найбільший момент від нормативних складових навантажень, які діють на опорно-поворотний круг відносно осі (при максимальному вильоті), що проходить через центр круга нормально до площини підвішування (див. рис. 4.3):

$$\begin{aligned} M_{\text{кр}} &= GL + G_c c_1 + G_{\text{п.в}} L + (G_6 + G_{\text{кб}}) a_3 - G_{\text{п.п}} a_1 - G_{\text{бал}} a_2 = \\ &= 72,7 \cdot 22 + 28 \cdot 12,15 + 4 \cdot 22 + (104 + 16) \cdot 1,1 - \\ &\quad - 172 \cdot 2 - 272 \cdot 3,5 = 864 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (4.21)$$

де G , G_c , $G_{\text{п.в}}$, G_6 , $G_{\text{кб}}$, $G_{\text{п.п}}$, $G_{\text{бал}}$ — ваги відповідно вантажу, стріли, вантажного поліспасти, башти, кабіни, поворотної платформи, баласта; L — див. п. 4.4; $c_1 = \frac{L_c}{2} + r$ — див. рис. 4.3. Орієнтовно значення моменту відповідає половині розрахункового вантажного моменту.

Визначаємо загальне вертикальне навантаження на опорний круг (для максимальної вантажності)

$$\begin{aligned} F_V &= G + G_c + G_{\text{п.в}} + G_6 + G_{\text{кб}} + G_{\text{п.п}} + G_{\text{бал}} = \\ &= 100 + 28 + 4 + 104 + 16 + 172 + 272 = 696 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Для значень $M_{\text{кр}} = 864 \text{ кН} \cdot \text{м}$ і $F_V = 696 \text{ кН}$ вибираємо роликовий опорно-поворотний пристрій № 6 діаметром $D = 1900 \text{ мм}$. Визначаємо момент опору обертанню опорно-поворотного пристрою від сил тертя.

За стандартом $M_{\text{с.кр}}$, $\text{кН} \cdot \text{м}$, визначають за формулами:

$$\begin{aligned} \text{для } \frac{M_{\text{кр}}}{F_V} \leq \frac{r_{\text{кр}}}{2} \\ M_{\text{с.кр}} &= f \frac{F_V r_{\text{кр}}}{\sin \gamma}; \end{aligned} \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} \text{для } \frac{M_{\text{кр}}}{F_V} > \frac{r_{\text{кр}}}{2} \\ M_{\text{с.кр}} &= \frac{f}{\sin \gamma} \left[F_V r_{\text{кр}} + \delta \left(\frac{F_V r_{\text{кр}}}{2} \right) \right], \end{aligned} \quad (4.24)$$

де f — зведений коефіцієнт опору: $f = 0,012$ для роликових і $0,01$ — для шарикових кругів; $r_{\text{кр}}$ — середній радіус опорного круга по доріжці кочення, м; γ — кут нахилу до горизонталі сил, що діють на ролики або шарики опорного круга, рад; $\delta = 1,3 \dots 3 \cdot 10^{-4} F_V$ — коефіцієнт перерозподілу навантажень.

Визначаємо відношення

$$\frac{M_{\text{кр}}}{F_V} = \frac{864}{696} = 1,24 \text{ м} > \frac{r_{\text{кр}}}{2} = 0,43 \text{ м},$$

де $r_{кр} = \frac{D_4}{2} = \frac{1,72}{2} = 0,86$ м; $D_4 = 1,72$ м — середній діаметр опорно-поворотного пристрою. Тоді

$$M_{с.кр} = \frac{0,012}{\sin 45^\circ} \times \left[696 \cdot 0,86 + \left(1,3 \dots 3 \cdot 10^{-4} \cdot 696 \right) \left(864 - \frac{696 \cdot 0,86}{2} \right) \right] = 20,18 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо статичний момент опору повертанню крана

$$M_{ст} = M_{с.кр} + M_{в} + M_{\beta} + M_{д}, \quad (4.25)$$

де $M_{с.кр} = 20,18$ кН·м — див. вище; $M_{в}$ — момент від сил вітру; M_{β} — момент сил від нахилу крана; $M_{д}$ — момент від середнього квадратичного відхилення випадкових складових динамічного навантаження.

Момент від сил вітру

$$M_{в} = M_{в.к} + M_{в.в}.$$

Момент від сил вітру, що діють на кран (рис. 4.3), визначається як сума добутків сил, що діють на елементи крана, на відповідні розміри їх відносно осі обертання:

$$M_{в.к} = F_{с}c_1 + F_{\delta}a_3 - F_{бал}a_2 - F_{п}a_1, \quad (4.26)$$

де $c_1 = \frac{L_c}{2} + r$.

Сила вітру на елементи крана (див. п.п. 1.3; 4.3 та 4.4):
на стрілу

$$F_{с} = A_{с}qkc\psi = 7,956 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2,61 \text{ кН},$$

де $A_{с} = L_c c_c \varphi_c = 20,4 \cdot 1,3 \cdot 0,3 = 7,956 \text{ м}^2$ — тіньова площа стріли; $L_c = 20,4$ м, $c_c = 1,3$ м — довжина і висота вертикальної грані стріли (див. п. 4.3); φ_c — коефіцієнт заповнення: для ґратчастих конструкцій $\varphi_c = 0,1 \dots 0,5$, для суцільних $\varphi_c = 1$; k, c, ψ — див. (3.11), (3.12);

на башту

$$F_{\delta} = A_{\delta}qkc\psi = 26,4 \cdot 125 \cdot 1,55 \cdot 1,5 \cdot 1 = 7,67 \text{ кН},$$

де $A_{\delta} = H_{\delta} a_{\delta} \varphi_{\delta} = 44 \cdot 2 \cdot 0,3 = 26,4$ м; $H_{\delta} = h + h_{гол} - h_4 = 40 + 6 - 2 = 44$ м (див. рис. 4.3);

на поворотну платформу

$$F_{п.п} = A_{п.п}qkc\psi = 4 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,6 \text{ кН},$$

де

$$A_{\text{п.п}} = \left(R - \frac{a_6}{2} \right) h_{\text{п.п}} \varphi_{\text{п.п}} = \left(5 - \frac{2}{2} \right) \cdot 1 \cdot 1 = 4 \text{ м}^2;$$

$R = 5 \text{ м}$ — радіус хвостової частини; $a_6 = 2 \text{ м}$ — розмір поперечного перерізу башти; $h_{\text{п.п}}$ — висота поворотної платформи з механізмами (беремо 1 м); $\varphi_{\text{п.п}} = 1$ — коефіцієнт заповнення;
на баласт

$$F_{\text{бал}} = A_{\text{бал}} q k c \psi = 3,875 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,58 \text{ кН},$$

де $A_{\text{бал}} = bh = 1,55 \cdot 2,5 = 3,875 \text{ м}^2$; h — висота баласту (беремо $2,5 \text{ м}$); b — ширина баласту: визначаємо як одну з граней паралелепіпеда $h \times b \times B_1 = 2,5 \times 1,55 \times 3,1 = 12 \text{ м}^3$ масою $m_{\text{бал}} = V_{\text{бал}} \rho_V = 27,2 \text{ т}$ та об'ємною густиною $\rho_V = 1,8 \dots 2,4 \text{ т/м}^3$; $B_1 = 3,1 \text{ м}$ — ширина поворотної платформи (визначена раніше).

Тоді момент від сил вітру, що діють на кран,

$$M_{\text{в.к}} = 2,61 \cdot 12,15 + 7,67 \cdot 1,1 - 0,6 \cdot 2 - 0,58 \cdot 3,5 = 37,83 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент від сил вітру, що діють на вантаж (L — див. п. 4.4),

$$M_{\text{в.в}} = A_{\text{в}} q k c L = 10 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 \cdot 22 = 57,75 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Середнє квадратичне відхилення вітрового навантаження (динамічна складова, спричинена коливанням крана від пульсації вітру, — див. формулу (4.12))

$$S_{\text{в}} = m_{\text{п}} k_{\text{д}} F^{\text{н}},$$

де $F^{\text{н}}$ — нормативні складові вітрового навантаження на стрілу, башту, поворотну платформу та баласт відповідно $2,61$; $7,67$; $0,6$; $0,58 \text{ кН}$; $m_{\text{п}}$ — коефіцієнти пульсації (див. п. 4.2) відповідно $0,1$; $0,11$; $0,12$; $0,12$; $k_{\text{д}} = 2,3$ — коефіцієнт динамічності, який беремо за п. 4.2 залежно від періоду T_1 або визначаємо за формулою (4.13)

$$k_{\text{д}} = 3 \sqrt{\frac{G_{\text{к}}^{\text{н}} h_{\text{к}} + G_{\text{в}}^{\text{н}} h_{\text{в}}}{m_{\text{к}} \rho_{\text{к}}^2 + m_{\text{в}} \rho_{\text{в}}^2}} = 3 \sqrt{\frac{800 \cdot 7,08 + 72,7 \cdot 45,3}{80 \cdot 7,4^2 + 7,27 \cdot 38^2}} = 2,3,$$

де $G_{\text{к}}^{\text{н}} = 800 \text{ кН}$ — вага крана; $G_{\text{в}}^{\text{н}} = 72,7 \text{ кН}$ — вага вантажу; $m_{\text{к}} = 80 \text{ т}$ — маса крана; $m_{\text{в}} = 7,27 \text{ т}$ — маса вантажу; $h_{\text{к}} = h_0 = 7,08$ — вертикальна координата центра ваги (див. п. 4.4); $h_{\text{в}} = 45,3 \text{ м}$ — висота підняття вантажу; $\rho_{\text{к}} = \sqrt{h_{\text{к}}^2 + c_1^2} = \sqrt{7,08^2 + 0,94^2} = 7,14 \text{ м}$ — відстань від осі обертання крана за наявності коливань до центра ваги крана ($c_1 = 0,94 \text{ м}$, див. п. 4.4);

$\rho_B = \sqrt{L^2 + h^2} = \sqrt{22^2 + 31^2} = 38 \text{ м}$ — те саме до центра ваги вантажу (вважаємо, що вантаж перебуває у піднятому на висоту $h = (0,5 \dots 0,75)h_B$ положенні для різних вильотів стріли).

Тоді вітрові навантаження:

для стріли

$$S_{B,c} = 0,1 \cdot 2,3 \cdot 2,61 = 0,6 \text{ кН};$$

для башти

$$S_{B,b} = 0,11 \cdot 2,3 \cdot 7,67 = 1,94 \text{ кН};$$

для поворотної платформи

$$S_{B,p.p} = 0,12 \cdot 2,3 \cdot 0,6 = 0,17 \text{ кН};$$

для баласту

$$S_{B,bal} = 0,12 \cdot 2,3 \cdot 0,58 = 0,16 \text{ кН};$$

для вантажу

$$S_{B,v} = 0,1 \cdot 2,3 \cdot 2,625 = 0,6 \text{ кН};$$

де $F_{B,v} = A_B q k c = 10 \cdot 125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 = 2,625 \text{ кН}$.

Момент від середніх квадратичних відхилень вітрового навантаження

$$\begin{aligned} M_d &= S_{B,c} c_1 + S_{B,b} a_3 - S_{B,p.p} a_1 - S_{B,bal} a_2 + S_{B,v} L = \\ &= 0,6 \cdot 12,15 + 1,94 \cdot 1,1 - 0,17 \cdot 2 - 0,16 \cdot 3,5 + 0,6 \cdot 22 = 21,724 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Момент опору від уклону основи крана (див. пп. 4.1.3)

$$M_y = M_{кр} \sin \alpha = 864 \cdot 0,008 = 6,912 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $M_{кр}$ — за формулою (4.21).

Тоді статичний момент опору повертанню крана (4.25)

$$M_{ст} = 20,18 + 37,83 + 57,75 + 6,912 + 21,724 = 144,396 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент від сил інерції мас крана під час пуску

$$M_i = \frac{I \omega}{t_{п}} = \frac{5559 \cdot 0,073}{5} = 81,16 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де I — загальний момент інерції мас механізму повертання, вантажу, вантажної підвіски, башти, кабіни, платформи з механізмами і стріловим поліспастом, баласта на осі обертання крана:

$$\begin{aligned} I &= 1,2 \left[(m_B + m_{п.в}) L^2 + m_c \left(\frac{r^2 + rL + L^2}{3} \right) + (m_b + m_{кб}) a_3^2 + \right. \\ &\quad \left. + (m_{п.п} + m_{з.в} + m_{в.м} + m_{о.м} + m_{п.с}) a_1^2 + m_b a_2^2 \right] = \end{aligned}$$

$$= 1,2 \left[(7,27 + 0,4) \cdot 22^2 + 2,8 \left(\frac{2,3^2 + 2,3 \cdot 22 + 22^2}{3} \right) + (10,4 + 1,6) \cdot 1,1^2 + \right. \\ \left. + (8,0 + 3,2 + 3,2 + 2,4 + 0,4) \cdot 2^2 + 27,2 \cdot 3,5^2 \right] = 5559 \text{ Т} \cdot \text{м}^2;$$

$\omega = 0,73$ рад/с; $t_{\text{п}}$ — тривалість пуску (беремо 4...10 с, але не менше ніж розрахункова, аби лінійне прискорення a кінця стріли не перевищувало 1 м/с^2)

$$t_{\text{п}} = \frac{v}{a} = \frac{2\pi L n_{\text{кк}}}{a} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 22 \cdot 0,7}{1 \cdot 60} = 1,6 \text{ с.} \quad (4.27)$$

Беремо $t_{\text{п}} = 5$ с.

Розрахункова потужність двигуна, кінематичну схему якого наведено на рис. 4.6,

$$P_{\text{р}} = \frac{(M_{\text{ст}} + M_i) \omega}{\eta_{\text{м}} \psi_{\text{с.п}}} = \frac{(144,396 + 81,16) \cdot 0,073}{0,85 \cdot 1,8} = 10,8 \text{ кВт}, \quad (4.28)$$

де $\omega = 0,073$ рад/с — кутова швидкість повертання крана; $\psi_{\text{с.п}} = 1,5...1,8$ — середньопусковий коефіцієнт перевантаження для асинхронного електродвигуна з фазовим ротором; $\eta_{\text{м}} = 0,85$ — ККД механізму (дод. XXXI).

За каталогом (дод. XXXII) вибираємо електродвигун типу МТФ 211-6 для середнього режиму роботи, потужність $P = 9$ кВт; $n = 915$ об/хв для середнього режиму роботи, $\omega = 95,82$ рад/с, $M_{\text{max}} = 195 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $I_{\text{р}} = 0,117 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $M_{\text{н}} = 95,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Загальне передатне число механізму

$$u_{\text{м}} = \frac{n}{n_{\text{к}}} = \frac{915}{0,7} = 1307.$$

Розбиваємо його за ступенями:

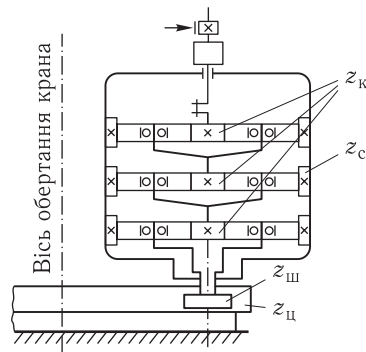
$$u_{\text{м}} = u_{\text{р}} u_{\text{з.п}},$$

де $u_{\text{р}}$ — передатне число редуктора; $u_{\text{з.п}}$ — передатне число зубчастої передачі.

Для вибраного опорно-поворотного круга кількість цівкових пальців $z_{\text{ц}} = 72$, кількість зубців зубчастої шестерні на вихідному валу редуктора $z_{\text{ш}} \geq 17$. Тоді передатне число цівкової передачі

$$u_{\text{ц.п}} = \frac{z_{\text{ц}}}{z_{\text{ш}}} = \frac{72}{17} = 4,82.$$

Рис. 4.6. Кінематична схема механізму повертання крана



Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{u_M}{u_{п.п}} = \frac{1307}{4,82} = 271,2.$$

Тривалість пуску механізму повертання. Середня тривалість пуску

$$t_{п} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{п.сп} - M_{ст}},$$

де $I_{зв}$ — момент інерції, зведений до вала електродвигуна і визначений як сума моментів інерції механізму, вантажу, вантажного і стрілового поліспаств, стріли, башти, кабіни, баласту та поворотної платформи під час пуску та гальмування

$$I_{зв} = I_{мех} + I_B + I_{п.в} + I_{п.с} + I_c + I_б + I_{кб} + I_{бал} + I_{п.п}. \quad (4.29)$$

Момент інерції механізму повертання

$$I_{мех} = \delta(I_p + I_M) = 1,2(0,117 + 0,075) = 0,2304 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.30)$$

де $I_M = 0,075 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції зубчастої муфти з гальмовим шківом (дод. XLVI).

Момент інерції вантажу і вантажного поліспаства

$$I_B + I_{п.в} = \frac{(m_B + m_{п.в})L^2}{u_M^2 \eta_M} = \frac{(7270 + 400) \cdot 22^2}{1307^2 \cdot 0,85} = 2,56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.31)$$

Момент інерції стріли

$$I_c = \frac{m_c(r^2 + rL + L^2)}{3u_M^2 \eta_M} = \frac{2800(2,3^2 + 2,3 \cdot 22 + 22^2)}{3 \cdot 1307^2 \cdot 0,85} = 0,3965 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.32)$$

Загальний момент інерції башти і кабіни

$$\begin{aligned} I_б + I_{кб} &= \frac{(m_б + m_{кб})a_3^2}{u_M^2 \eta_M} = \\ &= \frac{(10\ 400 + 1600) \cdot 1,1^2}{1307^2 \cdot 0,85} = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned} \quad (4.33)$$

Момент інерції баласту

$$I_{бал} = \frac{m_{бал}a^2}{u_M^2 \eta_M} = \frac{27\ 200 \cdot 3,5^2}{1307^2 \cdot 0,85} = 0,2295 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.34)$$

Загальний момент інерції платформи з механізмами і стрілопідіймаль-ного поліспасти

$$I_{п.п} + I_{п.с} = \frac{(m_{п.п} + m_{п.с})c_1^2}{u_M^2 \eta_M} = \frac{(8000 + 400) \cdot 2^2}{1307^2 \cdot 0,85} = 0,0331 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.35)$$

Отже,

$$I_{зв} = 0,1404 + 2,56 + 0,3965 + 0,01 + 0,2295 + 0,0331 = 3,3695 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Середній пусковий момент

$$M_{п.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_{п}}{2} = \frac{195 + 1,1 \cdot 95,82}{2} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

статичний момент

$$M_{ст} = \frac{M_{с.кр} + M_{в.кр} + M_{в.в} + M_{у}}{u_M \eta_M} = \frac{20\ 180 + 37\ 830 + 57\ 750 + 6728}{1307 \cdot 0,85} = 111 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.36)$$

Тоді

$$t_{п} = \frac{3,3695 \cdot 95,82}{150 - 111} = 8,3 \text{ с},$$

що відповідає рекомендованій тривалості пуску (4...10) с.

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна (4.2)

$$\psi M^H \leq m_0 M^P,$$

де $\psi = 1,3$ — коефіцієнт перевантаження (див. табл. 4.5); M^H — момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень: $M^H = M_{ст} = 111 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ — коефіцієнт умов експлуатації для II класу відповідальності крана і II класу відповідальності елементів (табл. 4.7, 4.8); $M^P = M_{\max} = 195 \text{ Н} \cdot \text{м}$; отже, $1,3 \cdot 111 < 0,95 \cdot 195$, що відповідає умові (4.2).

Визначення гальмівного моменту і вибір гальма. Гальмівний момент

$$M_{Г} = M_{в.Г} + M_{у.Г} + M_{д}''' - M_{т.Г}, \quad (4.37)$$

де $M_{в.Г} + M_{у.Г}$ — сума моментів від сил вітру й уклону крана під час гальмування, зведених до вала двигуна:

$$M_{в.Г} + M_{у.Г} = \frac{M_{в.к} + M_{в.в} + M_{у}}{u_M \eta_M} = \frac{37\ 830 + 57\ 750 + 6912}{1307 \cdot 0,85} = 92,26 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_B = M_{B,K} + M_{B,B}$ — обчислені раніше;

$$M_D''' = \frac{I_{зв.Г} \omega}{t_{Г}} = \frac{3,3695 \cdot 95,82}{8} = 40,36 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$t_{Г} = 8 \text{ с}$ — тривалість гальмування (вважаємо, що вона дорівнює тривалості пуску);

$$M_{Т.Г} = \frac{M_{с.кр}}{u_M \eta_M} = \frac{20\,180}{1307 \cdot 0,85} = 18,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді $M_{Г} = 92,26 + 40,36 - 18,16 = 114,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

За каталогом (дод. XLVII) вибираємо гальмо типу ТТ-200 з гальмівним моментом $M_{Г} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і регулюємо на розрахунковий гальмівний момент.

Тривалість гальмування

$$t_{Г} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{Г} + M_{ст.Г}} = \frac{3,3695 \cdot 95,82}{114,46 + 74,1} = 1,7 \text{ с},$$

де $M_{ст.Г} = M_{B,Г} + M_{y,Г} - M_{Т.Г} = 92,26 - 18,16 = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Умова правильності вибору гальма (4.2)

$$\psi M^H \leq m_0 M^P,$$

де $\psi = 1,2$ — коефіцієнт перевантаження, що визначається за табл. 4.5; M^H — момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень у період гальмування (4.37)

$$M^H = (M_{B,Г} + M_{y,Г}) - \frac{M_{с.кр}}{u_M \eta_M} = 92,26 - \frac{20180}{1307 \cdot 0,85} = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

M^P — розрахункова несівна здатність за моментом: $M^P = M_{Г} = 114,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m_0 = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ — коефіцієнт умов експлуатації; $m_1 = 1$ — коефіцієнт відповідальності для гальм механізмів (табл. 4.7); $m_2 = 1$ — коефіцієнт, який урахує особливості роботи гальм (табл. 4.8). Тоді $1,2 \cdot 74,1 < 1 \cdot 114,46$, отже, гальмо задовольняє перевірку на максимальний момент.

Механізм повертання гальмується електродвигуном, і лише в мить повного його зупинення до шківів прикладається гальмівний момент замиканням гальма.

Динамічні навантаження в механізмах повертання. Механізм повертання кранів можна звести до двомасової фізичної моделі (рис. 4.7): перша маса — з моментом інерції

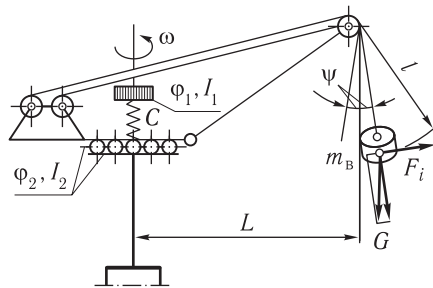


Рис. 4.7. Схема до розрахунку динамічних навантажень у механізмі повертання крана

I_1 — ротор, муфта і гальмовий шків; друга — I_2 — зведені маси поворотної частини крана і вантажу.

Пружними ланками між масами є вали, муфти і зубчасті передачі із загальною жорсткістю C .

Диференціальні рівняння обертання вантажу навколо осі, яка проходить через точку підвішування стріли,

$$I_B \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_1, \quad (4.38)$$

де $I_B = m_B L^2$ — момент інерції вантажу відносно цієї осі;

$$M_1 = -GL \sin \psi + F_i L \cos \psi; \quad (4.39)$$

$F_i = m_B \varepsilon L$ — сила інерції вантажу при неусталеному русі; ε — кутове прискорення повертання крана.

При малих кутах відхилення вантажу $\cos \psi \approx 1$, $\sin \psi = \psi$. Тоді

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \omega^2 \varphi = q; \quad q = \varepsilon L.$$

Для нульових початкових умов

$$\psi = \frac{q}{\omega^2} (1 - \cos(\omega t)) = \frac{\varepsilon L}{\omega^2} (1 - \cos(\omega t)), \quad (4.40)$$

де ω — кутова швидкість вантажу.

Рівняння руху мас

$$\left. \begin{aligned} I_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ I_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_2, \end{aligned} \right\} \quad (4.41)$$

де M_1 — пусковий момент електродвигуна; M_2 — зведений до вала двигуна момент сил опору в процесі повертання крана з урахуванням інерції вантажу, що відхиляється в разі повертання стріли.

У період пуску момент двигуна

$$M_1 = M_{ст} + M_H, \quad (4.42)$$

де $M_{ст}$ — статичний момент від сил опору повертання крана; M_H — надлишковий момент двигуна.

Зведений момент

$$M_2 = M_K + M_G. \quad (4.43)$$

Додатковий момент від сил інерції вантажу, що відхиляється,

$$M_G = GL \operatorname{tg} \psi \approx GL \psi.$$

Після підставлення виразу (4.40) дістанемо

$$M_G = I_B \varepsilon (1 - \cos(\omega t)).$$

Розв'язавши систему диференціальних рівнянь (4.41) з урахуванням пружних коливань системи і відхилення вантажу, отримаємо рівняння динамічного моменту сил пружності в приводі механізму

$$M_{\text{д}} = M_{\text{ст}} + \left(n_2 M_{\text{н}} - n_1 M_1 \frac{1}{(p/\omega)^2 - 1} \right) \cos(\omega t) + n_1 M_i \frac{\cos(\omega t)}{(\omega/p)^2 - 1}, \quad (4.44)$$

де $M_i = I_{\text{в}} \varepsilon$; n_1, n_2 — коефіцієнти відношення інерційних мас системи:

$$n_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; \quad n_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2};$$

p — частота власних коливань двомасової системи.

З рівняння (4.44) випливає, що динамічні моменти, які діють у привідній лінії, складаються з суми статичних моментів від сил інерції рухомих мас, крана і періодичних складових з двома частотами коливання: ω — вантажу та p — приводу (ω — частота низька, p — висока).

При значеннях $\cos(pt) = -1$ і $\cos(\omega t) = -1$ динамічні навантаження в механізмі будуть максимальні:

в період пуску

$$M_{\text{дmax}}^{\text{п}} = M_{\text{ст}} + 2(n_2 M_{\text{н}} + n_1 M_i); \quad (4.45)$$

в період гальмування

$$M_{\text{дmax}}^{\text{г}} = M_{\text{ст.г}} + 2(n_2 M_{\text{н.г}} + n_1 M_{\text{иг}}).$$

Тоді для наведених вище розрахунків за формулою (4.45) маємо

$$M_{\text{дmax}}^{\text{п}} = 111 + 2(0,933 \cdot 39 + 0,067 \cdot 37,3) = 188,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $M_{\text{ст.г}} = 111 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — статичний момент опору обертанню в період пуску, що визначається за формулою (4.36);

$$n_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2} = \frac{0,2304}{0,2304 + 3,2291} = 0,067;$$

$$n_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} = \frac{3,2291}{0,2304 + 3,2291} = 0,933;$$

$I_1 = 0,2304 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції механізму за формулою (4.30); $I_2 = 2,56 + 0,3965 + 0,01 + 0,2295 + 0,0331 = 3,2291 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції мас, що обертаються навколо осі крана (сума за формулами (4.31)—(4.35)); $M_{\text{н}} = M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст}} = 150 - 111 = 39 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — надлишковий момент в момент пуску; $M_{\text{п.сп}} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — середній пусковий момент; $M_i = I_2 \frac{\omega}{t_{\text{п}}} = 3,2291 \frac{95,82}{8,3} = 37,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — зведений до вала двигуна момент сил інерції маси вантажу та інших мас, що обертаються навколо осі обертання кра-

на; $\omega = 95,82$ рад/с — кутова швидкість двигуна; $t_{\text{п}} = 8,3$ с — тривалість пуску.

Коефіцієнт динамічності в період пуску

$$k_{\text{д.п}} = \frac{M_{\text{дmax}}^{\text{п}}}{M_{\text{ст}}} = \frac{188,8}{111} = 1,7.$$

Під час гальмування за формулою (4.45)

$$M_{\text{дmax}}^{\Gamma} = 74,1 + 2(0,933 \cdot 40,36 + 0,067 \cdot 182,0) = 173,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $M_{\text{ст.}\Gamma} = 74,1$ Н·м — статичний момент опору обертанню під час гальмування (див. вище); $I_{1\Gamma} = 0,2304$ кг·м² — за (4.30); $I_{2\Gamma} = I_2 = 3,2291$ кг·м²;

$$n_{1\Gamma} = \frac{0,2304}{0,2304 + 3,2291} = 0,067; \quad n_{2\Gamma} = \frac{3,2291}{0,2304 + 3,2291} = 0,933;$$

$M_{\text{н.}\Gamma} = M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma} = 114,46 - 74,1 = 40,36$ Н·м — надлишковий момент під час гальмування; $M_{\Gamma} = 114,46$ Н·м — розрахунковий момент під час гальмування; $M_{i,\Gamma} = I_{2\Gamma} \frac{\omega}{t_{\Gamma}} = 3,2291 \frac{95,82}{1,7} = 182,0$ Н·м; $\omega = 95,82$ рад/с; $t_{\Gamma} = 1,7$ с — тривалість гальмування.

Коефіцієнт динамічності під час гальмування

$$k_{\text{д.}\Gamma} = \frac{M_{\text{дmax}}^{\Gamma}}{M_{\text{ст.}\Gamma}} = \frac{173,8}{74,1} = 2,35.$$

Динамічні моменти в механізмах повертання за рахунок коливальних складових пружних моментів у перехідний період можуть досягати значень, які в 2—6 разів перевищують статичні навантаження. Це треба враховувати в розрахунках деталей механізмів на міцність і опір утомленості.

4.7 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Вихідні дані: кран встановлений на відкритому майданчику, режим роботи — 4-ї групи (середній), ТВ = 25 %, швидкість пересування крана $v_{\text{к}} = 0,2$ м/с, інші масові та геометричні параметри визначено в п. 4.3.

Умови, яких мають дотримуватися під час розрахунку. Допустиме відхилення кранового шляху від проектної схеми по висоті h_{max} в межах бази (колії) при визначенні найбільших реакцій опор, які використовуються в розрахунках на міцність,

$$h_{\text{max}} = B\alpha, \quad (4.46)$$

де B — база ходової частини крана, м; α — уклон шляху (див. пп. 4.1.3).

Податливість кранової колії δ , м/кН, що дорівнює вертикальному переміщенню, м, кранової рейки під дією прикладеної вертикальної сили 1 кН, не може перевищувати таких значень:

Колія	$\delta \cdot 10^4$, м/кН
Укладена на бетонній основі або естакаді	0,125
Укладена на ґрунтовому або щебеновому баласті	0,250

Залежно від кількості опор вертикальні реакції R , кН, визначають за формулами:

а) для крана з трьома опорами (рис. 4.8)

$$R = \frac{1}{B}(F_V a_1 + M) \quad (4.47)$$

або

$$R = \frac{F_V}{2} \left(1 - \frac{a_1}{B}\right) + \frac{M}{a_2}; \quad (4.48)$$

б) для крана з чотирма опорами, які можуть сприймати відривальні вертикальні сили,

$$R = \frac{F_V}{4} + \frac{M}{2a_2}; \quad (4.49)$$

в) для крана, що стоїть вільно, з чотирма опорами, які сприймають відривальні вертикальні сили,

$$R = F_V / 2 \quad (4.50)$$

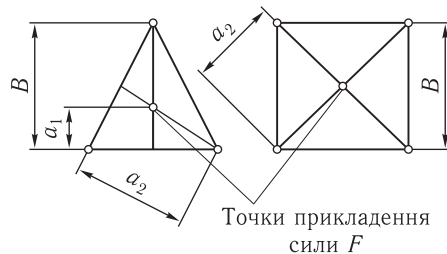
або

$$R = M / a_2, \quad (4.51)$$

де F_V — розрахункове вертикальне навантаження на основу, кН; M — розрахунковий момент, який діє на основі, відносно горизонтальної осі, кН · м; a_1 , a_2 — розміри основи (рис. 4.8);

г) сила опору пересуванню ходових коліс, кН, що прикладена до реборд, має визначатися за формулою

$$F_{x.k} = R f_k, \quad (4.52)$$



де R — навантаження на колесо, кН; f_k — зведений коефіцієнт опору, який визначається залежно від діаметра колеса і його осі, а також від типу підшипника за даними табл. 4.12.

Рис. 4.8. Схема для визначення реакцій в опорах

Таблиця 4.12. Коефіцієнти опору рухові

Діаметр, мм		f_k для підшипників	
колееса	осі	ковзання	кочення
До 200	До 50	0,028	0,02
200...400	50...65	0,018	0,015
400...600	65...90	0,016	0,01
600...800	90...100	0,013	0,006

П р и м і т к а. З урахуванням тертя реборд у розрахунку двигунів значення f_k треба збільшити на 0,005. Якщо кран рухається по кривій, то силу опору подвоюють.

За формулою (4.50) визначаємо вертикальну реакцію (див. рис. 4.8), вважаючи, що кран обпирається на чотири опори:

$$R = \frac{F_V}{2} = \frac{906}{2} = 453 \text{ кН},$$

де $F_V = G_k + G^H + S_G = 800 + 100 + 6 = 906$ кН; $G_k = 800$ кН — вага крана; $G^H = 100$ кН — вага вантажу; $S_G = 6$ кН — середнє квадратичне відхилення випадкових складових ваги вантажу, або за формулою (4.51)

$$R = \frac{M}{a_2} = \frac{864}{4,24} = 204 \text{ кН},$$

де $a_2 = \frac{1}{2} \sqrt{K^2 + B^2} = \frac{1}{2} \sqrt{6^2 + 6^2} = 4,24$ м. Беремо $R = 453$ кН.

Вважаємо, що в кожній з чотирьох опор є балансирні візки, в кожному візку — по два ходових колеса з навантаженням на одне колесо $R_1 = 230$ кН.

Із умов міцності кранової колії та допустимих тисків на ґрунт з дод. LXVII вибираємо рейку Р43 з допустимим навантаженням на ходове колесо 240 кН.

Вибираємо ходове дворебордне колесо діаметром 500 мм і допустимим навантаженням 267 кН при режимі роботи 4-ї групи і швидкості пересування не більш як 40 м/хв (0,7 м/с).

Визначаємо опір пересуванню баштового крана як суму опорів тертя, вітру, нахилу, від нормативних і випадкових складових навантажень ваги крана, ваги вантажу і вітрового навантаження з урахуванням уклону кранової колії:

$$F = F_T + F_B + F_y + S_B. \quad (4.53)$$

Опір силам тертя

$$F_T = F_V f_k = 906 \cdot 0,01 = 9 \text{ кН},$$

де $F_V = 906$ кН — сумарне вертикальне навантаження; $f_k = 0,01$ — коефіцієнт опору пересуванню (табл. 4.12) для ходового колеса діаметром 500 мм на підшипниках кочення.

Опір силам вітру, що діють на стрілу, башту з кабіною, платформу і баласт визначено розрахунком у п. 4.6: $F_c = 2,61$ кН; $F_{\bar{c}} = 7,67$ кН; $F_{п.п} = 0,6$ кН; $F_{\bar{бал}} = 0,58$ кН.

Сила вітру, що діє на вантаж (див. п. 4.6),

$$F_{в.в} = A_{в} q k c = 10 \cdot 0,125 \cdot 1,75 \cdot 1,2 = 2,625 \text{ кН},$$

де $A_{в}$ — площа вантажу, м²; q — вітрове навантаження, МПа; k — коефіцієнт, що враховує висоту цієї площі; c — аеродинамічний коефіцієнт.

Опір силам вітру, що діють на неповоротну частину (див. рис. 4.3),

$$F_{н.п} = A_{н.п} q k c \psi = 6 \cdot 0,125 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,9 \text{ кН},$$

де $A_{н.п}$ — площа неповоротної частини крана:

$$A_{н.п} = B h_1 = 6 \cdot 1 = 6 \text{ м}^2;$$

В і h_1 — ширина і висота її. Тоді

$$\begin{aligned} F_{в} &= F_c + F_{\bar{c}} + F_{п.п} + F_{\bar{бал}} + F_{в.в} + F_{н.п} = \\ &= 2,61 + 7,67 + 0,6 + 0,58 + 2,625 + 0,9 = 14,985 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Випадкові складові вітрових навантажень на стрілу, башту, платформу, баласт, вантаж також були визначені раніше (за винятком неповоротної частини крана):

$$\begin{aligned} S_{в} &= S_{в.с} + S_{в.б} + S_{в.п.п} + S_{в.бал} + S_{в.в} + S_{в.н.п} = \\ &= 0,6 + 1,94 + 0,17 + 0,16 + 0,6 + 0,2484 = 3,2564 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $S_{в.н.п}$ — випадкова складова вітрового навантаження на неповоротну частину:

$$S_{в.н.п} = m_{п} k_{д} F_{н.п} = 0,12 \cdot 2,3 \cdot 0,9 = 0,2484 \text{ кН}.$$

Опір через уклон основи крана (див. пп. 4.1.3)

$$F_y = (G + G_k) \sin \alpha = (106 + 800) \cdot 0,0124 = 11,234 \text{ кН}.$$

Загальний опір пересуванню крана визначаємо за формулою (4.53)

$$F = 9,0 + 14,985 + 11,234 + 3,2564 = 38,475 \text{ кН}.$$

Сили інерції маси вантажу і маси крана, які виникають у пусковий період,

$$F_i = 1,1(m_{в} + m_{к})a = 1,1(10,600 + 80,000) \cdot 0,15 = 14,949 \text{ кН},$$

де $a = 0,15$ м/с² — середнє прискорення крана в період пуску (див. пп. 2.2.9).

Потужність електродвигуна механізму пересування

$$P = \frac{(F + F_i)v_k}{\psi_{\text{ср.п}} \eta_M} = \frac{(38,475 + 14,949) \cdot 0,2}{1,6 \cdot 0,85} = 7,9 \text{ кВт},$$

де $v_k = 0,2 \text{ м/с}$ — швидкість пересування крана; $\psi_{\text{ср.п}} = 1,5 \dots 1,8$ — середньопусковий коефіцієнт перевантаження; $\eta_M = 0,85$ — ККД механізму.

Вибираємо механізм пересування крана з розділним приводом візків. Розміщуємо привідні візки в опорних точках по діагоналі опорного контуру.

Кінематичну схему механізму пересування баштового крана наведено на рис. 4.9.

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_p = 0,6P = 0,6 \cdot 7,9 = 4,7 \text{ кВт}.$$

За каталогом (дод. ХХХІІ) вибираємо два асинхронних електродвигуни МТФ 111-6 з фазовими роторами, $P = 4,1 \text{ кВт}$, $n = 870 \text{ об/хв}$ ($\omega = 91,1 \text{ рад/с}$), $I_p = 0,0496 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $M_{\text{max}} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_H = 46 \text{ Н} \cdot \text{м}$, момент інерції пружної муфти $I_M = 0,1274 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Загальне передатне число механізму (рис. 4.9)

$$u_M = \frac{n}{n_k} = \frac{870}{7,64} = 113,87,$$

де $n_k = \frac{60v_k}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,5} = 7,64 \text{ об/хв}$ — частота обертання ходового колеса.

Загальне передатне число розбиваємо на передатні числа редукторів і зубчастих пар: $u_M = u_p u_{\text{з.п}}$ з вибором типу редукторів та параметрів відкритих зубчастих пар.

Тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}},$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до вала двигуна момент інерції одного привідного агрегата і половини маси крана під час пуску та гальмування:

$$I_{\text{зв}} = \delta(I_p + I_M) + \frac{(m_B + m_K)R_K^2}{2u_M^2 \eta_M} = 1,2(0,0496 + 0,1274) + \frac{(10\ 000 + 80\ 000) \cdot 0,25^2}{2 \cdot 113,87^2 \cdot 0,85} = 0,4676 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

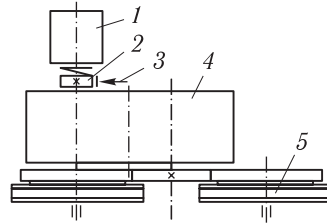


Рис. 4.9. Кінематична схема механізму пересування крана:

1 — двигун; 2 — муфта з гальмовим шківом; 3 — гальмо; 4 — редуктор; 5 — ходові колеса із зубчастими парами

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{87 + 1,1 \cdot 46}{2} = 68,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Статичний момент від половини опору пересуванню

$$M_{\text{ст}} = \frac{(F_{\text{в}} + F_{\text{у}} + F_{\text{т}})D_{\text{к}}}{2u_{\text{м}}\eta_{\text{м}}2} = \frac{(14\,985 + 11\,234 + 9000) \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85 \cdot 2} = 45,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$t_{\text{п}} = \frac{0,4676 \cdot 91,1}{68,8 - 45,5} = 1,8 \text{ с}.$$

Прискорення в період пуску

$$a = \frac{v_{\text{к}}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,2}{1,8} = 0,11 \text{ м/с}^2; [a] = 0,15 \text{ м/с}^2 \text{ (див. пп. 2.3.2).}$$

Перевірка запасу зчеплення в період пуску

$$k_{\text{зч}} = \frac{G_{\text{зч}}\varphi_{\text{зч}}}{F_{\text{ст.х}} + G_{\text{к}} \left(\frac{v_{\text{к}}}{9,81} - \frac{z_{\text{пр}}}{z} f \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} \geq 1,2, \quad (4.54)$$

де $G_{\text{к}} = 800 \text{ кН}$ — вага крана; $G_{\text{зч}} = \frac{G_{\text{к}}}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ кН}$ — зчіпна вага; $F_{\text{ст.х}}$ — опір пересуванню крана при $G = 0$:

$$F_{\text{ст.х}} = F_{\text{в.х}} + F_{\text{у.х}} + F_{\text{т.х}} = 12,36 + 6,4 + 8 = 26,76 \text{ кН};$$

$F_{\text{в.х}} = F_{\text{в}} - F_{\text{в.в}} = 14,985 - 2,625 = 12,36 \text{ кН}$ — сила дії вітру на кран; $F_{\text{у.х}} = G_{\text{к}} \sin \alpha = 800 \cdot 0,008 = 6,4 \text{ кН}$ — опір від уклону; $F_{\text{т.х}} = 800 \cdot 0,01 = 8 \text{ кН}$ — опір тертя; $v_{\text{к}} = 0,2 \text{ м/с}$; $t_{\text{п}} = 1,8 \text{ с}$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $z_{\text{пр}} = 4$ — кількість привідних коліс; $z = 8$ — загальна кількість коліс; $f = 0,02$ — коефіцієнт тертя в підшипниках коліс; $d = 0,08 \text{ м}$ — діаметр цапфи ходового колеса (табл. 4.12); $D_{\text{к}} = 0,5 \text{ м}$ — діаметр ходового колеса; $\varphi_{\text{зч}} = 0,12$ — коефіцієнт зчеплення коліс із рейками.

Отже,

$$k_{\text{зч}} = \frac{400 \cdot 0,12}{26,76 + 800 \left(\frac{0,2}{1,8 \cdot 9,81} - \frac{4}{8} \cdot 0,02 \cdot \frac{0,08}{0,5} \right)} = 1,6 > 1,2.$$

Перевірка двигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна (4.2)

$$\psi M^{\text{н}} \leq m_0 M^{\text{р}},$$

де $\psi = 1,2$ — коефіцієнт перевантаження (табл. 4.5); M^H — момент на валу двигуна від нормативних складових:

$$M^H = \frac{0,6(F_T + F_B + F_Y)D_K}{2u_M \eta_M} = \frac{0,6(9000 + 14\,985 + 11\,234) \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85} = 54,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ — коефіцієнт умов роботи; $m_1 = 0,95$ — коефіцієнт відповідальності (табл. 4.7); $m_2 = 1$ — коефіцієнт, який ураховує особливості роботи (табл. 4.8); $M^P = M_{\max} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Тоді $1,2 \cdot 54,6 < 0,95 \cdot 87$.

Визначення гальмівного моменту і вибір гальм. Розрахунковий гальмівний момент на одне гальмо

$$M_\Gamma = M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} + M''_{д,\Gamma} - M_T, \quad (4.55)$$

де $M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma}$ — сума моментів від сил вітру та уклону:

$$M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} = \frac{0,6(F_B + F_Y)D_K}{2u_M \eta_M} = \frac{0,6 \cdot (14\,985 + 11\,234) \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85} = 40,63 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M''_{д,\Gamma}$ — динамічний момент обертових та інших мас: при $t_\Gamma = t_{II} = 1,8 \text{ с}$

$$M''_{д,\Gamma} = \frac{I_{зв,\Gamma} \omega}{t_\Gamma} = \frac{0,4676 \cdot 91,1}{1,8} = 23,67 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_{зв,\Gamma} = I_{зв} = 0,4676 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

M_T — момент від сил тертя:

$$M_T = \frac{0,6F_T D_K}{2u_M \eta_M} = \frac{0,6 \cdot 9000 \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85} = 13,95 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді $M_\Gamma = 40,63 + 23,67 - 13,95 = 50,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

За каталогом (дод. XLVII) вибираємо два гальма типу ТТ-160 з гальмівним моментом $M_\Gamma = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$, які регулюємо на розрахункові моменти.

Тривалість гальмування

$$t_\Gamma = \frac{I_{зв,\Gamma} \omega}{M_\Gamma - M_{ст,\Gamma}} = \frac{0,4676 \cdot 91,1}{50,35 - 26,68} = 1,8 \text{ с},$$

де $M_{ст,\Gamma} = M_{B,\Gamma} + M_{Y,\Gamma} - M_T = 40,63 - 13,95 = 26,68 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — половинний статичний момент у період гальмування.

Таким чином, під час гальмування виникатимуть такі самі за значенням прискорення, як і під час пуску.

Перевірка гальма за моментом. Умова правильності вибору гальма (4.2)

$$\psi M^H \leq m_0 M^P,$$

де $\psi = 1,2$ — коефіцієнт перевантаження (табл. 4.5);

$$M^H = \frac{0,6(F_B + F_y)D_{x.k}}{2u_M \eta_M} - \frac{0,6F_T D_{x.k}}{2u_M \eta_M} =$$

$$= \frac{0,6(14\,985 + 11\,234) \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85} - \frac{0,6 \cdot 9000 \cdot 0,5}{2 \cdot 113,87 \cdot 0,85} = 26,68 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

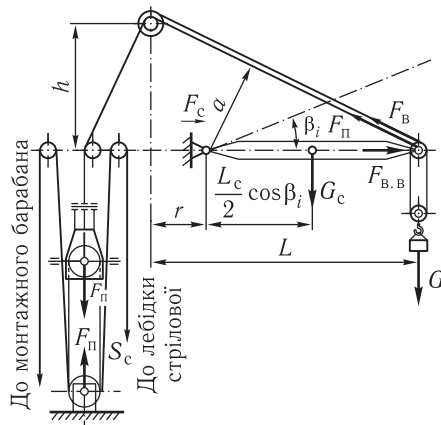
$m_0 = m_1 m_2 = 1 \cdot 1 = 1$; $m_1 = 1$ — коефіцієнт відповідальності гальм механізмів (табл. 4.7); $m_2 = 1$ — коефіцієнт, який урахує особливості роботи гальма (табл. 4.8); $M^P = M_T = 50,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — розрахункова несівна здатність гальма. Тоді $1,2 \cdot 26,68 < 1 \cdot 50,35$. Отже, гальмо задовольняє перевірку за моментом.

Механізм пересування крана гальмується електродвигунами і лише в момент повного зупинення механізму вмикаються гальма. У разі екстреного гальмування (якщо раптово, непередбачено чи аварійно вимкнули електричний струм) автоматично спрацьовують гальма.

Динамічні навантаження в механізмах пересування кранів з великими масами визначають так, як і в механізмах обертання, — за (4.45).

4.8 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ЗМІНЕННЯ ВИЛЬОТУ СТІЛИ

Вихідні дані: середня швидкість горизонтального переміщення проєкцій вантажу під час змінення вильоту стріли на горизонтальну площину $v_{cp} = 10 \text{ м/хв}$ ($0,167 \text{ м/с}$), інші масові та геометричні параметри —



Поворотна платформа крана

див. п. 4.3, навантаження — за 4-м номером комбінацій (табл. 4.3 і 4.4), розрахункову схему механізму наведено на рис. 4.10. Нормативне навантаження від вантажу визначаємо за вантажною характеристикою (див. п. 4.4) для відповідних вильотів.

Середнє квадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу $S_G = K_3 G_i^H$ (K_3 — див. табл. 4.9).

Вітрове навантаження в робочому стані на стрілу і на ван-

Рис. 4.10. Схема до розрахунку механізму змінення вильоту стріли

таж, а також середнє квадратичне відхилення випадкових складових визначені для кожного розрахункового положення і зведені в табл. 4.13.

Визначаючи зусилля в стріловій розчалці $F_{\text{п}}$, обчислимо зусилля у вантажному канаті $F_{\text{в}}$, яке спричинене тертям у головному блоці стріли і зменшенням зусилля в стріловій розчалці (рис. 4.11).

Момент сили тертя на осі вантажного блока

$$M_{\text{т}} = Rf \frac{d}{2},$$

де R — реакція в блоці; $f = 0,05$ — коефіцієнт тертя в підшипниках блока (робота в зимових умовах); $d = 0,1$ м — діаметр осі блока.

Для горизонтальної стріли

$$R = \sqrt{F_{\text{в}}^2 + F_{\text{в}}^2} = \sqrt{28,495^2 + 28,495^2} = 40,3 \text{ кН.}$$

Для положення стріли VIII (рис. 4.12)

$$R_{\text{max}} \approx 2F_{\text{вmax}} = 2 \cdot 28,495 = 56,99 \text{ кН,}$$

де $F_{\text{вmax}} = 28,495$ — максимальне зусилля у вітках каната (див. п. 4.5).
Тоді

$$M_{\text{т}} = 56,99 \cdot 0,05 \frac{0,1}{2} = 0,14 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

і

$$M_{\text{т}} = 40,3 \cdot 0,05 \frac{0,1}{2} = 0,1 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Колове зусилля на блоці

$$F'_{\text{в}} = \frac{M_{\text{т}}}{R_{\text{бл}}} = \frac{0,14}{0,2} = 0,7 \text{ кН,}$$

де $R_{\text{бл}} = \frac{D_{\text{бл}}}{2} = \frac{0,4}{2} = 0,2$ м — радіус вантажного блока (див. п. 4.5), і

$$F'_{\text{в}} = \frac{0,1}{0,2} = 0,5 \text{ кН.}$$

Враховуючи близькість значень $F'_{\text{в}}$ для різних положень, беремо для всіх положень $F'_{\text{в}} = 0,6$ кН.

Середньоквадратичне зусилля в стріловому поліспасті

$$F_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{\sum (F_{\text{п}i}^2 l_i)}{\sum l_i}} = \sqrt{\frac{312,2^2 \cdot 22 + 277,4^2 \cdot 20 + 268,5^2 \cdot 18 + 265,7^2 \cdot 16 + 236,1^2 \cdot 14 + 204,1^2 \cdot 12 + 180,3^2 \cdot 10 + 169,2^2 \cdot 9,24}{22 + 20 + 18 + 16 + 14 + 12 + 10 + 9,24}} = 254,47 \text{ кН.}$$

Таблиця 4.13. Зусилля в стріловому поліспасті

Назва, формула, позначення зусилля	Значення зусилля при положенні стріли							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Вага вантажу G , кН	72,7	80	89	100	100	100	100	100
Виліт стріли L , м	22	20	18	16	14	12	10	9,24
Середнє квадратичне відхилення випадкових складових ваги вантажу $S_{G_i} = 0,006G_i^H$, кН	4,4	4,8	5,3	6	6	6	6	6
Сума $G + S_{G_i}$, кН	77,1	84,8	94,3	106	106	106	106	106
Нормативні вітрові навантаження в робочому стані на вантаж, кН: $F_G = Aqk_c = A_i \cdot 0,125 \cdot 1,75 \cdot 1,2$	1,3	1,5	2,3	2,625	2,625	2,625	2,625	2,625
Нормативні вітрові навантаження в робочому стані на стрілу, кН: $F_{ci} = L_c \cdot c_{\phi} \cdot \sin \beta_i \cdot qk_{c\psi} = 20,4 \cdot 1 \cdot 0,3 \sin \beta_i \cdot 0,125 \cdot 1,75 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2 \sin \beta_i$	0,52	1,0	1,28	1,48	1,64	1,76	1,86	1,88
$\sin \beta_i = \sin \left(\arcsin \frac{L_i - r}{L_c} \right)$	0,26	0,5	0,64	0,74	0,82	0,88	0,93	0,94
$\cos \beta_i$	0,97	0,87	0,77	0,67	0,57	0,47	0,38	0,34
Середні квадратичні відхилення вітрових навантажень, кН: $S_{F_{G_i}} = m_{\Pi} k_{\Pi} F_{G_i} = 0,1 \cdot 2,3 F_{G_i}$	0,3	0,35	0,53	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$S_{F_{c_i}} = m_{\Pi} k_{\Pi} F_{c_i} = 0,1 \cdot 2,3 F_{c_i}$ (m_{Π} — див. п. 4.2)	0,12	0,23	0,29	0,34	0,38	0,4	0,43	0,43
Загальні вітрові навантаження, кН: на вантаж $F_{в.в} = F_G + S_{F_G}$; на стрілу $F_{в.с} = F_c + S_{F_c}$	1,6	1,85	2,83	3,225	3,225	3,225	3,225	3,225
Відстань від корінного шарніра стріли до сили в стріловій розчалці, м (рис. 4.12 за масштабом)	0,64	1,23	1,57	1,82	2,02	2,16	2,29	2,31
Зусилля в стріловій розчалці, кН: $F_{\Pi i} = \frac{(G_i + S_{G_i}) L_c \cos \beta_i + G_c \frac{L_c}{2} \cos \beta_i}{a_i} + \frac{F_{в.в} L_c \sin \beta_i + F_{в.с} \frac{L_c}{2} \sin \beta_i - F_B' a_i}{a_i}$	5,8	6,4	6,5	6,4	6,2	6,0	5,6	5,4
	312,2	277,4	268,5	265,7	236,1	204,1	180,3	169,2

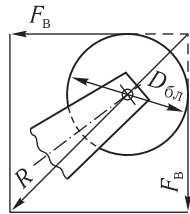


Рис. 4.11. Схема для визначення зведеного зусилля

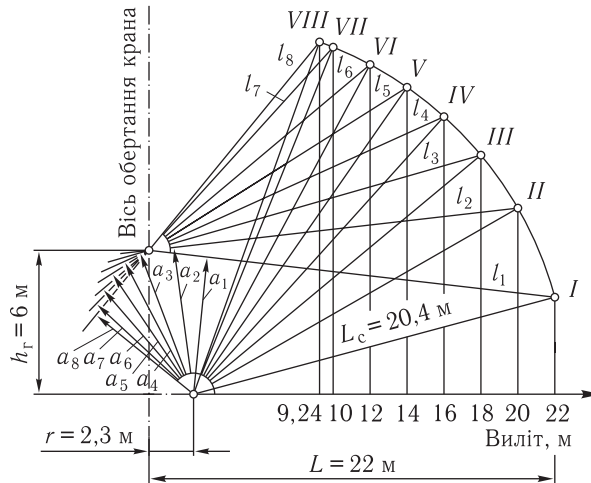


Рис. 4.12. Схема для визначення довжини поліспа та відстані до точки прикладання зусилля в ньому

Щоб скоротити розрахунок, орієнтовно середнє значення зусилля можна визначити за формулою

$$F_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{пmax}} + F_{\text{пmin}}}{2} = \frac{312,2 + 169,2}{2} = 240,7 \text{ кН.}$$

Похибка у нашому розрахунку становить 6 %.

Потужність електродвигуна під час змінення вильоту стріли

$$P = F_{\text{ср}} v_{\text{п.с}} / \eta_{\text{м}}, \quad (4.56)$$

де $\eta_{\text{м}}$ — ККД механізму; $v_{\text{п.с}}$ — швидкість скорочення стрілопідіймального поліспа, м/с:

$$v_{\text{п.с}} = v_{\text{ср}} \frac{\Delta l}{\Delta L};$$

$\Delta l = l_{\text{max}} - l_{\text{min}}$ — скорочення довжини поліспа під час змінення вильоту, м; $\Delta L = L_{\text{max}} - L_{\text{min}}$ — змінення вильоту, м; $v_{\text{ср}} = 0,167$ м/с — середня швидкість горизонтальної проекції вантажу під час змінення вильоту.

За схемою, наведеною на рис. 4.12, отримаємо

$$\Delta l = 22,2 - 16,12 = 6,08 \text{ м;}$$

$$\Delta L = 22 - 9,24 = 12,76 \text{ м.}$$

Тоді

$$v_{\text{п.с}} = 0,167 \frac{6,08}{12,76} = 0,08 \text{ м/с;}$$

$$P = \frac{254,47 \cdot 0,08}{0,85} = 23,95 \text{ кВт.}$$

Вибираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 412-8 з фазовим ротором. Потужність двигуна $P = 26$ кВт, частота обертання вала $n = 715$ об/хв ($\omega = 74,8$ рад/с) при $T_B = 25\%$, момент інерції ротора $I_p = 0,763$ кг · м², максимальний момент $M_{\max} = 900$ Н · м (дод. ХХХІІ).

Розрахунок стрілового поліспасти. Виходячи з уніфікації стрілового і вантажного поліспасти, вибираємо стріловий канат такий, як і вантажний — 17,5-Г-І-Н-1670 (див. дод. І), конструкції 6 × 25, границя міцності його 1670 МПа, розривне зусилля $F_p = 163\,500$ Н, максимальне робоче зусилля $F_{\max} = 28\,495$ Н (див. п. 4.5).

Визначаємо кратність стрілового поліспасти

$$u = \frac{F_{\text{пmax}}}{F_{\text{max}}} = \frac{312\,200}{28\,495} = 10,9,$$

де $F_{\text{пmax}}$ — з табл. 4.13. Беремо $u = 12$.

Діаметр стрілового барабана беремо рівним діаметру вантажного барабана $D_6 = 400$ мм і $D = 417,5$ мм з урахуванням намотаного каната.

Робоча довжина

$$l_p = \Delta l u = 6,08 \cdot 12 = 73 \text{ м.}$$

Кількість робочих витків

$$z_p = \frac{l_p}{\pi D} = \frac{73}{3,14 \cdot 0,4175} = 56.$$

Загальна кількість витків

$$z_3 = z_p + z_{3п} + z_{3.к} = 56 + 2 + 3 = 61,$$

де $z_{3п} = 2$ — мінімальна кількість запасних витків (беремо 1,5...2,0); $z_{3.к} = 3$ — мінімальна кількість витків на закріплення каната.

Необхідна довжина барабана

$$l_6 = z_3 t = 61 \cdot 20 = 1220 \text{ мм,}$$

де $t = d + (2...3)$ мм = 20 мм — крок намотки каната для барабана з нарізкою, $t = d$ — для барабана без нарізки.

Швидкість намотування каната на барабан

$$v_k = v_{\text{п}} u = 0,08 \cdot 12 = 0,96 \text{ м/с.}$$

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 v_k}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,96}{3,14 \cdot 0,4175} = 43,91 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_0} = \frac{715}{43,91} = 16,28.$$

За каталогом (дод. XXXIX—XL) вибираємо редуктор типу Ц2-350, що передає потужність 32 кВт з частотою обертання вхідного вала 750 об/хв, з передатним числом $u_p = 16,3$.

Тривалість пуску електродвигуна. Двигун перевіряємо на пуск при мінімальному і максимальному зусиллях у стрілопідіймальному поліспасті за формулою

$$t_{\text{п}} = \frac{2T}{\omega \eta_{\text{м}} (M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}})} + \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}},$$

де T — кінематична енергія стріли і вантажу:

$$T = \frac{m_{\text{с}} L_{\text{с}}^2 \omega_{\text{с}}^2}{8} + \frac{m_{\text{в}} v^2}{2} = \frac{2800 \cdot 4^2 \cdot 0,014^2}{8} = 2855 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с};$$

$m_{\text{с}}, m_{\text{в}}$ — маси відповідно стріли і вантажу; $\omega_{\text{с}}$ — кутова швидкість обертання стріли:

$$\omega_{\text{с}} = \frac{\beta_{\text{max}} + \beta_{\text{min}}}{\Delta t_{\text{п}}} = \frac{1,05}{76} = 0,014 \text{ рад/с},$$

$\beta_{\text{max}}, \beta_{\text{min}}$ — максимальний і мінімальний кути нахилу стріли: $\beta_{\text{max}} + \beta_{\text{min}} = 75^\circ - 15^\circ = 60^\circ = 1,05 \text{ рад}$; $\Delta t_{\text{п}}$ — тривалість підймання стріли:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta I_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} = \frac{6,03}{0,08} = 76 \text{ с};$$

v — лінійна швидкість руху вантажу під час підймання стріли: $v = 0$, оскільки зі зміненням вильоту вантаж переміщується горизонтально; $I_{\text{зв}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) = 1,2(0,763 + 0,35) = 1,34 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції обертання мас механізму; $I_{\text{р}} = 0,763 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора; $I_{\text{м}} = 0,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти (дод. XLVI).

Середньопусковий момент електродвигуна

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{900 + 1,1 \cdot 348}{2} = 641 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{\omega} = \frac{26\,000}{74,8} = 348 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При максимальному зусиллі в поліспасті статичний момент

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{пmax}} D}{2u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = \frac{312 \cdot 200 \cdot 0,4175}{2 \cdot 195,6 \cdot 0,85} = 392 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $u_{\text{м}} = i u_{\text{р}} = 12 \cdot 16,3 = 195,6$ — загальне передатне число механізму.

При мінімальному зусиллі

$$M_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{пmin}} D}{2u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = \frac{169 \cdot 200 \cdot 0,4175}{2 \cdot 195,6 \cdot 0,85} = 212 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску при максимальному зусиллі в поліспасті

$$t_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 2855}{74,8 \cdot 0,85(641 - 392)} + \frac{1,34 \cdot 74,8}{641 - 392} = 0,76 \text{ с}.$$

При мінімальному зусиллі

$$t_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 2855}{74,8 \cdot 0,85(641 - 212)} + \frac{1,34 \cdot 74,8}{641 - 212} = 0,44 \text{ с}.$$

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна (4.2)

$$\psi M^{\text{H}} \leq m_0 M^{\text{P}},$$

де $\psi = 1,35$ — коефіцієнт перевантаження (табл. 4.5); M^{H} — момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень: $M^{\text{H}} = M_{\text{ст}} = 392 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ — коефіцієнт умов експлуатації; $m_1 = 0,95$ — коефіцієнт відповідальності для II класу відповідальності елемента (табл. 4.7); $m_2 = 0,8$ — коефіцієнт, який урахує умови роботи (табл. 4.8);

$$M^{\text{P}} = M_{\text{max}} = 900 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді $1,35 \cdot 392 < 0,76 \cdot 900$.

Гальмівний момент і вибір гальма. Гальмо має утримувати стрілу в будь-якому положенні й затримувати її рух у разі дії статичних та інерційних навантажень.

Гальмівний момент

$$M_{\text{Г}} = k_{\text{Г}} M_{\text{ст.Г}} = 1,75 \cdot 283 = 495 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k_{\text{Г}} = 1,75$ — коефіцієнт запасу гальмування (див. табл. 2.4); $M_{\text{ст.Г}}$ — статичний момент під час гальмування за максимальними зусиллями у поліспасті:

$$M_{\text{ст.Г}} = \frac{F_{\text{пmax}} D \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}} = \frac{312 \cdot 200 \cdot 0,4175 \cdot 0,85}{2 \cdot 195,6} = 283 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За каталогом (дод. XLVIII) вибираємо двоколodкове гальмо з електрогідроприводом ТКТГ-300м; максимальний гальмівний момент $M_{\text{Г}} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ з регулюванням на розрахунковий.

Тривалість гальмування при опусканні

$$t_{\Gamma} = \frac{2T\eta_M}{\omega(M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma})} + \frac{I_{\text{зв}}\omega}{M_{\Gamma} - M_{\text{ст.}\Gamma}}, \quad (4.57)$$

де $M_{\text{ст.}\Gamma} = M_{\text{ст}}\eta_M^2$.

При максимальному навантаженні $M_{\text{ст.}\Gamma} = 392 \cdot 0,85^2 = 283 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 2855 \cdot 0,85}{74,8(495 - 283)} + \frac{1,34 \cdot 74,8}{495 - 283} = 0,78 \text{ с};$$

при мінімальному навантаженні $M_{\text{ст.}\Gamma} = 212 \cdot 0,85^2 = 153 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

$$t_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 2855 \cdot 0,85}{74,8(495 - 153)} + \frac{1,34 \cdot 74,8}{495 - 153} = 0,4 \text{ с}.$$

Тривалість гальмування практично дорівнює тривалості пуску, а отже, інерційні навантаження під час гальмування не перевищуватимуть інерційні навантаження під час пуску.

Гальмування механізму здійснюється електродвигуном, і лише в мить повного його зупинення прикладається гальмівний момент внаслідок замикання гальм.

4.9

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ЗМІНЕННЯ ВИЛЬОТУ ГАКА БАШТОВОГО КРАНА З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ СТІЛОЮ І ВАНТАЖНИМ ВІЗКОМ

Вихідні дані: нормативна вантажність $m_G = 10 \text{ т}$; середньоквадратичне відхилення вантажу $S_G = 6 \text{ кН}$ (див. п. 4.5). Найбільший виліт $L_{\text{max}} = 22 \text{ м}$, довжина стріли $L_c = 20,4 \text{ м}$; найменший виліт $L_{\text{min}} = 5 \text{ м}$; швидкість пересування вантажного візка $v_B = 0,333 \text{ м/с}$; висота підняття вантажу $H = 40 \text{ м}$; вага візка $G_B = 2 \text{ кН}$. Схему механізму наведено на рис. 4.13.

Вважаємо, що нахил стріли дорівнює уклону основи крана (див. пп. 4.1.4).

Загальний опір пересуванню дорівнює сумі опорів від тертя, вітру, уклону і різниці натягів канатів, тобто від переміщення вантажного каната по блоках і натягу в неробочій вітці тягового каната (інерційні сили не враховуються):

$$F = F_T + F_B + F_y + F_{\text{пр}} + F_0. \quad (4.58)$$

Опір силам тертя

$$F_T = (G + S_G + G_B) f_k = (100 + 6 + 2) \cdot 0,2 = 0,216 \text{ кН},$$

де $G = 100 \text{ кН}$ — вага вантажу; $S_G = 6 \text{ кН}$ — випадкова складова ваги вантажу; $G_B = 2 \text{ кН}$ — вага візка; $f_k = 0,2$ — коефіцієнт опору пересуванню

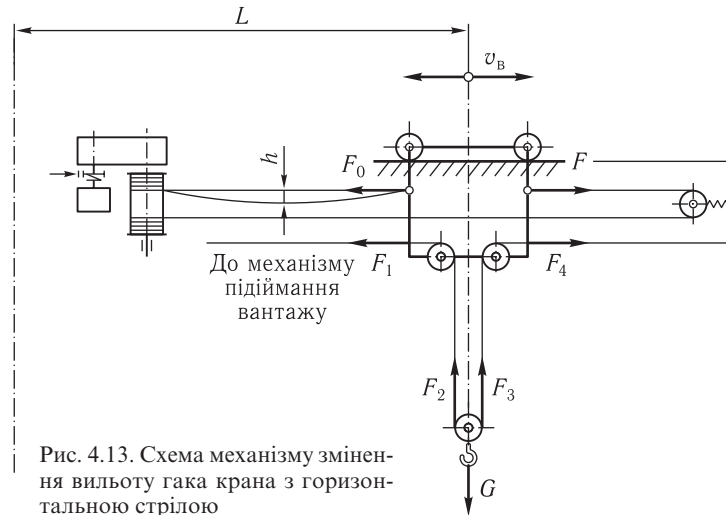


Рис. 4.13. Схема механізму змінення вильоту гака крана з горизонтальною стрілою

(табл. 4.12) для діаметра ходового ролика до 200 мм і діаметра осі ролика до 50 мм.

Силу дії вітру на вантаж визначено раніше: $F_B = F_{B.B} = 2,625$ кН. Оскільки площа візка мала, то сила дії вітру на нього незначна і нею нехтуємо.

Опір від уклону крана

$$F_y = (G + S_G + G_B) \sin \alpha = (100 + 6 + 2) \cdot 0,035 = 3,78 \text{ кН},$$

де α — кут уклону основи крана (див. пп. 4.1.3).

Опір від різниці натягів канатів на довжині прогону (див. рис. 4.13)

$$F_{\text{пр}} = F_1 - F_4 = 5,63 - 5,3 = 0,33 \text{ кН}, \quad (4.59)$$

де

$$F_4 = \frac{G^H}{u} = \frac{106}{2} = 5,3 \text{ кН}; \quad F_1 = F_4 \frac{1}{\eta_{\text{бл}}^z} = 5,3 \frac{1}{0,98^3} = 5,63 \text{ кН},$$

$u = 2$ — кратність вантажного поліспасти; $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ — ККД вантажного блока; $z = 3$ — кількість вантажних блоків.

Натяг у вільній вітці тягового каната

$$F_0 = \frac{ql^2}{8h} = \frac{5 \cdot 20^2}{8 \cdot 0,5} = 0,5 \text{ кН}, \quad (4.60)$$

де $q = 5$ Н/м — лінійна вага тягового каната, яку беремо орієнтовно з подальшим уточненням; $l = 20$ м — прогін, у якому провисає канат, коли вантажний візок розміщується в кінцевому положенні; $h = 0,5$ м — стріла провисання каната (2...3% прогону).

Тоді

$$F = 0,216 + 2,625 + 3,78 + 0,33 + 0,5 = 7,45 \text{ кН.}$$

Канат і барабан вибираємо, як і в попередніх розрахунках. У нашому розрахунку $d = 9,7 \text{ мм}$; $D = 200 \text{ м}$.

Статична потужність електродвигуна

$$P = \frac{Fv_B}{\eta_M} = \frac{7,45 \cdot 0,333}{0,85} = 2,9 \text{ кВт,}$$

де $\eta_M = 0,85$ (дод. XXXI).

Вибираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 012-6 з фазовим ротором; потужність двигуна $P = 2,7 \text{ кВт}$, частота обертання вала $n = 840 \text{ об/хв}$ ($\omega = 87,92 \text{ рад/с}$) при ТВ = 25 %, момент інерції ротора $I_p = 0,0293 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, максимальний момент $M_{\max} = 57 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. XXXII), $M_H = P/\omega = 2700/87,92 = 30,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Швидкість намотування каната на тяговий барабан $v_k = v_B = 0,333 \text{ м/с}$.

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60v_B}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,333}{3,14 \cdot 0,2} = 31,8 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{840}{31,8} = 26,42.$$

За каталогом (дод. XXXIX—XL) для режиму роботи 4-ї групи при частоті обертання вхідного вала $n = 1000 \text{ об/хв}$ вибираємо редуктор Ц2-250-24,9-4М з передатним числом $u_p = 24,9$, потужністю $P = 11,7 \text{ кВт}$.

Фактична швидкість візка

$$v_\phi = 0,333 \frac{26,42}{24,9} = 0,353 \text{ м/с.}$$

Перевірка електродвигуна на тривалість пуску. Середня тривалість пуску візка

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}} = \frac{0,2848 \cdot 87,92}{42,5 - 32,8} = 2,58 \text{ с,}$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений момент інерції механізму пересування візка під час пуску та гальмування:

$$I_{\text{зв}} = \delta(I_p + I_M) + \frac{(m_G + m_B)R_K^2}{2u_M^2 \eta_M} = \\ = 1,2 \cdot (0,0293 + 0,1274) + \frac{(10\,000 + 200) \cdot 0,1^2}{2 \cdot 24,9^2 \cdot 0,85} = 0,2848 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_M = 0,1274 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти (дод. XLVI);

$$M_{\text{п.сп}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_H}{2} = \frac{57 + 1,1 \cdot 30,7}{2} = 42,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст}} = \frac{(F - F_0)D}{2u_M \eta_M} = \frac{(7450 - 500) \cdot 0,2}{2 \cdot 24,9 \cdot 0,85} = 32,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Прискорення в період пуску

$$a = \frac{v_B}{t_{\text{п}}} = \frac{0,353}{2,58} = 0,14 \text{ м/с} < [a] = 0,15 \text{ м/с (див. пп. 2.2.9)}.$$

Отже, прямий пуск двигуна можливий, але може бути й ступінчастим.

Перевірка електродвигуна за моментом. Умова правильності вибору електродвигуна (4.2)

$$\psi M^H \leq m_0 M^P,$$

$\psi = 1,3$ — коефіцієнт перевантаження (табл. 4.5);

$$M^H = M_{\text{ст}} = 32,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$m_0 = m_1 m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ — коефіцієнт умов експлуатації (табл. 4.7; 4.8);

$M^P = M_{\text{max}} = 57 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Тоді $1,3 \cdot 32,8 < 0,95 \cdot 57$; $42,64 < 54,15$.

Гальмівний момент і вибір гальм. Розрахунковий гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = M''_d + M'_{d,\Gamma} + M_{B,\Gamma} + M_{y,\Gamma} - M_{\Gamma}, \quad (4.61)$$

де відповідні моменти сил інерції мас, що обертаються і рухаються поступально, сил вітру, уклону, без моменту сил тертя в ходових роликах і вантажних блоках, оскільки вони сприяють гальмуванню, визначено раніше.

Отже,

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} &= \frac{\delta(I_p + I_M)\omega}{t_{\Gamma}} + \frac{(m_G + m_B)R_K^2\omega}{u_M^2 t_{\Gamma} \eta_M} + \frac{(F_B + F_y)D}{2u_M \eta_M} - \frac{(F + F_{\text{пр}})D}{2u_M \eta_M} = \\ &= \frac{1,2 \cdot (0,0293 + 0,1274) \cdot 87,92}{2,58} + \frac{(10\,000 + 200) \cdot 0,1^2 \cdot 87,92}{24,9^2 \cdot 2,58 \cdot 0,85} + \\ &\quad + \frac{(2625 + 3780) \cdot 0,2}{2 \cdot 24,9 \cdot 0,85} - \frac{(7450 + 330) \cdot 0,2}{2 \cdot 24,9 \cdot 0,85} = 6,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (4.62)$$

де $t_{\Gamma} = t_{\text{п}} = 2,58 \text{ с}$.

Вибираємо колодкові гальма ТТ-160 з гальмівним моментом $M_{\Gamma} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (дод. ХЛІІ). Гальма регулюємо на розрахунковий гальмівний момент.

Гальмування механізму здійснюється електродвигуном, а гальма приводяться в дію (замикаються) лише в момент повного зупинення механізму.

4.10 РОЗРАХУНОК СТІЙКОСТІ БАШТОВОГО КРАНА

Відповідно до стандарту стійкість баштового крана, що стоїть вільно, треба розраховувати для таких умов:

- з вантажем (вантажна стійкість) і без вантажу (власна стійкість);
- раптове знімання навантаження з гака;
- монтаж і демонтаж.

Щоб забезпечити стійкість крана (рис. 4.14), має виконуватись нерівність (4.2)

$$\psi M^H \leq t_0 M^P,$$

де ψ — коефіцієнт перевантаження, який визначається за формулою

$$\psi = 1 + K_1 K_2;$$

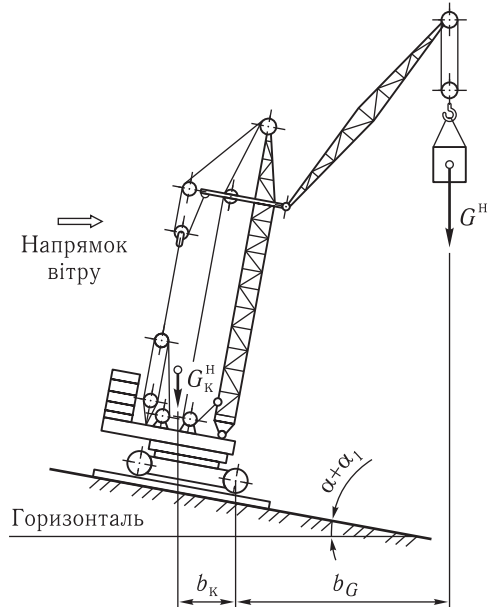
$K_1 = 5,5$ — коефіцієнт надійності для I класу відповідальності елемента; K_2 — коефіцієнт змінності, який визначається за формулою

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{S_G}^2 + M_{S_{в.к}}^2 + M_{S_{в.в}}^2 + M_{S_D}^2}}{M^H};$$

(4.63)

M_{S_G} — момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкових складових ваги вантажу, $\text{кН} \cdot \text{м}$:

Рис. 4.14. Схема для визначення коефіцієнта вантажної стійкості



$$M_{S_G} = K_3 G^H b_G;$$

$M_{S_{B,K}}$ — те саме вітрового навантаження на кран, кН · м:

$$M_{S_{B,K}} = m_{\Pi} k_d M_{S_{B,K}}^H; \quad (4.64)$$

K_3 беремо за табл. 4.9; G^H — нормативна складова ваги вантажу; b_G — відстань від точки підвішування вантажного поліспасти до вертикальної площини, що проходить через ребро перекидання, яке визначається з урахуванням нахилу крана в бік перекидання; m_{Π} — див. п. 4.2; $M_{S_{B,K}}^H$ — момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрових сил робочого стану, кН · м; $M_{S_{B,B}}$ — момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкових складових вітрової сили на вантаж (беремо таким, що дорівнює $0,1 M_{S_{B,B}}^H$ — моменту від нормативного вітрового навантаження на вантаж), кН · м; M_{S_d} — те саме динамічних навантажень, зумовлених роботою механізмів підймання вантажу і пересування крана, кН · м:

$$M_{S_d} = 0,02 \frac{G_k^H b_k + G^H b_G}{G_k^H b_k - G^H b_G} [G_B^H v_1^2 + G_B^H v_2^2]; \quad (4.65)$$

G_k^H , G_B^H — нормативні складові ваги крана і вантажу, кН; b_k — відстань від центра ваги крана до вертикальної площини, що проходить через ребро перекидання, яке визначається з урахуванням нахилу крана в бік перекидання, м. Кут нахилу кранової колії α визначаємо за пп. 4.1.3, а деформацію крана і підкранової колії α_1 — залежно від основи:

<i>Кранова колія</i>	α_1
Укладена на бетонній основі або естакаді	0,02/B
Укладена на ґрунтовому або щебеновому баласті	0,05/B

v_1 і v_2 — номінальні швидкості відповідно підймання (опускання) вантажу і пересування крана, м/с; M^H — перекидальний момент, кН · м, від нормативних складових навантажень:

$$M^H = G^H b_G + M_B^H;$$

M_B^H — момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрового навантаження робочого стану, яке діє на кран і вантаж, кН · м; m_0 — коефіцієнт умов роботи:

$$m_0 = m_1 m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9;$$

$m_1 = 0,9$ для II класу відповідальності крана і I класу відповідальності елемента (табл. 4.7); $m_2 = 1$ — коефіцієнт, що враховує умови роботи (табл. 4.8); $M^P = M_{\text{упр}} = G_k^H b_k$ — утримувальний момент, кН · м.

Визначаємо числові значення величин з умов стійкості.

Вантажна стійкість. Розрахункові положення крана зображено на рис. 4.14.

Перекидальні моменти:

від нормативної складової ваги вантажу при максимальному вильоті $L_{\max} = 22$ м

$$M_G^H = G^H b_G = G_{\min} \left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 72,7 \left(22 - \frac{6}{2} \right) = 1381 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $G_{\min} = 72,7$ кН; $B = 6$ м — база (колія) крана;

від середнього квадратичного відхилення випадкових складових ваги вантажу

$$M_{S_G} = K_3 G_{\min} \left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 0,06 \cdot 72,7 \left(22 - \frac{6}{2} \right) = 82,88 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $K_3 = 0,06$ — див. табл. 4.9;

від середнього квадратичного відхилення випадкових складових вітрового навантаження на кран і на вантаж (вихідні дані для розрахунку — див. табл. 4.13)

$$M_{S_{B,K}} + M_{S_{B,B}} = m_{\Pi} k_{\text{д}} M_{B,K}^H = S_{B,C} h + S_{B,6} h_2 + S_{B,\Pi,\Pi} h_4 + S_{B,\text{бал}} h_3 + S_{B,B} h + S_{B,\text{н.п}} h_1, \quad (4.66)$$

де $S_{F_{G_i}} = 0,12$ кН; $h = 40$ м, $h_1 = 1$ м, $h_2 = 19$ м, $h_3 = 4$ м, $h_4 = 2$ м — див. рис. 4.3; $S_{B,6} = 1,94$ кН, $S_{B,\Pi,\Pi} = 0,17$ кН, $S_{B,\text{бал}} = 0,16$ кН, $S_{B,B} = 0,6$ кН, $S_{B,\text{н.п}} = 0,2484$ кН. Отже,

$$M_{S_{B,K}} + M_{S_{B,B}} = 0,12 \cdot 40 + 1,94 \cdot 19 + 0,17 \cdot 2 + 0,16 \cdot 4 + 0,6 \cdot 40 + 0,2484 \cdot 1 = 66,89 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

від нормативної складової вітрового навантаження на кран у робочому стані

$$M_{B,K}^H = F_C h + F_6 h_2 + F_{\Pi,\Pi} h_4 + F_{\text{бал}} h_3 + F_{\text{н.п}} h_1 + F_{B,B} h = 0,52 \cdot 40 + 7,67 \cdot 19 + 0,6 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1 + 2,625 \cdot 40 = 275,95 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $F_C = 0,52$ кН — див. табл. 4.13; $F_6 = 7,67$ кН; $F_{\Pi,\Pi} = 0,6$ кН; $F_{\text{бал}} = 0,58$ кН; $F_{\text{н.п}} = 0,9$ кН, $F_{B,B} = 2,625$ кН; $M^H = M_G^H + M_{B,K}^H = 1381 + 275,95 = 1656,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$

від середніх квадратичних відношень випадкових динамічних навантажень під час роботи механізмів підймання і пересування

$$\begin{aligned}
 M_{S_d} &= \frac{0,02(G_k h_0 + Gh) [Gv^2 + (G_k + G)v_k^2]}{G_k \left[\left(c_1 + \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] -} \\
 &\rightarrow \frac{-G \left[\left(L_{\max} - \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h \sin(\alpha + \alpha_1) \right]}{=} \\
 &= \frac{0,02(800 \cdot 7,08 + 72,7 \cdot 40) [72,7 \cdot 0,333^2 + (800 + 72,7)0,2^2]}{800 \left[\left(0,94 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 7,42 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) \right] -} \\
 &\rightarrow \frac{-72,7 \left[\left(22 - \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 40 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) \right]}{=} = 19,24 \text{ кН} \cdot \text{м},
 \end{aligned} \tag{4.67}$$

де $\alpha = \frac{0,1}{B} = \frac{0,1}{6}$ (див. пп. 4.1.3); $\alpha_1 = \frac{0,05}{B} = \frac{0,05}{6}$ (п. 4.10).

Тоді коефіцієнт змінності

$$K_2 = \sqrt{\frac{M_{S_G}^2 + M_{S_{в.к}}^2 + M_{S_d}^2}{M^H}} = \sqrt{\frac{82,88^2 + 66,89^2 + 19,24^2}{1656,95}} = 0,065$$

$$\text{і } \psi = 1 + 5,5 \cdot 0,065 = 1,358.$$

Утримувальний момент

$$\begin{aligned}
 M^P &= M_{\text{утр}} = G_k \left[\left(c_1 + \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] = \\
 &= 800 \left[\left(0,94 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 7,42 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) \right] = 3152 \text{ кН} \cdot \text{м}.
 \end{aligned}$$

Підставивши M^P в умову (4.2), отримаємо

$$1,358 \cdot 1656,95 < 0,9 \cdot 3152.$$

Таким чином, умови вантажної стійкості дотримуються.

Аналогічно перевіряємо вантажну стійкість для інших вильотів та інших вантажів.

Власна стійкість. Власну стійкість крана розраховуємо для його робочого і неробочого станів (рис. 4.15) без урахування рейкових захоплювачів.

Якщо кран у робочому стані, то стійкість розраховуємо при найменшому вильоті стріли, а якщо в неробочому, то при найнесприятливішому

положенні стріли, яке зазначене в інструкціях на перевезення, монтаж, пуск, регулювання та обкатку й експлуатацію кранів.

Умови власної стійкості:

у робочому положенні (рис. 4.15, а)

$$\psi M^H \leq m_0 M^P,$$

де

$$\psi = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,25 = 2,375,$$

$K_1 = 5,5$ — коефіцієнт надійності для II класу відповідальності крана і I класу відповідальності елемента (табл. 4.6); K_2 — коефіцієнт змінності:

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{S_{B.K}}^2 + M_{S_d}^2}}{M_{B.K}^H}; \quad (4.68)$$

$$M_{S_{B.K}}^H = S_{B.C} h + S_{B.C} h_2 + S_{B.П.П} h_4 + S_{B.бал} h_3 + S_{B.Н.П} h_1 =$$

$$= 0,12 \cdot 40 + 1,94 \cdot 19 + 0,17 \cdot 2 + 0,16 \cdot 4 + 0,2484 \cdot 1 = 42,89 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

M_{S_d} — перекидальний момент від середніх квадратичних відхилень випадкової складової динамічної сили внаслідок пересування, який визначаємо за формулою (4.65) при $G = 0$:

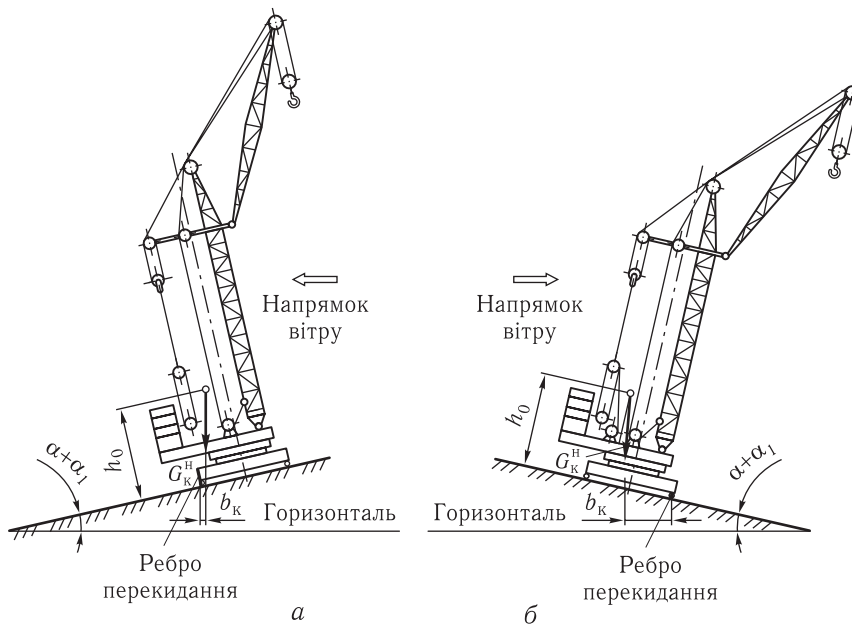


Рис. 4.15. Схема для визначення коефіцієнта власної стійкості:
а — для робочого стану; б — для кранів з вільним обертанням поворотної частини

$$M_{S_{\pi}} = \frac{0,02(G_k h_0)(G_k v_k^2)}{G_k \left[\left(c_1 + \frac{B}{2} \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right]} =$$

$$= \frac{0,02(800 \cdot 7,08)(800 \cdot 0,2^2)}{800 \left[\left(0,94 + \frac{6}{2} \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 7,42 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) \right]} = 5,75 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

отже,

$$K_2 = \frac{\sqrt{42,89^2 + 5,75^2}}{175,95} = 0,25;$$

$$M^H = M_{S_{в.к}}^H = F_c h + F_6 h_2 + F_{п.п} h_4 + F_{бал} h_3 + F_{н.п} h_1 =$$

$$= 0,52 \cdot 40 + 7,67 \cdot 19 + 0,6 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1 = 175,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$m_0 = 0,9$; утримувальний момент

$$M^P = M_{утр} = G_k \left[\left(\frac{B}{2} - c_1 \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] =$$

$$= 800 \left(\frac{6}{2} - 0,94 \right) \cos\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) - 7,42 \sin\left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6}\right) = 1530 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

тоді умови стійкості

$$2,375 \cdot 175,95 < 0,9 \cdot 15,3; \quad 418 < 1377;$$

для неробочого стану (рис. 4.15, б)

$$\psi = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,23 = 2,265,$$

де $K_1 = 5,5$; $K_2 = m_{п} k_{\vartheta} = 0,1 \cdot 2,3 = 0,23$, (див. п. 4.2);

момент від нормативних складових сил

$$M^H = M_{в.к}^H \left[F_c \left(h + \frac{L_c}{2} \cos \beta_{\max} + F_6 h_2 + F_{п.п} h_4 + F_{бал} h_3 + F_{н.п} h_1 \right) \right] \frac{q_{нероб}}{q_{роб}} =$$

$$= \left[1,88 \left(40 + \frac{20,4}{2} \cos 70^\circ \right) + 7,67 \cdot 19 + 0,6 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1 \right] \frac{0,7}{0,125} =$$

$$= 1299 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $F_c = 2,61 \frac{\cos 20^\circ}{1,3} = 1,88 \text{ кН}$ — сила, що діє на стрілу з урахуванням її нахилу на 70° та співвідношення граней стріли 1 : 1,3; $q_{\text{нероб}} = 700 \text{ Па}$, $q_{\text{роб}} = 125 \text{ Па}$ — тиски вітру в неробочому і робочому станах;

$$m_0 = m_1 m_2 = 1,05 \cdot 1 = 1,05,$$

тоді

$$\begin{aligned} M^H &= M_{\text{угр}} = G_k^H b_k = G_k \left[\left(\frac{B}{2} + c_1 \right) \cos(\alpha + \alpha_1) - h_0 \sin(\alpha + \alpha_1) \right] = \\ &= 800 \left[\left(\frac{6}{2} + 0,94 \right) \cos \left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) - 7,42 \sin \left(\frac{0,1}{6} + \frac{0,05}{6} \right) \right] = 3127 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Умови стійкості в неробочому стані (рис. 4.15, б), коли допускається вільне обертання поворотної частини крана,

$$2,265 \cdot 1522 < 1,05 \cdot 3127; \quad 2942 < 3283.$$

Крім цих розрахунків треба також визначити стійкість баштових кранів у разі раптового зняття вантажу.

Р

ОЗРАХУНОК ПНЕВМОКОЛІСНИХ КРАНІВ

Стрілові пневмоколісні крани застосовують для будівельно-монтажних і вантажно-розвантажувальних робіт.

Пневмоколісний кран (рис. 5.1) складається з ходової рами 1 з виносними опорами 2 і ходовими колесами 7, поворотної платформи 3 з механізмами підймання вантажу і стріли, повертання крана та допоміжного підймання, дизель-генераторної установки, стріли 6, кабіни 4 й опорно-повертального пристрою 5.

Особливістю цих кранів, як і інших стрілових, є змінення вантажності залежно від вильоту стріли. Їх обладнують ґратчастими стрілами різної довжини або телескопічними стрілами основної і максимальної довжини. Щоб збільшити підстріловий простір, до стріли прикріплюють короткі або довгі різки (рис. 5.2). Привід механізмів кранів — дизельно-електричний на постійному або змінному струмі чи гідравлічний.

Стріловим самохідним кранам дають індекс з двох літер і чотирьох цифр. Літери КС означають кран стріловий самохідний загального призначення. Чотири цифри, які пишуться після літер через дефіс, означають основні параметри: перша цифра — розмірна група відповідно до вантажності крана; друга — тип ходового пристрою; третя — виконання підвіски стрілового обладнання і четверта — порядковий номер моделі крана.

Літери після цифр означають чергову модернізацію (А, Б, В...) або кліматичне виконання (ХЛ — північне, Т — тропічне, ТВ — вологі тропіки).

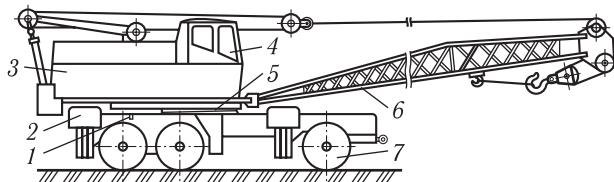


Рис. 5.1. Схема пневмоколісного крана

5.1 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ І МАС СТРІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ

Орієнтовно характеристики стрілових самохідних кранів можна визначити за даними табл. 5.1.

Залежно від вантажності крана ходова частина виконується 2-, 3- або 4-вісною на здвоєних пневматичних шинах.

Осі до рам прикріплюють за допомогою балансірів. Привідні мости мають пристрій для вимикання диференціалу, що забезпечує вищу прохідність крана під час руху по прямій.

Виносні опори сприяють значному підвищенню вантажності, оскільки збільшують опорну площу крана.

Керують механізмами з кабіни за допомогою важільних, гідравлічних або електричних систем керування. Крани обладнують колісними і стоянковими гальмами.

Приклад розрахунку пневмоколісного крана. Спроекувати пневмоколісний кран для виконання будівельно-монтажних або вантажно-розвантажувальних робіт.

Вихідні дані: максимальна вантажність $m_B = 25$ т, швидкість підймання вантажу $v = 0,1 \dots 0,417$ м/с; середня швидкість змінення вильоту $v_{cp} = 0,15$ м/с, частота обертання $n = 0,4$ об/хв. Для розрахунку скористаємося формулами з табл. 5.1.

Довжина стріли основна

$$L_{c.min} = (0,93 \dots 1,07) \times \\ \times 4,2 \sqrt[3]{25} = 13,14 \text{ м.}$$

Беремо $L_{c.min} = 15$ м.

Довжина стріли максимальна

$$L_{c.max} = (0,95 \dots 1,05) \times \\ \times (14,3 \sqrt[3]{25} - 10) = 30,22 \text{ м.}$$

Беремо $L_{c.max} = 25$ м.

Висота підняття для стріли основної довжини

$$H_{min} = (1,05 \dots 0,95) \times \\ \times (2,76 \sqrt[3]{25} + 2,6) = 11,2 \text{ м.}$$

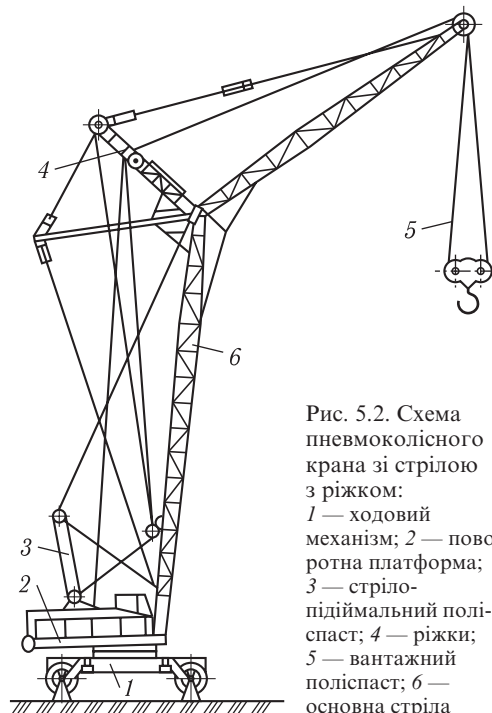


Рис. 5.2. Схема пневмоколісного крана зі стрілою з ріжком:
1 — ходовий механізм; 2 — поворотна платформа; 3 — стріло-підйомальний поліспасти; 4 — ріжки; 5 — вантажний поліспасти; 6 — основна стріла

Таблиця 5.1. Розрахункові формули для орієнтовного визначення розмірів і мас стрілових самохідних кранів та окремих елементів їх для заданої вантажності

Параметр	Тип крана	Формула
<i>Геометричні параметри</i>		
Довжина стріли основна	П, Ш, Г	$(0,93...1,07) \cdot 4,2\sqrt[3]{m_B}$
	А	$(0,95...1,05) \cdot 4,4\sqrt[3]{m_B}$
Довжина стріли максимальна	Ш	$(0,95...1,05)(17\sqrt[3]{m_B} - 15)$
	А	$(0,93...1,07) \cdot 5,5\sqrt[3]{m_B}$
	П	$(0,95...1,05)(14,3\sqrt[3]{m_B} - 10)$
	Г	$(0,88...1,12)(16\sqrt[3]{m_B} - 16)$
Довжина стріли з різком максимальна	Ш	$(0,95...1,05)(22\sqrt[3]{m_B} - 20)$
Висота підняття для стріли основної довжини	П, Ш, Г	$(1,05...0,95)(2,76\sqrt[3]{m_B} + 2,6)$
	Ш, Г, П	$(0,95...1,05) \cdot 3,8\sqrt[3]{m_B}$
Висота підняття для стріли максимальної довжини	П, Ш, Г	$(1,15...0,85)(17,5\sqrt[3]{m_B} - 15)$
	Ш, П	$(0,9...1,1) \cdot 5,4\sqrt[3]{m_B}$
Висота підняття гака максимальна	Г	$(0,9...1,1)(12,5\sqrt[3]{m_B} - 10)$
Виліт стріли мінімальний	П, Ш, Г	$(0,85...1,15) \cdot 1,1\sqrt[3]{m_B}$
Виліт стріли максимальний	Ш, Г, П	$5\sqrt[3]{m_B}$
Вантажність без виносних опор на мінімальному вильоті стріли	П, Ш	$(0,95...1,05) \cdot 0,45m_B$
Вантажність на максимальному вильоті основної стріли	П, Ш	$0,23m_B$
	П	$3 + 0,23m_B$ (тільки США)
	Г	$(0,78...1,22) \cdot 0,21m_B$
Вантажність без виносних опор	Ш, Г, П	$(0,92...1,08)(0,47m_B + 2)$
Виліт максимальний для стріли максимальної довжини	Всі	$(0,9...1,1)(0,2m_B + 0,8)$
	Ш, Г	$(0,9...1,1)(12\sqrt[3]{m_B} - 12)$
<i>Масові параметри</i>		
Загальна маса крана	П	$(0,95...1,05) \cdot 1,8m_B$ $(0,9...1,1)(0,75m_B + 8)$
	Ш	$(0,95...1,05) \cdot 1,7m_B$ $(0,9...1,1)(0,64m_B + 13)$

Продовження табл. 5.1

Параметр	Тип крана	Формула	
Маса лінійна одного метра основної довжини стріли	А	$(0,95\dots1,5)(1,2m_B + 3,5)$	
	Ш, Г, П	$(0,9\dots1,1) \cdot 1,6m_B$	
		$(0,9\dots1,1)(0,8m_B + 7)$	
	Ш, Г	$(0,8\dots1,2) \cdot 2m_B$	
		$(0,95\dots1,5)(0,7m_B + 20)$	
	Г	$(0,95\dots1,05) \cdot 1,8m_B$	
		$(0,9\dots1,1)m_B$	
	П, Ш	$(0,9\dots1,1)(0,003m_B + 0,05)$	
	Маса ходової частини крана	П, Ш	$(0,9\dots1,1) \cdot 2,7\sqrt{m_B}$
	Маса гакової обойми	Всі	$(0,9\dots1,1) \cdot 0,008m_B$
Маса противаги	Г	$(0,9\dots1,1) \cdot 0,25m_B$	
Навантаження на передню вісь:			
стріла повернута вперед	Ш	$(0,95\dots1,05) \cdot 0,167m_B$	
стріла повернута назад	Ш	$(0,83\dots1,17) \cdot 0,37m_B$	
Навантаження на задню вісь:			
стріла повернута вперед	Ш	$(0,86\dots1,14)(0,58m_B + 8)$	
стріла повернута назад	Ш	$(0,9\dots1,1)(0,48m_B + 6)$	
<i>Лінійні параметри</i>			
Радіус хвостової частини	П, Ш	$(0,95\dots1,05)\sqrt[3]{m_B}$	
	Г	$(0,95\dots1,05)(\sqrt[3]{m_B} - 0,8)$	
	А	$(0,95\dots1,05) \cdot 1,17\sqrt[3]{m_B}$	
Відстань між виносними опорами	П, Ш	$(0,95\dots1,05)(1,2\sqrt[3]{m_B} + 1)$	
	А	$1,8\sqrt[3]{m_B}$	
База	Ш, Г, П	$(0,93\dots1,07)(1,3\sqrt[3]{m_B} + 1)$	
	Ш	$(0,9\dots1,1)(1,15\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$	
	П	$(0,51\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$	
	П	$4,9\dots5,2$	
	А	$(0,85\dots1,15)(2\sqrt[3]{m_B} + 0,8)$	
Висота від землі до осі п'яти стріли	Ш	$(0,85\dots1,15)(0,13\sqrt[3]{m_B} + 0,5)$	
	П	$(0,85\dots1,15)(0,2\sqrt[3]{m_B} + 0,7)$	

Продовження табл. 5.1

Параметр	Тип крана	Формула
Відстань від осі обертання до п'яти стріли	Г	$(0,9...1,1)(0,23\sqrt[3]{m_B} + 0,9)$
Колія передніх коліс	П	$(0,85...1,15) \cdot 0,85\sqrt[3]{m_B}$
	П	2,0...2,2
	Ш	$(0,35...1,15) \cdot 0,7\sqrt[3]{m_B}$
	Ш	2,8
	Ш	1,8...2,0
	Колія задніх коліс	П
		$0,67\sqrt[3]{m_B}$
	Ш	2,7
	Ш	1,8
Транспортна довжина крана зі стрілою	П, Ш	$(0,9...1,1)(1,1\sqrt[3]{m_B} + 8)$
	П, Г	$(0,9...1,1) \cdot 3,3\sqrt[3]{m_B}$
	А	$(0,9...1,1) \cdot 3 + 3\sqrt[3]{m_B}$
Те саме зі складеною стрілою	Ш	$(0,9...1,1)(1,4\sqrt[3]{m_B} + 5)$
Довжина рами візка	Ш	$(0,95...1,05)(1,4\sqrt[3]{m_B} + 4)$
	П	$(0,9...1,1)(1,4\sqrt[3]{m_B} + 2)$
Ширина крана транспортна	П, Ш	2,4...2,5
	П, Ш	2,9...3,3
	П, Ш	3,3...3,7
	А	$(0,95...1,05)(0,53\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	Ш, Г, П	4,4
Висота крана транспортна	П, Ш	$(0,95...1,05)(0,4\sqrt[3]{m_B} + 2,5)$
	Г	$(0,95...1,05)(0,5\sqrt[3]{m_B} + 2)$
	А	$(0,95...1,05)(0,55\sqrt[3]{m_B} + 1,5)$
	Ш, Г, П	$(0,93...1,07)(0,55\sqrt[3]{m_B} + 2)$
Висота по осі блока порталу або монтажного стояка	Ш, П	$(0,95...1,05)(0,8\sqrt[3]{m_B} + 3)$
	Г	$(0,9...1,1) \cdot 1,7\sqrt[3]{m_B}$
Довжина гусениць	Г	$(0,95...1,05)(\sqrt[3]{m_B} + 0,7)$

Параметр	Тип крана	Формула
Ширина гусениць	Г	$(0,9...1,1) \cdot 0,21\sqrt[3]{m_B}$
Висота гусениць	Г	$0,14\sqrt[3]{m_B} + 0,5$
Ширина гусеничного ходу	Г	$(0,95...1,05)(\sqrt[3]{m_B} + 0,8)$
<i>Силові параметри</i>		
Навантаження на одну вітку каната, кН	П, Ш	$(9,0...11,0)(1,2\sqrt{m_B} - 2)$
	Г	$(0,85...1,15)(1,45\sqrt{m_B} - 2)$
Кратність поліспасти	П, Ш	$(0,8...1,2) \cdot 1,2\sqrt{m_B}$

Примітка. А — автомобільний кран; Г — гусеничний; Ш — кран на спеціальному шасі автомобільного типу; П — пневмоколісний; m_B — маса вантажу, т; лінійні параметри — в метрах.

Висота підняття стріли максимальної довжини

$$H_{\max} = (1,15...0,85)(17,5\sqrt[3]{25} - 15) = 30,7 \text{ м.}$$

Виліт стріли мінімальний

$$L_{\min} = (0,85...1,15) \cdot 1,1\sqrt[3]{25} = 3,5 \text{ м.}$$

Беремо $L_{\min} = 4 \text{ м.}$

Вантажність без виносних опор на мініальному вильоті

$$m_B = (0,95...1,05) \cdot 0,45 \cdot 25 = 10,7 \text{ т.}$$

Вантажність на максимальному вильоті стріли основної довжини

$$m_B = 0,23 \cdot 25 = 5,75 \text{ т.}$$

Вантажність без виносних опор

$$m_B = (0,92...1,08)(0,47 \cdot 25 + 2) = 12,65 \text{ т.}$$

Виліт стріли максимальний

$$L_{\max} = 5\sqrt{25} = 25 \text{ м.}$$

Загальна маса крана

$$m_K = (0,9...1,1) \cdot 1,6 \cdot 25 = 36 \text{ т.}$$

Беремо $m_K = 30 \text{ т.}$

Маса лінійна одного метра стріли основної довжини

$$q_c = (0,9...1,1)(0,003 \cdot 25 + 0,05) = 0,14 \text{ т/м.}$$

Маса основної стріли

$$m_c = L_c q_c = 15 \cdot 0,14 = 2,1 \text{ т.}$$

Маса ходової частини крана

$$m_1 = (0,9...1,1) \cdot 2,7\sqrt{25} = 12 \text{ т.}$$

Маса обертової частини

$$m_2 = m_k - m_c - m_1 = 30 - 2,1 - 12 = 15,9 \text{ т.}$$

Маса гакової обойми

$$m_T = (0,9...1,1) \cdot 0,008 \cdot 25 = 0,22 \text{ т.}$$

Радіус хвостової частини

$$R_x = (0,95...1,05)\sqrt[3]{25} = 3,07 \text{ м.}$$

Відстань між виносними опорами:

у поздовжньому напрямку

$K_1 = (0,95...1,05)(1,2\sqrt[3]{25} + 1) = 4,7 \text{ м}$ (відповідно до довжини візка беремо $K_1 = 6 \text{ м}$);

у поперечному напрямку $K_1 = 4,0 \text{ м}$.

База $B = 4,9 \text{ м}$.

Висота від землі до осі п'яти стріли

$$h_1 = (0,85...1,75)(0,2\sqrt[3]{25} + 0,7) = 1,47 \text{ м.}$$

Відстань від осі обертання до п'яти стріли

$$r = (0,92...1,08)(0,24\sqrt[3]{25} + 1,15) = 1,7 \text{ м.}$$

Колія передніх коліс

$$K_{п.к} = (0,85...1,15) \cdot 0,85\sqrt[3]{25} = 2,11 \text{ м.}$$

Беремо $K_{п.к} = 2,0...2,2$.

Колія задніх коліс

$$K_{з.к} = (0,85...1,15) \cdot 0,82\sqrt[3]{25} = 2,04 \text{ м.}$$

Беремо $K_{з.к} = 2,4 \text{ м}$.

Транспортна довжина крана зі стрілою

$$L_T = (0,9...1,1)(1,1\sqrt{25} + 8) = 16,33 \text{ м.}$$

Беремо $L_T = 20 \text{ м}$.

Довжина рами візка

$$B_1 = (0,9 \dots 1,1)(1,4\sqrt[3]{25} + 2) = 5,48 \text{ м.}$$

Беремо $B_1 = 6,0$ м.

Ширина крана транспортна

$$B_T = 3,15 \text{ м.}$$

Висота крана транспортна

$$h = (0,95 \dots 1,05)(0,4\sqrt[3]{25} + 2) = 3,85 \text{ м.}$$

Навантаження на одну вітку каната

$$F = (9 \dots 11)(1,2\sqrt{25} - 2) = 40 \text{ кН.}$$

Кратність поліспасти

$$u_{\Pi} = (0,8 \dots 1,2) \cdot 1,2\sqrt{25} = 6.$$

Маса стріли основної довжини

$$m_c = L_{c.\min} q_c = 15 \cdot 0,14 = 2,1 \text{ т.}$$

Навантаження на опорно-поворотний пристрій:
вертикальна сила

$$V_{\text{оп}} = G + G_c + G_2 = 250 + 21 + 159 = 430 \text{ кН;}$$

МОМЕНТ

$$\begin{aligned} M &= GL_{\min} + G_c \frac{L_{\min}/2 + r_1}{2} - G_2 \frac{R_x}{2} = \\ &= 250 \cdot 4 + 21 \frac{2 + 1,7}{2} - 159 \frac{3,07}{2} = 816 \text{ кН} \cdot \text{м,} \end{aligned}$$

де $G = 250$ кН — вага вантажу; $G_c = 21$ кН — вага стріли; $G_2 = 159$ кН — вага обертової частини крана; L_{\min} — виліт мінімальний; r_1 — відстань від осі обертання крана до п'яти стріли; R_x — радіус хвостової частини крана.

Вибираємо опорно-поворотний пристрій № 6: виконання 1, вага 8,9 кН, діаметр $D_4 = 1,72$ м.

Уточнюємо відстань від осі обертання до п'яти стріли

$$r = \frac{D_4}{2} + (0,2 \dots 0,3) = 1,2 \text{ м.}$$

Навантаження на задній міст (при знятій стрілі)

$$F_3 = \frac{G_2 \left(\frac{B}{2} + \frac{R_x}{2} \right) + G_1 \frac{B}{2}}{B} = \frac{159 \left(\frac{4,9}{2} + \frac{3,07}{2} \right) + 120 \frac{4,9}{2}}{4,9} = 189,3 \text{ кН,}$$

де G_1, G_2 — ваги ходової та обертової частин крана; B — база крана; R_x — радіус хвостової частини.

Вважаємо, що кожен міст має по чотири шини, тоді навантаження на одну шину

$$F'_3 = \frac{189,3}{4} = 47,3 \text{ кН.}$$

Вибираємо шини 370—580 високого тиску зовнішнім діаметром (1220 ± 10) мм, з максимально допустимим навантаженням 44,2 кН (перевантаження 7 %).

За вихідними даними після ескізної проробки в масштабі виконуємо габаритне креслення крана і визначаємо висотну характеристику (рис. 5.3).

Виходячи з того, що кран може бути обладнаний ріжком для збільшення вильоту гака і зменшення вантажності, крім основної стріли застосуємо ще два вантажних механізми — основного й допоміжного підйман-

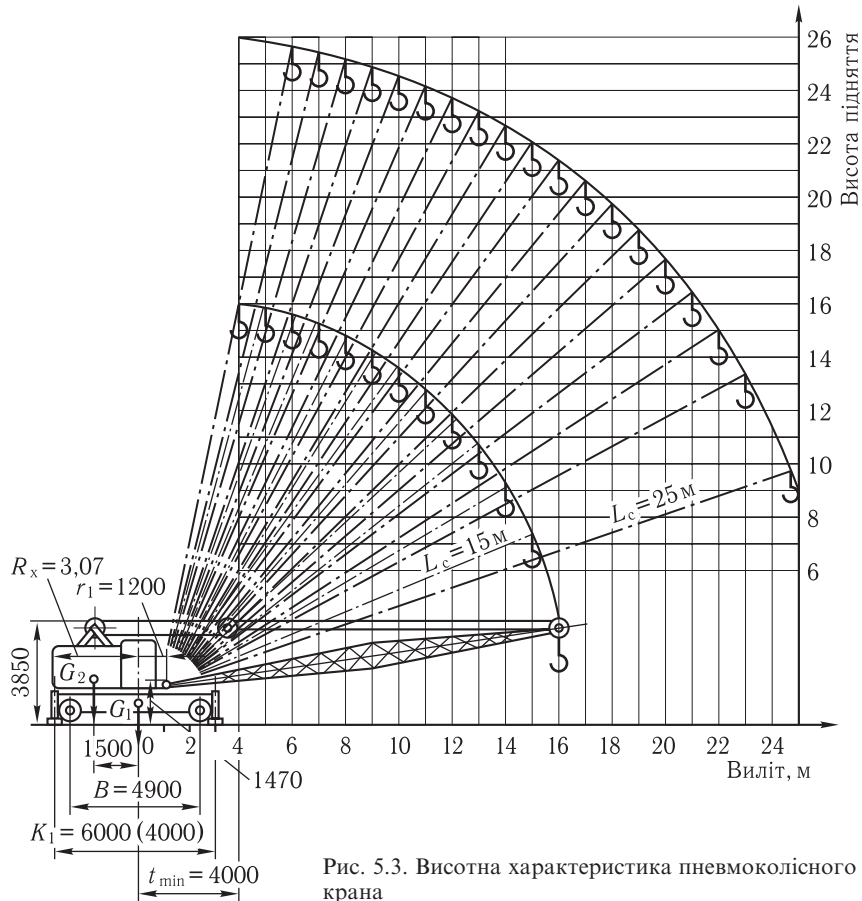


Рис. 5.3. Висотна характеристика пневмоколісного крана

ня. Вважаємо конструкції їх однаковими з кратністю поліспаствів $u = 3$, які працюють спарено в разі обладнання тільки основною стрілою.

Розрахунок і побудова вантажної та висотної характеристик. За довжиною основної стріли 15 м, максимальною вантажністю 25 т, відстанню від осі крана до виносних опор уперек крана 4 м беремо мінімальний виліт гака $L_{\min} = 4$ м.

Розрахунковий момент утримувальних сил, який створюється вагою крана (без стріли), визначаємо за даними рис. 5.3

$$M_{\text{угр}} = G_1 \frac{K_1}{2} + G_2 \left(\frac{R_x}{2} + \frac{K_1}{2} \right) = 120 \frac{4}{2} + 159 \left(\frac{3,07}{2} + \frac{4}{2} \right) = 802 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $G_1 = 120$ кН, $G_2 = 159$ кН — маси відповідно ходової та поворотної частин; K_1 — довжина рами (відстань між опорами); R_x — радіус ходової частини.

Вантажність на різних вильотах

$$m_i = \frac{M_{\text{угр}}}{9,81k(L_c \cos \alpha_i + r + K_1/2)} - \frac{L_c q_c (L_c \cos \alpha_i + r - K_1/2)}{9,81 \cdot 2k(L_c \cos \alpha_i + r - K_1/2)}, \quad (5.1)$$

де $L_c = 15$ м — довжина стріли; $q_c = 0,14$ т/м — лінійна маса стріли; α_i — кут нахилу стріли для різних положень; $K_1 = 4$ м — відстань між виносними опорами в поперечному напрямку; $k = 1,4$ — коефіцієнт запасу стійкості; $r = 1,2$ м — уточнена відстань від осі обертання крана до корінного шарніра стріли. Висота підняття гака

$$H_i = h_1 + L_c \sin \alpha_i,$$

де додатково $h_1 = 1,47$ м — висота корінного шарніра над опорною площиною.

Дані заносимо в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Вантажність пневмоколісного крана

Довжина стріли L_c , м	Виліт гака, м			Висота підняття гака H , м	Вантажність* m_b , т
	від осі обертання L	від ребра перекидання $L_c \cos \alpha + r + \frac{K_1}{2}$	$\cos \alpha = \frac{L-r}{L_c}$		
15	4	2	0,19	14,5	25,0
	5	3	0,25	14,3	17,0
	6	4	0,32	14,0	12,0
	7	5	0,39	13,7	9,5
	8	6	0,45	13,2	7,5
	9	7	0,52	12,8	6,0
	10	8	0,59	12,0	5,0
	11	9	0,65	11,2	4,0

Продовження табл. 5.2

Довжина стріли L_c , м	Виліт гака, м			Висота підняття гака H , м	Вантажність* m_B , т
	від осі обертання L	від ребра перекидання $L_c \cos \alpha + r + \frac{K_1}{2}$	$\cos \alpha = \frac{L-r}{L_c}$		
25	12	10	0,72	10,5	3,5
	13	11	0,79	9,3	3,0
	14	12	0,85	7,8	2,5
	15	13	0,92	5,8	2,0
	6	4	0,19	24,3	13,0
	8	6	0,27	12,7	8,0
	10	8	0,35	23,2	6,0
	12	10	0,43	22,1	4,5
	14	12	0,51	21,1	3,5
	16	14	0,59	19,8	2,8
	18	16	0,67	18,1	2,3
	20	18	0,75	16,1	2,0
	22	20	0,83	13,5	1,6
	23	21	0,87	12,0	1,5

*Дані округлені до ближчих менших значень.

Остаточну вантажну характеристику визначаємо після перевірки крана на стійкість з урахуванням дії додаткових навантажень, дотриманням умов міцності всіх розрахункових елементів машини. Аналогічно визначаємо вантажні характеристики для крана без виносних опор з короткими і довгими рижками.

5.2 РОЗРАХУНОК ПІДЙІМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Вихідні дані: вантажність $m_B = 25$ т; група режиму роботи — 4 (ТВ = 25 %); коефіцієнт корисної дії механізму $\eta_M = 0,85$; поліспаг простий $u = 6$, діаметр каната $d = 21$ мм; діаметр барабана по центру каната $D = 421$ мм; висота підняття $H = 14,5$ м; швидкість підймання вантажу $v = 0,125$ м/с.

Вибираємо схему механізму з двох спарених лебідок — основної і допоміжної (рис. 5.4).

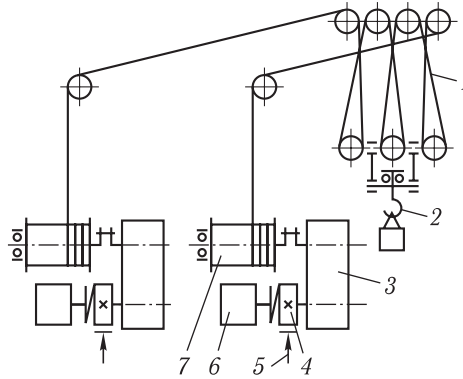
Статична потужність електродвигуна

$$P = \frac{Gv}{\eta_M} = \frac{250 \cdot 0,125}{0,85} = 36,76 \text{ кВт,}$$

де $G = 250$ кН — вага вантажу.

Рис. 5.4. Кінематична схема механізму підймання вантажу пневмоколісного крана:

1 — поліспаст; 2 — вантажозахоплювальний пристрій; 3 — редуктор; 4 — гальмовий шків; 5 — гальмо; 6 — двигун; 7 — канатний барабан



Для кожної лебідки вибираємо електродвигун типу ДП-42 постійного струму закритого виконання з природним охолодженням і змішаним збудженням; $P = 32$ кВт, $n = 1000$ об/хв ($\omega = 104,7$ рад/с), $T_B = 25\%$; $I_p = 10,5$ кг·м² [25].

Для механізмів підймання, змінення вильоту коливанням стріли слід вибирати електродвигуни постійного струму з незалежним або змішаним збудженням, які мають досить жорсткі механічні характеристики.

Швидкість намотування каната на барабан

$$v_k = v_i = 0,125 \cdot 6 = 0,75 \text{ м/с.}$$

Для механізмів пересування і повертання перевагу віддають електродвигунам з послідовним збудженням, які мають м'якшу характеристику.

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60v_k}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,75}{3,14 \cdot 0,421} = 34,04 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{1000}{34,04} = 29,38.$$

За каталогом (дод. XXXIX—XL) на кожну лебідку для режиму роботи 4-ї групи при частоті обертання вхідного вала 1000 об/хв вибираємо редуктор Ц2-500-32-42-4М з передатним числом $u_p = 32,42$ для потужності 68,6 кВт.

Фактична швидкість підймання

$$v_\phi = 0,125 \frac{29,38}{32,42} = 0,11 \text{ м/с.}$$

Якщо працюють обидва механізми, то швидкість підймання вантажу збільшується у 2 рази. Крім того, застосування двох спарених механізмів дає змогу крану працювати з двоканатним грейфером, а також мати два підймальних механізми, якщо стріли оснащені ріжками. Вантажність на ріжку менша, ніж на основній стрілі, а швидкість підймання пропор-

ційно більша. Це дає можливість підіймати легкі вантажі з більшою швидкістю.

Тривалість пуску механізму на підймання (опускання) номінального вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} \mp M_{\text{ст}}},$$

де $I_{\text{зв}}$ — зведений до вала електродвигуна момент інерції механізму під час пуску та гальмування при підйманні вантажу:

$$\begin{aligned} I_{\text{зв}} &= 1,2(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{в}} D^2}{4u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}} = \\ &= 1,2(10,5 + 2,294) + \frac{25\,000 \cdot 0,421^2}{4 \cdot 194,52^2 \cdot 0,85} = 15,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

$\delta = 1,2$ — коефіцієнт, який ураховує обертові маси, що не розміщені на валу двигуна; $I_{\text{р}} = 10,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора; $I_{\text{м}} = 2,294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти; $m_{\text{в}} = 25\,000 \text{ кг}$ — маса вантажу; $D = 0,421 \text{ м}$ — діаметр барабана по центру каната; $u_{\text{м}} = uu_{\text{р}} = 6 \cdot 32,42 = 194,52$ — передатне число механізму; $\eta_{\text{м}} = 0,85$ — ККД механізму; ω — кутова швидкість ротора:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с};$$

$M_{\text{п.ср}}$ — середній пусковий момент електродвигуна:

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{2,9M_{\text{н}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{4 \cdot 306}{2} = 612 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{\text{н}}$ — номінальний момент електродвигуна:

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{\omega} = \frac{32 \cdot 10^3}{104,7} = 306 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{\text{ст}}$ — статичний момент від ваги вантажу на валу двигуна:

$$M_{\text{ст}} = \frac{GD}{2u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = \frac{250\,000 \cdot 0,421}{2 \cdot 194,52 \cdot 0,85} = 318 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску на підймання вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{15,39 \cdot 104,7}{612 - 318} = 5,5 \text{ с}.$$

Зведений до вала електродвигуна момент інерції механізму в період пуску та гальмування при опусканні вантажу

$$I_{зв.оп} = 1,2(I_p + I_M) + \frac{m_B D^2}{4u_M^2} \eta_M =$$

$$= 1,2(10,5 + 2,294) + \frac{25\,000 \cdot 0,421^2}{4 \cdot 194,52^2} 0,85 = 15,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Статичний момент на валу двигуна при опусканні вантажу

$$M_{ст.оп} = \frac{GD}{2u_M} \eta_M = \frac{250\,000 \cdot 0,421 \cdot 0,85}{2 \cdot 194,52} = 230 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску на опускання вантажу

$$t_{п} = \frac{15,38 \cdot 104,7}{612 + 230} = 1,9 \text{ с}.$$

Прискорення під час пуску приводу:
на підймання

$$a = \frac{v}{t_{п}} = \frac{0,11}{5,5} = 0,02 \text{ м/с}^2;$$

на опускання вантажу

$$a = \frac{0,11}{1,9} = 0,06 \text{ м/с}^2.$$

Гальмівний момент і вибір гальма. Момент у період гальмування

$$M_{Г} = k_{Г} M_{ст.Г} = 1,75 \cdot 230 = 403 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k_{Г} = 1,75$ — коефіцієнт запасу гальмування для режиму роботи 4-ї групи (табл. 2.4); $M_{ст.Г}$ — статичний момент на валу двигуна в період гальмування при опусканні вантажу

$$M_{ст.Г} = M_{ст.оп} = 230 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За каталогом (дод. XLVIII) вибираємо двоколodкове гальмо типу ТКТГ-200м з найбільшим гальмівним моментом $M_{Г} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$, відрегульованим на розрахунковий гальмівний момент.

Тривалість гальмування при опусканні вантажу

$$t_{Г} = \frac{I_{зв.Г} \omega}{M_{Г} - M_{ст.Г}} = \frac{15,38 \cdot 104,7}{403 - 230} = 9,3 \text{ с},$$

де

$$I_{зв.Г} = I_{зв.оп} = 15,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Підймальний механізм гальмується електродвигуном, а гальма вмикаються лише в момент повного зупинення механізму.

Перевірка електродвигуна на пусковий момент. Умова правильності вибору електродвигуна: середній пусковий момент двигуна має бути більшим за момент, який виникає під час пуску, тобто

$$M_{п.ср} \geq M_{п},$$

де $M_{п.ср} = 612 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — визначений раніше;

$$M_{п} = M_{ст} + M'_{д} + M''_{д};$$

$M_{ст} = 318 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — статичний момент від ваги вантажу, зведений до вала двигуна (визначений раніше); $M'_{д} = I\varepsilon$ — динамічний момент мас, що рухаються лінійно:

$$M'_{д} = \frac{m_{в} R^2 \omega}{4u_{м}^2 \eta_{м} t_{п}} = \frac{25\,000 \cdot 0,421^2 \cdot 104,7}{4 \cdot 194,52^2 \cdot 0,85 \cdot 7,9} = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$m_{в} = 25\,000 \text{ кг}$; $D = 0,421 \text{ м}$; $\omega = 104,7 \text{ рад/с}$; $u_{м} = uu_{р} = 6 \cdot 32,42 = 194,52$;
 $t_{п} = 7,9 \text{ с}$; $\eta_{м} = 0,85$; $M''_{д}$ — динамічний момент обертових мас:

$$M''_{д} = \delta(I_{р} + I_{м}) \frac{\omega}{t_{п}} = 1,2(10,5 + 2,294) \frac{104,7}{7,9} = 203,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$\omega = 19,8 \text{ рад/с}$ — частота обертання ротора на першому пусковому ступені.

Отже,

$$M_{п} = 318 + 0,5 + 203,5 = 522 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді отримаємо $M_{п.ср} = 612 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{п} = 522 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а це означає, що вибрані електродвигуни разом з редукторами задовольняють умову перевірки на пусковий момент.

5.3 ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЮ КРАНА І ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ

Опір пересуванню крана визначають для прямолінійного та криволінійного шляхів:

$$F = F_{пр} + F_{кр} + F_{у} + F_{в}, \quad (5.2)$$

де $F_{пр}$ — опір рухові по прямій; $F_{кр}$ — опір рухові на криволінійному шляху; $F_{у}$ — опір рухові на уклони; $F_{в}$ — опір рухові від дії вітру на вантаж і кран.

Опір рухові по прямій визначають для таких доріг і умов роботи:
а) м'який пісок з уклоном $3,5^\circ$, без вантажу

$$F_{\text{пр}} = f G_{\text{к}} \cos \alpha = 0,35 \cdot 300 \cdot 0,998 = 104,9 \text{ кН}, \quad (5.3)$$

де f — коефіцієнт опору пересуванню (табл. 5.3); $G_{\text{к}} = 300$ кН — повна вага крана;

б) асфальтована дорога з уклоном 10° , без вантажу

$$F_{\text{пр1}} = 0,015 \cdot 300 \cdot 0,985 = 4,4 \text{ кН};$$

в) суха ґрунтова дорога з уклоном $3,5^\circ$, з номінальним вантажем

$$F_{\text{пр2}} = 0,015(300 + 250) \cdot 0,998 = 8,2 \text{ кН};$$

г) м'який пісок з уклоном 10° , з вантажем $0,25 G_{\text{max}}$

$$F_{\text{пр3}} = 0,35(300 + 62,5) \cdot 0,985 = 125 \text{ кН}.$$

Опір на м'якому піщаному криволінійному шляху при роздільному приводі ведучих коліс або за наявності диференціала

$$F_{\text{кр}} = \varphi_{\text{зч}} \frac{\rho}{R} G_{\text{к}} = 0,55 \frac{0,03}{6,5} 300 = 0,8 \text{ кН}, \quad (5.4)$$

де $\varphi_{\text{зч}} = 0,55$ (табл. 5.3) — коефіцієнт зчеплення в процесі пересування; $\rho = 0,03 \dots 0,05$ м — зведене плече прикладення сил тертя на ділянці контакту колеса з ґрунтом; $R = 3,5 \dots 7,5$ м — радіус повороту крана за зовнішнім колесом.

Опір пересуванню на уклоні шляху:
кран з вантажем, $\alpha = 10^\circ$ і $\alpha = 3^\circ$

$$F_{\text{у}} = (G_{\text{к}} + G) \sin \alpha = (300 + 62,5) \cdot 0,174 = 63 \text{ кН};$$

Таблиця 5.3. Коефіцієнти опору пересуванню f , зчеплення колеса з дорогою $\varphi_{\text{зч}}$ та кут поздовжнього уклону доріг α

Дорога	f	$\varphi_{\text{зч}}$	α
З покриттям:			
цементно-бетонним	0,14*	0,7	3,5
асфальтовим	0,015	0,4	3,5
бруковим	0,04	0,45	5,5
Без покриття:			
суха ґрунтова	0,07	0,7	4,0
м'яка піщана	0,35	0,55	
глибока грязь	0,25	0,1	
ущільнений сніг	0,03	0,25	

*Дані для шин середнього і високого тиску (0,35...0,5 МПа); для низького тиску (0,15...0,3 МПа) значення коефіцієнтів беруть на 20 % вище.

$$F_y = (G_k + G) \sin \alpha = (300 + 250) \cdot 0,05 = 27,5 \text{ кН};$$

кран без вантажу, $\alpha = 10^\circ$ і $\alpha = 3^\circ$

$$F_y = 300 \cdot 0,174 = 52,2 \text{ кН};$$

$$F_y = 300 \cdot 0,05 = 15 \text{ кН}.$$

Опір силам вітру, що діють на кран:
з вантажем масою m_b

$$F_b = F_k + F_G = A_k q k c \psi + A_G q k c =$$

$$= 16 \cdot 0,125 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1 + 22 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1 = 6,3 \text{ кН},$$

де $A_k = 16 \text{ м}^2$, $A_G = 22 \text{ м}^2$ — площі крана і вантажу; $q = 0,125 \text{ кПа}$ — тиск вітру на кран у робочому стані; k — коефіцієнт збільшення вітрового тиску по висоті; c — аеродинамічний коефіцієнт обтікання; ψ — коефіцієнт перевантаження:

без вантажу

$$F_k = 3,6 \text{ кН};$$

з вантажем масою $0,25 m_b$ опір

$$F_b = 4,1 \text{ кН}.$$

Визначаємо потужності електродвигуна для розрахункових випадків а)–г) (табл. 5.4) з урахуванням мінімальної $0,1 \text{ м/с}$ і максимальної $0,417 \text{ м/с}$ швидкостей пересування крана:

$$1) P_p = \frac{F v_k}{\eta_M} = \frac{124,3 \cdot 0,417}{0,85} = 61 \text{ кВт};$$

Таблиця 5.4. Опори пересуванню пневмоколісного крана

Дорога	Опір, кН					Всього F , кН
	рухові на прямолінійній ділянці $F_{прі}$	рухові на криволінійній ділянці $F_{кр}$	рухові на уклоні F_y	силам вітру, що діють:		
				на кран F_k	на вантаж F_G	
Кран без вантажу:						
а) м'який пісок з уклоном 3°	104,9	0,8	15	3,6	—	124,3
б) те саме з уклоном 10°	4,4	0,8	52,2	3,6	—	61
Кран з вантажем:						
в) суха ґрунтова дорога з уклоном 3°	8,2	0,8	27,5	3,6	2,7	42,8
г) м'який пісок з уклоном 10°	125	0,8	63	3,6	0,5	192,9

$$2) P_p = \frac{61 \cdot 0,417}{0,85} = 30 \text{ кВт};$$

$$3) P_p = \frac{42,8 \cdot 0,1}{0,85} = 49 \text{ кВт};$$

$$4) P_p = \frac{192,9 \cdot 0,1}{0,85} = 22,7 \text{ кВт}.$$

Вибираємо двигун постійного струму типу ДП-72 зі змішаним збудженням; $P = 70$ кВт; $n = 540$ об/хв ($\omega = 56,52$ рад/с); $I_p = 82,5$ кг·м² [25].

Частота обертання ходових коліс:

максимальна

$$n_{\max} = \frac{60v_k}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,417}{3,14 \cdot 1,21} = 6,58 \text{ об/хв};$$

мінімальна

$$n_{\min} = \frac{60 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 1,21} = 1,58 \text{ об/хв}.$$

Передатне число:

мінімальне

$$u_{\min} = \frac{n}{n_{\max}} = \frac{540}{6,58} = 82,07;$$

максимальне

$$u_{\max} = \frac{540}{1,58} = 341,8.$$

Вибираємо кінематичну схему механізму пересування, яка складається з електродвигуна, двошвидкісної коробки передач, заднього і переднього ведучих мостів з диференціалами. Тоді передатне число першої передачі коробки передач

$$u_1 = \frac{u_{\min}}{u_{3,м}} = \frac{82,07}{5} = 16,41;$$

другої передачі

$$u_2 = \frac{341,8}{5} = 68,36,$$

де $u_{3,м} = 5$ — передатне число заднього (переднього) моста.

Визначаємо гальмівний момент для режимів двигуна б) і г) (табл. 5.4) за заданим шляхом гальмування і сповільненням (у середньому беремо $a_r = 1 \text{ м/с}^2$) або за тривалістю гальмування

$$t_r = \frac{v_k}{a_r} = \frac{0,417}{1} = 0,417 \text{ с}; \quad t_r = \frac{0,1}{1} = 0,1 \text{ с}.$$

Для режимів б) і г) t_r беремо відповідно 0,5 і 0,1 с.

Гальмівний момент на валах ходових коліс

$$M_{\Gamma} = M_{в.г} + M_{у.г} + M_{д.г} - M_{\tau}$$

Визначаємо моменти для режиму б) (табл. 5.4):
від сил вітру

$$M_{в.г} = F_{\kappa} \frac{D_{\kappa}}{2} = 3,6 \frac{1,21}{2} = 2,178 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

від сил, зумовлених уклоном,

$$M_{у.г} = F_{\gamma} \frac{D_{\kappa}}{2} = 52,2 \frac{1,21}{2} = 31,581 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Динамічний момент (при нейтральному положенні важеля коробки передач)

$$M_{д.г} = \frac{m_{\kappa} D_{\kappa}^2 \omega_{\kappa}}{4 t_{\Gamma}} = \frac{30\,000 \cdot 1,21^2 \cdot 0,69}{4 \cdot 0,5} = 15,15 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де m_{κ} — маса крана; D_{κ} і ω_{κ} — відповідно діаметр і кутова швидкість ходових коліс:

$$\omega_{\kappa} = \frac{\pi n_{\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6,58}{30} = 0,69 \text{ рад/с};$$

$$M_{\tau} = F_{\text{пр1}} \frac{D_{\kappa}}{2} = 4,4 \frac{1,21}{2} = 2,66 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Отже,

$$M_{\Gamma} = 2,178 + 31,581 + 15,125 - 2,66 = 46,22 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Гальмівний момент для режиму в) (табл. 5.4) визначаємо, як і для режиму б):

$$M_{в.г} = 6,3 \frac{1,21}{2} = 3,812 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{у.г} = 27,5 \frac{1,21}{2} = 16,64 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{д.г} = \frac{(25\,000 + 30\,000) 1,21^2 \cdot 3,14 \cdot 1,58}{4 \cdot 30 \cdot 0,7} = 4,76 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\tau} = 8,2 \frac{1,21}{2} = 4,96 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Отже,

$$M_{\Gamma} = 3,812 + 16,64 + 4,76 - 4,96 = 20,25 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

За розрахунковий гальмівний момент беремо момент з урахуванням коефіцієнта запасу не нижче ніж 1,25. Вибираємо гальмо з мінімальним гальмівним моментом $M_{\Gamma} = 46,22 \cdot 1,25 = 57,78 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Установлюючи гальмо на інших валах, треба розрахувати моменти звести до відповідного вала з урахуванням передатного числа і ККД.

Зубчасті передачі, вали тощо розраховуємо згідно з рекомендаціями спеціальної літератури.

Прискорення під час пуску і гальмування мають обмежуватись умовами уникнення буксування привідних (гальмових) коліс:

$$a_{\max} \leq \frac{F_3}{m_k} (\mu_0 + f_{\min}) \pm \frac{F}{m_k}, \quad (5.5)$$

де F_3 — навантаження на привідні колеса (на задній міст): $F_3 = 189,3$ кН — див. п. 5.1; μ_0 — коефіцієнт опору коченню колеса по дорозі [26]; f_{\min} — див. табл. 5.3; F — опір пересуванню крана: у разі гальмування опір від уклону і тертя беремо зі знаком «мінус»; $F = F_{\text{пр1}} = 4,4$ кН (див. табл. 5.4); $m_k = 30$ т — маса крана, т. Після підстановки цих значень у вираз (5.5) отримаємо

$$a_{\max} \leq \frac{189,3}{30} (0,4 + 0,015) - \frac{4,4}{30} = 2,5 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску. Для крана з вантажем

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}},$$

де $I_{\text{зв}}$ — момент інерції для одного механізму, зведений до вала двигуна:

$$\begin{aligned} I_{\text{зв}} &= \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{(m_{\text{в}} + m_{\text{к}}) R_{\text{к}}^2}{u_{\text{max}}^2 \eta_{\text{м}}} = \\ &= 1,2(82,5 + 1,375) + \frac{(25\,000 + 30\,000) \cdot 0,605^2}{341,8^2 \cdot 0,8} = 100,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

ω — кутова швидкість ротора:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 540}{30} = 56,55 \text{ рад/с};$$

$M_{\text{п.ср}}$ — середній пусковий момент двигуна:

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = \frac{4M_{\text{н}}}{2} = \frac{4 \cdot 1238}{2} = 2476 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{н}} = \frac{P}{\omega} = \frac{70\,000}{56,55} = 1238 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{\text{ст}}$ — статичний момент на валу двигуна:

$$M_{\text{ст}} = \frac{FD_{\text{к}}}{2u_{\text{max}} \eta_{\text{м}}} = \frac{42\,800 \cdot 1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} = 94,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де F — опір рухові для режиму в) (табл. 5.4). Тоді

$$t_{\text{п}} = \frac{100,8 \cdot 56,55}{2476 - 94,7} = 2,4 \text{ с.}$$

Відповідно тривалість пуску крана без вантажу для розрахункового режиму а)

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст}}} = \frac{100,72 \cdot 56,52}{2476 - 275} = 2,6 \text{ с,}$$

де додатково

$$\begin{aligned} I_{\text{зв}} &= \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{к}} D_{\text{к}}^2}{4u_{\text{мак}}^2 \eta_{\text{м}}} = \\ &= 1,2(82,5 + 1,375) + \frac{30\,000 \cdot 1,21^2}{4 \cdot 341,8^2 \cdot 0,8} = 100,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ M_{\text{ст}} &= \frac{FD_{\text{к}}}{2u_{\text{мак}} \eta_{\text{м}}} = \frac{124\,300 \cdot 1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} = 275 \text{ кН} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Тоді прискорення під час пуску

$$a = \frac{v_{\text{к}}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,417}{2,4} = 0,17 \text{ м/с}^2.$$

Відповідно максимально допустиме прискорення $a_{\text{мак}} = 2,5 \text{ м/с}^2$ істотно більше за отримане $a = 0,17 \text{ м/с}^2$. Отже, буксування під час пуску не буде.

Перевірка електродвигуна механізму пересування на пусковий момент.
Умови правильності вибору

$$M_{\text{п.ср}} \geq M_{\text{п}}, \quad (5.6)$$

де $M_{\text{п.ср}}$ — середньопусковий момент електродвигуна; $M_{\text{п}} = M_{\text{ст}} + M'_{\text{д}} + M''_{\text{д}}$ — пусковий момент, який виникає на валу двигуна; $M_{\text{ст}} = 275 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$M'_{\text{д}} + M''_{\text{д}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{t_{\text{п}}} = \frac{100,72 \cdot 56,52}{2,4} = 2373 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

отже,

$$M_{\text{п}} = 275 + 2373 = 2648 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Після підстановки цих значень у вираз (5.6) дістанемо нерівність $2476 < 2648$, отже, вибраний електродвигун не витримає перевірки за моментом для швидкості $0,417 \text{ м/с}$, тому швидкість треба брати нижчу ніж $0,4 \text{ м/с}$.

Якщо гальмо встановлюють не на колесах, а на валу двигуна, то гальмівний момент має бути достатнім для утримання крана на прямолінійній

ділянці твердої дороги з найбільшим уклоном (розрахунковий випадок б)):

$$\begin{aligned}
 M_{\Gamma} &= M_{в.Г} + M_{у.Г} + M'_{д.Г} + M''_{д} - M_{\tau} = \\
 &= \frac{(F_{\kappa} + F_{\gamma})D_{\kappa}}{2u_{\max}\eta_{\text{м}}} + \frac{m_{\kappa}R_{\kappa}^2\omega}{2u_{\max}^2\eta_{\text{м}}t_{\Gamma}} + \delta(I_{\text{п}} + I_{\text{м}})\frac{\omega}{t_{\Gamma}} - \frac{F_{\text{пр1}}D_{\kappa}}{2u_{\max}\eta_{\text{м}}} = \\
 &= \frac{(3600 + 52\,200) \cdot 1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} + \frac{30\,000 \cdot 0,605^2 \cdot 56,52}{2 \cdot 341,8^2 \cdot 2,4 \cdot 0,8} + \\
 &+ 1,2(82,5 + 1,375)\frac{56,52}{2,4} - \frac{4400 \cdot 1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} = 2487 \text{ Н} \cdot \text{м}.
 \end{aligned}$$

За каталогом (дод. XLVIII) вибираємо два гальма типу ТКТГ-500м з гальмівними моментами по 2500 Н·м.

Тривалість гальмування (розрахункове положення б)) при $I_{\text{зв}} \times \frac{\omega}{t_{\Gamma}} > M_{\text{ст.Г}}$

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв}}\omega}{M_{\Gamma} + M_{\text{ст.Г}}},$$

де $I_{\text{зв.Г}} = I_{\text{зв}} = 100,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — зведений до вала двигуна момент інерції в період гальмування механізму; $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 540}{30} = 56,52 \text{ рад/с}$ — кутова швидкість; $M_{\Gamma} = 2487 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — момент гальма; $M_{\text{ст.Г}}$ — статичний момент під час гальмування:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ст.Г}} &= \frac{(F_{\text{в}} + F_{\gamma})D_{\kappa}}{2u_{\max}\eta_{\text{м}}} - \frac{F_{\text{пр1}}D_{\kappa}}{2u_{\max}\eta_{\text{м}}} = \\
 &= \frac{(3600 + 52\,200)1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} - \frac{4400 \cdot 1,21}{2 \cdot 341,8 \cdot 0,8} = 113,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.
 \end{aligned}$$

Тоді

$$t_{\Gamma} = \frac{100,7 \cdot 56,52}{2 \cdot 2487 + 113,7} = 1,1 \text{ с},$$

а прискорення

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,417}{1,1} = 0,38 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 2,5 \text{ м/с}^2.$$

Щоб запобігти юзу, гальмування механізму здійснюється електродвигуном, а гальма замикаються тільки в момент його повного зупинення.

Механізми обертання і змінення вильоту розраховуємо так само, як у пп. 4.6, 4.8.

5.4 СТІЙКІСТЬ ПНЕВМОКОЛІСНИХ КРАНІВ

Загальні положення. За правилами обладнання та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів крани, які стоять вільно, мають бути стійкими в робочому і неробочому станах.

Вантажна і власна стійкість крана характеризуються коефіцієнтами стійкості, які мають бути визначені розрахунком.

1. Коефіцієнт вантажної стійкості крана без урахування додаткових навантажень визначають як відношення моменту, який створюється вагою всіх частин крана, до моменту від робочого вантажу відносно того самого ребра перекидання. При цьому вважають, що кран установлений на твердій горизонтальній площадці в безвітряній зоні, на гаку підвішений вантаж для певного вильоту стріли і ніяких рухів жоден з механізмів крана не здійснює (рис. 5.5). У цьому положенні крана має дотримуватись умова

$$K = \frac{M_{\text{утр}}}{M_G} \geq 1,4, \quad (5.7)$$

де $M_{\text{утр}}$ — утримувальний момент крана, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_G — момент від сил, що діють на вантаж, $\text{кН} \cdot \text{м}$.

2. Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням додаткових навантажень і уклону основи крана визначають як відношення різниці моментів від ваги всіх частин крана і моментів від додаткових навантажень (вітрових, інерційних, відцентрових) до моменту, який створюється робочим вантажем відносно того самого ребра перекидання. При цьому кран рухається по твердій похилій площадці, вітер під час робочого стану крана дме в бік уклону і всі механізми крана одночасно починають робочий рух. Коефіцієнт стійкості визначають для двох розрахункових положень стріли:

а) стріла напрямлена в бік уклону і перпендикулярна до ребра перекидання;

б) стріла напрямлена в бік уклону, але під кутом 45° до ребра перекидання (в плані).

У цих положеннях крана має дотримуватись така умова:

$$K_1 = \frac{M_{\text{утр}} - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 - M_6 - M_7 - M_8 - M_9}{M_B} \geq 1,15, \quad (5.8)$$

де M_1 — момент відцентрової сили, яка діє на вантаж, коли він обертається відносно осі обертання крана, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_2 — момент сил інерції вантажу і стріли при неусталеному русі механізму повертання, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_3 — момент сили інерції вантажу при неусталеному русі підйимального механізму, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_4 — момент сили інерції вантажу при неусталеному русі

Рис. 5.5. Схема для визначення коефіцієнтів вантажної стійкості

механізму пересування крана, $\text{кН}\cdot\text{м}$; M_5 — момент сили інерції крана при неусталеному русі механізму пересування крана, $\text{кН}\cdot\text{м}$; M_6, M_7 — моменти сил інерції стріли і вантажу при неусталеному русі механізму змінення вильоту стріли відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах, $\text{кН}\cdot\text{м}$; M_8, M_9 — моменти сил вітру, які діють відповідно на кран і вантаж, $\text{кН}\cdot\text{м}$.

3. Коефіцієнт власної стійкості визначають як відношення утримувального моменту до перекидального моменту сил вітру в неробочому стані крана. При цьому кран установлений на площадці, нахилений у бік противагової платформи, стріла піднята в крайнє положення (рис. 5.6):

$$K_2 = \frac{M_{\text{утр}}}{M_{\text{в.н}}} \geq 1,15. \quad (5.9)$$

Розрахунки коефіцієнтів стійкості. Коефіцієнт вантажної стійкості для першого розрахункового положення

$$K = \frac{G_{\text{к}}(b+c)}{G(L-b)} \geq 1,4, \quad (5.10)$$

де $G_{\text{к}} = 300 \text{ кН}$ — вага крана; $G = 250 \text{ кН}$ — вага вантажу; $b = 2 \text{ м}$ — половина колії крана — відстань від осі обертання крана до ребра перекидання (до виносних опор); $L = 4 \text{ м}$ — виліт стріли крана впоперек поздовжньої осі; c — відстань від осі обертання до центра ваги крана:

$$c = \frac{M_{\text{утр}}}{G_{\text{к}}} - b = \frac{802}{300} - 2,0 = 0,67 \text{ м};$$

$M_{\text{утр}} = 802 \text{ кН}\cdot\text{м}$ — розрахунковий момент утримувальних сил

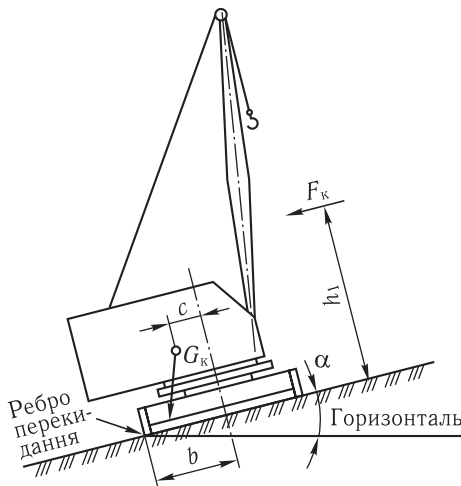


Рис. 5.6. Схема для визначення коефіцієнтів власної стійкості

(див. п. 5.1). Тоді

$$K = \frac{300(2,0 + 0,67)}{250(4 - 2)} = 1,6.$$

Для другого розрахункового положення утримувальний момент:

а) стріла розміщується під кутом 90° до ребра перекидання (в плані)

$$\begin{aligned} M_{\text{утр}} &= G_{\text{к}} [(b + c) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha] = \\ &= 300[(2 + 0,67) \cdot 0,998 - 1,33 \cdot 0,07] = 772 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де $\alpha = 3^\circ$ — кут нахилу крана; b, c, h_0, α — див. рис. 5.5;

б) стріла під кутом 45° до ребра перекидання

$$\begin{aligned} M_{\text{утр}} &= G_{\text{к}} [(b + c \cdot \cos 45^\circ) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha] = \\ &= 300[(2 + 0,68 \cdot 0,707) \cdot 0,998 - 1,33 \cdot 0,07] = 715 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де

$$h_0 = \frac{\sum G_i h_i}{G_{\text{к}}} = \frac{G_1 h_1 + G_2 h_2}{G_{\text{к}}} = \frac{120 \cdot 0,8 + 159 \cdot 2,5}{300} = 1,33 \text{ м};$$

$h_1 = 0,8$ м — висота до центра ваги ходової частини; $h_2 = 1,9$ м — висота до центра ваги поворотної платформи з механізмами.

Момент сил інерції вантажу під час повертання крана

$$M_1 = \frac{Gn^2 Lh}{900 - n^2 H} = \frac{250 \cdot 0,4^2 \cdot 4 \cdot 16}{900 - 0,4^2 \cdot 14} = 2,85 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.11)$$

де $G = 250$ кН — вага вантажу; $n = 0,4$ об/хв — частота обертання крана; $L = 4$ м — виліт стріли крана в разі розміщення його на горизонтальній площині; $h = L_c \sin \beta + h_{\text{к}} = 15 \cdot 0,99 + 1,15 = 16$ м — висота від основи крана до головки стріли; $h_{\text{к}} = 2,1$ м — висота корінного шарніра стріли від опорного контуру (взято в масштабі за рис. 5.3);

$$\beta = \arccos \frac{L - b}{L_c} = \arccos \frac{4 - 2}{16} = 82,3^\circ;$$

H — відстань від головки стріли до центра тяжіння вантажу: беремо $H = 14$ м з урахуванням габариту вантажу і мінімальної висоти підняття.

Момент сил інерції вантажу і стріли під час повертання крана (враховується тільки в разі розміщення стріли під кутом 45° до ребра перекидання)

$$M_2 = \frac{66(m_{\text{с.зв}} + m_{\text{в}})nLh}{(900 - n^2 H)t_3} = \frac{66(0,75 + 25) \cdot 0,4 \cdot 4 \cdot 16}{(900 - 0,4^2 \cdot 14) \cdot 1,5} = 32,32 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.12)$$

де $m_{с.зв}$ — маса стріли, зведена до її головки:

$$m_{с.зв} = \frac{L_c q_c}{3} = \frac{16 \cdot 0,14}{3} = 0,75 \text{ т};$$

$t_3 = 1,5$ с — тривалість неусталеного руху механізму повороту (взяли орієнтовно, оскільки механізм не розраховували).

Момент сили інерції вантажу при підйманні

$$M_3 = \frac{m_B v}{t_{II}} (L + b) = \frac{25 \cdot 0,417(4 - 2)}{5,1} = 4,09 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.13)$$

де $v = 0,417$ м/с — швидкість підймання; $t_{II} = 5,1$ с — тривалість неусталеного руху підймального механізму; $L = 4$ м — виліт стріли, при якому підіймають вантаж; $L = 4 \cdot 0,707 = 3,07$ м; $b = 2$ м — відстань від осі обертання крана до ребра перекидання; $M_3 = \frac{25 \cdot 0,417(3,07 - 2)}{5,1} = 2,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$ — в разі розміщення стріли під кутом 45° до ребра перекидання.

Оскільки кран з максимальним вантажем не пересувається, то беремо $M_4 = 0$; $M_5 = 0$.

Момент сил інерції вантажу і стріли, коли виліт її змінюється в горизонтальній площині,

$$M_6 = \frac{(m_{с.зв} + m_B) v'_2}{t_2} h; \quad (5.14)$$

у вертикальній площині

$$M_7 = \frac{(m_{с.зв} + m_B) v''_2}{t_2} (L - b), \quad (5.15)$$

де $m_{с.зв} = 0,75$ т — маса стріли, зведена до її головки; $t_2 = 1,4$ с — тривалість пуску механізму змінення вильоту (беремо орієнтовно, якщо його не розраховували); v'_2 , v''_2 — горизонтальна і вертикальна складові швидкості переміщення стріли:

$$v'_2 = v_2 \sin \beta = 0,195 \cdot 0,92 = 0,18 \text{ м/с};$$

$$v''_2 = v_2 \cos \beta = 0,195 \cdot 0,19 = 0,04 \text{ м/с},$$

де $v_2 = \omega_c L_c = 0,013 \cdot 15 = 0,195$ м/с;

$$\begin{aligned} \omega_c &= \frac{\beta_{\max} - \beta_{\min}}{t_{3,в}} = \left(\arccos \frac{L_{\min} - r_1}{L_c} - \arccos \frac{L_{\max} - r_1}{L_c} \right) \times \\ &\times \frac{v_{cp}}{(L_{\max} - L_{\min}) \cdot 57,3^\circ} = \left(\arccos \frac{4 - 1,18}{15} - \arccos \frac{15 - 1,18}{15} \right) \times \\ &\times \frac{0,15}{(15 - 4) \cdot 53,7^\circ} = 0,013 \text{ рад/с}; \end{aligned}$$

$h = 16$ м — висота від основи крана до головки стріли. Тоді

$$M_6 = \frac{0,75 \cdot 25 \cdot 0,18 \cdot 16}{1,4} = 59,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_7 = \frac{(0,75 + 25) \cdot 0,04}{1,4} (4 - 2) = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

а також

$$M_7 = \frac{(0,75 + 25) \cdot 0,04 \cdot (3,08 - 2)}{1,4} = 0,79 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

якщо стріла під кутом 45° .

Момент від сил вітру, які діють на кран і стрілу при всіх її положеннях,

$$M_8 = \sum F_i h_i = F_k h_1 + F_c h, \quad (5.16)$$

де $F_k h_1 = h_k a_k q k c \psi = 4 \cdot 3,23 \cdot 0,125 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot \frac{4}{2} = 4,85 \text{ кН} \cdot \text{м}$ — на кран; h_k , a_k — висота і ширина крана; $q = 0,125 \text{ кПа}$ — тиск вітру; k — коефіцієнт зростання вітрового тиску по висоті; c — аеродинамічний коефіцієнт; ψ — коефіцієнт перевантаження; $F_c h = L_c a_c \varphi_c \cos \beta_{\max} q k c \psi \left(\frac{L_c}{2} \sin \beta_{\max} + h_k \right) = 15 \cdot 1,3 \cdot 0,3 \cdot 0,22 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{2} \cdot 0,85 + 2,1 \right) = 2,05 \text{ кН} \cdot \text{м}$ — момент на стрілу; L_c , a_c — довжина та висота стріли; φ_c — коефіцієнт суцільності; h_k — висота до корінного шарніра стріли. Тоді

$$M_8 = 2,05 + 4,85 = 6,9 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент від дії сил вітру на вантаж

$$M_9 = A_B q k c h = 22 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 16,8 = 69,3 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.17)$$

де A_B — площа вантажу.

Момент від ваги вантажу

$$M_G = G(L - b) = 250(4 - 2) = 500 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (5.18)$$

Вантажний момент, якщо стріла розміщена під кутом 45° до ребра перекидання,

$$M_G = G(L \cos 45^\circ - b) = 250(4 \cdot 0,707 - 2) = 207 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Тоді коефіцієнт вантажної стійкості крана:
упоперек колії

$$K_1 = \frac{772 - 2,85 - 4,09 - 59,2 - 1,47 - 6,9 - 69,3}{500} = 1,26;$$

у разі розміщення стріли під кутом 45° до ребра перекидання

$$K_1 = \frac{715 - 2,85 - 32,32 - 2,21 - 59,2 - 0,79 - 6,9 - 69,3}{207} = 2,62,$$

що більше за необхідне значення.

Аналогічно визначаємо коефіцієнти вантажної стійкості для інших розрахункових положень при різних масах вантажу і довжинах стріл.

Коефіцієнт власної стійкості. Враховуючи, що кран може бути обладнаний стрілами різної довжини, визначаємо коефіцієнт власної стійкості, коли кран обладнаний стрілою максимальної довжини $L_c = 25$ м. Вважаємо, що стріла розміщена в крайньому верхньому положенні і має обмежувальні упори від її перекидання.

Маса стріли

$$m_c = L_c q_c = 25 \cdot 0,17 = 4,25 \text{ т.}$$

Мінімальний виліт стріли $L_{\min} = 6$ м (табл. 5.2).

Утримувальний момент

$$\begin{aligned} M_{\text{утр}} &= G_k [(b-c) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha] + G_c \left(b + r_1 + \frac{L_c}{2} \cos \beta \right) = \\ &= 300 [(2 - 0,67) 0,998 - 1,33 \cdot 0,07] + \\ &+ 42,5 \left[2 + 1,18 + \frac{25(6-2)}{2 \cdot 25} \right] = 590 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (5.19)$$

де $\cos \beta_{\max} = (L_{\min} - b) / L_c$; $G_c = 42,5$ кН — вага стріли.

Перекидальний момент від сил вітру під час неробочого стану (для вітряних районів, де швидкість вітру створює динамічний тиск від 270 до 1000 Па; беремо 850 Па)

$$\begin{aligned} M_{\text{пер}} &= L_c a_c \varphi_c \cos \beta_{\max} q_{\text{нер}} k c \psi \left(h_k + \frac{L_c}{2} \sin \beta_{\max} \right) + \\ &+ h_k B \varphi_k q_{\text{нер}} k c \psi = 25 \cdot 1,3 \cdot 0,3 \frac{(6-2)}{25} 0,85 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 \left(1,47 + \frac{25(6-2)}{2 \cdot 25} \right) + \\ &+ 3,8 \cdot 3,15 \cdot 1 \cdot 0,86 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 = 101,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Тоді

$$K_2 = \frac{590}{101,5} = 5,8.$$

Таким чином, значення коефіцієнтів стійкості для розрахункових положень крана у робочому і неробочому станах вищі від нормативних, отже, стійкість забезпечена.

РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМІВ КРАНА

6.1 ВИМОГИ ДО ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Об'ємний гідروпривід механізмів крана має певні особливості [11], які зумовлюють методику вибору та розрахунку. До таких особливостей належать:

- здатність гідромашин працювати на частотах обертання, які істотно відрізняються від номінальних, без зменшення моменту;
- високі динамічні властивості, які дають можливість застосовувати гідропривід в режимах частих пусків і зупинень (режими, характерні для механізмів крана);
- можливість пуску без навантаження первинного двигуна, оскільки немає жорсткого кінематичного зв'язку між ним і механізмом;
- невеликі габарити і маси гідромашин при високих значеннях номінальної потужності й ККД;
- збільшена порівняно з електромеханічним приводом кількість елементів приводу, у зв'язку з чим потрібен великий обсяг інформації для їх вибору і розрахунку.

Правильна оцінка цих особливостей здебільшого визначає ефективність застосування об'ємного гідроприводу в механізмах крана. Цієї ефективності досягають вибором раціональної схеми гідроприводу, забезпеченням точності роботи механізмів і обмеженнями динамічних навантажень у їхніх ланках. Істотну роль відіграють також габарити, маса і вартість приводу.

Габарити і маса приводу залежать в основному від типорозміру гідромашин і привідного електродвигуна, які вибирають відповідно до призначення механізму, вантажності, режиму роботи крана, і потребують визначення.

Вартість приводу залежить від типорозміру елементів і освоєння їх промисловістю. Застосування нормалізованих елементів приводу сприяє зниженню його вартості.

Вибираючи схеми гідроприводу механізмів крана, треба враховувати, що переміщення вантажу у вертикальній і горизонтальній площинах пов'я-

зане з витратами енергії на його підймання й пуск механізмів і з виділенням енергії під час опускання вантажу та гальмування механізмів. Крім того, механізми підймання і пересування при швидкостях понад 0,67 м/с треба обладнувати гальмами, які зупиняють їх в аварійних ситуаціях.

Слід також ураховувати особливості конструкцій механізмів гідромашин, гідроапаратури й техніко-економічні чинники, які визначають ефективність упровадження гідроприводу.

Схема гідроприводу має забезпечувати:

- перетворення або розсіювання енергії, яка вивільняється в процесі опускання вантажу і гальмування механізму. Виконання цієї умови є обов'язковим для підймальних механізмів, інакше опускання вантажу буде некерованим і може перейти в падіння, особливо для механізмів пересування і повертання, на які діють істотні інерційні навантаження;
- можливість пуску без вантажу первинного двигуна і роботи насоса без істотного підвищення тиску на його штуцерах при загальмованому гідромоторі;
- узгодження моментів з'єднання гідромотора з насосом і розгальмування його вала;
- обмеження максимального тиску в гідросистемі;
- допустиме значення тиску у всмоктувальних і зливних магістралях гідромашин;
- можливість передавання у разі потреби керувальних сигналів на регулювальний орган за допомогою малопотужних пристроїв;
- можливість упровадження серійної гідроапаратури й гідромашин.

У разі дотримання цих вимог у гідроприводах механізмів крана можна застосувати схеми з об'ємним дросельним регулюванням.

Вибираючи спосіб регулювання гідроприводу, слід ураховувати:

1. Здатність первинного двигуна сприймати рушійний момент, який виникає на його валу при опусканні вантажу і гальмуванні механізму. Наприклад, двигун внутрішнього згоряння і двигун постійного струму з послідовним збудженням важко сприймають такий момент, тому впровадження об'ємного регулювання, коли звільнена енергія поглинається первинним двигуном, може виявитись у цьому разі недоцільним.

2. Потужність приводу. Застосовувати об'ємне регулювання раціонально при потужності, яка перевищує 5 кВт.

3. Характер навантаження механізму. Для механізмів пересування і повертання, в яких переважають інерційні навантаження і перетворення або розсіювання енергії приводом, потрібне лише в процесі гальмування, іноді раціонально застосовувати схему з дросельним регулюванням і нереверсивним насосом змінної продуктивності з регулятором витрат, яка дає змогу істотно зменшити витрати енергії. Для підймальних механізмів така схема не має істотних переваг, оскільки в будь-якому разі вся енергія, що виділяється при опусканні вантажу, розсіюється в дроселі.

4. Регулювальні характеристики об'ємного і дросельного регулювання. Застосовують гідромашини різних конструкцій, однак вони мають бути

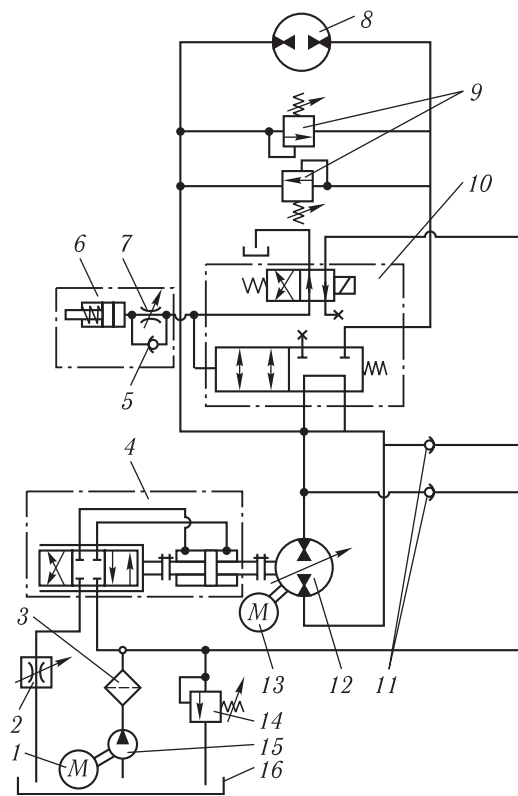


Рис. 6.1. Схема гідроприводу механізму підймання з об'ємним регулюванням

оборотними, бо інакше перетворення енергії приводом буде неможливим.

При дросельному регулюванні впроваджують гідромашини будь-яких типів, а при об'ємному — тільки оборотні.

Вибираючи розподільну і контрольно-регульовальну апаратуру, крім номінальних витрат і тиску треба враховувати також деякі конструктивні особливості цієї апаратури. Наприклад, вибираючи гідророзподільники, слід звертати увагу на те, щоб у разі їх перемикання в гідросистемі з боку насоса не виникали замкнені порожнини.

Схема гідроприводу механізму підймання з об'ємним регулюванням (рис. 6.1) включає в себе насос змінної подачі 12, розподільник 10, гідромотор 8, запобіжні клапани 9, систему підживлення, яка складається з резервуара 16, насоса постійної подачі 15, запобіжного клапана 14, фільтра 3, підживлювальних клапанів 11. Крім того, є гідроциліндр гальма 6, гідропідсилювач 4 і дросель 2. Насоси приводяться в дію від електродвигунів 1 і 13.

У разі ввімкнення електродвигуна 1 підживлювальний насос 15 через фільтр 3 і клапани 11 заповнює робочою рідиною гідросистему. У системі підживлення підтримується постійний тиск за допомогою запобіжного клапана 14.

У разі ввімкнення електродвигуна 13 подача основного насоса 12 у разі ввімкнення електродвигуна 13 близька до нуля, а невелика кількість рідини, яку він може подати внаслідок неточного встановлення регульовального органу в нейтральне положення, проходить через розподільник, минаючи гідромотор 8, який при цьому загальмований. Через це пуск електродвигуна відбувається без перевантаження.

Щоб перемістити вантаж, розподільник перемикають у робоче положення. При цьому весь потік рідини подається до гідромотора. Одночас-

но циліндр 6 розгальмовує привід. Узгодження часу перемикання розподільника і спрацювання циліндра 6 здійснюється дроселем 7. Подача насоса 12 змінюється за допомогою гідропідсилювача, на який подається керувальний сигнал. Дроселем 2 регулюється швидкість відпрацювання цього сигналу, завдяки чому обмежуються прискорення вала гідромотора і динамічні навантаження в механізмі.

Якщо вантаж зупинився, то продуктивність насоса зменшується, а потім перемикається розподільник. За допомогою зворотного клапана 5 гальмо швидко вмикається.

Під час опускання вантажу гідромотор 8 працює в насосному режимі. Виникає небезпека зниження тиску на його вході внаслідок утрат тиску в гідромережі, яка з'єднує порожнини низького тиску гідромотора й насоса. Щоб зменшити гідравлічні втрати, цю гідромережу раціонально виконати у вигляді трубопроводу, який з'єднує штуцери насоса з гідромотором, минаючи розподільник.

Схема гідроприводу підйимального механізму з дросельним регулюванням (рис. 6.2) включає в себе бак 15, насос постійної подачі 13, електродвигун 14, фільтр 12, розподільник 9, регулятор потоку 4, зворотний клапан 5, гідромотор 2, гідроциліндр гальма 1.

Чотириходовий розподільник складається з власне розподільника 7, переливного клапана 11, клапанів керування високого 8 і низького 10 тисків. Розподільник 7 має конструкцію, яка забезпечує плавне зміння його прохідного перерізу. Якщо він у нейтральному положенні, то порожнини гідромоторів заперті й гальмо накладено. Рідина від насоса, пройшовши крізь фільтр 12, потрапляє до переливного клапана 11 і зливається через нього в бак під тиском, який визначається настройкою пружини, оскільки порожнина керування клапана з'єднана зі зливом. Гальмовий циліндр також з'єд-

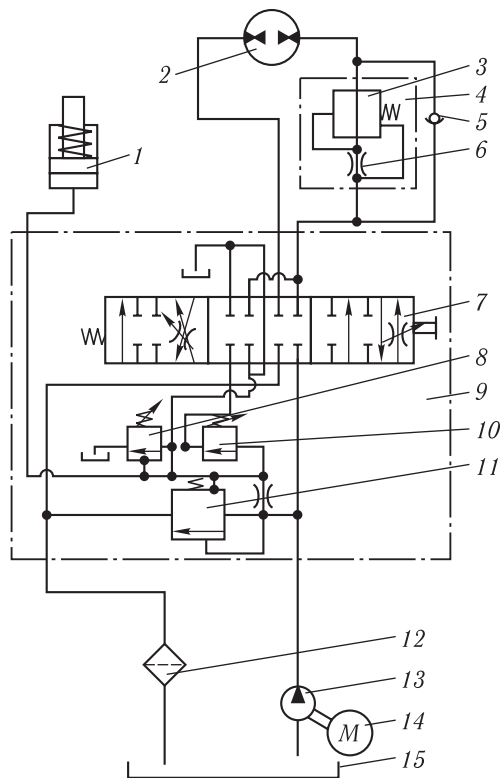


Рис. 6.2. Схема гідроприводу механізму підймання з дросельним регулюванням

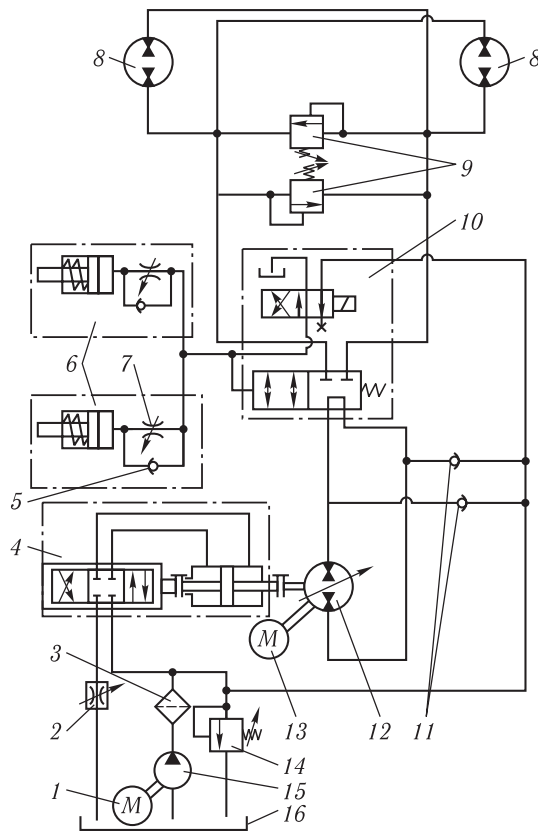


Рис. 6.3. Схема гідроприводу механізму пересування мостового крана

наний зі зливом і не спрацьовує. Коли розподільник переміщується в бік, що відповідає підйманню вантажу (на схемі ліворуч), прохідний переріз розподільника плавно змінюється, рідина надходить до зворотного клапана 5, відкриває його і приводить у рух гідромотор 2. Цим самим розподільником порожнини керування переливного клапана з'єднуються з напірною лінією гідромотора. У гідросистемі встановлюється тиск, який залежить від маси вантажу, і спрацьовує гідроциліндр гальма. При цьому дросельна щільна буде під перепадом тиску, який визначається настройкою пружини переливного клапана, тому витрата рідини через неї не залежить від маси вантажу.

Рідина, що залишилася, зливається через переливний клапан під тиском, який відповідає силі тяжіння вантажу. Якщо розподільник 7 переміщується в бік, що відповідає опусканню вантажу (на схемі праворуч), то рідина від насоса надходить до гідромотора, а з нього через регулятор потоку 4 — до розподільника 7 в кількості, пропорційній його прохідному перерізу, і подається на злив. При цьому клапан 10 з'єднується зі зливом і тиск у порожнині керування переливного клапана визначається лише його настройкою. Під цим тиском рідина подається насосом у гідромотор і забезпечує його безкавітаційну роботу в режимі опускання, а також до гальмового циліндра для гальмування. Тиск, під яким рідина надходить до розподільника 7, визначається настройкою пружини регулятора потоку 3, а кількість — прохідним перерізом розподільника 7. Зайва рідина зливається через переливний клапан 11 під тиском настройки клапана 10. Підбираючи дросель 6, обмежують максимальну швидкість опускання.

Схема гідроприводу механізму пересування мостового крана (рис. 6.3) передбачає об'ємний принцип регулювання. Насосна станція, система підживлення і керування насосом в основному аналогічні схемі гідроприводу підйимального механізму з об'ємним регулюванням (див. рис. 6.1). Відмінність полягає у тому, що лінії, які з'єднують гідромотори з насосом, проходять через розподільник, оскільки в приводі цього механізму немає небезпеки зниження тиску на входах у гідромотори, що працюють у насосному режимі. Гідромотори з'єднуються між собою за зустрічно-паралельною схемою, внаслідок чого можна застосувати одну насосну станцію і забезпечити гальмування крана проводом.

Схема гідроприводу механізму повертання, наприклад крана з об'ємним регулюванням (рис. 6.4, *a*) і високомоментним гідромотором, складається з гідронасоса змінної продуктивності 1, клапанної коробки 2, фільтра 3, гідроциліндра гальма 4, розподільника 6, високообертового гідромотора 7, редуктора 8 з механізмом повертання 9 і поповнювального бака 10. Тиск у гідросистемі контролюється манометром 5.

Щоб повернути кран, розподільник 6 ввімкненням електромагніту E_1 чи E_2 переміщується праворуч або ліворуч, що відповідає зміні напрямку повертання. Швидкість повертання регулюється від нуля до максимуму зміненням подачі насоса дистанційно з пульта керування.

Одночасно з увімкненням розподільника 6 гідроциліндром 4 розгальмовується механізм повертання. Середнє положення розподільника 6

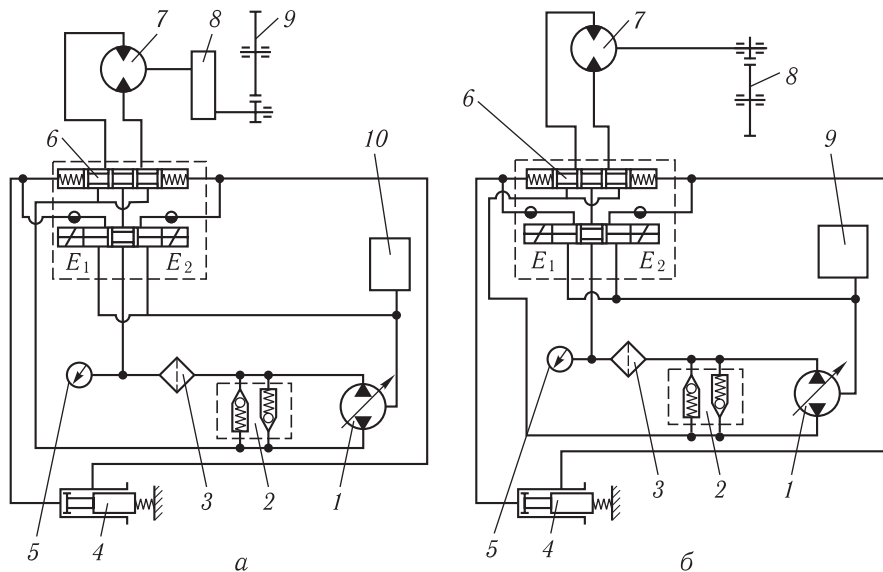


Рис. 6.4. Схема гідроприводу механізму повертання з об'ємним регулюванням: *a* — з високомоментним гідромотором і редуктором; *б* — з високомоментним гідромотором

відповідає гальмуванню механізму повертання. В момент гальмування насос I установлюється на нульову продуктивність.

Схема механізму повертання крана з об'ємним регулюванням і високомоментним мотором (рис. 6.4, б) відрізняється від попередньої тим, що в ній немає редуктора. Це значно спрощує конструкцію механізму повертання, оскільки кран повертається безпосередньо гідромотором.

Метою розрахунку гідроприводу кранових механізмів є визначення його параметрів, які відповідають заданим характеристикам механізму і роботоздатності приводу протягом необхідного проміжку часу.

Вихідні дані для розрахунку: потужність, крутний момент, номінальна кутова швидкість обертання і кутове прискорення механізму, зведені до вихідного вала редуктора (визначені за формулами для механізмів крана, виходячи з його вантажності, швидкості, режиму роботи механізму, середньої тривалості циклу, маси і т. ін.).

Перший етап полягає у виборі типорозмірів основних елементів гідроприводу: гідромотора, насоса, редуктора, електродвигуна, а також розподільника і регулювальної гідроапаратури. На цьому етапі елементи приводу вибирають за номінальною потужністю.

Насамперед треба вибрати гідромотор, якщо задатися попередньо типом редуктора та однаковим ККД для всіх механізмів.

Для механізмів крана можна застосувати високо- і низькомоментні гідромотори.

У першому випадку відпадає потреба в редукторі, а вал гідромотора з'єднується безпосередньо з барабаном або привідними колесами крана. При цьому виникає проблема вибору гальма, оскільки воно обов'язкове для всіх механізмів. Найперспективнішим є застосування дискових гальм, вмонтованих у корпус гідромотора. Можна застосувати високомоментні гідромотори з одноступеневим редуктором або відкритою зубчастою передачею.

У другому випадку раціонально впроваджувати кранові редуктори, наприклад типу Ц2 або ВКН (ВК).

Передатне розрахункове число редуктора

$$u_p = \frac{\omega_{м.н}}{\omega} \quad (6.1)$$

або

$$u_p = \frac{M}{M_{м.н}}, \quad (6.2)$$

де $\omega_{м.н}$ — номінальна кутова швидкість гідромотора; ω — кутова швидкість вихідного вала редуктора при номінальній швидкості механізму; M — крутний момент на вихідному валу редуктора при номінальному навантаженні; $M_{м.н}$ — номінальний момент гідромотора.

Якщо розрахункова і номінальна потужності гідромотора однакові і номінальна частота обертання не перевищує допустиму для швидкохідного вала редуктора, то використання обох формул дає однакові результати.

тати. Якщо ж номінальна потужність гідромотора перевищує розрахункову, то використання формули (6.2) забезпечує найменші при заданій потужності механізму витрати в гідросистемі. Це сприяє зменшенню габаритів і маси розподільної та регулювальної апаратури.

Розрахункове передатне число може виявитися більшим за максимальне реалізоване у вибраному типі редуктора. У цьому разі можна застосувати редуктор такого типу, в якому можна реалізувати необхідне передатне число, або два послідовно з'єднаних редуктори, як і в електромеханічному приводі. Крім того, можна застосувати гідромотор підвищеної потужності з більш високим номінальним крутним моментом.

Розрахунки і компоновальні проробки довели, що застосування гідромотора підвищеної потужності меншою мірою збільшує масу і габарити приводу, ніж підвищення передатного числа редуктора чи встановлення двох редукторів.

Остаточне рішення щодо вибору типорозміру гідромотора приймається після порівняння варіантів за габаритами, масою, зручністю обслуговування, компонованням приводу.

Редуктор вибирають згідно з методикою, яка розроблена для кранових механізмів. Передатне число визначають за номінальним моментом і частотою обертання гідромотора.

Після визначення потужності й типу гідромотора треба вибрати спосіб регулювання гідроприводу, а потім підібрати насос, урахувавши, що його номінальний тиск має бути не нижчим від номінального тиску гідромотора, а продуктивність має забезпечити обертання вихідного вала механізму із заданою частотою. Слід урахувати, що висока допустима частота обертання насоса сприяє зменшенню маси приводу, якщо вибрано високошвидкісний електродвигун.

Гідропривід дає змогу запускати електродвигун без навантаження при незначних масах, зведених до його вала. У зв'язку з цим перевагу мають асинхронні короткозамкнені електродвигуни загального призначення. Визначаючи типорозмір електродвигуна, треба враховувати розрахункову частоту обертання насоса.

Результатом вибору елементів приводу є визначення їхніх типорозмірів, за якими з каталогів беруть параметри елементів, що суттєво впливають на якість системи. Для редукторів такими параметрами є передатне число і ККД. Вони наведені в технічній характеристиці і додаткових розрахунків не потребують. Роботоздатність редуктора забезпечується тоді, коли розрахункова потужність, момент на вихідному валу і частота обертання швидкісного вала не перевищують допустимих значень.

Гідромашини (насоси і гідромотори) характеризуються коефіцієнтом підсилення швидкості (для гідромоторів), коефіцієнтом підсилення за витратою (для насосів), загальним механічним і об'ємним ККД. Частина параметрів беруть з каталогів, а інші визначають за формулами, які наведено в розрахунках. Роботоздатність гідромашин упродовж заданого проміжку часу буде забезпечена за таких умов:

- тиск у напірній мережі не перевищує номінального при довгочасних і максимального — при короткочасних навантаженнях;
- тиск у всмоктувальній або зливній мережі не нижчий від тиску, який забезпечує суцільність потоку рідини;
- частота обертання не вища від максимально допустимої;
- температура робочої рідини перебуває у заданих межах.

Параметрами розподільної апаратури, від яких залежить характеристика гідросистеми, є гідравлічний опір і питомий витік, які обчислюються за номінальними значеннями перепаду тиску та об'ємних витрат. Нормальна робота апаратури забезпечується за умови, що тиск і витрата в гідромережі не перевищують номінальних значень.

До параметрів електродвигуна, які мають суттєве значення для роботи гідроприводу і необхідні для аналізу умов, що забезпечують його працездатність, належать: номінальна частота обертання; номінальна потужність; номінальний момент. Перші два параметри беруть із каталогів, останній розраховують за формулою.

Надійна робота електродвигуна можлива тоді, коли момент на валу насоса за всіх режимів роботи механізму не перевищує максимальний момент електродвигуна, а температура обмотки перебуває у заданих межах.

Для приводу насосів раціонально вибрати асинхронні короткозамкнені електродвигуни, тепловий режим яких оцінюється за повторно-кратковчасного режиму роботи допустимою кількістю вмикань за годину: вона має бути не меншою від середньої кількості вмикань, характерної для заданого режиму роботи крана.

На другому етапі розрахунку з метою перевірки умов працездатності визначають параметри гідроприводу, які характеризують його властивості, що забезпечують роботоздатність системи протягом потрібного проміжку часу.

Властивість гідроприводу визначають не тільки параметрами його елементів, а й характером зв'язку між ними, який залежить від гідравлічної схеми.

До параметрів гідроприводу (згідно з наведеними схемами), які відображають властивість електродвигуна, насоса, гідромотора і розподільної апаратури, належать:

- коефіцієнт підсилення гідроприводу за швидкості, який урахує вплив частоти обертання електродвигуна і співвідношення робочих об'ємів насосів і гідромотора на частоту обертання останнього;
- загальний коефіцієнт витоків (втрата) гідросистеми, який урахує вплив об'ємних витрат у гідромашинах і гідроапаратурі на герметичність системи;
- максимальне значення параметра регулювання гідроприводу, який забезпечує витрати в гідросистемі в межах, необхідних для отримання заданої швидкості пересування машин при номінальному навантаженні з урахуванням об'ємних витрат у гідросистемі й ковзання електродвигуна.

Роботоздатність системи оцінюють:

- за тиском у гідросистемі при усталеному русі механізму з номінальною швидкістю і навантаженням (не повинен перевищувати номінальний або бути нижчим від мінімально допустимого тиску у гідромашинах);
- за максимальним тиском у гідросистемі при усталеному русі механізму (не повинен перевищувати максимальний для підіймальних механізмів і номінальний для механізмів пересування та бути нижчим від мінімального тиску гідромашин);
- за максимальним моментом на валу насоса при неусталеному русі механізму (не повинен перевищувати максимального моменту електродвигуна).

Якщо в результаті розрахунку з'ясується, що умови забезпечення роботоздатності приводу не виконуються, то характеристики гідроприводу слід змінити, а розрахунок повторити повністю або частково.

Викладений принцип розрахунку проілюструємо на прикладі розрахунку гідроприводу механізмів мостового крана вантажністю 20/5 т, режим роботи — 4-ї групи.

6.2 РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДІВ ПІДІЙМАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ МОСТОВОГО КРАНА

Гідропривід установлено [21] на механізмах підіймання (головного і допоміжного), пересування візка і моста.

Гідравлічні схеми приводів виконано за принципом об'ємного регулювання з низькомоментними гідромоторами.

1. Вихідні дані:

Вантажності механізмів підіймання Q , т:

головного — 20;

допоміжного — 5.

Маси візка m_B , кг:

з вантажем — 24 700;

без вантажу — 4900.

Маси моста m_M , кг:

з вантажем — 50 900;

без вантажу — 30 900.

Максимальні швидкості механізмів v , м/с:

головного підіймання — 0,125;

допоміжного підіймання — 0,32;

пересування візка — 0,63;

пересування моста — 1,25.

Кратності поліспаств механізмів підймання u :

головного — 4;
допоміжного — 2.

Кількість поліспаств $a = 2$.

ККД поліспаств $\eta_{\text{п}} = 0,955$.

Діаметри барабанів механізмів підймання $D_{\text{б}}$, м:

головного — 0,42;
допоміжного — 0,26.

ККД барабанів $\eta_{\text{б}} = 0,98$.

Діаметри ходових коліс механізмів пересування $D_{\text{к}}$, м:

візка — 0,32;
моста — 0,63.

2. Величини, які необхідні для вибору елементів гідроприводу кранових механізмів:

максимальні кутові швидкості валів барабанів механізмів підймання

$\omega_{\text{бmax}}$, рад/с:

головного — 2,54;
допоміжного — 4,88.

Крутні моменти на валах барабанів $M_{\text{б}}$, Н·м:

головного при підйманні — 11 270;
— “ — при опусканні — 10 780;
допоміжного при підйманні — 3480;
— “ — при опусканні — 3040.

Статичні опори пересуванню (зведені до вала колеса) $W_{\text{ст}}$, Н:

візка — 3820;
моста — 5000.

Динамічні опори пересуванню $W_{\text{д}}$, Н:

візка — 5000;
моста — 12 740.

Загальні опори пересуванню $W_{\text{п}}$, Н:

візка — 8820;
моста — 17 740.

Максимальні кутові швидкості коліс $\omega_{\text{кmax}}$, рад/с:

візка — 4,18;
моста — 4,25.

Середні кутові прискорення механізмів ε , рад/с²:

головного підймання — 1,9;
допоміжного підймання — 1,54;
пересування візка — 1,25;
пересування моста — 0,795.

Статичні моменти опору пересуванню (зведені до вала колеса) $M_{\text{с}}$,

Н·м:

візка — 61;
моста — 158.

Загальні моменти опору пересуванню $M_{\text{п}}$, Н·м:
 візка (на два колеса) — 1370;
 моста (на два колеса) — 5590.

6.2.1. РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙМАННЯ

**Перший етап розрахунку — вибір типорозмірів елементів гідропри-
 воду.**

1. Вибір типорозміру гідромотора. Розрахункову потужність, кВт, на вихідному валу редуктора при номінальних навантаженнях і швидкостях визначаємо за формулою

$$P_{\Gamma} = \frac{M_{\text{б}} \omega_{\text{бmax}}}{10^3 \eta_{\text{р}}}, \quad (6.3)$$

де $\eta_{\text{р}}$ — ККД редуктора (беремо $\eta_{\text{р}} = 0,96$). Тоді

$$P_{\Gamma} = \frac{11\,270 \cdot 2,54}{10^3 \cdot 0,96} = 29,8 \text{ кВт.}$$

Умови вибору гідромотора

$$P_{\Gamma} \approx P_{\Gamma.\text{н}}, \quad (6.4)$$

де $P_{\Gamma.\text{н}}$ — номінальна потужність гідромотора.

За каталогом фірми C. Rauch KG System Hydraulik [7] вибираємо гідро-
 мотор типу 210.25.11.00 з такими даними:

номінальна потужність	$P_{\Gamma.\text{н}} = 39 \text{ кВт};$
робочий об'єм	$q_{\Gamma} = 107 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об.};$
номінальний тиск	$p_{\Gamma.\text{н}} = 1568 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 15,68 \text{ МПа};$
максимально допустимий тиск	$p_{\Gamma.\text{max}} = 2450 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 24,5 \text{ МПа};$
номінальна кутова швидкість	$\omega_{\Gamma.\text{н}} = 147 \text{ рад/с};$
номінальний момент	$M_{\Gamma.\text{н}} = 265 \text{ Н} \cdot \text{м};$
момент інерції ротора	$I_{\Gamma} = 1,70 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
загальний ККД	$\eta_{\Gamma} = 0,915;$
об'ємний ККД	$\eta_{\Gamma.\text{об}} = 0,97;$
механічний ККД	

$$\eta_{\Gamma.\text{м}} = \frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma.\text{об}}} = \frac{0,915}{0,970} = 0,945; \quad (6.5)$$

робоча рідина — масло індустриальне И-20.

2. Розрахункові параметри гідромотора. Коефіцієнт підсилення за швидкістю

$$k_d = \frac{2\pi}{q_\Gamma} = \frac{6,28}{0,000107} = 5,87 \cdot 10^4 \text{ 1/м}^3. \quad (6.6)$$

Коефіцієнт витоків

$$r_\Gamma = \frac{\omega_{\Gamma.н} (1 - \eta_{\Gamma.об})}{k_d \eta_{\Gamma.об} P_{\Gamma.н}} = \frac{147(1 - 0,970)}{5,87 \cdot 10^4 \cdot 0,97 \cdot 1568 \cdot 10^4} = \\ = 0,00049 \cdot 10^{-8} \text{ м}^5/(\text{Н} \cdot \text{с}).$$

3. Вибір типорозміру редуктора. Умови вибору його

$$\left. \begin{array}{l} u_{p.н} \geq u_p; \\ P_{p.н} \geq P_\Gamma; \\ M_{p.н} \geq M_{\text{б.}} \end{array} \right\} \quad (6.7)$$

За формулою (6.2) визначаємо передатне число редуктора

$$u_p = \frac{M_{\text{б.}}}{M_{\Gamma.н}} = \frac{11\,270}{265} = 42,6.$$

Вибираємо циліндричний редуктор типу Ц2-500 за такою характеристикою (дод. XXXIX—XLIV):

передатне число

$$u_{p.н} = 50,94;$$

допустима потужність на вхідному валу

$$P_{p.н} = 68,5 \text{ кВт};$$

допустимий крутний момент на вихідному валу

$$M_{p.н} = 27\,540 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Вибір типорозміру насоса. Розрахункова потужність насоса при номінальних навантаженнях і швидкості

$$P_n = \frac{P_\Gamma}{\eta_p} = \frac{29,8}{0,915} = 32,6 \text{ кВт}. \quad (6.8)$$

Умова вибору насоса

$$P_{н.н} \approx P_n. \quad (6.9)$$

За каталогом [6] вибираємо насос типу 207.25.11.02 з такими даними:

$$\begin{array}{ll} \text{номінальна потужність} & P_{н.н} = 39,0 \text{ кВт}; \\ \text{максимальний робочий об'єм} & q_n = 107 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об.}; \end{array}$$

номінальний тиск	$p_{н.н} = 1568 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 15,68 \text{ МПа};$
максимально допустимий тиск	$p_{нmax} = 2450 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 25,4 \text{ МПа};$
номінальна кутова швидкість	$\omega_{н.н} = 147 \text{ рад/с};$
синхронна швидкість обертання	$\omega_0 = 157 \text{ рад/с};$
загальний ККД	$\eta_n = 0,915;$
об'ємний ККД	$\eta_{н.об} = 0,97;$
механічний ККД	$\eta_{н.м} = 0,945;$
максимальний кут відхилення люльки насоса (параметр регу- лювання)	$\gamma_m = 0,436 \text{ рад.}$

5. Розрахункові параметри насоса. Коефіцієнт підсилення за витратою

$$k_q = \frac{q_{нmax}}{2\pi\gamma_m} = \frac{107}{10^6 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,436} = 39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (6.10)$$

Коефіцієнт витоків

$$r_n = \frac{\omega_{н.н} k_q \gamma_m}{p_{н.н}} (1 - \eta_{н.об}) = \frac{147 \cdot 39 \cdot 0,436}{10^6 \cdot 1568 \cdot 10^4} (1 - 0,97) = 0,0478 \cdot 10^{-5} \text{ м}^5/(\text{Н} \cdot \text{с}). \quad (6.11)$$

Кутова швидкість вала насоса

$$\omega_{н.р} = \frac{\omega_{бmax} u_{р.н}}{k_q \gamma_m k_d \eta_{г.об} \eta_{н.об}} = \frac{2,54 \cdot 50,94 \cdot 10^6}{39 \cdot 0,436 \cdot 5,87 \cdot 10^4 \cdot 0,97 \cdot 0,97} = 138 \text{ рад/с}. \quad (6.12)$$

6. Вибір типорозміру електродвигуна. Розрахункова потужність на валу електродвигуна при номінальних навантаженнях і швидкості механізму

$$P_e = \frac{P_{г.н} k_q \gamma_m}{\eta_{г.н} \eta_n} = \frac{29,8}{0,915 \cdot 0,915} = 37,2 \text{ кВт}. \quad (6.13)$$

Умови вибору електродвигуна

$$\begin{aligned} P_{е.н} &\approx P_e; \\ \omega_{е.н} &\geq \omega_{н.р}. \end{aligned} \quad (6.14)$$

Вибираємо за каталогом асинхронний короткозамкнений електро-
двигун типу А02-72-4 з такою характеристикою:

номінальна потужність $P_{е.н} = 30 \text{ кВт};$
номінальна кутова швидкість $\omega_{е.н} = 151 \text{ рад/с};$
кратність максимального моменту $\psi_{max} = 2.$
Номінальний момент електродвигуна

$$M_{е.н} = \frac{P_{е.н} \cdot 10^3}{\omega_{е.н}} = \frac{30 \cdot 10^3}{151} = 196 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (6.15)$$

7. Вибір типорозмірів розподільної апаратури. Умова вибору

$$Q_{\text{гап.н}} \geq k_q \gamma_M \omega_{\text{н.р}}, \quad (6.16)$$

де $Q_{\text{гап.н}}$ — номінальна витрата елемента гідроапаратури:

$$Q_{\text{гап.н}} = \frac{39 \cdot 0,436 \cdot 138}{10^6} = 234 \cdot 10^5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вибираємо за каталогом гідророзподільник типу 64ПГ73-25 [5] з такою характеристикою:

$$\text{номінальний тиск } 1225 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 12,25 \text{ МПа};$$

$$\text{номінальні витрати } 2340 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Другий етап розрахунку — перевірка умов, які забезпечують роботоздатність гідромашин упродовж заданого проміжку часу.

8. Визначення параметрів гідроприводу. Коефіцієнт підсилення гідроприводу за швидкістю

$$k_{\text{шв}} = k_q \frac{k_d \omega_0}{z}, \quad (6.17)$$

де z — кількість гідромоторів, які ввімкнуті паралельно і живляться від одного насоса. Згідно з гідросхемою беремо $z = 1$. Тоді

$$k_{\text{шв}} = \frac{39}{10^6} \cdot 5,87 \cdot 10^4 \cdot 157 = 359 \text{ 1/с}. \quad (6.18)$$

Загальний коефіцієнт витоків гідросистеми

$$r = r_r + r_n = 0,049 \cdot 10^{-10} + 0,0478 \cdot 10^{-10} = 0,0968 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3/(\text{Н} \cdot \text{с}).$$

Статичний момент на валу гідромотора:

при підйманні вантажу

$$M_{\text{г.п}} = \frac{M_{\text{б.н}}}{u_{\text{р.н}} \eta_p} = \frac{11\,270}{50,94 \cdot 0,96} = 231 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.19)$$

при опусканні вантажу

$$M_{\text{г.оп}} = \frac{M_{\text{б.оп}}}{u_{\text{р.н}} \eta_p} = \frac{10\,780}{50,94 \cdot 0,96} = 220 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (6.20)$$

Кутова швидкість вала гідромотора

$$\omega_{\text{г.р}} = \omega_{\text{б.мак}} u_{\text{р.н}} = 2,54 \cdot 50,94 = 129 \text{ рад/с}. \quad (6.21)$$

Беремо тиск підживлення $p_0 = 98 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$.

Кут відхилення люльки насоса, що забезпечує задану швидкість,

$$\gamma_M = \frac{\omega_{\text{г.р}}}{k_{\text{шв}}} + \frac{M_{\text{г.п}} k_d^2}{\eta_{\text{н.м}} k_{\text{шв}} \cdot 10^{11}} = \frac{129}{359} + \frac{231 (5,87 \cdot 10^4)^2}{0,945 \cdot 359 \cdot 10^{11}} = 0,383 \text{ рад}. \quad (6.22)$$

Фактичне значення кратності максимального моменту, при якому має дотримуватись умова,

$$\frac{M_{н.м}}{M_{е.н}} \leq 1,7. \quad (6.23)$$

Максимальний момент на валу насоса

$$M_{н.м} = \frac{k_g \gamma_M k_d M_{г.м}}{\eta_{г.м} \eta_{н.м}}, \quad (6.24)$$

де

$$M_{г.м} = M_{г.п} + \varepsilon I_{зв}; \quad (6.25)$$

ε — прискорення вала гідромотора:

$$\varepsilon = \varepsilon_6 u_{р.н} = 1,9 \cdot 50,94 = 97 \text{ рад/с}^2; \quad (6.26)$$

ε_6 — середнє кутове прискорення (для механізмів головного підймання за нормами беруть $\varepsilon_6 = 1,9 \text{ рад/с}^2$); $I_{зв}$ — зведений до вала гідромотора момент інерції мас механізмів:

$$I_{зв} = \frac{I_{м.в}}{u_p^2 \eta_p} + I_\Gamma + I_M;$$

$I_{м.в} = 57,45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції деталей механізму і вантажу; $I_\Gamma = 0,016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції обертових мас гідромотора. Тоді

$$I_{зв} = \frac{57,45}{50,94^2 \cdot 0,96} + 0,016 + 0,43 = 0,457 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Підставимо числові значення величин у формулу (6.25) і дістанемо

$$M_{г.м} = 231 + 97 \cdot 0,457 = 275 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а потім — у формулу (6.24):

$$M_{н.м} = \frac{39 \cdot 0,436 \cdot 5,87 \cdot 10^4 \cdot 275}{10^6 \cdot 0,945 \cdot 0,945} = 307 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$\frac{M_{н.м}}{M_{е.н}} = \frac{307}{196} = 1,57 < 1,7.$$

Тиск у напірній гідромережі за усталеного руху механізму: при підйманні

$$p_{у.п} = \frac{k_d M_{г.п}}{\eta_{г.м}} + p_0 = \frac{5,87 \cdot 10^4 \cdot 231}{0,945} + 98 \cdot 10^4 = 1533 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2 = 16,33 \text{ МПа};$$

при опусканні

$$p_{y,оп} = \frac{k_d M_{г.оп}}{\eta_{г.м}} + p_0 = \frac{5,87 \cdot 10^4 \cdot 220}{0,945} + 98 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = \\ = 1468 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 14,68 \text{ МПа.}$$

Умова вибору гідромережі за номінальним тиском

$$p_{y,п} \leq p_{н.н}. \quad (6.27)$$

Максимальний тиск у напірній гідромережі

$$p_m = \frac{k_d M_{г.м}}{\eta_{г.м}} + p_0 = \frac{5,87 \cdot 10^4 \cdot 275}{0,945} + 98 \cdot 10^4 = \\ = 1806 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 18,06 \text{ МПа.} \quad (6.28)$$

Умова вибору гідромережі за максимальним допустимим тиском

$$p_m < p_{н.м}. \quad (6.29)$$

6.2.2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙМАННЯ

Цей розрахунок виконують у такій самій послідовності, як і попередній. Оскільки механізми головного і допоміжного підймання одночасно не працюють, для їхніх приводів можна використати одну насосну установку. Тому потреба вибору насоса й електродвигуна у цьому разі відпадає.

6.3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА І МОСТА

Цей розрахунок виконують за викладеною вище методикою, але з деякими особливостями [21]. Так, вибір гідромотора слід виконувати за динамічною потужністю під час пуску механізму

$$P_{г.д} = \frac{M_{п} \omega_{г}}{10^3 \eta_p}, \quad (6.30)$$

де $M_{п}$ — загальний момент опору і сил інерції в процесі пуску на пересування візка (або моста); η_p — ККД редуктора.

Насос також вибирають за динамічною потужністю під час пуску механізму

$$P_{н.д} = \frac{P_{г.д}}{\eta_p}. \quad (6.31)$$

На другому етапі розрахунку статичний момент на валу гідромотора для механізмів пересування визначають за формулою

$$M_{\Gamma} = \frac{M_{\text{ст}}}{u_p z \eta_p^z}, \quad (6.32)$$

де $M_{\text{ст}}$ — статичний момент на валу колеса.

6.4 РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПОВЕРТАННЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

1. Вихідні дані [21]:

Частота обертання n , об/хв:

з вантажем — 0,5; без вантажу — 1,5.

Загальне передатне число $u_3 = 100$.

Крутний момент на валу гідромотора M , Н·м:

при нормальних робочих навантаженнях — 196;

при максимальних робочих навантаженнях — 343.

2. Розрахунок гідроприводу механізму повертання крана з високообертвовим гідромотором. За максимальним моментом на валу гідромотора вибираємо високообертвовий гідромотор типу ПМ № 20 з такими каталоговими даними:

номінальний крутний момент $M_{\Gamma, \text{н}} = 363 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

робочий об'єм $q_{\Gamma} = 251 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об}$;

номінальний тиск $p_{\Gamma, \text{н}} = 980 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 9,8 \text{ МПа}$;

максимально допустимий тиск $p_{\Gamma, \text{max}} = 1568 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 15,68 \text{ МПа}$;

номінальна продуктивність $Q_{\Gamma, \text{н}} = 6 \text{ л/с}$;

максимальна частота обертання $n_{\Gamma} = 1440 \text{ об/хв}$;

загальний ККД $\eta_{\Gamma} = 0,93$;

механічний ККД $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

Частота обертання вала гідромотора:

$n_1 = n u_3 = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ об/хв}$ при $n = 0,5 \text{ об/хв}$;

$n_1 = n u_3 = 1,5 \cdot 100 = 150 \text{ об/хв}$ при $n = 1,5 \text{ об/хв}$.

Подача насоса при $n_1 = 150 \text{ об/хв}$

$$Q_{\text{н}} = Q_{\Gamma, \text{н}} \frac{n_1}{n_{\Gamma} \cdot 0,93} = 6 \frac{150}{1440 \cdot 0,93} = 0,67 \text{ л/с}.$$

За розрахунковою подачею вибираємо насос типу ПД № 2,5.

Робочий тиск у гідросистемі

$$p = \frac{M p_{\Gamma, \text{н}}}{M_{\text{н}} \eta_{\text{м}}} = \frac{343 \cdot 980 \cdot 10^4}{363 \cdot 0,9} = 1029 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2.$$

Для приводу механізму вибираємо високомоментний гідромотор типу МР-25/10 з такими каталоговими даними:

номінальний крутний момент $M_H = 34\,990 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

номінальний тиск $p_{г.н} = 980 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 9,8 \text{ МПа}$;

максимально допустимий тиск $p_{г.макс} = 1176 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 11,76 \text{ МПа}$;

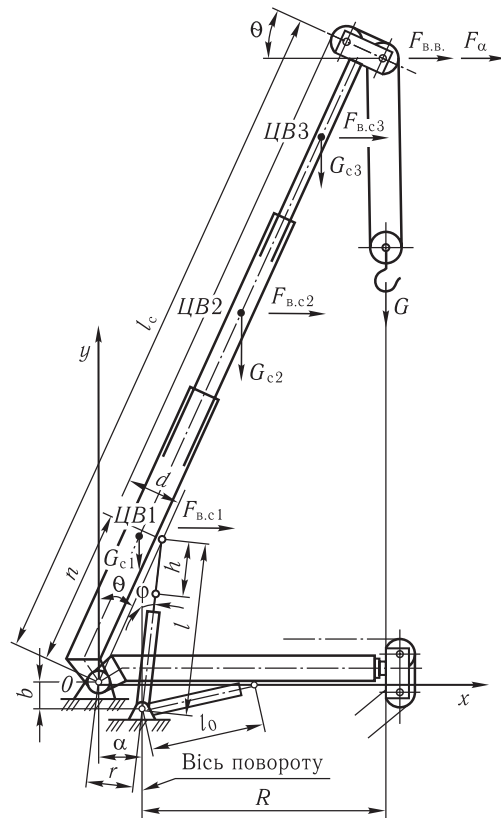
робочий об'єм $q_Г = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{об}$;

максимальна частота обертання $n_Г = 9,6 \text{ об/хв}$;

загальний ККД $\eta_Г = 0,93$.

6.5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ЗМІНЕННЯ ВИЛЬОТУ СТІЛИ

Виконуємо кінематичний і силовий розрахунок трисекційної телескопічної стріли (рис. 6.5) з підпірним гідроциліндром автомобільного крана.



Вихідні дані:

вантажність Q крана та виліт R при роботі з виносними опорами — згідно з вантажно-висотними характеристиками (рис. 6.6):

$Q_{\max} = 16 \text{ т}$ на мінімальному вильоті $R_{\min} = 2,0 \text{ м}$;

$Q_{\min} = 0,45 \text{ т}$ на максимальному вильоті $R_{\max} = 18,4 \text{ м}$;

довжина трисекційної телескопічної стріли $l_c = 9,7 \dots 21,7 \text{ м}$;

вага стріли $G_c = 24\,525 \text{ Н}$;

кут нахилу стріли $\theta = 4 \dots 90^\circ$, робочі діапазони кута θ при відповідній довжині стріли визначають згідно з вантажно-висотними характеристиками;

швидкість змінення вильоту (середня): $v = 12 \text{ м/хв}$;

кратність поліспасти механізму підймання вантажу $u = 6$;

параметри гідроциліндра:

діаметр поршня $D = 200 \text{ мм}$,

діаметр штока $d = 140 \text{ мм}$,

хід штока $h_0 = 2275 \text{ мм}$,

Рис. 6.5. Схема до розрахунку стріли

довжина з повністю втягненим штоком $l_0 = 3650$ мм;
робочий тиск у гідросистемі приводу циліндра:
номінальний $p_n = 16$ МПа,
максимальний $p_{max} = 20$ МПа;
розміри стріли на схемі:
координати точки 0 — осі шарніра гідроциліндра відносно початку відліку (точки 0), осі шарніра стріли на поворотній платформі крана $x_{0_1} = a = 1326$ мм, $y_{0_1} = b = 860$ мм;
відстань від осі шарніра стріли (точки 0) до осі шарніра штока гідроциліндра на стрілі $n = 4870$ мм;
відстань між осями вантажного каната і шарніра стріли $d = 700$ мм.

6.5.1. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

На кожному графіку вантажно-висотної характеристики (рис. 6.6), побудованому для певної довжини стріли, зафіксовано три характерних значення вантажності: Q_{max} , Q_{min} та Q_{cp} (умовна середня) і вильоти R_{min} , R_{max} та R_{cp} (умовний середній), на яких ці вантажності реалізуються.

Для встановлених співвідношень Q і R визначаємо кути нахилу стріли θ_{min} , θ_{cp} , θ_{max} і осі гідроциліндра ϕ_{min} , ϕ_{cp} , ϕ_{max} ; хід штока гідроциліндра h ; тривалість змінення вильоту t_0 та швидкість штока гідроциліндра $v_{ш}$.

При довжині стріли $l_c = 9,7$ м вантажності $Q_{max} = 16,0$ т, $Q_{cp} = 10,5$ т і $Q_{min} = 4,25$ т реалізуються відповідно на вильотах $R_{min} = 2$ м, $R_{cp} = 5$ м, $R_{max} = 8$ м.

Зі співвідношення

$$R = l_c \sin \theta - a,$$

де $a = 1,326$ м — відстань (рис. 6.5) від осі обертання поворотної платформи до осі шарніра стріли, отримаємо:

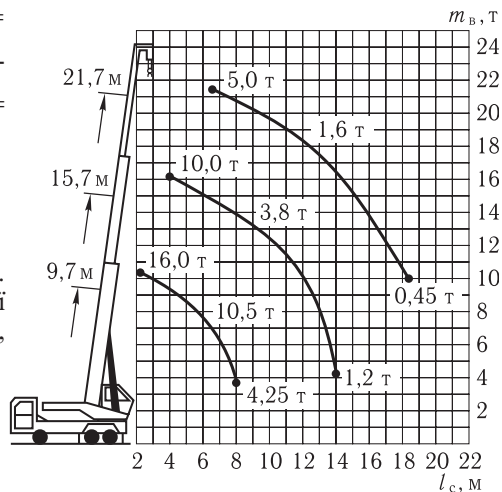


Рис. 6.6. Вантажно-висотні характеристики

$$\theta_{\min} = \arcsin \frac{R_{\min} + a}{l_c} = \arcsin \frac{2,0 + 1,326}{9,7} = \arcsin 0,3429 = 20^\circ;$$

$$\theta_{\text{cp}} = \arcsin \frac{R_{\text{cp}} + a}{l_c} = \arcsin \frac{5,0 + 1,326}{9,7} = \arcsin 0,652 = 40,7^\circ;$$

$$\theta_{\max} = \arcsin \frac{R_{\max} + a}{l_c} = \arcsin \frac{8,0 + 1,326}{9,7} = \arcsin 0,961 = 74^\circ.$$

Кути нахилу осі гідроциліндра визначаємо зі співвідношення

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{n \sin \theta - a}{n \cos \theta + b},$$

при цьому

$$\varphi_{\min} = \operatorname{arctg} \frac{n \sin \theta_{\min} - a}{n \cos \theta_{\min} + b} = \operatorname{arctg} \frac{4,87 \sin 20^\circ - 1,326}{4,87 \cos 20^\circ + 0,86} = \operatorname{arctg} 0,0625 = 3,58^\circ;$$

$$\varphi_{\text{cp}} = \operatorname{arctg} \frac{n \sin \theta_{\text{cp}} - a}{n \cos \theta_{\text{cp}} + b} = \operatorname{arctg} \frac{4,87 \sin 40,7^\circ - 1,326}{4,87 \cos 40,7^\circ + 0,86} = \operatorname{arctg} 0,4064 = 22,12^\circ;$$

$$\varphi_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{n \sin \theta_{\max} - a}{n \cos \theta_{\max} + b} = \operatorname{arctg} \frac{4,87 \sin 74^\circ - 1,326}{4,87 \cos 74^\circ + 0,86} = \operatorname{arctg} 1,5238 = 56,7^\circ.$$

Довжину гідроциліндра зі штоком l (див. рис. 6.5) у розрахункових положеннях стріли визначаємо зі співвідношення

$$\cos \varphi = \frac{n \sin \theta + b}{l},$$

звідки

$$l_{\max} = \frac{n \cos \theta_{\min} + b}{\cos \varphi_{\min}} = \frac{4,87 \cos 20^\circ + 0,86}{\cos 3,58^\circ} = \frac{5,436}{0,998} = 5,447 \text{ м};$$

$$l_{\text{cp}} = \frac{n \cos \theta_{\text{cp}} + b}{\cos \varphi_{\text{cp}}} = \frac{4,87 \cos 40,7^\circ + 0,86}{\cos 22,12^\circ} = \frac{4,552}{0,9264} = 4,914 \text{ м};$$

$$l_{\min} = \frac{n \cos \theta_{\max} + b}{\cos \varphi_{\max}} = \frac{4,87 \cos 74^\circ + 0,86}{\cos 56,7^\circ} = \frac{2,202}{0,549} = 4,011 \text{ м}.$$

Для крайніх, граничних положень стріли: нижнього (горизонтального) при $\theta_{\text{гр.н}} = 90^\circ$

$$R_{\text{гр.н}} = l_c \sin \theta - a = l_c - a = 9,7 - 1,326 = 8,374 \text{ м};$$

$$\varphi_{\text{гр.н}} = \operatorname{arctg} \frac{n - a}{b} = \operatorname{arctg} \frac{4,87 - 1,326}{0,86} = \operatorname{arctg} 4,121 = 76,36^\circ;$$

$$l_{0н} = \frac{b}{\cos \varphi} = \frac{0,86}{\cos 76,36^\circ} = \frac{0,86}{0,2358} = 3,65 \text{ м};$$

верхнього при $\theta_{гр.в} = 4^\circ$

$$R_{гр.в} = 9,7 \sin 4^\circ - 1,326 = -0,649 \text{ м}$$

(знак «мінус» означає, що вертикальна вісь гакової підвіски розміщується ближче до осі шарніра стріли, ніж точка 0_1);

$$\varphi_{гр.в} = \arctg \frac{a - n \sin \theta_{гр.в}}{n \cos \theta_{гр.в} + b} = \arctg \frac{1,326 - 4,87 \sin 4^\circ}{4,87 \cos 4^\circ + 0,86} = \arctg \frac{0,9863}{5,72} = 9,78^\circ$$

(вісь гідроциліндра відхиляється на цей кут вліво від свого вертикального положення);

$$l_{0в} = \frac{n \cos \theta_{гр.в} + b}{\cos \theta_{гр.в}} = \frac{4,87 \cos 4^\circ + 0,86}{\cos 9,78^\circ} = \frac{5,72}{0,9855} = 5,804 \text{ м.}$$

Хід штока гідроциліндра:

повний (у межах змінення кута нахилу стріли від $\theta_{гр.н} = 4^\circ$ до $\theta_{гр.в} = 90^\circ$)

$h_0 = \Delta l_0 = l_{0в} - l_{0н} = 5,804 - 3,65 = 2,154 \text{ м}$, а хід штока попередньо вибраного гідроциліндра $h_0 = 2,275 \text{ м}$;

у межах змінення кута нахилу стріли від $\theta_{\min} = 20^\circ$ до $\theta_{\max} = 74^\circ$ (робочий діапазон, зафіксований на вантажно-висотній характеристиці)

$$h = \Delta l = l_{\max} - l_{\min} = 5,447 - 4,011 = 1,436 \text{ м};$$

між окремими умовно фіксованими положеннями стріли

$$h_1 = \Delta l_1 = l_{\max} - l_{\text{ср}} = 5,447 - 4,914 = 0,533 \text{ м};$$

$$h_2 = \Delta l_2 = l_{\text{ср}} - l_{\min} = 4,914 - 4,011 = 0,903 \text{ м.}$$

Тривалість змінення вильоту:

у межах $\theta = 4 \dots 90^\circ$

$$t_0 = \frac{\Delta R_0}{v} = \frac{R_{гр.н} - R_{гр.в}}{v} = \frac{8,374 + 0,649}{0,2} = 45,115 \text{ с};$$

у межах $\theta = 20 \dots 74^\circ$

$$t = \frac{\Delta R}{v} = \frac{R_{\max} - R_{\min}}{v} = \frac{8 - 2}{0,2} = 30 \text{ с},$$

де $v = 12 \text{ м/хв} = 0,2 \text{ м/с}$ — середня швидкість змінення вильоту.

Швидкість штока гідроциліндра

$$v_{\text{ш}} = \frac{h}{t} = \frac{1,436}{30} = 0,0479 \text{ м/с.}$$

Розрахунки геометричних і кінематичних параметрів для стріли 15,7 і 21,7 м завдовжки виконуються аналогічно. Результати розрахунків зведено в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Результати розрахунків параметрів

Розрахунковий параметр	Значення l_c , м		
	9,7	15,7	21,7
Виліт, м:			
у межах графіка вантажно-висотної характеристики			
R_{\min}	2,0	4,0	6,5
$R_{\text{ср}}$	5,0	9,0	13,0
R_{\max}	8,0	14,0	18,3
граничні значення			
$R_{\text{гр.в}}$	-0,649	-0,23	0,188
$R_{\text{гр.н}}$	8,374	14,374	20,374
Кут нахилу стріли, град:			
у межах графіка вантажно-висотної характеристики			
θ_{\min}	20	19,8	21,14
$\theta_{\text{ср}}$	40,7	41,13	41,31
θ_{\max}	74	77,47	64,75
граничні значення			
$\theta_{\text{гр.в}}$	—	4,0	—
$\theta_{\text{гр.н}}$	—	9,0	—
Кут нахилу осі гідроциліндра, град:			
у межах графіка вантажно-висотної характеристики			
φ_{\min}	3,58	3,4	4,55
$\varphi_{\text{ср}}$	22,12	22,52	22,69
φ_{\max}	56,7	60,8	46,34
граничні значення			
$\varphi_{\text{гр.в}}$	—	9,78 —	—
$\varphi_{\text{гр.н}}$	—	вліво 76,36	—
Довжина гідроциліндра зі штоком, м:			
у межах графіка вантажно-висотної характеристики			
l_{\max}	5,447	5,453	5,419
$l_{\text{ср}}$	4,914	4,902	4,9
l_{\min}	4,011	3,93	4,257
граничні значення			
$l_{0\text{в}}$	—	5,804	—
$l_{0\text{н}}$	—	3,65	—
Хід штока гідроциліндра, м:			
у межах графіка h	1,436	1,523	1,162
повний h_0	—	2,154	—
Тривалість зміння вильоту, с:			
у межах графіка t	30	50	59
повний t_0	45,115	73,02	101
Швидкість штока гідроциліндра $v_{\text{ш}}$, м/с	0,0479	0,0305	0,0197

У подальших розрахунках, зокрема при визначенні середньоквадратичного навантаження на шток гідроциліндра, беремо умовну середню тривалість повного зміння вильоту стріли $t_0 = 73$ с. При цьому швидкість зміння вильоту (горизонтального переміщення вантажу) v відповідно до довжини стріли становить $0,1236...0,2765$ м/с ($7,416...16,59$ м/хв), що відповідає характеристикам кранів цього типу.

6.5.2. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Стріла завдовжки $l_c = 9,7$ м. Момент статичних сил опору повертання стріли відносно осі шарніра в точці 0 на довільному вильоті R в період усталеного руху:

у разі зменшення вильоту (підіймання стріли) з урахуванням вітрового навантаження і відхилення вантажних канатів від вертикального положення в бік збільшення вильоту

$$M_{\Pi} = M_G + M_{G_c} + M_B + M_{\alpha};$$

у разі збільшення вильоту (опускання стріли) з урахуванням вітрового навантаження і відхилення канатів у бік зменшення вильоту

$$M_{\text{оп}} = M_G + M_{G_c} - M_B - M_{\alpha},$$

де M_G — вантажний незрівноважений момент від еквівалентної ваги вантажу $G_e = \varphi_e G$:

$$M_G = G_e (R + a) - Sd = G_e l_c \sin \theta - \frac{G_e}{u \eta_{\Pi}} d = \varphi_e G \left(l_c \sin \theta - \frac{d}{u \eta_{\Pi}} \right);$$

φ_e — коефіцієнт режиму навантаження (коефіцієнт еквівалентності) для режимів (груп режимів) роботи: ДВ (8К) — $\varphi_e = 1,0$; В (7К, 6К) — $0,8...0,7$; С (5К, 4К) — $0,7...0,6$, у нашому розрахунку для важкого режиму роботи беремо $\varphi_e = 0,8$; S — сила натягу вантажного каната; η_{Π} — коефіцієнт корисної дії вантажного поліспасти: для одинарного поліспасти кратність $u = 6$ під час збігання каната з нерухомого напрямного блока

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^u}{(1 - \eta_{\text{бл}})u} \eta_{\text{бл}} = \frac{1 - 0,98^6}{(1 - 0,98) \cdot 6} 0,98 = 0,93;$$

M_{G_c} — незрівноважений момент від ваги стріли:

$$M_{G_c} = G_c l_{\text{ц.в}} \sin \theta;$$

$l_{\text{ц.в}}$ — відстань від осі шарніра стріли до центра ваги: для $l_c = 9,7$ м відстань $l_{\text{ц.в}} = \frac{l_c}{2} = \frac{9,7}{2} = 4,85$ м; $G_c = 24\,525$ Н — вага стріли; M_B — незрівноважений момент від вітрових навантажень на стрілу $F_{\text{в.с}}$ і вантаж $F_{\text{в.в}}$ з урахуванням пульсації повітряного потоку:

$$M_B = (1 + m_{\Pi} k_d) (F_{\text{в.с}} h_{\text{в.с1}} + F_{\text{в.в}} h_{\text{в.в}}) = (1 + m_{\Pi} k_d) (p_c A_{\text{с1}} l_{\text{в.с1}} + p_v A_{\text{в}} l_{\text{в.в}}) \cos \theta;$$

$1 + m_{\text{п}}k_{\text{д}}$ — динамічний коефіцієнт, який враховує пульсацію повітряного потоку $m_{\text{п}}$ і коефіцієнт динамічності конструкції з вантажем $k_{\text{д}}$, який є функцією періоду власних коливань конструкції τ : для нормальних умов експлуатації крана $1 + m_{\text{п}}k_{\text{д}} \approx 1,2 \dots 1,3$, при $l_{\text{с}} = 9,7$ м беремо $1 + m_{\text{п}}k_{\text{д}} = 1,2$;

$$F_{\text{в.с}} = p_{\text{с}}A_{\text{с1}}, \quad F_{\text{в.в}} = p_{\text{в}}A_{\text{в}};$$

$p_{\text{с}}, p_{\text{в}}$ — розподілені тиски вітру на навітрені поверхні стріли і вантажу, що визначаються за формулою

$$p = qkc\psi;$$

$q = 125$ Па — динамічний (швидкісний) тиск вітру в робочому стані крана: для розрахунку статичної потужності механізму змінення вильоту самохідного стрілового крана незалежно від географічного району його використання динамічний тиск (на висоті до 10 м) беремо $0,6q = 0,6 \cdot 125 = 75$ Па; k — коефіцієнт, який враховує збільшення динамічного тиску зі збільшенням висоти h розміщення конструкції або вантажу над поверхнею землі: $k = 1,0$ при $h \leq 10$ м, $k = 1,25$ при $h = 20$ м; c — коефіцієнт аеродинамічної сили: для стріли коробчастого типу $c_{\text{с}} = 1,4 \dots 1,6$ (беремо $c_{\text{с}} = 1,5$), для вантажу $c_{\text{в}} = 1,2$; ψ — коефіцієнт перевантаження: для робочого стану крана $\psi = 1$. Отже,

$$p_{\text{с}} = 75 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 112,5 \text{ Па};$$

$$p_{\text{в}} = 75 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 90 \text{ Па};$$

$A_{\text{с1}}, A_{\text{в}}$ — площі навітряних поверхонь нижньої секції стріли і вантажу:

$$A_{\text{с1}} = l_{\text{с1}}b_{\text{с1}} \cos \theta = 9,7 \cdot 0,3 \cos \theta = 2,91 \cos \theta;$$

$$A_{\text{в}} \approx 3,2\sqrt{Q};$$

$b_{\text{с1}} = 0,3$ м — ширина нижньої секції стріли; Q — вантажність крана на цьому вильоті (визначаємо за вантажно-висотною характеристикою); $h_{\text{в.с1}}, h_{\text{в.в}}$ — ординати точок прикладення вітрових навантажень $F_{\text{в.с}}$ і $F_{\text{в.в}}$: $h_{\text{в.с1}} = l_{\text{в.с1}} \cos \theta$ ($l_{\text{в.с1}}$ — відстань від осі шарніра стріли до точки прикладення $F_{\text{в.с}}$: для $l_{\text{с1}} = 9,7$ м $l_{\text{в.с1}} = 0,5l_{\text{с1}} = 0,5 \cdot 9,7 = 4,85$ м); $h_{\text{в.в}} = l_{\text{с}} \cos \theta$; $F_{\text{в.в}}$ — вітрове навантаження на вантаж (враховується у відхиленні вантажних канатів від вертикалі й прикладається до оголовка стріли); M_{α} — незрівноважений момент, який виникає внаслідок відхилення вантажних канатів від вертикалі:

$$M_{\alpha} = F_{\alpha}h_{\alpha} = \varphi_{\text{е}}G \operatorname{tg} \alpha l_{\text{с}} \cos \theta;$$

$F_{\alpha} = \varphi_{\text{е}}G \operatorname{tg} \alpha$ — горизонтальне навантаження на кран; α — кут відхилення канатів від вертикалі (у розрахунку за еквівалентними навантаженнями $\alpha = 3^{\circ}$); $h_{\alpha} = l_{\text{с}} \cos \theta$ — ордината точки прикладення сили F_{α} — гори-

зонтального навантаження, яке виникає внаслідок відхилення вантажу від положення рівноваги і прикладається до оголовка стріли.

Сила на штоку гідроциліндра

$$F = M/r,$$

де r — плече сили F : за геометричними співвідношеннями з розрахункової схеми (рис. 6.5)

$$r = n \cos(90^\circ - \theta + \varphi).$$

Тепер обчислимо значення моментів статичних сил опору повертанню стріли та сил на штоку гідроциліндра для трьох положень стріли з вантажем, при цьому виліт та вантажність у кожному положенні визначаємо за відповідним (до довжини стріли) графіком на вантажно-висотній характеристиці:

при $\theta_{\max} = 74^\circ$, $R_{\max} = 80$ м, $G_{\min} = Q_{\min} g = 4250 \cdot 9,81 = 41\,693$ Н

$$M_G = 0,8 \cdot 41\,693 \left(9,7 \sin 74^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 306,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = 24\,525 \cdot 4,85 \sin 74^\circ = 114,34 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,2 \left(112,5 \cdot 2,91 \cos 74^\circ \cdot 4,85 + 90 \cdot 3,2 \sqrt{4,25 \cdot 9,7} \right) \cos 74^\circ = 2,05 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_\alpha = 0,8 \cdot 41\,693 \operatorname{tg} 3^\circ \cdot 9,7 \cos 74^\circ = 4,667 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 306,8 + 114,34 + 2,05 + 4,667 = 427,85 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 306,8 + 114,34 - 2,05 - 4,667 = 414,433 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{427,85}{1,448} = 295,5 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{414,433}{1,448} = 286,2 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 74^\circ + 56,7^\circ) = 1,448 \text{ м};$$

при $\theta_{\text{cp}} = 40,7^\circ$, $R_{\text{cp}} = 5,0$ м, $G_{\text{cp}} = Q_{\text{cp}} g = 10\,500 \cdot 9,81 = 103\,005$ Н

$$M_G = 0,8 \cdot 103\,005 \left(9,7 \sin 40,7^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 510,9 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = 24\,525 \cdot 4,85 \sin 40,7^\circ = 77,565 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,2 \left(112,5 \cdot 2,91 \cos 40,7^\circ \cdot 4,85 + 90 \cdot 3,2 \sqrt{10,5 \cdot 9,7} \right) \cos 40,7^\circ = 9,33 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\alpha} = 0,8 \cdot 103\,005 \operatorname{tg} 3^{\circ} \cdot 9,7 \sin 40,7^{\circ} = 31,76 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 510 + 77,565 + 9,33 + 31,76 = 629,6 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 510,9 + 77,565 - 9,33 - 31,76 = 547,4 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{629,6}{1,55} = 406,2 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{547,4}{1,55} = 353,16 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^{\circ} - 40,7^{\circ} + 22,12^{\circ}) = 1,55 \text{ м};$$

при $\theta_{\min} = 20^{\circ}$, $R_{\min} = 2 \text{ м}$, $G_{\max} = Q_{\max} g = 16\,000 \cdot 9,81 = 156\,960 \text{ Н}$

$$M_G = 0,8 \cdot 156\,960 \left(9,7 \sin 20^{\circ} - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 400,9 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = 24\,525 \cdot 4,85 \sin 20^{\circ} = 40,68 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,2 \left(112,5 \cdot 2,91 \cos 20^{\circ} \cdot 4,85 + 90 \cdot 3,2 \sqrt{16,0 \cdot 9,7} \right) \cos 20^{\circ} = 14,28 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\alpha} = 0,8 \cdot 156\,960 \operatorname{tg} 3^{\circ} \cdot 9,7 \cos 20^{\circ} = 59,98 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 400,9 + 40,68 + 14,28 + 59,98 = 515,84 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 400,9 + 40,68 - 14,28 - 59,98 = 367,32 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{515,84}{1,377} = 374,6 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{367,32}{1,377} = 266,75 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^{\circ} - 20^{\circ} + 3,58^{\circ}) = 1,377 \text{ м}.$$

Стріла завдовжки $l_c = 15,7 \text{ м}$. При $\theta_{\max} = 77,47^{\circ}$, $R_{\max} = 14 \text{ м}$, $G_{\min} = Q_{\min} g = 1200 \cdot 9,81 = 11\,772 \text{ Н}$

$$M_G = 0,8 \cdot 11\,772 \left(15,7 \sin 77,47^{\circ} - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 143,16 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = [G_{c1} l_{\text{ц.в1}} + (G_{c2} + G_{c3}) l_{\text{ц.в2}}] \sin \theta =$$

$$= (14\,000 \cdot 4,85 + 10\,525 \cdot 12,7) \sin 77,47^{\circ} = 196,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де G_{c1} , G_{c2} , G_{c3} — ваги секцій стріли: $G_{c1} = 14\,000$ Н, $G_{c2} + G_{c3} = 10\,525$ Н; $l_{ц.в1}$ і $l_{ц.в2}$ — відстані від осі шарніра стріли до центрів ваги секцій:

$$l_{ц.в1} = 4,85 \text{ м}, \quad l_{ц.в2} \approx 12,7 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} M_B &= (1 + m_{пk_d}) [p_c (A_{c1} l_{в.с1} + A_{c2} l_{в.с2}) + p_B A_B l_{в.в}] \cos \theta = \\ &= 1,25 [112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7) \cos 77,47^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{1,2} \cdot 15,7] \cos 77,47^\circ = \\ &= 1,5 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де $(1 + m_{пk_d}) = 1,25$, $A_{c2} l_{в.с2} b_{с2} \cos \theta = 6,0 \cdot 0,25 \cos \theta = 1,5 \cos \theta$ — площа навітряної поверхні другої секції стріли завдовжки $l_{с2} = 6,0$ м і завширшки $b_{с2} = 0,25$ м; $l_{в.с2} = 12,7$ м — відстань від осі шарніра стріли до точки прикладення вітрового навантаження на другу секцію;

$$M_\alpha = 0,8 \cdot 11\,772 \text{ tg} 3^\circ \cdot 15,7 \cos 77,47^\circ = 1,68 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{п} = 143,16 + 196,8 + 1,5 + 1,68 = 343,14 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{оп} = 143,16 + 196,8 - 1,5 - 1,68 = 336,78 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{п} = \frac{343,14}{1,397} = 245,63 \text{ кН},$$

$$F_{оп} = \frac{336,78}{1,397} = 241,07 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 77,47^\circ + 60,8^\circ) = 1,397 \text{ м};$$

при $\theta_{cp} = 41,13^\circ$, $R_{cp} = 9,0$ м, $G_{cp} = Q_{cp} g = 3800 \cdot 9,81 = 37\,278$ Н

$$M_G = 0,8 \cdot 37\,278 \left(15,7 \sin 41,13^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 304,25 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = (14\,000 \cdot 4,85 + 10\,525 \cdot 12,7) \sin 41,13^\circ = 132,6 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$\begin{aligned} M_B &= 1,25 [112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7) \cos 41,13^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{1,2} \cdot 15,7] \times \\ &\quad \times \cos 41,13^\circ = 7,31 \text{ кН} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

$$M_\alpha = 0,8 \cdot 37\,278 \text{ tg} 3^\circ \cdot 15,7 \cos 41,13^\circ = 18,5 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{п} = 304,25 + 132,6 + 7,31 + 18,5 = 462,66 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{оп} = 304,25 + 132,6 - 7,31 - 18,5 = 411,04 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\text{II}} = \frac{462,66}{1,554} = 297,72 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{411,04}{1,554} = 264,5 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 41,13^\circ + 22,52^\circ) = 1,554 \text{ м};$$

при $\theta_{\text{min}} = 19,8^\circ$, $R_{\text{min}} = 4,0 \text{ м}$, $G_{\text{max}} = Q_{\text{max}}g = 10\,000 \cdot 9,81 = 98\,100 \text{ Н}$

$$M_G = 0,8 \cdot 98\,100 \left(15,7 \sin 19,8^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 407,6 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = (14\,000 \cdot 4,85 + 10\,525 \cdot 2,7) \sin 19,8^\circ = 68,3 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,25 \left[112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7) \cos 19,8^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{10} \cdot 15,7 \right] \times \\ \times \cos 19,8^\circ = 20,95 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_\alpha = 0,8 \cdot 8100 \text{ tg} 3^\circ \cdot 15,7 \cos 19,8^\circ = 60,75 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{II}} = 407,6 + 68,3 + 20,95 + 60,75 = 557,66 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 407,25 + 68,3 - 20,95 - 60,75 = 394,2 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\text{II}} = \frac{557,6}{1,375} = 405,53 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{394,2}{1,375} = 286,7 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 19,8^\circ + 3,4^\circ) = 1,375 \text{ м}.$$

Стріла завдовжки $l_c = 21,7 \text{ м}$. При $\theta_{\text{max}} = 64,75^\circ$, $R_{\text{max}} = 18,3 \text{ м}$, $G_{\text{min}} = Q_{\text{min}}g = 450 \cdot 9,81 = 4414,5 \text{ Н}$

$$M_G = 0,8 \cdot 4414,5 \left(21,7 \sin 64,75^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 68,87 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = (G_{c1}l_{\text{ц.в1}} + G_{c2}l_{\text{ц.в2}} + G_{c3}l_{\text{ц.в3}}) \sin \theta =$$

$$= (14\,000 \cdot 4,85 + 552,5 \cdot 12,7 + 5000 \cdot 18,7) \sin 64,75^\circ = 209,44 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $G_{c2} = 5525 \text{ Н}$, $G_{c3} = 5000 \text{ Н}$ — ваги секцій стріли; $l_{\text{ц.в3}} = 18,7 \text{ м}$ — відстань від осі шарніра стріли до центра ваги третьої секції;

$$M_B = (1 + m_{\Pi} k_d) [p_c (A_{c1} l_{B.c1} + A_{c2} l_{B.c2} + A_{c3} l_{B.c3}) + p_B A_B l_{B.B}] \cos \theta =$$

$$= 1,3 [112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7 + 1,2 \cdot 18,7) \cos 64,75^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{0,45 \cdot 21,7}] \times$$

$$\times \cos 64,75^\circ = 3,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

тут $1 + m_{\Pi} k_d = 1,3$; $A_{c3} = l_{c3} b_{c3} \cos \theta = 6,0 \cdot 0,2 \cos \theta = 1,2 \cos \theta$ — площа навітряної поверхні третьої секції стріли завдовжки $l_{c3} = 6,0$ м і завширшки $b_{c3} = 0,2$ м; $l_{B.c3} = 18,7$ м — відстань від осі шарніра стріли до точки прикладення вітрового навантаження на третю секцію;

$$M_{\alpha} = 0,8 \cdot 4414,5 \text{ tg} 3^\circ \cdot 21,7 \cos 64,75^\circ = 1,713 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 68,87 + 209,44 + 3,8 + 1,713 = 283,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 68,87 + 209,44 - 3,8 - 1,713 = 272,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{283,8}{1,538} = 184,5 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{272,8}{1,538} = 177,4 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 64,75^\circ + 46,34^\circ) = 1,538 \text{ м};$$

при $\theta_{\text{cp}} = 41,31^\circ$, $R_{\text{cp}} = 13$ м, $G_{\text{cp}} = Q_{\text{cp}} g = 1600 \cdot 9,81 = 15\,695$ Н

$$M_G = 0,8 \cdot 15\,696 \left(21,17 \sin 41,31^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 173,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = (14\,000 \cdot 4,85 + 5525 \cdot 12,7 + 5000 \cdot 18,7) \sin 41,31^\circ = 152,9 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,3 [112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7 + 1,2 \cdot 18,7) \cos 41,31^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{1,6 \cdot 21,7}] \times$$

$$\times \cos 41,31^\circ = 12,31 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\alpha} = 0,8 \cdot 15\,696 \text{ tg} 3^\circ \cdot 21,7 \cos 41,31^\circ = 10,7 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 173,8 + 152,9 + 12,31 + 10,7 = 349,71 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 173,8 + 152,9 - 12,31 - 10,7 = 303,69 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{349,71}{1,555} = 224,9 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{303,69}{1,555} = 195,3 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 41,31^\circ + 22,69^\circ) = 1,555 \text{ м};$$

при $\theta_{\min} = 21,14^\circ$, $R_{\min} = 6,5$ м, $G_{\max} = Q_{\max} g = 5000 \cdot 9,81 = 49\,050$ Н

$$M_G = 0,8 \cdot 49\,050 \left(21,17 \sin 21,14^\circ - \frac{0,7}{6 \cdot 0,9323} \right) = 302,2 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{G_c} = (14\,000 \cdot 4,85 + 5525 \cdot 12,7 + 5000 \cdot 18,7) \sin 21,14^\circ = 83,5 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_B = 1,3 \left[112,5(2,91 \cdot 4,85 + 1,5 \cdot 12,7 + 1,2 \cdot 18,7) \cos 21,14^\circ + 90 \cdot 3,2 \sqrt{5,0} \cdot 21,7 \right] \times \\ \times \cos 21,14^\circ = 24,02 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_\alpha = 0,8 \cdot 49\,050 \operatorname{tg} 3^\circ \cdot 21,7 \cos 21,14^\circ = 41,6 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Pi} = 302,2 + 83,5 + 24,02 + 41,6 = 451,32 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{оп}} = 302,2 + 83,5 - 24,02 - 41,6 = 320,08 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$F_{\Pi} = \frac{451,32}{1,39} = 324,7 \text{ кН},$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{320,08}{1,39} = 230,3 \text{ кН},$$

$$r = 4,87 \cos(90^\circ - 21,14^\circ + 4,55^\circ) = 1,39 \text{ м}.$$

Середньоквадратичне значення сили, що діє на шток гідроциліндра,

$$F_{\text{ск}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n F_i^2 \delta t_i}{\sum_{i=1}^n \delta t_i}} = \sqrt{\frac{295,5^2 \cdot 24,27 + 406,2^2 \cdot 24,27 + 374,6^2 \cdot 21,43 + \\ + 266,75^2 \cdot 21,43 + 353,16^2 \cdot 24,27 + 286,2^2 \cdot 24,27 + \\ + 245,63^2 \cdot 25 + 297,72^2 \cdot 25 + 405,53^2 \cdot 21,15 + \\ + 286,7^2 \cdot 21,15 + 264,5^2 \cdot 25 + 241,07^2 \cdot 25 + \\ + 184,5^2 \cdot 19,17 + 224,9^2 \cdot 23,51 + 324,7^2 \cdot 22,83 + \\ + 230,3^2 \cdot 22,83 + 195,3^2 \cdot 23,51 + 177,4^2 \cdot 19,17}{24,27 + 24,27 + 21,43 + 21,43 + 24,27 + 24,27 + \\ + 25 + 25 + 21,15 + 21,15 + 25 + 25 + 19,17 + \\ + 23,51 + 22,83 + 22,83 + 23,51 + 19,17}} = \\ = 290 \text{ кН},$$

де F_i — сила на штоку гідроциліндра при підйманні (опусканні) стріли;
 δt_i — тривалість зміння вильоту від R_i до R_{i+1} .

Діаметр поршня гідроциліндра при подачі рідини в поршневу порожнину

$$D_{\text{п}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{пmax}}}{\pi \eta_{\text{г.м}} \Delta p_2}} = 2 \sqrt{\frac{406,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,965 \cdot 14,4 \cdot 10^6}} = 0,193 \text{ м,}$$

де $F_{\text{пmax}} = 406,2 \text{ кН}$ — максимальна сила на штоку гідроциліндра при підйманні стріли; $\eta_{\text{г.м}} = 0,965$ — гідромеханічний коефіцієнт корисної дії аксіально-поршневого насоса; Δp_2 — тиск рідини: $\Delta p_2 = (0,8 \dots 0,9) p_{\text{н}} = (0,8 \dots 0,9) 16 = 12,8 \dots 14,4 \text{ МПа}$; беремо $\Delta p_2 = 14,4 \text{ МПа}$.

Попередньо вибраний гідроциліндр з $D_{\text{п}} = 0,2 \text{ м}$ задовольняє умови навантаження:

$$Q_1 = A_{\text{п}} v_{\text{ш}} = \pi \frac{D_{\text{п}}^2}{4} v_{\text{ш}} = 3,14 \frac{0,2^2}{4} 0,0479 = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с,}$$

де $A_{\text{п}}$ — площа поршня; $v_{\text{ш}}$ — швидкість штока.

Розрахункова потужність насоса

$$P_{\text{н}} = \frac{Q_1 p_{\text{н}}}{10^3} = \frac{0,0015 \cdot 16 \cdot 10^6}{10^3} = 24,06 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потужність привідного двигуна

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q_1 p_{\text{н}}}{10^3 \eta_{\Sigma}} = \frac{0,0015 \cdot 16 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 0,91} = 26,4 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{\Sigma} = 0,91$ — загальний коефіцієнт корисної дії.

Визначені розрахункові потужності насоса $P_{\text{н}} = 24,06 \text{ кВт}$ і привідного двигуна $P_{\text{дв}} = 26,4 \text{ кВт}$ є необхідними, щоб забезпечити роботу механізму вильоту. Їх враховують, коли остаточно вибирають насос і його привідний двигун для розрахунків і проектування загальної гідросистеми механізму крана (з урахуванням можливого поєднання окремих робочих рухів).

Р ОЗРАХУНОК ПІДЙОМНИКІВ

7.1 ПРИЗНАЧЕННЯ І ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДЙОМНИКІВ

Підймальні установки (ПУ) (підйомники) призначені для підймання насипних або поштучних вантажів, опускання і підймання людей, обладнання, машин та їхніх вузлів, матеріалів. Їх застосовують у багатьох галузях народного господарства.

У вугільній промисловості для підймання на поверхню добутого вугілля і породи застосовують скіпові та клітьові підйомники, а для опускання і підймання людей, обладнання, машин і матеріалів — клітьові підйомники. Схеми найбільш застосовуваних шахтних підймальних установок зображено на рис. 7.1.

1. З одно- або двобарабанною підймальною машиною (ПМ) без зрівноважувального каната (рис. 7.1, *а*). Коли барабан 5 обертається за ходом годинникової стрілки, канат 1 намотується на барабан, а канат 2, навпаки, змотується з нього, внаслідок чого вантажна посудина 3 підіймається вгору, а посудина 4 опускається вниз. Після закінчення циклу підймання, коли одна посудина буде розвантаженою, а друга — завантаженою, напрямок обертання барабана підймальної машини змінюється на протилежний і посудини починають рухатись у зворотних напрямках. Іноді замість однієї з посудин підвішують противагу.

2. У багатоканатних підймальних машинах (рис. 7.1, *б*) зі шківом тертя канати 1 обгинають канатоведучий шків 7. Сили для підймання посудин створюються від зведених сил тертя між канатом та робочою поверхнею приведенного в рух шківа.

3. У підймальній установці з двобарабанною підймальною машиною та зрівноважувальним канатом 6 вантажні посудини 3 і 4 з'єднані з цим канатом (рис. 7.1, *в*). Застосування зрівноважувальних канатів рекомендується для шахт понад 600 м завглибшки.

У шахтах з похилим стволом можуть застосовуватися підймальні установки, що спроектовані за схемою, наведеною на рис. 7.1, *а*, в яких підймальні посудини 3 і 4 рухаються по рейках, прокладених у стволі.

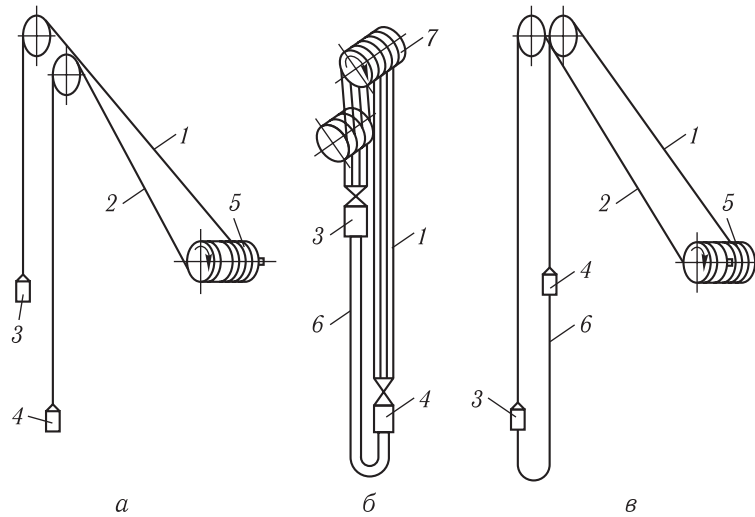


Рис. 7.1. Схеми шахтних підіймальних установок:
a — одно- або двобарабанної без зрівноважувального каната; *б* — двобарабанної зі зрівноважувальним канатом; *в* — багатоканатної зі шківом тертя

Для підіймання на поверхню насипних вантажів (вугілля і породи) застосовують скіпові підіймальні установки з намотуванням канатів на циліндричний барабан і скіпові підіймальні установки з канатоведучим шківом.

Скіпова підіймальна установка з намотуванням канатів на барабан (рис. 7.2) складається з підіймальної машини 8, розміщеної на деякій відстані від шахтного ствола 3 у машинному відділенні 9; підіймальних канатів 7 з підвішеними на них підіймальними посудинами — скіпами, один з яких (11) завантажується, а другий (5) розвантажується в приймальний бункер 4; напрямних шківів 6, що розміщені на верхній частині металоконструкції копра 10. Скіпи рухаються у стволі по напрямних у вигляді дерев'яних брусів, канатів або сталевих профілів (рейки, таври і т. ін.). Завантажувальний пристрій скіпових підій-

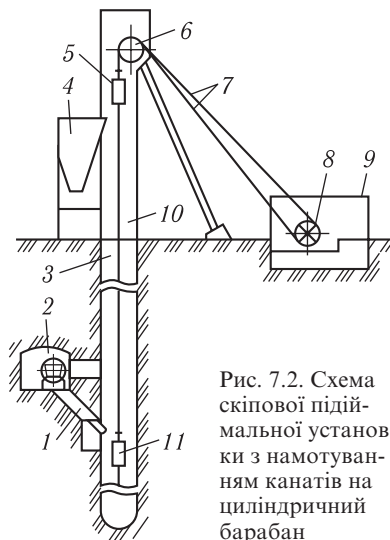
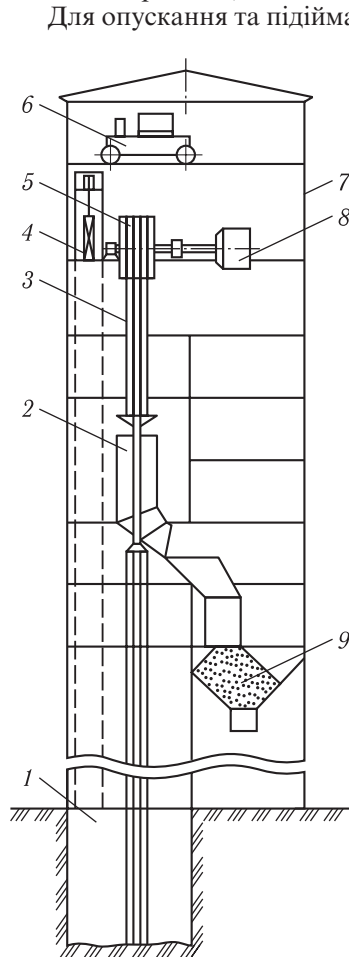


Рис. 7.2. Схема скіпової підіймальної установки з намотуванням канатів на циліндричний барабан

мальних установок складається з перекидача 2 вагонеток і завантажувального бункера 1 з затвором.

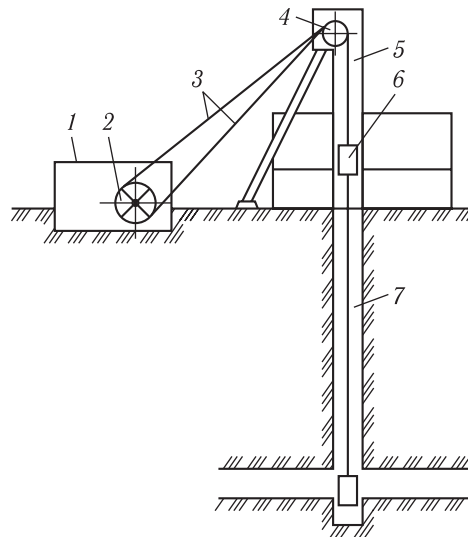
Скіпова підіймальна установка з канатоведучим шківом (рис. 7.3) складається з багатоканатної підіймальної машини 8 зі шківом тертя 5, що встановлена безпосередньо на баштовому копрі 7, який розміщується над стволом 1 і являє собою залізобетонну споруду до 100 м заввишки. Баштовий копер має кілька поверхів. На верхніх поверхах розміщена підіймальна машина та електрообладнання установки, на нижніх — приймальний бункер 9 та обладнання розвантажувального пристрою. Скіп 2 за допомогою вирівнювального пристрою підвішений на канатах 3, які приводяться в рух канатоведучим шківом 5. Для монтажу обладнання копер устаткований мостовим краном 6, а для підймання обслуговуючого персоналу — ліфтом 4.



Для опускання та підймання людей, насипних вантажів у вагонетках, обладнання, машин і матеріалів застосовують клітьові шахтні підіймальні установки (рис. 7.4). Вони підіймають вантажі за допомогою клітей 6, в які заковчуються і фіксуються стопорними пристроями завантаженої вагонетки. Кліть разом з вагонеткою при-

Рис. 7.3. Схема скіпової підіймальної установки з канатоведучим шківом

Рис. 7.4. Схема шахтної клітьової підіймальної установки



водиться в рух у стволі 7 підйимальною машиною 2, що розміщена в споруді 1, за допомогою канатів 3, які обгинають напрямні шківів 4, встановлені у верхній частині копра 5. Після зупинення кліті на рівні верхнього приймального майданчика завантажена вагонетка викочується із кліті, а кліть завантажується порожньою вагонеткою.

У будинках і спорудах громадського й промислового призначень застосовують підйомники, в яких кліть (кабіна) рухається по вертикальних напрямних. Такі підйомники називають ліфтами.

Основні схеми ліфтів наведено на рис. 7.5. За призначенням ліфти поділяють на пасажирські, вантажні й вантажо-пасажирські.

За типом застосованого приводу розрізняють ліфти:

- з канатоведучими шківівми (рис. 7.5, *a–e*);
- з барабанними лебідками (рис. 7.5, *e*).

Завдяки більш простій і надійній системі захисту підйимальних канатів від перевантаження та обриву застосовують переважно ліфти з канатоведучим шківом.

У ліфтах з барабанними лебідками підйимальний канат жорстко закріплюється на барабані, що суттєво ускладнює систему контролю і захисту каната від перевантаження та обриву у разі різкого зупинення (заклинювання) кабіни.

Кабіна 3 ліфта з канатоведучим шківом (рис. 7.6) підвішена на канатах 10 у вертикальній шахті 6 з напрямними 5, які охоплюються колодками 9, що закріплені на кабіні. Вона приводиться в рух підйимальною ле-

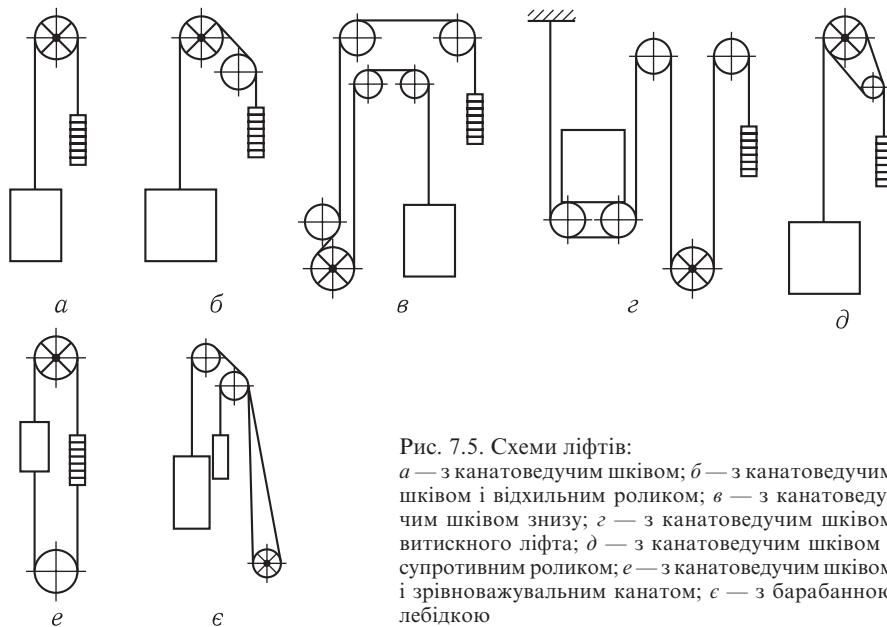


Рис. 7.5. Схеми ліфтів:
a — з канатоведучим шківом; *б* — з канатоведучим шківом і відхильним роликком; *в* — з канатоведучим шківом знизу; *г* — з канатоведучим шківом витискного ліфта; *д* — з канатоведучим шківом і супротивним роликком; *е* — з канатоведучим шківом і зрівноважувальним канатом; *є* — з барабанною лебідкою

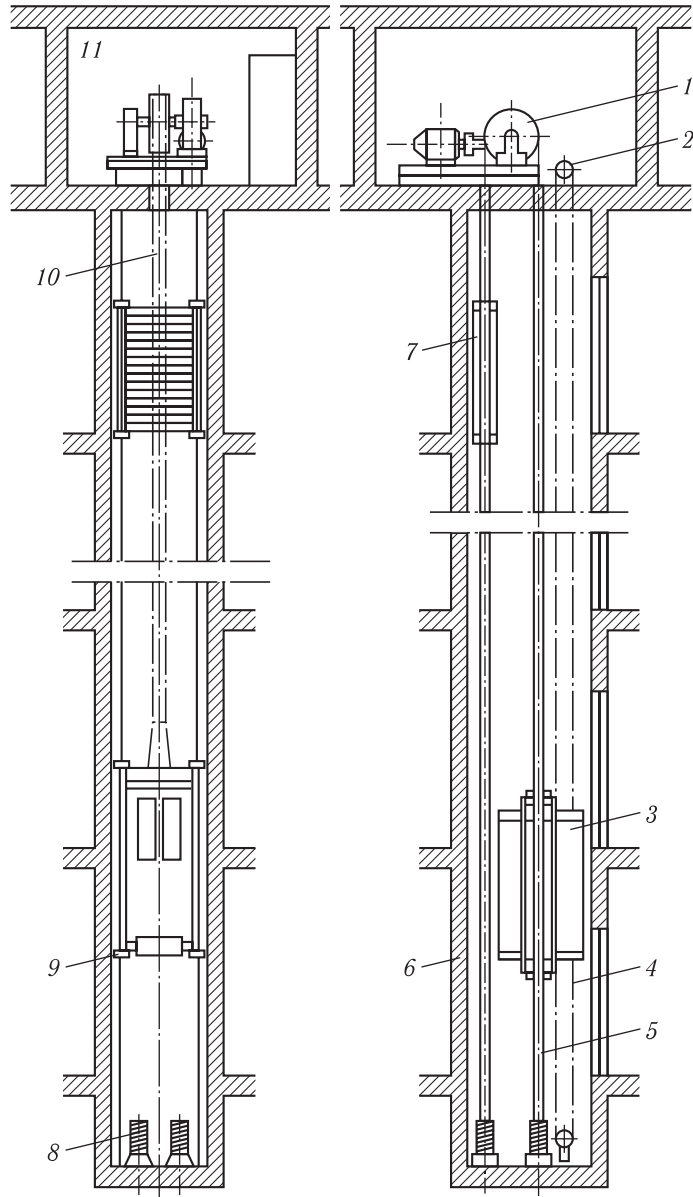


Рис. 7.6. Ліфт з канатоведучим шківом

бідкою 1, встановленою над шахтою у машинному приміщенні 11, завдяки тому, що підймальні канати обгинають канатоведучий шків лебідки. При цьому вага кабіни та частина ваги вантажу врівноважуються проти вагою 7, що підвішена на протилежному від кабіни кінці каната, який збігає з канатоведучого шківів. В нижній частині шахти розміщені буфери 8 кабіни і противаги. Щоб запобігти падінню кабіни в разі обриву каната чи несправності підймального механізму, на ній встановлюють уловлювачі, затискні пристрої яких охоплюють напрямні та утримують допоміжним канатом 4, який обгинає шків відцентрового обмежувача швидкості 2. Якщо швидкість кабіни перевищує встановлену, обмежувач загальмовує шків і зупиняє канат 4, який при подальшому опусканні кабіни приводить у дію з'єднані з ним уловлювачі.

Досить поширені в застосуванні скіпові підйомники, в яких скіп рухається по похилих напрямних. Такі скіпові підйомники використовують для транспортування і перевантаження насипних вантажів (вугілля, руда, розкритва порода, пісок, агломерат, кокс, вапняк і т. ін.); працюють вони в режимі автоматичного розвантажування скіпів. Залежно від призначення такі підйомники поділяють:

- 1) на промислові загального призначення для підймання навалочних вантажів;
- 2) підйомники доменних цехів для подавання коксу, руди та флюсів у доменні печі;
- 3) кар'єрні підйомники для підймання гірничих мас по похилих траншеях із кар'єра на поверхню.

Схеми і конструкції скіпових підйомників детально описані в спеціальній літературі [30]. Далі наведено приклади розрахунків найхарактерніших машин цієї групи: скіпового підйомника з намотуванням каната на циліндричний барабан, клітьового підйомника і пасажирського ліфта.

7.2 РОЗРАХУНОК СКІПОВОЇ ПІДЙИМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ БАРАБАНАМИ

Вихідні дані:

тип підймальної установки — двоскіпова;

глибина шахти $H_{\text{ш}} = 465$ м;

річна продуктивність шахти за вугіллям $P_p = 1\,000\,000$ т/рік;

схема запасування канатів — згідно з рис. 7.1, а.

У процесі виконання розрахунку вибирають підймальну посудину і підймальний канат; визначають розрахункові робочі параметри і вибирають підймальну машину; визначають потужність і вибирають електродвигун підймальної машини; визначають витрати електроенергії і коефіцієнт корисної дії підймальної установки.

1. Годинна продуктивність підіймальної установки (ПУ)

$$P_{\Gamma} = \frac{cP_p}{Nt} = \frac{1,5 \cdot 1\,000\,000}{300 \cdot 18} = 277,8 \text{ т/г,}$$

де $c=1,5$ — коефіцієнт резерву підіймальної установки; $N=300$ — кількість робочих днів за рік; $t=18$ год — тривалість роботи установки протягом доби.

2. Висота підняття скіпа

$$H = H_{\text{ш}} + h_{\text{п.б}} + h_{\text{з.б}} = 415 + 24 + 20 = 509 \text{ м,}$$

де $h_{\text{п.б}}=18\dots24$ м — висота приймального бункера над устям ствола (беремо $h_{\text{п.б}}=24$ м); $h_{\text{з.б}}=18\dots20$ м — глибина завантажувального бункера нижче від доколостоволового двору (беремо $h_{\text{з.б}}=20$ м).

3. Вантажність скіпа

$$Q_{\text{ск}} = \frac{4\sqrt{H} + \theta}{3600} P_{\Gamma} = \frac{4\sqrt{509} + 10}{3600} 277,8 = 7,736 \text{ т,}$$

де $\theta=7\dots20$ с — пауза між підійманнями скіпів (для середніх значень вантажностей скіпів); беремо $\theta=10$ с.

Таблиця 7.1. Характеристика типових скіпів вертикальних шахт для різних розвантажувальних пристроїв

Об'єм кузова $V_{\text{к}}, \text{ м}^3$	Вантажність за вугіллям $Q, \text{ т}$	Габарити кузова, м			Повна висота скіпа $h_{\text{пв}}, \text{ м}$	Шлях розвантажування $h_{\text{р}}, \text{ м}$	Маса скіпа $m_{\text{ск}}, \text{ т}$	Відстань між центрами скіпів $l_{\text{м}}, \text{ м}$	Глибина опускання скіпа під завантаження $h_{\text{оп}}, \text{ м}$
		Ширина $a_{\text{к}}$	Довжина $b_{\text{к}}$	Висота $h_{\text{к}}$					
<i>Вагове дозування в бункері-дозаторі</i>									
5	4,5	1,54	1,85	2,85	7,4	2,17	3,6	1,94	10,3
7	6,3	1,54	1,85	3,65	8,6	2,17	5,3	1,94	12,5
9,5	8,5	1,54	1,85	4,6	9,5	2,17	7,2	2,1	14,1
11	10	1,54	1,85	5,1	10,1	2,17	9	2,1	15,75
11	10	1,74	2,23	4,2	9,6	2,4	8,5	2,25	14,55
15	13,5	1,74	2,23	5,7	13,3	2,4	12,8	2,25	17,7
<i>Вагове дозування на зважувальному конвеєрі</i>									
20	18	1,74	2,23	6,8	14,7	2,4	15	2,25	22,52
25	22	1,9	2,35	7,6	19,5	2,4	17,5	2,54	24
35	30	1,9	2,35	10,1	22	2,4	24	2,54	27,46
20	18	2,2	2	5,3	13,4	2,7	13,5	2,84	21
25	22	2,2	2	6,3	18,2	2,7	16,5	2,84	22,7
35	30	2,2	2,8	11,5	21,4	2,7	22	2,84	28,96
55	50	3	3,8	12,5	24,4	2,7	38	3,64	32,3

Вибираємо скіп типу СН вантажністю за вугіллям $Q = 8,5$ т (вага вугілля $G = 83,385$ кН), об'єм кузова скіпа $V_k = 9,5$ м³; власна вага скіпа $G_{ск} = 70,632$ кН, повна висота скіпа $h_{п.в} = 9,5$ м, розвантажувальний шлях скіпа $h_p = 2,17$ м, відстань між центрами скіпів $l_M = 2,1$ м (табл. 7.1).

4. Розрахунок і вибір підйимального каната. Кінцеве навантаження каната

$$G_0 = G + G_{ск} = 83,385 + 70,632 = 154,017 \text{ кН.}$$

Беремо розрахункову границю міцності дротів каната при розтягуванні $\sigma_B = 1766$ МПа. Згідно з Правилами безпеки (ПБ) на вугільних і сланцевих шахтах і Нормами Держгірпромнагляду (табл. 7.2) для вантажного підймання при $H_{ш} < 600$ м запас міцності каната $[m] = 6,5$. Умовна питома вага каната $\gamma_0 = 9,1233 \cdot 10^{-2}$ МПа/м.

При глибині шахти $H_{ш} < 600$ м канат розраховують за верхнім перерізом його (точка набігання каната на копровий шків).

Довжина каната забезпеченої міцності

$$L = \frac{\sigma_B}{[m]\gamma_0} = \frac{1766}{6,5 \cdot 9,1233 \cdot 10^{-2}} = 2978,1 \text{ м.}$$

Таблиця 7.2. Запас міцності підйимального каната

Вид підйомника	Призначення підйомника	Коефіцієнт запасу міцності каната					
		для барабанних машин			для машин зі шківми тертя		
		$H_{ш} \leq 600$ м	$H_{ш} > 600$ м		$H_{ш} \leq 600$ м	$H_{ш} > 600$ м	
		[m]	[m ₀]	[m]	[m]	[m ₀]	[m]
Шахтна підймальна установка Ліфт	Пасажирський	9	13	5	8	11,5	5
	Вантажо-пасажирський	7,5	10	5	8	11,5	5
	Вантажний	6,5	8,5	4,5	7	9,5	4,5
	Пасажирський, вантажо-пасажирський, вантажний з провідником, лікарняний при $v_{max} < 1$ м/с	9	—	—	12	—	—
	$1 \text{ м/с} < v_{max} < 2$ м/с	—	—	—	13	—	—
	$2 \text{ м/с} < v_{max} < 4$ м/с	—	—	—	14	—	—
	$v_{max} \geq 4$ м/с	—	—	—	15	—	—
	Вантажний без провідника, вантажний малий при $v_{max} < 1$ м/с	—	—	—	10	—	—
	$1 \text{ м/с} < v_{max} < 2$ м/с	—	—	—	11	—	—
	$2 \text{ м/с} < v_{max} < 4$ м/с	—	—	—	12	—	—
$v_{max} \geq 4$ м/с	—	—	—	13	—	—	
Доменний підйомник	Вантажний	6	—	—	—	—	—

Лінійна вага головного каната

$$q_k = \frac{G_0}{L - H} = \frac{154\,017}{2978,1 - 509} = 62,38 \text{ Н/м.}$$

Лінійна маса головного каната

$$m_k = \frac{q_k}{g} = \frac{62,38}{9,81} = 6,36 \text{ кг/м.}$$

Вибираємо канат типу ЛК-3 конструкції 6×25 (за ГОСТ 7665–80, ГОСТ 7669–80) (табл. 7.3), діаметром $d_k = 45$ мм, з лінійними (погонними) вагою $q_k = 72,3$ Н/м і масою $m_k = 7,37$ кг/м, з сумарною розривною силою всіх дротів каната $G_z = 1\,319\,445$ Н = 1319,455 кН.

Висота копра

$$H_k = h_{п.б} + h_{п.в} + h_{шп} + 0,75R_{ш} = 24 + 9,5 + 3 + 0,75 \cdot 2 = 38 \text{ м,}$$

де $h_{шп} = 3$ м — допустима Правилами безпеки висота перепідняття скіпа; $R_{ш}$ — радіус копрових шківів: оскільки розрахунковий діаметр шківа $D_{ш} > 80 d_k = 80 \cdot 45 = 3600$ мм, беремо $D_{ш} = 4000$ мм, $R_{ш} = 2000$ мм.

Довжина каната

$$L_{зв} = H_{ш} + H_k + h_{зб} = 465 + 38 + 20 = 523 \text{ м.}$$

Фактичний запас міцності каната

$$k_k = \frac{G_z}{G_0 + q_k L_{зв}} = \frac{1\,319\,445}{154\,017 + 72,3 \cdot 523} = 6,878 > 6,5.$$

Таблиця 7.3. Параметри стандартних підіймальних круглопрядених канатів типу ЛК-3 конструкції 6×25

Діаметр каната, мм	Розрахункова маса 100 м змашеного каната, кг	Розрахункова сумарна розривна сила всіх дротів каната, кН, якщо границя міцності їх при розтягуванні, МПа				
		1374	1570	1668	1766	1962
22,5	184,5	256,5	293,3	311,5	330,1	366,9
24	212	294,8	337	358,1	379,2	420,1
25,5	241	335,5	383,6	407,6	431,6	479,7
27,5	272,5	379,2	433,6	460,6	487,6	542
29	305,5	474,3	486,1	516,5	546,9	607,7
32	375	522,4	596,9	634,2	671,5	746,1
35,5	454,1	632,7	723,5	768,6	813,7	903,5
38,5	538,5	750	857,4	910,9	964,3	1069,3
42	635	884,9	1010,4	1074,2	1138	1260,6
45	737	1025,1	1172,3	1245,9	1319,5	1466,6
48,5	846,6	1177,2	1348,9	1432,3	1515,7	1682,4

Підіймальну установку не потрібно зрівноважувати хвостовим канатом, якщо власна вага каната не перевищує половини ваги корисного вантажу, тобто $\frac{pH}{G} \leq 0,5$; в цьому разі $\frac{72,3 \cdot 509}{83\,385} = 0,44 < 0,5$. Остаточно вибираємо підіймальну установку без хвостового (зрівноважувального) каната, тобто його погонна вага $q = 0$.

5. Вибір підіймальної машини. Розрахунковий діаметр органу намотування каната [31]

$$D_{\phi} \geq 80 d_k = 80 \cdot 45 = 3600 \text{ мм.}$$

Орієнтуючись на двобарабанну машину (табл. 7.4 і 7.5), вибираємо діаметр барабанів $D_{\phi} = 4000$ мм.

Довжина барабана, заповнена витками каната,

$$B_{p,\phi} = \left(\frac{H + l_3}{\pi D_{\phi}} + n_{v.t} \right) (d_k + b_3) = \left(\frac{509 + 30}{3,14 \cdot 4} + 3 \right) (45 + 2,5) = 2180,9 \text{ мм,}$$

де $l_3 = 30 \dots 50$ м — довжина запасного каната (беремо $l_3 = 30$ м); $n_{v.t} = 3$ — кількість витків тертя; $b_3 = 2 \dots 3$ мм — зазор між витками каната на барабані (беремо $b_3 = 2,5$ м).

Вибираємо підіймальну машину 2Ц-4×2,3 (табл. 7.5) з двома барабанами діаметрами $D_{\phi} = 4,0$ м, довжина барабана $B = 2,3$ м, відстань між барабанами $l_p = 0,09$ м; максимальний статичний натяг каната $T_{ст.р} = 245,25$ кН, максимальна різниця статичних натягів $F_{ст.р} = 156,96$ кН.

Перевіряємо вибрану машину за допустимими статичними навантаженнями.

Максимальний статичний натяг каната (фактичний)

$$\begin{aligned} T_{ст.макс\phi} &= G + G_{ск} + q_k H = 83\,385 + 70\,632 + 72,3 \cdot 509 = \\ &= 190\,818 \text{ Н} = 190,818 \text{ кН} < T_{ст.р} = 245,25 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Максимальна різниця статичних натягів канатів (фактична)

$$\begin{aligned} F_{ст.р.\phi} &= G + q_k H = 83\,385 + 72,3 \cdot 509 = 120\,186 \text{ Н} = \\ &= 120,186 \text{ кН} < F_{ст.р} = 156,96 \text{ кН.} \end{aligned}$$

6. Розміщення підіймальної машини відносно ствола шахти (рис. 7.7): відстань між площинами копрових шківів $l_{ш} = l_m = 2,1$ м (див. табл. 7.1); відстань між внутрішніми ребордами барабанів $l_p = 0,09$ м (табл. 7.5).

У разі закріплення каната біля зовнішніх реборд барабана лінійні відхилення канатів будуть такими:

внутрішнє

$$l_v = \frac{l_{ш} - l_p}{2} - (B - B_{p,\phi}) = \frac{2100 - 90}{2} - (2300 - 2180,9) = 886 \text{ мм;}$$

Таблиця 7.4. Основні параметри і розміри

Основні розміри і параметри		Типорозміри				
		Ц-1,2×1	Ц-1,6×1,2	Ц-2×1,5	Ц-2,5×2	Ц-3×2,2
Розміри барабанів, м	діаметр $D_б$	1,2	1,6	2	2,5	3
	довжина B	1	1,2	1,5	2	2,2
	довжина переставної частини $B_{п.ч}$	—	—	—	—	—
	відстань між барабанами l_p	—	—	—	—	—
Максимальний статичний натяг каната $T_{ст.р}$, кН		25	40	63	90	140
Максимальна різниця статичних натягів канатів $F_{ст.р}$, кН		25	40	63	90	140
Передатне число редукторів u_p		20; 30	20; 30	20; 30	11,5; 20; 30	11,5; 20; 30
Кількість шарів намотки каната s , не більше		3*	3*	3*	3*	3*
Максимальна швидкість підймання v_{max} , м/с		3	4	5	7	8
Момент інерції машини без редуктора і електродвигуна I_M , т·м ²		0,875	2	5,5	13,75	37,5
Зведений до осі тихохідного вала момент інерції редуктора $I_{ред}$, т·м ²		0,875	2	5,5	13,75	25
Маса машини з редуктором без електрообладнання, т		12	17	30	50	75

*Багатошарове намотування каната тільки при однокінцевому підйманні.

зовнішнє

$$l_3 = B_{р.б} - l_B - n_{в.т}(d_K + b_3) = 2180,9 - 886 - 3(45 + 2,5) = 1152,4 \text{ мм.}$$

Відстань, м, від осі ствола до осі барабанів підйимальної машини має бути в межах $0,9H_K \leq L_M \leq 2H_K$, де $H_K = 38$ м, отже, $34,2 \leq L_M \leq 76$. Беремо $L_M = 40$ м.

Довжина струни каната

$$L_{ст} = \sqrt{(H_K - c_1)^2 + (L_M - R_{ш})^2} = \sqrt{(38 - 1)^2 + (40 - 2)^2} = 53,037 \text{ м} \approx 53 \text{ м,}$$

де c_1 — положення осі машини над устям ствола (беремо $c_1 = 1,0$ м).

малих підіймальних машин

машин							
Ц-3,5×2,4	ЦР-3,5×3,2/0,8	2Ц-1,2×0,8	2Ц-1,6×0,8	2Ц-2×1,1	2Ц-2,5×1,2	2Ц-3×1,5	2Ц-3,5×1,8
3,5 2,4	3,5 3,2	1,2 0,8	1,6 0,8	2 1,1	2,5 1,2	3 1,5	3,5 1,8
—	0,8	—	—	—	—	—	—
—	0,005	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,22
200	200	25	40	63	90	140	200
200 10,5; 11,5; 20; 30	125 10,5; 11,5; 20; 30	25 20; 30	40 20; 30	40 20; 30	75 11,5; 20; 30	90 11,5; 20; 30	180 10,5; 11,5; 20; 30
3*	1	3	3	3	3	3	3
10	10	3	4	5	7	8	10
80	85	1,25	2,5	7,5	20	52,5	92,5
46,25	46,25	0,875	2	5,5	11,25	25	46,25
105	110	14	20	40	60	85	120

Кут нахилу струни (осі) каната до горизонту

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{H_k - c_1}{L_M - R_{III}} = \operatorname{arctg} \frac{38 - 1}{40 - 2} = 44,236^\circ.$$

Рекомендовано $30^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$.

Зовнішній кут девіації підіймального каната [31]

$$\beta_3 = \operatorname{arctg} \frac{l_3}{L_{CT}} = \operatorname{arctg} \frac{1,152}{53} = 1^\circ 15' \angle 1^\circ 30'.$$

Таблиця 7.5. Основні параметри і розміри

Основні розміри і параметри		Типорозміри					
		ЦР 4×3/0,7	ЦР 5×3/0,6	ЦР 6×3/0,6	ЦР 6×3,4/0,6	2Ц 4×1,8	
Розміри барабанів, м	діаметр D_B	4	5	6	6	4	
	довжина B	3	3	3	3,4	1,8	
	довжина переставної частини $B_{п.ч}$	0,7	0,6	0,6	0,6	—	
	відстань між барабанами l_p	—	—	—	—	0,09	
	Максимальний статичний натяг каната $T_{ст.р}$, кН	250	280	320	360	220	
	Максимальна різниця статичних натягів канатів $F_{ст.р}$, кН	160	210	240	270	160	
	Максимальний статичний момент $M_{ст.р}$, кН·м	—	—	—	—	—	
	Передатне число редукторів u_p	10,5; 11,5; 20,0	10,5; 11,5	10,5; 11,5	10,5; 11,5	10,5; 11,5; 20,0	
	Максимальна швидкість підймання v_{max} , м/с	12	14	16	16	12	
	Кількість шарів намотки каната s , не більше	1	1	1	1	2	
	Момент інерції машини (без редуктора, електродвигуна, канатів і копрових шківів) I_M , т·м ²	при одношаровій намотці	75	170	300	350	90
		при двошаровій намотці	—	—	—	—	130
	Момент інерції редуктора, зведений до осі тихохідного вала, $I_{ред}$, т·м ²	25	70	70	70	25	
	Маса машини без редуктора і електрообладнання	при одношаровій намотці	70	94	116	140	77
		при двошаровій намотці	—	—	—	—	86

* Типорозмір посиленої конструкції.

** Довжина вільного циліндра $b_{в.ц}$.*** Довжина малого циліндра $b_{м.ц}$.

великих підіймальних машин

машин							
2Ц 4×2,3	2Ц 5×2,4	2Ц 5×2,8У*	2Ц 6×2,4	2Ц 6×2,8	2Ц 6×2,8У*	БЦК 9/5×2,5	БЦК 8/5×2,7
4 2,3	5 2,4	5 2,8	6 2,4	6 2,8	6 2,8	9 2,5**	8 2,7**
—	—	—	—	—	—	0,84***	0,87***
0,09	0,09	0,1	0,09	0,1	0,1	—	—
250	280	560	320	360	560	400	630
160	210	400	240	270	400	320	480
—	—	—	—	—	—	950	1400
10,5; 11,5; 20,0	10,5; 11,5	—	10,5; 11,5	10,5; 11,5	—	10,5; 11,5	—
12	14	14	16	16	16	16	16
2	2	1	2	2	1	1	1
125	250	1100	500	625	1600	1625	2250
177,5	375	—	675	900	—	—	—
25	70	—	70	70	—	70	—
99	128	220	156	188	245	290	380
110	144	—	177	213	—	—	—

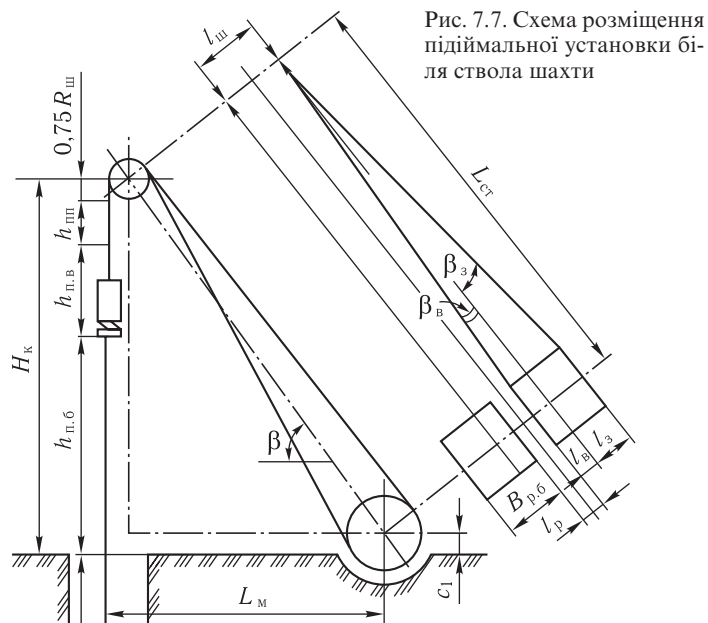


Рис. 7.7. Схема розміщення підіймальної установки біля ствола шахти

Внутрішній кут девіації підіймального каната [36]

$$\beta_{\text{в}} = \arctg \frac{l_{\text{в}}}{L_{\text{ст}}} = \arctg \frac{0,886}{53} = 0^{\circ} 57' \angle 1^{\circ} 30'.$$

7. Розрахунок кінематичних параметрів підіймальної установки.
Кількість підіймань за годину

$$N = \frac{\Pi_{\Gamma}}{Q} = \frac{277,8}{8,5} = 32,86.$$

Беремо $N = 33$.

Тривалість циклу підіймальної операції

$$T = \frac{3600}{N} = \frac{3600}{33} = 109,09 \text{ с.}$$

Тривалість руху підіймальних посудин

$$t_{\text{р}} = T - \theta = 109,09 - 10 = 99,09 \text{ с.}$$

Беремо $t_{\text{р}} = 99 \text{ с.}$

Тривалість паузи на одночасне завантаження і розвантаження скіпів згідно з нормами проектування вугільних шахт [31]:

Об'єм кузова скіпа $V_{\text{к}}$, м ³	До 5,0	9,5	11	15	20	25	35	55
Пауза між підійманнями θ , с	7,0	10	11	15	20	25	35	45

Рис. 7.8. Робочі діаграми двоскіпової підіймальної установки з циліндричними барабанами:
 a — швидкості; b — прискорень; v — сил на ободі барабана; z — потужностей

У нашому розрахунку $\theta = 10$ с, що відповідає попередньо вибраному значенню.

8. Розрахунок максимальної швидкості підймання скіпа. Шлях, на якому розвантажуються скіп, $h_p = 2,17$ м = h_1 (див. табл. 7.1).

Для скіпового підймання беремо п'ятиперіодну симетричну діаграму швидкості (рис. 7.8).

Щоб запобігти виникненню ударних навантажень, прискорення й уповільнення скіпа на розвантажувальних кривих мають становити:

$$a_1 = -a_5 \leq 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Беремо $a_1 = -a_5 = 0,3 \text{ м/с}^2$.

Прискорення та уповільнення підіймальних посудин поза кривими, як правило, перебувають у таких межах:

$$a_2 = -a_4 = 0,8 \dots 0,9 \text{ м/с}^2.$$

Беремо $a_2 = -a_4 = 0,8 \text{ м/с}^2$.

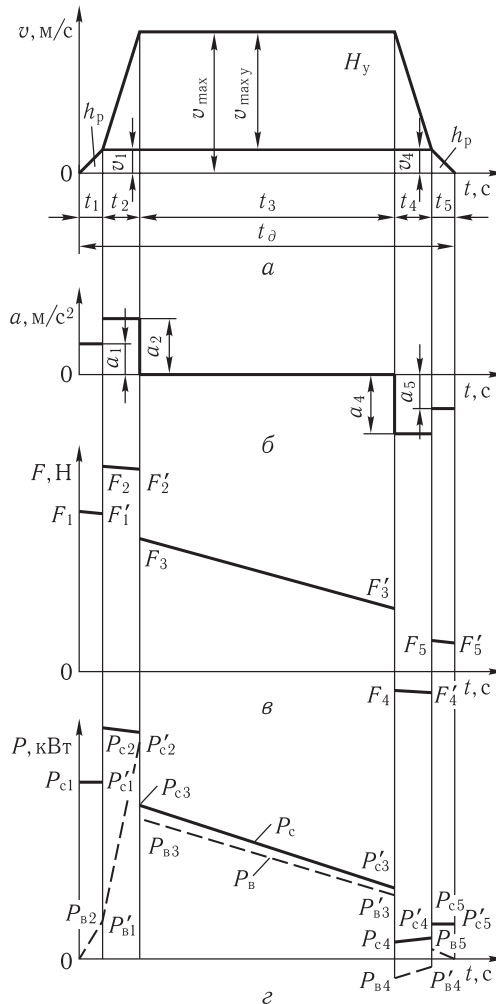
Швидкість входження завантаженого скіпа на криволінійну траєкторію

$$v_4 = \sqrt{2|a_5|h_1} = \sqrt{2 \cdot 0,3 \cdot 2,17} = 1,14 \text{ м/с} \leq [v_{вх}] = 1,1 \dots 1,5 \text{ м/с}.$$

Швидкість сходження порожнього скіпа з криволінійної траєкторії

$$v_1 = \sqrt{2a_1h_1} = \sqrt{2 \cdot 0,3 \cdot 2,17} = 1,14 \text{ м/с} \leq [v_{сх}] = 1,5 \dots 2,0 \text{ м/с}.$$

Щоб визначити максимальну швидкість руху v_{\max} , фактичну п'ятиперіодну діаграму швидкості замінюємо умовною триперіодною з пара-



метрами: висота підняття H_y , тривалість руху t_y , максимальна швидкість $v_{\max y}$ (рис. 7.8).

За умовною триперіодною діаграмою швидкості руху:
тривалість руху

$$t_y = t_p - \frac{v_1}{a_1} - \frac{v_4}{a_5} = 99 - \frac{1,14}{0,3} - \frac{1,14}{0,3} = 91,4 \text{ с};$$

довжина шляху

$$H_y = H - 2h_1 - v_1 t_y = 509 - 2 \cdot 2,17 - 1,14 \cdot 91,4 = 400,46 \text{ м};$$

біном прискорень*

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{a_2} + \frac{1}{|a_4|} = \frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,8} = 2,5 \text{ (м/с}^2\text{)}^{-1};$$

константа кінематичного режиму

$$E_\alpha = \frac{t_y^2}{\varepsilon_\alpha H_y} = \frac{91,4^2}{2,5 \cdot 400,46} = 8,344;$$

множник швидкості

$$\alpha = E_\alpha - \sqrt{E_\alpha^2 - 2E_\alpha} = 8,334 - \sqrt{8,334^2 - 2 \cdot 8,344} = 1,068;$$

максимальна швидкість руху

$$v_{\max y} = \alpha \frac{H_y}{t_y} = 1,068 \frac{400,46}{91,4} = 4,68 \text{ м/с}.$$

Максимальна швидкість за фактичною діаграмою

$$v_{\max} = v_{\max y} + v_1 = 4,68 + 1,14 = 5,82 \text{ м/с}.$$

Частота обертання за хвилину вала електродвигуна, яка відповідає максимальній швидкості скіпа,

$$n_p = \frac{60 v_{\max}}{\pi D_\delta} u_p = \frac{60 \cdot 5,82}{3,14 \cdot 4,0} u_p = 27,79 u_p.$$

Можливі передатні числа редуктора ПМ: $u_p = 10,5; 11,5; 20,0$. Відповідно маємо три можливі частоти обертання вала електродвигуна:

$$n_p = 291,8; 319,6; 555,8 \text{ об/хв}.$$

Найближча до розрахункової частота обертання (синхронна) асинхронного двигуна серії АКН $n_c = 300$ об/хв.

*Еланчик Г. М., Прохорцева Е. А. Шахтные стационарные установки. — М.: Изд-во Моск. горного ин-та, 1964.

Вибираємо підймальну машину з передатним числом $u_p = 10,5$, яке забезпечує найменшу різницю швидкостей (фактичних і розрахункових).

Номинальна частота обертання вала електродвигуна

$$n_H = n_c(1 - S_H) = 300(1 - 0,03) = 291 \text{ об/хв},$$

де $S_H = 0,03$ — номінальне ковзання електродвигуна.

Фактична максимальна швидкість підймання

$$v_{\max \phi} = v_{\max} \frac{n_H}{n_p} = 5,82 \frac{291}{291,8} = 5,8 \text{ м/с}.$$

Відхилення від розрахункової швидкості становить 0,3 %.

Визначаємо елементи діаграми швидкості.

Тривалість прискорення та уповільнення посудин на розвантажувальних кривих

$$t_1 = \frac{v_1}{a_1} = \frac{1,14}{0,3} = 3,8 \text{ с}; \quad t_5 = \frac{v_4}{|a_5|} = \frac{1,14}{0,3} = 3,8 \text{ с}.$$

Тривалість і шлях пуску порожнього скіпа поза розвантажувальними кривими

$$t_2 = \frac{v_{\max \phi} - v_1}{a_2} = \frac{5,8 - 1,14}{0,8} = 5,825 \text{ с};$$

$$h_2 = \frac{v_{\max \phi} + v_1}{2} t_2 = \frac{5,8 + 1,14}{2} 5,825 = 20,2 \text{ м}.$$

Тривалість і шлях уповільнення завантаженого скіпа перед розвантажувальними кривими

$$t_4 = \frac{v_{\max \phi} - v_4}{|a_4|} = \frac{5,8 - 1,14}{0,8} = 5,825 \text{ с};$$

$$h_4 = \frac{v_{\max \phi} + v_4}{2} t_4 = \frac{5,8 + 1,14}{2} 5,825 = 20,2 \text{ м}.$$

Тривалість і шлях рівномірного руху скіпів

$$t_3 = \frac{h_3}{v_{\max \phi}} = \frac{464,26}{5,8} = 80,04 \text{ с},$$

де $h_3 = H - 2h_1 - h_2 - h_4 = 509 - 2 \cdot 2,17 - 20,2 - 20,2 = 464,26 \text{ м}$.

Фактична тривалість руху підймальних посудин

$$t_{p.\phi} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 = 3,8 + 5,825 + 80,04 + 5,825 + 3,8 = 99,29 \text{ с}.$$

Беремо $t_{p.\phi} \approx t_p = 99 \text{ с}$.

Фактичні коефіцієнти запасу продуктивності підіймальної установки

$$C_{\phi} = c \frac{t_p + \theta}{t_{p.\phi} + \theta} = 1,5 \frac{99 + 10}{99,29 + 10} = 1,496.$$

9. Розрахунок силових і енергетичних параметрів підіймальної установки. Визначаємо зведену до обода барабанів масу рухомих частин ПУ. При цьому враховуємо момент інерції ротора електродвигуна, у зв'язку з чим попередньо визначаємо потужність двигуна

$$P_0 = \frac{kGH}{t_{p.\phi} \eta_p} \rho = \frac{1,15 \cdot 85\,000 \cdot 509 \cdot 1,4}{99,29 \cdot 0,95} = 740 \text{ кВт},$$

де k — коефіцієнт, який враховує шкідливі опори пересуванню вантажних посудин: $k = 1,15$ — для скіпових, $1,2$ — для клітьових підіймальних установок; $\eta_p = 0,95$ — коефіцієнт корисної дії редуктора підіймальної машини; ρ — коефіцієнт, який враховує динамічний режим роботи двигуна: $\rho = 1,4$ — для скіпових, $1,5$ — для клітьових ПУ.

Попередньо вибираємо асинхронний двигун АКН16-51-20 з фазовим ротором (див. табл. 7.8). Номінальна потужність двигуна $P_H = 800$ кВт, частота обертання $n_H = 290$ об/хв, максимальна кратність пускового моменту $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2$, момент інерції ротора $I_p = \frac{GD_p^2}{4} = \frac{3900}{4} = 975 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ($GD_p^2 = 3900 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — маховий момент ротора).

Маса ротора електродвигуна, зведена до обода барабанів,

$$m_p = \frac{I_p}{R_6^2} u_p^2 = \frac{975}{2^2} 10,5^2 = 26\,873 \text{ кг}.$$

Маси рухомих частин підіймальної машини і редуктора, зведені до обода барабанів,

$$m_{п.м} = \frac{I_{п.м} + I_{ред}}{R_6^2} = \frac{125\,000 + 25\,000}{2^2} = 37\,500 \text{ кг},$$

де $I_{п.м} = \frac{GD_6^2}{4} = \frac{500\,000}{4} = 125\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $GD_6^2 = 500\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — маховий момент рухомих мас підіймальної машини (див. табл. 7.5);

$$I_{ред} = \frac{GD_{ред}^2}{4} = \frac{100\,000}{4} = 25\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$GD_{ред}^2 = 100\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — маховий момент рухомих мас редуктора, зведений до тихохідного вала (див. табл. 7.5).

Маса вугілля в скіпі $m_b = 8500$ кг.

Сумарна маса двох скіпів $m_{ск} = 7200 \cdot 2 = 14\,400$ кг.

Сумарна маса двох копрових шківів, зведена до тихохідного вала,

$$m_{ш} = \frac{2I_{ш}}{R_6^2} = \frac{2 \cdot 8550}{2^2} = 4275 \text{ кг},$$

де $I_{ш} = \frac{GD_{ш}^2}{4} = \frac{34200}{4} = 8550 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $GD_{ш}^2 = 34\,200 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — маховий момент шківа, зведений до тихохідного вала.

Моменти інерції напрямних шківів різних діаметрів:

$D_{ш}, \text{ м}$	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
$I_{ш}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	475	1050	2400	8550	17 875	34 750

Довжина головного каната ПУ

$$L_{г.к} = L_{зв} + L_{ст} + l_3 + n_{в.т} \pi D_6 = 523 + 53 + 30 + 3 \cdot 3,14 \cdot 4 = 643,7 \text{ м.}$$

Маса головних канатів ПУ

$$m_{г.к} = 2L_{г.к} m_k = 2 \cdot 643,7 \cdot 7,37 = 9488,1 \text{ кг.}$$

Повна маса рухомих частин ПУ, зведена до обода барабанів,

$$m = m_p + m_{п.м} + m_b + m_{ск} + m_{ш} + m_{г.к} = \\ = 26\,873 + 37\,500 + 8500 + 14\,400 + 4275 + 9488,1 = 101\,036,1 \text{ кг.}$$

10. Розрахунок рушійних сил на ободі барабанів. Рівняння Федорова [30]

$$F = kQ + (q_k - q)(H - 2x) + ma,$$

де k — коефіцієнт, що враховує опір пересуванню вантажних посудин; x — шлях, пройдений посудиною від початку підймання, м; q — погонна вага хвостового каната, Н/м. Для скіпової ПУ $k = 1,15$, $q = 0$.

На початку періоду прискореного руху порожнього скіпа по криволінійній ділянці траси ($x = 0$; $a = a_1 = 0,3 \text{ м/с}^2$)

$$F_1 = kQ + q_k H + ma_1 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3 \cdot 509 + 101\,036,1 \cdot 0,3 = 164\,861,5 \text{ Н.}$$

Наприкінці цього періоду ($x = h_1 = h_p$, $a = a_1 = 0,3 \text{ м/с}^2$)

$$F'_1 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3(509 - 2 \cdot 2,17) + 101\,036,1 \cdot 0,3 = 164\,547 \text{ Н.}$$

На початку періоду прискореного руху порожнього скіпа по прямолінійній ділянці траси ($x = h_1$; $a = a_2 = 0,8 \text{ м/с}^2$)

$$F_2 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3(509 - 2 \cdot 2,17) + 101\,036,1 \cdot 0,8 = 215\,036 \text{ Н.}$$

Наприкінці цього періоду ($x = h_1 + h_2; a = a_2 = 0,8 \text{ м/с}^2$)

$$F_2' = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 20,2)] + 101\,036,1 \cdot 0,8 = 212\,145 \text{ Н.}$$

На початку періоду рівномірного руху по прямолінійній ділянці траси ($x = h_1 + h_2; a = 0$)

$$F_3 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 20,2)] = 131\,316 \text{ Н.}$$

Наприкінці цього періоду ($x = h_1 + h_2 + h_3; a = 0$)

$$F_3' = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 20,2 + 464,26)] = 64\,184 \text{ Н.}$$

На початку періоду уповільнення завантаженого скіпа перед криволінійною розвантажувальною ділянкою траси у стволі ($x = h_1 + h_2 + h_3; a = a_4 = -0,8 \text{ м/с}^2$)

$$F_4 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 20,2 + 464,26)] - 101\,036,1 \cdot 0,8 = -16\,645 \text{ Н.}$$

Наприкінці цього періоду ($x = h_1 + h_2 + h_3 + h_4; a = a_4 = -0,8 \text{ м/с}^2$)

$$F_4' = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 2 \cdot 20,2 + 464,26)] - 101\,036,1 \cdot 0,8 = -19\,566 \text{ Н.}$$

На початку періоду уповільнення завантаженого скіпа на криволінійних розвантажувальних ділянках ($x = h_1 + h_2 + h_3 + h_4; a = a_5 = -0,3 \text{ м/с}^2$)

$$F_5 = 1,15 \cdot 85\,000 + 72,3[509 - 2(2,17 + 2 \cdot 20,2 + 464,26)] - 101\,036,1 \cdot 0,3 = 30\,952 \text{ Н.}$$

Наприкінці цього періоду ($x = H; a = a_5 = -0,3 \text{ м/с}^2$)

$$F_5' = kQ - q_k H + ma_5 = 1,15 \cdot 85\,000 - 72,3 \cdot 509 - 101\,036,1 \cdot 0,3 = 30\,639 \text{ Н.}$$

Сили на ободі барабана узагальнено на рис. 7.8, в.

Сили $F < 0$ в четвертому періоді можуть бути створені в режимах противмикання або динамічного гальмування електродвигуна. Застосування механічного гальмування небажане.

У четвертому періоді можливе також використання режиму «вільного вибігу» електродвигуна, тобто $F_4 = 0; F_4' = 0$ при вимкненому двигуні. В цьому разі треба визначити фактичне уповільнення a_4 ПУ та тривалість четвертого періоду t_4 з умови забезпечення необхідного значення швидкості входження на криволінійні ділянки траси v_4 , після чого розрахувати нове значення тривалості руху $t_{р.ф}$ та перевірити запас продуктивності ПУ.

Для уточненого розрахунку потужності підйимального електродвигуна визначаємо еквівалентну силу

$$F_e = \sqrt{\frac{\int_0^T F^2 dt}{T_e}} = \sqrt{\frac{12\,291,5 \cdot 10^8}{96,206}} = 113\,032 \text{ Н} = 113,032 \text{ кН},$$

де

$$\begin{aligned} \int_0^T F^2 dt &= \frac{F_1^2 + (F_1')^2}{2} t_1 + \frac{F_2^2 + (F_2')^2}{2} t_2 + \frac{F_3^2 + (F_3')^2}{2} t_3 + \frac{F_4^2 + (F_4')^2}{2} t_4 + \\ &+ \frac{F_5^2 + (F_5')^2}{2} t_5 = \frac{(16,5^2 + 16,45^2) \cdot 10^8 \cdot 3,8}{2} + \frac{(21,5^2 + 21,2^2) \cdot 10^8 \cdot 5,825}{2} + \\ &+ \frac{(13,13^2 + 6,42^2) \cdot 10^8 \cdot 80,04}{2} + \frac{(1,66^2 + 1,96^2) \cdot 10^8 \cdot 5,825}{2} + \\ &+ \frac{(3,1^2 + 3,0^2) \cdot 10^8 \cdot 3,8}{2} = 12\,291,5 \cdot 10^8 \text{ Н}^2 \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

Еквівалентна тривалість циклу

$$\begin{aligned} T_e &= \alpha(t_1 + t_2 + t_4 + t_5) + t_3 + \beta\theta = \\ &= \frac{2}{3}(3,8 + 5,825 + 5,825 + 3,8) + 80,04 + \frac{1}{3}10 = 96,206 \text{ с}, \end{aligned}$$

де α і β — коефіцієнти, які враховують погіршення охолодження електродвигуна при пусках, гальмуваннях та під час пауз; для двигунів з фазовим ротором типу АКН $\alpha = \frac{2}{3}$, $\beta = \frac{1}{3}$.

Еквівалентна потужність підйомального електродвигуна

$$P_e = \frac{F_e v_{\max \phi}}{10^3 \eta_p} = \frac{113\,032 \cdot 5,8}{10^3 \cdot 0,95} = 690 \text{ кВт}.$$

Вибраний попередньо електродвигун АКН 16-51-20 з $P_H = 800$ кВт і $n_H = 290$ об/хв забезпечує роботу підйомної установки.

Номинальна сила на ободі барабанів

$$F_H = \frac{P_H \eta_p}{v_{\max \phi}} = \frac{800 \cdot 10^3 \cdot 0,95}{5,8} = 131\,034 \text{ Н}.$$

Кратність пускової сили (моменту)

$$\psi = \frac{F_{\max}}{F_H} = \frac{215\,036}{131\,034} = 1,64 < [\psi] = \frac{M_{\max}}{M_H} = 2,$$

де $F_{\max} = F_2 = 215\,036$ Н; допустиме значення кратності

$$[\psi] = \frac{M_{\max}}{M_H} = 2.$$

Отже, вибраний електродвигун забезпечить стійкий пуск ПУ із заданим рівнем прискорень підйимальної посудини.

11. Розрахунок потужностей на валу електродвигуна P_B та потужності P_M , яка споживається з мережі.

На початку прискореного руху по криволінійній ділянці траси

$$P_{B1} = \frac{F_1 v_0}{\eta_p} = 0, \quad v_0 = 0;$$

$$P_{M1} = \frac{F_1 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{164\,861 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 1,094 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1094 \text{ кВт},$$

де $\eta_{дв} = 0,92$ — коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

Наприкінці прискореного руху по цій ділянці траси

$$P'_{B1} = \frac{F'_1 v_1}{\eta_p} = \frac{164\,547 \cdot 1,14}{0,95} = 197\,456 \text{ Вт} = 197,5 \text{ кВт};$$

$$P'_{M1} = \frac{F'_1 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{164\,547 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 1,092 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1092 \text{ кВт}.$$

На початку прискореного руху по прямолінійній ділянці траси

$$P_{B2} = \frac{F_2 v_1}{\eta_p} = \frac{215\,036 \cdot 1,14}{0,95} = 258\,043 \text{ Вт} = 258 \text{ кВт};$$

$$P_{M2} = \frac{F_2 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{215\,036 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 1,427 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1427 \text{ кВт}.$$

Наприкінці прискореного руху по цій ділянці траси

$$P'_{B2} = \frac{F'_2 v_{\max}}{\eta_p} = \frac{212\,145 \cdot 5,8}{0,95} = 1,295 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1295 \text{ кВт};$$

$$P'_{M2} = \frac{F'_2 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{212\,145 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 1,408 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 1408 \text{ кВт}.$$

На початку рівномірного руху

$$P_{B3} = \frac{F_3 v_{\max}}{\eta_p} = \frac{131\,316 \cdot 5,8}{0,95} = 801\,718 \text{ Вт} = 801,7 \text{ кВт};$$

$$P_{M3} = \frac{F_3 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{131\,316 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 871\,433 \text{ Вт} = 871,4 \text{ кВт}.$$

Наприкінці рівномірного руху

$$P'_{в3} = \frac{F'_3 v_{\max}}{\eta_p} = \frac{64\,184 \cdot 5,8}{0,95} = 391\,860 \text{ Вт} = 392 \text{ кВт};$$

$$P'_{м3} = \frac{F'_3 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{64\,184 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 425\,935 \text{ Вт} = 426 \text{ кВт}.$$

На початку уповільненого руху по прямолінійній ділянці траси

$$P_{в4} = \frac{F_4 v_{\max}}{\eta_p} = \frac{-16\,645 \cdot 5,8}{0,95} = -101\,622 \text{ Вт} = -101,6 \text{ кВт};$$

$$P_{м4} = \frac{F_4 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{16\,645 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 110\,458 \text{ Вт} = 110,5 \text{ кВт}.$$

Наприкінці уповільненого руху по цій ділянці траси

$$P'_{в4} = \frac{F'_4 v_4}{\eta_p} = \frac{-19\,566 \cdot 1,14}{0,95} = -23\,479 \text{ Вт} = -23,48 \text{ кВт};$$

$$P'_{м4} = \frac{F'_4 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{19\,566 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 129\,843 \text{ Вт} = 129,8 \text{ кВт}.$$

На початку уповільненого руху по криволінійній розвантажувальній ділянці траси

$$P_{в5} = \frac{F_5 v_4}{\eta_p} = \frac{30\,952 \cdot 1,14}{0,95} = 37\,142 \text{ Вт} = 37,14 \text{ кВт};$$

$$P_{м5} = \frac{F_5 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{30\,952 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 205\,402 \text{ Вт} = 205,4 \text{ кВт}.$$

Наприкінці уповільненого руху по цій ділянці траси

$$P'_{в5} = \frac{F'_5 v_5}{\eta_p} = 0, \quad v_5 = 0;$$

$$P'_{м5} = \frac{F'_5 v_{\max}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{30\,639 \cdot 5,8}{0,95 \cdot 0,92} = 203\,325 \text{ Вт} = 203,3 \text{ кВт}.$$

Робочі діаграми потужностей наведено на рис. 7.8, з.
Корисні витрати енергії за одне підймання

$$W_k = QH = 85\,000 \cdot 509 = 43,265 \cdot 10^6 \text{ Дж}.$$

Фактичні витрати енергії за одне підіймання

$$\begin{aligned}
 W_{\Phi} &= \sum_{i=1}^5 P_{Mi} t_i = \frac{P_{M1} + P'_{M1}}{2} t_1 + \frac{P_{M2} + P'_{M2}}{2} t_2 + \\
 &+ \frac{P_{M3} + P'_{M3}}{2} t_3 + \frac{P_{M4} + P'_{M4}}{2} t_4 + \frac{P_{M5} + P'_{M5}}{2} t_5 = \\
 &= 1000 \left(\frac{1094 + 1092}{2} 3,8 + \frac{1427 + 1408}{2} 5,825 + \frac{871 + 426}{2} 80,04 + \right. \\
 &\left. + \frac{110,5 + 129,8}{2} 5,825 + \frac{205,4 + 203,3}{2} 3,8 \right) = 65,788 \cdot 10^6 \text{ Дж.}
 \end{aligned}$$

Коефіцієнт корисної дії підіймальної установки

$$\eta_{\text{ПУ}} = \frac{W_{\text{к}}}{W_{\Phi}} = \frac{43,265 \cdot 10^6}{65,788 \cdot 10^6} = 0,66.$$

Для шахтних ПУ значення $\eta_{\text{ПУ}} = 0,66$ цілком прийнятне.
 Питомі витрати енергії на підіймання однієї тонни вугілля

$$W_{\text{п}} = \frac{W_{\Phi}}{Q} = \frac{65,788 \cdot 10^6}{8,5} = 7,74 \cdot 10^6 \text{ Дж/т.}$$

За цим показником можна спланувати річні витрати, пов'язані з експлуатацією ПУ.

7.3 РОЗРАХУНОК ШАХТНОЇ КЛІТЬОВОЇ ПІДІЙМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Вихідні дані: двоклітьова підіймальна установка з неперекидними клітьями, обладнана підіймальною машиною з подвійними циліндричними барабанами; шахта вертикальна $H_{\text{ш}} = 450$ м; річна продуктивність за вугіллям $P_{\text{р}} = 1\,044\,000$ т/рік; продуктивність одного гірника $q = 10$ т/зміну; об'єм вагонетки $1,3 \text{ м}^3$ (схему запасування канатів наведено на рис 7.1, в).

Розрахунок у цілому складається: із вибору підіймальної посудини (кліті); визначення максимальної швидкості руху її; вибору підіймального каната; визначення розрахункових параметрів і вибору підіймальної машини; визначення потужності і вибору електродвигуна; визначення витрат електроенергії і коефіцієнта корисної дії підіймальної машини.

7.3.1. ВИБІР ПІДІЙМАЛЬНОЇ ПОСУДИНИ І РОЗРАХУНОК МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ЇЇ РУХУ

Підіймальна установка виконує також операцію опускання-підймання робітників зміни за 30...40 хв. Цим визначається максимальна швидкість кліті v_{\max} і кількість поверхів у ній.

Добова продуктивність шахти

$$P_d = \frac{cP_p}{N} = \frac{1,9 \cdot 1\,044\,000}{300} = 6612 \text{ т/добу,}$$

де $N = 300$ — кількість робочих днів за рік; $c = 1,8...2$ — коефіцієнт резерву для клітьових ПУ (беремо $c = 1,9$).

Кількість робітників, які спускаються в шахту за одну зміну (при тризмінній роботі),

$$N_p = \frac{P_d}{3q} = \frac{6612}{3 \cdot 10} = 220 \text{ чол.}$$

Необхідна кількість рейсів для опускання робітників зміни

$$z_p = \frac{0,2N_p}{S} = \frac{0,2 \cdot 220}{2,6} = 17,$$

де S — площа підлоги одного поверху кліті, м²: попередньо вибираємо кліть 1УКН2,55 одноповерхову з корисною площею підлоги $S = 2,6$ м² (табл. 7.6); $0,2$ м² — розрахункова площа підлоги на одного робітника.

Тривалість одного циклу підймання

$$T_{\text{ц}} = \frac{30...40}{z_p} = \frac{30...40}{17} = 106...142 \text{ с.}$$

Беремо $T_{\text{ц}} = 124$ с.

Тривалість руху

$$T = T_{\text{ц}} - \theta = 124 - 23 = 101 \text{ с,}$$

де θ — тривалість посадки і висадки робітників, с: для одноповерхової кліті $\theta = N_{\text{р.п}} + 10 = \frac{S}{0,2} + 10 = \frac{2,6}{0,2} + 10 = 23$ с; для двоповерхової кліті

Таблиця 7.6. Параметри уніфікованих клітей

Кліть	Кількість поверхів	Корисна площа підлоги, м ²	Маса кліті, кг	Висота кліті, мм	Вагонетка	Відстань між осями напрямних шківів, мм
1УКН2,55	1	2,6	2810	5295	ВГ-1,3	1700
2УКН2,55	2	5,2	4090	8120	ВГ-1,3	1700
2УКН3,6	1	5	3480	6350	ВГ-2,5	1700
2УКН3,6	2	10	6930	9450	ВГ-2,5	1950
2УКН4	1	5,9	5080	7280	ВГ-3,3	1950

$\theta = 2N_{p,п} + 25$; $N_{p,п}$ — кількість робітників, які розміщуються на одному поверсі.

Середня швидкість руху

$$v_{cp} = \frac{H_{ш} + h_0}{T} = \frac{465 + 10}{101} = 4,7 \text{ м/с},$$

де $h_0 = 6...10$ м — висота спеціального приймального майданчика (беремо $h_0 = 10$ м).

Наближено максимальна швидкість

$$v_{max} = \alpha v_{cp} = 1,15 \cdot 4,7 = 5,41 \text{ м/с};$$

$\alpha = 1,1...1,2$ (беремо $\alpha = 1,15$).

Допустимі швидкості руху [31] людей при вертикальному підйманні:

Висота підняття, м	50	75	100	200	300	400 і більше
Допустима максимальна швидкість, м/с	5,6	6,9	8,0	10,5	11,5	12,0

Максимальне допустиме прискорення кліті з людьми.

$$a_{max} \leq 0,75 \text{ м/с}^2.$$

Оскільки розрахункова швидкість руху людей менша від допустимої, остаточно вибираємо одноповерхову кліть 1УКН2,55 з параметрами: кількість поверхів — 1; площа підлоги — 2,6 м², маса кліті $m_{кл} = 2,81$ т; висота кліті — 5,295 м; вагонетка ВГ-1,3; відстань між шківками — 1,7 м.

7.3.2. ВИБІР ПІДЙМАЛЬНОГО КАНАТА

Кінцеве навантаження

$$G_0 = G_{кл} + G_{вг} + G_{в} = 27,566 + 8,829 + 18,345 = 54,74 \text{ кН},$$

де $G_{кл}$ — вага кліті: $G_{кл} = m_{кл}g = 2810 \cdot 9,81 = 27\,566$ Н; $G_{вг}$ — вага вагонетки: $G_{вг} = m_{вг}g = 900 \cdot 9,81 = 8829$ Н; $m_{вг} = 900$ кг; $G_{в} = 18\,345$ Н — вага вантажу в одній вагонетці. Технологією шахтного видобування передбачається підймання на поверхню вагонеток з вугіллям або з породою. В розрахунку навантаженням вважаємо вагу породи.

Маса породи, яку вміщує одна вагонетка,

$$m_{п} = V\rho\varphi = 1,3 \cdot 1,6 \cdot 0,9 = 1,87 \text{ т} = 1870 \text{ кг},$$

де $V = 1,3$ м³ — об'єм вагонетки; $\rho = 1,6$ т/м³ — щільність породи; $\varphi = 0,9$ — коефіцієнт заповнення вагонетки.

Вага вантажу, який підіймається в одній вагонетці,

$$G_{в} = m_{п}g = 1870 \cdot 9,81 = 18\,345 \text{ Н}.$$

Висота копра

$$H_k = h_0 + h_{кл} + h_{шт} + 0,75R_{шт} = 10 + 5,295 + 6,0 + 0,75 \cdot 1,5 = 22,42 \text{ м},$$

де $h_{кл} = 5,295$ м — повна висота кліті; $R_{шт} = 1,5$ м — радіус копрового шківа; $h_{шт} = 6,0$ м — допустима висота перепідняття.

Довжина підвісу каната при висоті копра $H_k = 22,42$ м і вертикальній проекції хвостового каната $h_S = 13$ м

$$H_0 = H_{шт} + H_k + h_S = 465 + 22,42 + 13 = 500,42 \text{ м}.$$

Якщо глибина шахти $H_{шт} < 600$ м, то погонну вагу каната визначаємо за формулою

$$q_k = \frac{G_0}{\frac{\sigma_B}{[m]\gamma} - H_0} = \frac{54\,740}{\frac{1766 \cdot 10^6}{7,5 \cdot 9 \cdot 10^4} - 500,42} = 25,87 \text{ Н/м},$$

де $\sigma_B = 1766 \cdot 10^6$ Па; $\gamma = 9 \cdot 10^4$ Н/м³ — питома вага каната; $[m]$ — запас міцності підйимального каната: для вантажо-пасажирського підймання $[m] = 7,5$ при $H_{шт} < 600$ м (див. табл. 7.2).

Лінійна маса каната

$$m_k = \frac{q_k}{g} = \frac{25,87}{9,81} = 2,64 \text{ кг/м}.$$

Вибираємо канат типу ЛК-3 конструкції 6×25 з границею міцності дротів $\sigma_B = 1766$ МПа, діаметром $d_k = 29$ мм, $m_k = 3,055$ кг/м, $q_k = 29,97$ Н/м, сумарною розривною силою всіх дротів $G_z = 546,9$ кН.

Фактичний запас міцності каната

$$k_{к.ф} = \frac{G_z}{G_0 + q_k H_0} = \frac{546\,900}{54\,740 + 29,97 \cdot 500,42} = 7,84 > [m] = 7,5.$$

Зазначимо, що за лінійною масою можна використати канат діаметром $d_k = 27,5$ мм, однак він не відповідає допустимому запасу міцності.

7.3.3. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ І ВИБІР ПІДЙИМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Діаметр барабана [31]

$$D_б \geq 80d_k = 80 \cdot 29 = 2320 \text{ мм}.$$

Вибираємо двобарабанну підйимальну машину з діаметром барабанів $D_б = 3,5$ м.

Довжина одного барабана

$$B_{p.б} = \left(\frac{H + l_3}{\pi D_б} + n_{вт} \right) (d_k + b_3) = \left(\frac{475 + 30}{3,14 \cdot 3,5} + 3,0 \right) (29 + 2,5) = 1542 \text{ мм},$$

де H — висота підняття кліті:

$$H = H_{ш} + h_0 = 465 + 10 = 475 \text{ м};$$

$n_{вт} = 3,0$ — кількість запасних витків; $b_3 = 2,5$ мм — зазор між витками каната на барабанах; $l_3 = 30$ м — довжина запасного каната.

Остаточо вибираємо підймальну машину 2Ц-3,5×1,8 з параметрами:

діаметр барабанів $D_б = 3,5$ м;

довжина барабана $B = 1,8$ м;

відстань між барабанами $l_p = 0,22$ м;

максимальний статичний натяг канатів $T_{ст.р} = 200$ кН;

максимальна різниця статичних натягів канатів $F_{ст.р} = 180$ кН;

момент інерції рухомих мас підйальної машини $I_M = 92,5 \text{ т} \cdot \text{м}^2$;

момент інерції рухомих мас редуктора $I_{ред} = 42,25 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ (див. табл. 7.4).

Зазначимо, що за допустимим діаметром барабанів можна було б вибрати підймальну машину 2Ц-2,5×1,2 або 2Ц-3×1,5, однак довжина барабанів в цих машинах не відповідає розрахунковій.

Відстань між осями копрових шківів $l_{ш} = 1700$ мм (див. табл. 7.6).

Перевіряємо вибрану ПМ за допустимими статичними навантаженнями.

Максимальний статичний натяг каната

$$T_{ст.макс} = G_0 + q_k H_0 = 54\,740 + 29,97 \cdot 500,42 = 69,74 \text{ кН} < T_{ст.р} = 200 \text{ кН}.$$

Максимальна різниця статичних натягів каната

$$F_{ст.макс} = G_{вр} + G_B = 8,829 + 18,345 = 27,17 \text{ кН} < F_{ст.р} = 180 \text{ кН}.$$

Розміщення підйальної машини відносно ствола шахти (рис. 7.9): якщо канат на барабані закріплено біля його зовнішніх реборд, то лінійні відхилення каната будуть такі (див. рис. 7.7):

внутрішнє

$$l_B = \frac{l_{ш} - l_p}{2} - (B - B_{p.б}) = \frac{1,7 - 0,22}{2} - (1,8 - 1,542) = 0,482 \text{ м};$$

зовнішнє

$$l_3 = B_{p.б} - l_B - n_{вт} (d_k + b_3) = 1,542 - 0,482 - 3(0,029 + 0,0025) = 0,9655 \text{ м}.$$

Відстань від осі ствола до осі барабанів підйальної машини має бути в таких межах:

$$0,9H_k \leq L_M \leq 2H_k,$$

Рис. 7.9. Схема двоклітьової підіймальної установки зі зрівноважувальним канатом

де $H_k = 22,42$ м, отже,

$$20,178 \leq L_M \leq 44,84.$$

Беремо $L_M = 32$ м.

Довжина струни каната

$$\begin{aligned} L_{ст} &= \sqrt{(H_k - c)^2 + (L_M - R_{ш})^2} = \\ &= \sqrt{(22,42 - 1,0)^2 + (32 - 1,5)^2} = \\ &= 37,3 \text{ м,} \end{aligned}$$

де $c = 1,0$ м — положення осі машини над устям ствола.

Кут нахилу струни каната до горизонту

$$\begin{aligned} \beta &= \arctg \frac{H_k - c}{L_M - R_{ш}} = \\ &= \arctg \frac{22,42 - 1,0}{32 - 1,5} = 35^\circ 6'. \end{aligned}$$

Рекомендовано $30^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$.

Зовнішній кут девіації підіймального каната

$$\beta_3 = \arctg \frac{l_3}{L_{ст}} = \arctg \frac{0,9655}{37,3} = 1^\circ 28' < [\beta] = 1^\circ 30'.$$

Внутрішній кут девіації підіймального каната

$$\beta_b = \arctg \frac{l_b}{L_{ст}} = \arctg \frac{0,482}{37,3} = 0^\circ 44' < [\beta] = 1^\circ 30'.$$

7.3.4. РОЗРАХУНОК КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДІЙМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

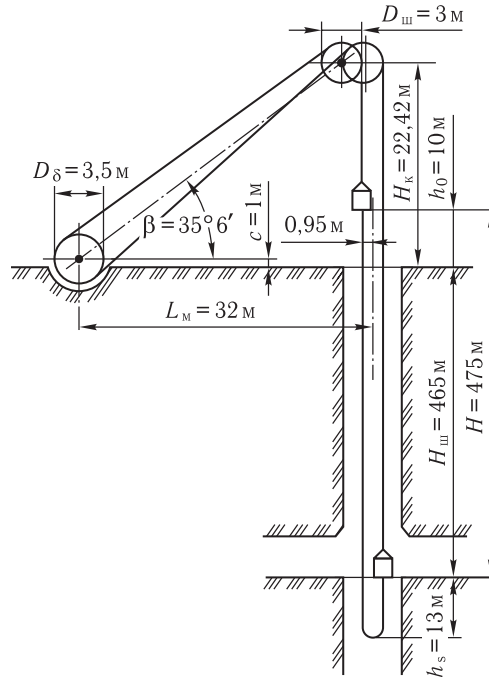
Для розрахунку цих параметрів скористаємось триперіодною робочою діаграмою (рис. 7.10).

Середня швидкість руху кліті $v_{ср} = 4,7$ м/с.

Прискорення в періоди пуску a_1 та уповільнення a_3 кліті

$$a_1 = a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2.$$

Щоб визначити максимальну швидкість руху, виконаємо такі розрахунки.



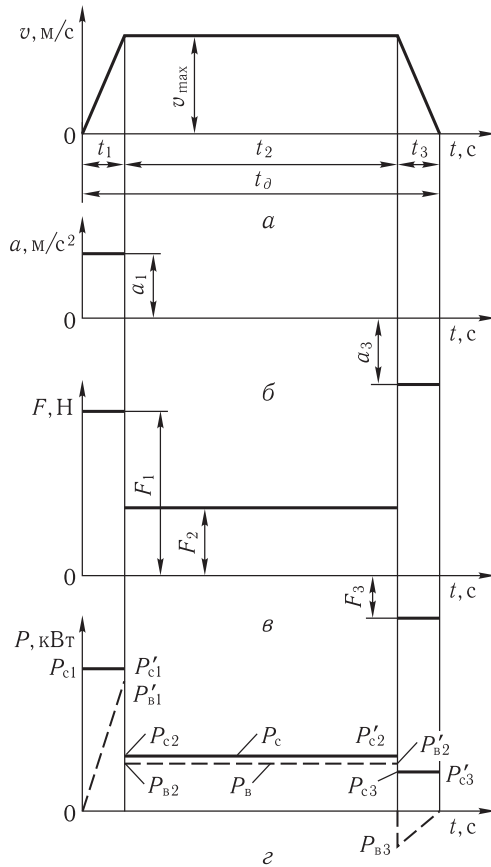


Рис. 7.10. Робочі діаграми двоклітьової підіймальної установки з циліндричними барабанами:
a — швидкості; *b* — прискорень; *c* — сил на ободі барабана; *z* — потужностей

Біном прискорень для трапецеїподібної діаграми

$$\xi_{\alpha} = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} = \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,75} = 2,667 \text{ с}^2/\text{м}.$$

Константа кінематичного режиму

$$E_{\alpha} = \frac{T^2}{\xi_{\alpha} H} = \frac{101^2}{2,667 \cdot 475} = 8,052.$$

Множник швидкості

$$\alpha = E_{\alpha} - \sqrt{E_{\alpha}^2 - 2E_{\alpha}} = 8,052 - \sqrt{8,052^2 - 2 \cdot 8,052} = 1,072.$$

Максимальна швидкість руху кліті

$$v_{\max} = \alpha v_{\text{ср}} = 1,072 \cdot 4,7 = 5,038 \text{ м/с}.$$

Частота обертання, об/хв, вала електродвигуна, яка відповідає максимальній швидкості кліті,

$$n_p = \frac{60 v_{\max}}{\pi D_{\text{б}}} u_p = \frac{60 \cdot 5,038}{3,14 \cdot 3,5} u_p = 27,505 u_p.$$

Передатні числа машини 2Ц-3,5×1,8 $u_p = 10,5; 11,5; 20; 30$.

Частоти обертання вала електродвигуна при цих передатних числах:

$$n_p = 27,505 u_p = 27,505 \cdot 10,5 = 288,8 \text{ об/хв};$$

$$n_p = 27,505 \cdot 11,5 = 316,31 \text{ об/хв};$$

$$n_p = 27,505 \cdot 20 = 550,1 \text{ об/хв};$$

$$n_p = 27,505 \cdot 30 = 825,2 \text{ об/хв}.$$

У разі використання підйомальної машини з передатним числом установленого на ній редуктора $u_p = 10,5$, можна застосувати електродвигун із синхронною частотою обертання вала $n_S = 300$ об/хв.

Номинальна частота

$$n_H = n_S(1 - S_H) = 300(1 - 0,03) = 290 \text{ об/хв,}$$

де $S_H = 3\%$.

Фактична максимальна швидкість підймання кліті

$$v_{\max \phi} = v_{\max} \frac{n_H}{n_p} = 5,038 \frac{290}{288,8} = 5,059 \text{ м/с.}$$

Відхилення від розрахованого значення становить $0,42\%$.

Розрахуємо елементи діаграми швидкості (рис. 7.10, а).

Тривалість прискореного (уповільненого) руху кліті

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{\max \phi}}{a_1} = \frac{5,059}{0,75} = 6,75 \text{ с.}$$

Довжина шляху прискореного (уповільненого) руху

$$h_1 = h_3 = \frac{v_{\max \phi} t_1}{2} = \frac{5,059 \cdot 6,75}{2} = 17,07 \text{ м.}$$

Довжина шляху рівномірного руху

$$h_2 = H_{\text{ш}} + h_0 - h_1 - h_3 = 465 + 10 - 17,07 - 17,07 = 440,86 \text{ м.}$$

Тривалість рівномірного руху

$$t_2 = \frac{h_2}{v_{\max \phi}} = \frac{440,86}{5,059} = 87,14 \text{ с.}$$

Фактична тривалість руху

$$T_{p.\phi} = t_1 + t_2 + t_3 = 6,75 + 87,14 + 6,75 = 100,64 \text{ с.}$$

Фактичний коефіцієнт запасу продуктивності підйомальної установки

$$C_{\phi} = c \frac{T + \theta}{T_{p.\phi} + \theta} = 1,5 \frac{101 + 23}{100,64 + 23} = 1,504.$$

7.3.5. РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

Підйомальна установка зрівноважена за допомогою зрівноважувального каната діаметром $d_k = 29$ мм з погонною масою $m_k = 3,055$ кг/м, тобто такого самого, як і для підймання.

Потужність електродвигуна для зрівноваженої ПУ орієнтовано

$$P_0 = \frac{k(G_{\text{вг}} + G_{\text{в}})H}{t_{\text{р.ф}}\eta_{\text{ред}}}\rho = \frac{1,2(8829 + 18\,345) \cdot 475 \cdot 1,5}{100,64 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 243,01 \text{ кВт},$$

де $k = 1,2$ — коефіцієнт, який враховує шкідливі опори рухові кліті; $G_{\text{вг}} + G_{\text{в}}$ — розрахункове незрівноважене навантаження; $H = H_{\text{м}} + h_0 = 465 + 10 = 475$ м — довжина шляху, який проходить кліть при підйманні (опусканні); $\rho = 1,5$ — коефіцієнт, який урахує динамічний режим роботи електродвигуна.

Попередньо вибираємо асинхронний електродвигун АКН15-31-20 з фазовим ротором: номінальна потужність двигуна $P_{\text{н}} = 250$ кВт, частота обертання вала $n_{\text{н}} = 290$ об/хв, максимальна кратність моменту $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,1$, момент інерції ротора $I_{\text{р}} = 317,5$ кг·м² (табл. 7.7 і 7.8).

Маса ротора електродвигуна, зведена до ободу (твірної) барабанів,

$$m_{\text{р}} = \frac{I_{\text{р}}}{R_{\text{б}}^2} u_{\text{р}}^2 = \frac{317,5}{1,75^2} 10,5^2 = 11\,430 \text{ кг},$$

де $R_{\text{б}} = \frac{D_{\text{б}}}{2} = \frac{3,5}{2} = 1,75$ м — радіус барабанів.

Таблиця 7.7. Параметри трифазних асинхронних двигунів типу АК

Тип двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання вала, об/хв	ККД	cos φ	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}$	Момент інерції ротора, кг·м ²
АК2-100-4	125	1455	92	0,88	1,9	2,25
АК2-101-4	160	1455	92,5	0,89	1,9	2,75
АК2-102-4	200	1455	93	0,89	1,9	3
АК2-101-6	100	970	91	0,88	1,9	3,5
АК2-102-4	125	970	91,5	0,88	1,9	4,25
АК2-101-8	75	720	90,5	0,84	1,9	4
АК2-102-8	100	720	91	0,85	1,9	4,75
АК12-35-8	200	735	90	0,81	2,3	37,5
АК12-42-8	250	740	91	0,84	2,1	40
АК12-52-8	320	740	91,5	0,85	2,1	47,5
АК13-42-8	400	740	92	0,86	2,0	82,5
АК13-52-8	500	740	92	0,87	2,0	95
АК13-62-8	630	740	93	0,87	2,0	107,5
АК12-42-10	200	590	90	0,78	2,4	50
АК12-52-10	250	590	90,5	0,83	2,3	60
АК13-42-10	320	590	91	0,84	1,9	90
АК13-52-10	400	590	91,5	0,85	1,8	105
АК13-62-10	500	590	92	0,86	1,9	120
АК13-42-12	200	490	89,5	0,79	2,2	90
АК13-52-12	250	490	90	0,79	2,1	105
АК13-62-12	320	490	90,5	0,8	2,0	120

Таблиця 7.8. Параметри трифазних асинхронних двигунів типу АКН

Тип двигуна	Номинальна потужність, кВт	Частота обертання вала, об/хв	ККД	cosφ	$\frac{M_{max}}{M_n}$	Момент інерції ротора, кг · м ²
<i>Синхронна частота 750 об/хв</i>						
АКН 14-46-8	800	735	93,5	0,86	2,1	172,5
АКН 14-59-8	1000	735	94,3	0,87	2,1	215
АКН 15-44-8	1250	740	94,2	0,87	2,1	395
АКН 15-54-8	1600	740	64,6	0,88	2,0	460
АКН 15-64-8	2000	740	94,8	0,88	2,1	525
<i>Синхронна частота 600 об/хв</i>						
АКН 14-46-10	630	585	92,8	0,83	2,1	195
АКН 15-36-10	800	585	92,6	0,85	2,2	237,5
АКН 15-44-10	1000	585	93,2	0,86	2,3	385
АКН 15-56-10	1250	590	93,7	0,87	2,3	492,5
АКН 16-44-10	1600	590	94	0,88	2,1	840
АКН 16-54-10	2000	590	94,5	0,89	2,3	1075
<i>Синхронна частота 500 об/хв</i>						
АКН 14-41-12	400	485	91,7	0,8	2,1	170
АКН 14-49-12	500	485	92,2	0,81	2,1	192,5
АКН 15-39-12	630	490	92,8	0,83	2,1	340
АКН 15-49-12	800	490	93,5	0,85	2,1	417,5
АКН 15-64-12	1000	490	93,5	0,85	2,3	555
АКН 16-44-12	1250	490	93,6	0,84	2,5	900
АКН 16-54-12	1600	490	93,8	0,85	2,4	1047,5
АКН 16-66-12	2000	490	94,4	0,85	2,6	1337,5
<i>Синхронна частота 375 об/хв</i>						
АКН 14-36-16	200	360	90	0,68	2,0	162,5
АКН 14-41-16	250	360	90,3	0,7	2,1	182,5
АКН 15-29-16	320	360	90,6	0,75	2,1	302,5
АКН 15-34-16	400	360	91,4	0,76	1,9	337,5
АКН 15-41-16	500	365	92	0,77	2,0	387,5
АКН 15-51-16	630	365	92,4	0,77	2,0	492,5
АКН 16-41-16	800	365	93,5	0,77	2,0	842,5
АКН 16-51-16	1000	365	93,6	0,78	2,1	1002,5
АКН 16-54-16	1250	365	93,6	0,8	2,1	1250
АКН 17-44-16	1600	370	94,4	0,82	2,0	2212,5
АКН 17-51-16	2000	370	94,4	0,84	2,3	2487,5
<i>Синхронна частота 300 об/хв</i>						
АКН 15-26-20	200	290	88,7	0,64	2,0	290
АКН 15-31-20	250	290	89,7	0,64	2,1	317,5
АКН 15-36-20	320	290	90,3	0,66	2,1	365
АКН 16-26-20	400	290	90,5	0,73	1,9	557,5
АКН 16-31-20	500	290	91,2	0,73	2,0	627,5
АКН 16-41-20	630	290	92	0,75	2,0	725
АКН 16-51-20	800	290	92,4	0,76	2,0	975

Продовження табл. 7.8

Тип двигуна	Номинальна потужність, кВт	Частота обертання вала, об/хв	ККД	cos φ	$\frac{M_{\max}}{M_H}$	Момент інерції ротора, кг · м ²
АКН 17-39-20	1000	295	93,1	0,78	2,1	1907,5
АКН 17-46-20	1250	295	93,6	0,8	2,1	2157,5
АКН 17-56-20	1600	295	93,8	0,8	2,0	252,5
АКН 17-71-20	2000	295	94,2	0,79	2,3	302,5
<i>Синхронна частота 250 об/хв</i>						
АКН 16-24-24	250	240	88,2	0,66	1,9	522,5
АКН 16-29-24	320	240	89,8	0,66	1,9	600
АКН 16-36-24	400	240	90,5	0,7	1,9	675
АКН 16-44-24	500	240	91,3	0,7	2,0	825
АКН 17-31-24	630	245	92	0,7	2,2	1600
АКН 17-39-24	800	245	92,2	0,72	2,1	1800
АКН 17-46-24	1000	245	92,9	0,74	2,0	2137,5
АКН 18-36-24	1250	245	93,2	0,8	2,1	3900
АКН 18-36-24	1600	245	93,6	0,83	2,0	4525
АКН 18-59-24	2000	245	94	0,83	2,0	5400

Маса рухомих частин підіймальної машини, зведена до ободів барабанів,

$$m_M = \frac{I_M}{R_6^2} = \frac{92\,500}{1,75^2} = 30\,204 \text{ кг.}$$

Маса рухомих частин редуктора, зведена до осі тихохідного вала,

$$m_{\text{ред}} = \frac{I_{\text{ред}}}{R_6^2} = \frac{46\,250}{1,75^2} = 15\,102 \text{ кг.}$$

Маса копрових шківів (2 штуки), зведена до тихохідного вала,

$$m_{\text{ш}} = \frac{2I_{\text{ш}}}{R_6^2} = \frac{2 \cdot 2400}{1,75^2} = 1567 \text{ кг,}$$

де $I_{\text{ш}} = 2400 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції копрового шківа.

Маса вантажу, який підіймається, $m_H = 1870 \text{ кг}$.

Маса двох клітей $m_{\text{кл}} = 2 \cdot 2810 = 5620 \text{ кг}$.

Маса двох вагонеток $m_{\text{вг}} = 2 \cdot 900 = 1800 \text{ кг}$.

Маса зрівноважувального (хвостового) каната

$$m_x = m_k(H + 30) = 3,055(475 + 30) = 1543 \text{ кг,}$$

де 30 м — довжина петлі хвостового каната.

Маса головного каната

$$m_{Г.к} = m_k 2(H_{ш} + h_k + L_{ст} + 3\pi D_б + L_{рез}) = \\ = 3,055 \cdot 2(465 + 22,42 + 37,3 + 3 \cdot 3,14 \cdot 3,5 + 30) = 3591 \text{ кг},$$

де $L_{рез} = 30 \text{ м}$ — резервна довжина каната.

Повна маса рухомих частин підіймальної установки, зведена до ободу барабанів,

$$m = m_p + m_m + m_{ред} + m_{ш} + m_{п} + m_{кл} + m_{вг} + m_x + m_{Г.к} = 11\,430 + 30\,204 + \\ + 15\,102 + 1567 + 1870 + 5620 + 1800 + 1543 + 3591 = 72\,727 \text{ кг}.$$

Розрахунок рушійних сил, що діють на обід барабана. Сила, яка виникає впродовж першого періоду руху,

$$F_1 = k(G_{вг} + G_b) + a_1 m = 1,2(8829 + 18\,345) + 0,75 \cdot 72\,727 = 87\,154 \text{ Н},$$

де k — коефіцієнт, який враховує шкідливі опори рухові: для клітьових підіймальних установок $k = 1,2$.

Сили, які виникають упродовж другого і третього періодів руху,

$$F_2 = k(G_{вг} + G_b) = 1,2(8829 + 18\,345) = 32\,609 \text{ Н};$$

$$F_3 = k(G_{вг} + G_b) - a_3 m = 1,2(8829 + 18\,345) - 0,75 \cdot 72\,727 = -21\,936 \text{ Н}.$$

Сила $F_3 < 0$ створюється електродвигуном у режимі противмикання або динамічного гальмування. Застосування механічного гальмування недоцільне.

Еквівалентна тривалість роботи електродвигуна протягом одного робочого циклу

$$T_e = \alpha(t_1 + t_3) + t_2 + \beta\theta = \frac{2}{3}(6,75 + 6,75) + 87,14 + \frac{1}{3}23 = 103,8 \text{ с},$$

де $\alpha = \frac{2}{3}$, $\beta = \frac{1}{3}$ (див. п. 7.2).

Еквівалентна сила

$$F_e = \sqrt{\frac{\int_0^T F^2 dt}{T_e}} = \sqrt{\frac{1471,8 \cdot 10^8}{103,8}} = 3,766 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

при цьому

$$\int_0^T F^2 dt = F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + F_3^2 t_3 = \\ = 87\,154^2 \cdot 6,75 + 32\,609^2 \cdot 87,14 + 21\,936^2 \cdot 6,75 = 1471,8 \cdot 10^8 \text{ Н}^2 \cdot \text{с}.$$

Еквівалентна потужність підйимального електродвигуна

$$P_e = \frac{F_e v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{3,766 \cdot 10^4 \cdot 5,059}{0,95 \cdot 10^3} = 200,55 \text{ кВт.}$$

Отже, вибраний попередньо електродвигун АКН15-31-20 з $P_H = 250 \text{ кВт}$ і $n_H = 290 \text{ об/хв}$ забезпечує роботу підйимальної машини.

Номинальна сила на ободі барабанів

$$F_H = \frac{P_H \eta_{\text{ред}}}{v_{\max \phi}} = \frac{250\,000 \cdot 0,95}{5,059} = 46\,946 \text{ Н.}$$

Кратність пускової сили (момента)

$$\gamma = \frac{F_{\max}}{F_H} = \frac{87\,154}{46\,946} = 1,86 < [\gamma] = \frac{M_{\max}}{M_H} = 2,1.$$

Отже, вибраний електродвигун забезпечить стабільний пуск підйимальної машини із заданим прискоренням кліті.

Розрахунок потужності на валу електродвигуна P_B і потужності P_M , яка споживається з мережі.

На початку пуску при підйманні

$$P_{B1} = \frac{F_1 v_0}{\eta_{\text{ред}}} = 0, \quad v_0 = 0;$$

$$P_{M1} = \frac{F_1 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{87\,154 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 504,5 \text{ кВт}$$

(тут і далі $\eta_{\text{дв}} = 0,92$ — коефіцієнт корисної дії електродвигуна).

Наприкінці пуску

$$P'_{B1} = \frac{F_1 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{87\,154 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95} = 464,1 \text{ кВт};$$

$$P'_{M1} = \frac{F_1 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{87\,154 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 504,5 \text{ кВт.}$$

На початку рівномірного руху

$$P_{B2} = \frac{F_2 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{32\,609 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95} = 173,7 \text{ кВт};$$

$$P_{M2} = \frac{F_2 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{32\,609 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 188,8 \text{ кВт.}$$

Наприкінці рівномірного руху

$$P'_{B2} = 173,7 \text{ кВт}; \quad P'_{M2} = 188,8 \text{ кВт.}$$

На початку уповільненого руху при підйманні

$$P_{в3} = \frac{F_3 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{-21\,936 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95} = -116,8 \text{ кВт};$$

$$P_{м3} = \frac{F_3 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{21\,936 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 127 \text{ кВт}.$$

Наприкінці уповільненого руху

$$P'_{в3} = \frac{F_3 v_0}{\eta_{\text{ред}}} = 0, \quad v_0 = 0;$$

$$P'_{м3} = \frac{F_3 v_{\max \phi}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{21\,936 \cdot 5,059}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 127 \text{ кВт}.$$

Робочі діаграми потужностей наведено на рис. 7.10, з.

Корисні витрати енергії на одне підймання породи у вагонетках

$$W_{\text{к}} = G_{\text{в}} H = 18\,345 \cdot 475 = 8,714 \cdot 10^6 \text{ Дж}.$$

Фактичні витрати енергії за одне підймання

$$\begin{aligned} W_{\phi} &= P_{м1} t_1 + P_{м2} t_2 + P_{м3} t_3 = \\ &= 10^3 (504,5 \cdot 6,75 + 188,8 \cdot 87,14 + 127 \cdot 6,75) = 20,71 \cdot 10^6 \text{ Дж}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт корисної дії підймальної установки

$$\eta_{\text{ПУ}} = \frac{W_{\text{к}}}{W_{\phi}} = \frac{8,714 \cdot 10^6}{20,71 \cdot 10^6} = 0,42.$$

Питомі витрати енергії на підймання однієї тонни породи

$$W_{\text{п}} = \frac{W_{\phi}}{m_{\text{п}}} = \frac{20,71 \cdot 10^6}{1,87} = 11,075 \cdot 10^6 \text{ Дж/т}.$$

7.4 РОЗРАХУНОК ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Вихідні дані: ліфт пасажирський з канатоведучим шківом (див. рис. 7.5, а); у під'їзді житлового будинку ліфтом користуються 450 чоловік; будівельна висота шахти $H_{\text{ш}} = 46,2$ м; максимальна висота підняття кабіни $H = H_{\text{ш}} - h_{\text{п}} = 46,2 - 3,3 = 42,9$ м, $h_{\text{п}} = 3,3$ м — висота поверху.

Розрахунок складається: з вибору підйимальної посудини (кабіни) та швидкості її руху; визначення продуктивності ліфта і кількості ліфтів; вибору підйимальних канатів; визначення потужності та вибору електро-двигуна; визначення кінематичних, силових і енергетичних параметрів ліфта; перевірки канатоведучого шківa на буксування.

7.4.1. ВИБІР КАБІНИ І ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЇЇ РУХУ

Для експлуатації в під'їзді житлового будинку вибираємо ліфт, у кабіні якого розміщується $z = 6$ пасажирів. Вантажність такого ліфта

$$Q = mz = 80 \cdot 6 = 480 \text{ кг},$$

де $m = 80$ кг — маса одного пасажирa. Беремо вантажність ліфта $Q = 500$ кг. Вага вантажу, що підіймається ліфтом,

$$G = Qg = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ Н}.$$

Для цієї вантажності вибираємо кабіну масою $m_{\text{кб}} = 850$ кг (табл. 7.9) та розмірами (в плані): ширина $B_{\text{кб}} = 1100$ мм, глибина $L_{\text{кб}} = 1650$ мм (табл. 7.10); вага кабіни $G_{\text{кб}} = m_{\text{кб}} g = 850 \cdot 9,81 = 8338,5$ Н.

Для житлового будинку з кількістю поверхів $N_{\text{п}} = 14$ ($H_{\text{ш}} = 3,3 \cdot 14 = 46,2$ м) вибираємо ліфт із середньою швидкістю руху кабіни $v = 1,22$ м/с.

Таблиця 7.9. Параметри пасажирських ліфтів

Тип ліфта	Вантажність Q , кг	Кількість пасажирів z , чол.	Максимальна швидкість v_{max} , м/с	Максимальна висота обслуговування H_{max} , м	Максимальна кількість зупинок	Маса кабіни $m_{\text{кб}}$, кг
Звичайний	320	4	0,71	45	9	600
	320	4	1	75	16	600
	500	6	1	75	16	850
	500	6	1,4	100	24	850
	1000	12	1	75	16	1200
	1000	12	1,4	100	24	1200
Швидкісний	1000	12	2	150	40	1200
	1000	12	2,8	150	40	1200
	1000	12	4	150	40	1200
	1600	20	2	150	40	1500
	1600	20	2,8	150	40	1500
	1600	20	4	150	40	1500

Таблиця 7.10. Розміри в плані стандартних кабін пасажирських і вантажних ліфтів

Тип ліфта	Вантажність, кг	Розміри кабіни, мм	
		ширина	глибина
Пасажирський	350	1000	1250
	500	1100	1650
	1000	1750	1600
Лікарняний	500	1500	2500
Вантажний	500	1000	1000
		1000	1500
		1500	1500
		1500	2000
		1500	2000
	1000	2000	2000
		2000	2500
		2000	2500
		2000	3000
		2000	3000
2000	2000	3000	
	2500	3500	
	2500	3500	
	3000	3000	
	3000	4000	
Вантажний із вбудованою монорейкою	1000	2000	2000
		2000	2500
		2000	2500
	2000	2000	3000
		2500	2500
		2500	3500

7.4.2. ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЛІФТА І НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ЛІФТІВ

Продуктивність одного ліфта

$$P = \frac{3600z}{T} \varphi = \frac{3600 \cdot 6}{119,67} \cdot 0,65 = 118 \text{ чол/год,}$$

де T — тривалість одного рейсу кабіни:

$$T = \frac{2H}{v} + t_d = \frac{2 \cdot 42,9}{1,22} + 49,34 = 119,67 \text{ с;}$$

t_d — час, який витрачається на відчинення-зачинення дверей кабіни, вхід-вихід пасажирів, пуск ліфта і т. ін.:

$$t_d = 1,1[t_1(K+1) + t_2z\varphi] = 1,1[6,5(5+1) + 1,5 \cdot 6,0 \cdot 0,65] = 49,34 \text{ с;}$$

t_1 — час, який при кожному зупиненні витрачається на відчинення-зачинення дверей, пуск і зупинення ліфта: беремо $t_1 = 6,5$ с (табл. 7.11); $K = 5$ —

Таблиця 7.11. Час t_1 на відчинення-зачинення дверей кабіни, пуск її і зупинення

Тип ліфта	Швидкість ліфта, м/с	Час t_1 , с		
		Механізовані двері завширшки		Ручне керування дверима
		до 1000 мм (двостулкові)	до 800 мм (одностулкові)	
Вантажний	0,5	—	—	12...15
	0,63	—	—	9...12
Пасажи́рський	1	6,5...7,5	7—9	10...13
	2,5	7,5...8,5	—	—
	3,5	8...10	—	—

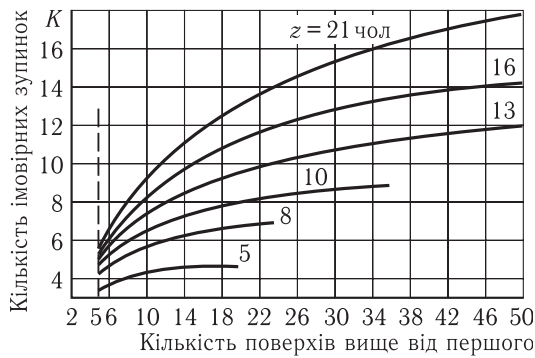


Рис. 7.11. Залежність кількості ймовірних зупинок кабіни пасажирського ліфта від місткості кабіни

кількість ймовірних зупинок ліфта на поверхах, вищих від першого (рис. 7.11); $t_2 = 1,5 \dots 2,0$ с — час, який витрачається пасажирями на вхід і вихід із кабіни: для двостулкових дверей беремо $t_2 = 1,5$ с; φ — коефіцієнт заповнення кабіни; для ліфтів житлових будинків

тків громадських споруд $\varphi = 0,8 \dots 0,9$, для ліфтів житлових будинків $\varphi = 0,6 \dots 0,7$, беремо $\varphi = 0,65$.

Визначаємо розрахунковий п'ятихвилинний пасажиропотік

$$P_5 = K_0 P_H = 0,04 \cdot 450 = 18 \text{ чол.},$$

де $P_H = 450$ чол. — кількість людей, які користуються ліфтом; $K_0 = 0,04$ — дослідний коефіцієнт (табл. 7.12).

Таблиця 7.12. Коефіцієнт K_0 для підрахунку найбільшого (п'ятихвилинного) пасажиропотоку

Призначення будівлі	Характер пасажиропотоку	Коефіцієнт K_0
Житлові будинки Готелі	У двох напрямках	0,03...0,05
		0,05...0,07
Адміністративні будівлі Театри Навчальні заклади	В одному напрямку	0,12...0,20
		0,15...0,20
		0,20...0,35

Розрахунковий пасажиропотік за 1 год

$$P_p = \frac{60}{5} P_5 = \frac{60}{5} 18 = 216 \text{ чол/год.}$$

Необхідна кількість ліфтів

$$z_{\text{л}} = \frac{P_p}{P} = \frac{216}{118} = 1,83.$$

Отже, у під'їзді житлового будинку треба встановити два ліфти. Тривалість очікування пасажиром повернення кабіни на перший поверх

$$t_{\text{оч}} = \frac{T}{z_{\text{л}}} = \frac{119,67}{2} = 59,8 \text{ с.}$$

У житлових будинках і готелях допустима тривалість очікування* $t_{\text{оч}} = 40 \dots 60$ с; у спорудах адміністративного, розважального і навчального призначення — $30 \dots 45$ с.

7.4.3. ВИБІР ПІДЙІМАЛЬНИХ КАНАТІВ

Для ліфта з канатоведучим шківом вантажністю $Q = 500$ кг, виконаного згідно зі схемою, наведеною на рис. 7.5, а, без відхильних шківів, діаметр привідного шківа становить 930 мм (табл. 7.13). Якщо відстань (у плані) між центрами ваги кабіни і противаги 930 мм, то кабіна і противага вільно поміщаються в шахті й не перешкоджають взаємному відносному рухові.

Для ліфта вантажністю $Q = 500$ кг, кількість підйимальних канатів $z_k = 4$.

Канати, призначені для підвішування кабіни, розраховують за статичним натягом від ваги кабіни $G_{\text{кб}}$, ваги номінального вантажу G і максимальної власної ваги канатів G_k (коли кабіна внизу).

Сила натягу одного каната

$$S = \frac{G + G_{\text{кб}} + G_k}{z_k} = \frac{4905 + 8338,5 + 951}{4} = 3549 \text{ Н,}$$

де G_k — вага каната типу ЛК-РО діаметром $d_k = 11,5$ мм, який передбачено використати в ліфті:

$$G_k = q_k L_k = 5,1 \cdot 186,4 = 951 \text{ Н;}$$

$q_k = m_k g = 0,52 \cdot 9,81 = 5,1$ Н/м — лінійна (погонна) вага каната; $m_k = 0,52$ кг/м — лінійна (погонна) маса каната; L_k — довжина канатів, коли кабіна внизу:

$$L_k = z_k (H_{\text{ш}} - h_{\text{кб}} + h_0 + h_{\text{рез}}) = 4(46,2 - 2,3 + 1,2 + 1,5) = 186,4 \text{ м;}$$

$h_{\text{кб}} = 2,3$ м — висота кабіни; $h_0 = 1,2$ м — відстань від стелі верхнього поверху до центра канатоведучого шківа (рис. 7.12); $h_{\text{рез}} = 1,5$ м — резервна довжина каната.

*Павлов Н. Г. Лифты и подъемники. — М.; Л.: Машиностроение, 1965.

Таблиця 7.13. Технічні характеристики ліфтів з канатоведучим шківом

Тип ліфта	Тип лебідки	Передатне число редуктора n_p	Діаметр шківів $D_{ш}$, мм	Кількість канатів z_k	Тип електро-двигуна	Потужність P_n , кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$, об/хв	Коефіцієнт перевантаження ψ	Момент інерції, кг · м ²		
									шківів гальмівного I_g	потора I_p	
Пасажи́рський 350 × 0,65 320 × 0,71 320 × 1 500 × 1,4 500 × 1 1000 × 1 1000 × 1,4 1000 × 4/2 Вантажно-пасажи́рський 500 × 1 1000 × 1 1600 × 1 Вантажний 500 × 0,5 1000 × 0,5* 2000 × 0,5* 3200 × 0,5* 5000 × 0,25* Висадний 500 × 0,5 1000 × 0,5 2000 × 0,5 3200 × 0,5	ЛП 150-59	59	770	3	АС 62-6/18	3,5/1,16	940/283	2,0/1,5	0,043	0,043	
	ЛП 160-50	50	800	3	АС 62-6/18	3,5/1,16	940/283	2,0/1,5	0,043	0,043	
	ЛП 160-40	40	800	3	АС 2-91-6/24	7,0/1,75	930/200	2,5/1,7	0,071	0,171	
	ЛП 180-35	35	930	4	АС 2-92-6/24	10/2,5	930/200	2,5/1,8	0,089	0,178	
	ЛП 180-45	45	930	4	АС 2-91-6/24	7,0/1,75	930/200	2,5/1,7	0,071	0,171	
	ЛП 225-45	45	950	6	АС 2-93-6/24	14/3,5	920/195	2,8/1,8	0,089	0,199	
	ЛП 225-35	35	950	6	АС 2-101-6/24	20/5,0	930/195	2,8/1,8	0,133	0,234	
	—	—	—	560	8	МПЛ 40-136	40/20	136/68	2	—	2,55
	ЛП 180-45	45	930	4	АС 2-91-6/24	7,0/1,75	930/200	2,5/1,7	0,071	0,171	
	ЛП 225-35	35	650	6	АС 91-6/24	14/3,5	950/250	2,6/1,9	0,089	0,181	
ЛП 225-35	35	700	6	АС 2-101-6/24	20/5,0	930/195	2,8/1,6	0,133	0,234		
ЛГ 160-50	50	500	4	АС 2-72-6/24	3,5/1,17	950/275	2,0/1,5	0,066	0,046		
ЛГ 160-25	25	500	4	АС 2-72-6/18	3,5/1,75	950/275	2,2/1,5	0,069	0,097		
ЛГ 225-35	35	700	6	АС 2-93-6/24	14/3,5	920/195	2,8/1,8	0,089	0,199		
ЛГ 225-35	35	700	6	АС 2-101-6/24	20/5,0	930/195	2,8/1,8	0,133	0,234		
ЛГ 225-35	35	700	8	АС 2-101-6/24	20/5,0	930/195	2,8/1,8	0,133	0,234		
ЛГ 160-25	25	500	4	АС 2-72-6/18	3,5/1,75	950/275	2,2/1,5	0,069	0,097		
ЛГ 160-25	25	500	4	АС 2-91-6/24	7,0/1,75	930/200	2,5/1,7	0,071	0,171		
ЛГ 225-35	35	700	4	АС 2-93-6/24	14/3,5	920/195	2,8/1,8	0,089	0,199		
ЛГ 225-35	35	700	6	АС 2-101-6/24	20/5,0	930/195	2,8/1,8	0,133	0,234		

* 3 поліпастиною підвіскою кабіни і противаги

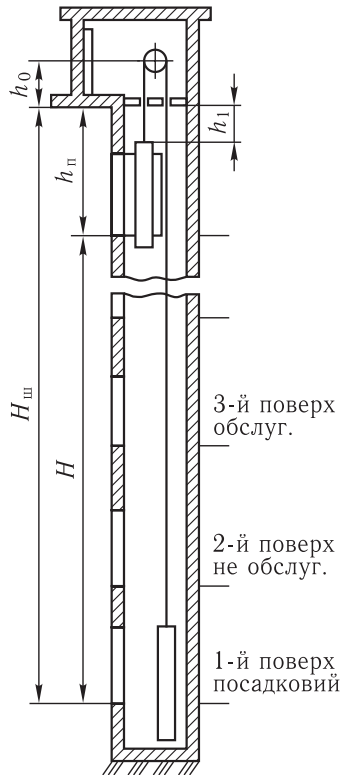
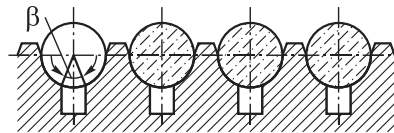


Рис. 7.12. Схема пасажирського ліфта

Рис. 7.13. Профіль канатоведучого шківа



Розривна сила каната

$$S_p \geq k_k S = 13 \cdot 3549 = 46\,137 \text{ Н,}$$

де $k_k = 13$ — запас міцності каната (табл. 7.14).

Попередньо, до перевірки каната за допустимим тиском на шків, вибираємо канат типу ЛК-РО з границею міцності дротів $\sigma_B = 1766$ МПа, діаметром $d_k = 11,5$ мм, з лінійною (погонною) масою $m_k = 0,52$ кг/м ($q_k = 5,1$ Н/м) та розривною силою всіх дротів $G_z = 75,19$ кН — найближче більше табличне значення відносно S_p .

Щоб остаточно вибрати канат, перевіряємо його за допустимим тиском на канатоведучий шків. Робочий профіль шківа має підріз (рис. 7.13) з кутом $\beta = 100^\circ$. При такому підрізі зведений коефіцієнт тертя між канатом і шківом $\mu = 0,192$. Для інших кутів підрізу значення μ :

β^0	0	30	60	90	100	110	120	130
μ	0,107	0,117	0,137	0,173	0,192	0,216	0,246	0,289

Таблиця 7.14. Найменші допустимі запаси міцності канатів для ліфтів

Тип лебідки	Номинальна швидкість, м/с	Запас міцності ліфта k_k	
		вантажного без провідника, малого	вантажного з провідником, пасажирського, лікарняного
Барабанна	До 1	8	9
З канатоведучим шківом	До 1	10	12
	1...2	11	13
	2...4	12	14
	>4	13	15

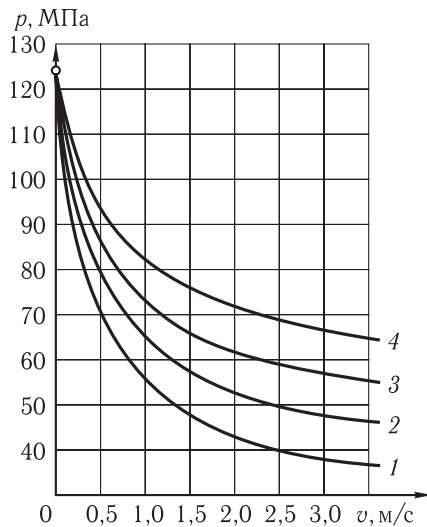


Рис. 7.14. До розрахунків канатоведучих шківів за максимальним тиском: 1 — для пасажирських ліфтів у режимі інтенсивної роботи; 2 — те саме в режимі неінтенсивної роботи; 3 — для вантажних ліфтів у режимі інтенсивної роботи; 4 — те саме в режимі неінтенсивної роботи

Допустиме навантаження на кожний канат*

$$S = d_k D_{ш} p \frac{\pi - \beta - \sin \beta}{8 \cos(\beta/2)} =$$

$$= 0,0115 \cdot 0,93 \cdot 4,25 \cdot 10^6 \times$$

$$\times \frac{3,14 - 1,74 - \sin 100^\circ}{8 \cos(100/2)} = 3636 \text{ Н,}$$

де p — допустимий тиск між канатом і шківом: щоб запобігти надмірному спрацюванню шківа і каната, допустимий тиск беремо з 15 %-м запасом, тобто $p = 0,85 p_{\max} = 0,85 \cdot 5 = 4,25$ МПа; $p_{\max} = 5$ МПа — максимально допустимий тиск (рис. 7.14) для пасажирського ліфта з канатоведучим шківом у режимі інтенсивної роботи.

Кількість канатів

$$z_k = \frac{G + G_{кб} + G_k}{S} = \frac{4905 + 8338,5 + 951}{3636} = 3,9.$$

Остаточно приймаємо $z_k = 4$ і вибираємо канат типу ЛК-РО конструкції $6 \times 36 \left(1 + 7 + \frac{7}{7} + 14\right) + 1$ о.о., діаметром $d_k = 11,5$ мм, з границею міцності $\sigma_B = 1766$ МПа. Діаметр канатоведучого шківа має задовольняти умову

$$D_{ш} \geq e d_k = 40 \cdot 11,5 = 460 \text{ мм,}$$

де e — коефіцієнт, який залежить від типу і швидкості ліфта: у нашому розрахунку $e = 40$; для інших типів ліфтів:

Тип ліфта	Коефіцієнт e
Пасажирські й вантажні ліфти з провідником (швидкість руху понад 2 м/с)	45
Те саме і лікарняні (швидкість руху до 2 м/с)	40
Вантажні ліфти без провідника та малі	30

*Руденко Н. Ф. Грузоподъемные машины. — М.: Машгиз, 1958.

7.4.4. РОЗРАХУНОК КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Для розрахунку кінематичних параметрів вибираємо п'ятиперіодну робочу діаграму (рис. 7.15).

Середня швидкість руху кабіни $v = 1,22$ м/с.

Беремо прискорення:

під час пуску $a_1 = 1,0$ м/с²;

під час гальмування $a_3 = 1,0$ м/с² і $a_5 = 0,5$ м/с² (табл. 7.15).

Вага противаги

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{кб}} + \psi_{\text{зр}} G = 8338,5 + 0,4 \cdot 4905 = 10\,301 \text{ Н},$$

де $\psi_{\text{зр}}$ — коефіцієнт зрівноважування ваги вантажу: беремо $\psi_{\text{зр}} = 0,4$, що відповідає коефіцієнту використання ліфта $\phi = 0,8$.

Розрахункова потужність привідного механізму ліфта

$$P = \frac{Fv}{10^3 \eta_{\text{ред}}} = \frac{4237 \cdot 1,22}{10^3 \cdot 0,7} = 4,7 \text{ кВт},$$

де F — колова сила на шківу:

$$\begin{aligned} F &= G + G_{\text{кб}} + G_{\text{к}} + W - G_{\text{пр}} = \\ &= G(1 - \psi_{\text{зр}}) + G_{\text{к}} + W = \\ &= 4905(1 - 0,4) + 951 + 343,4 = \\ &= 4237 \text{ Н}; \end{aligned}$$

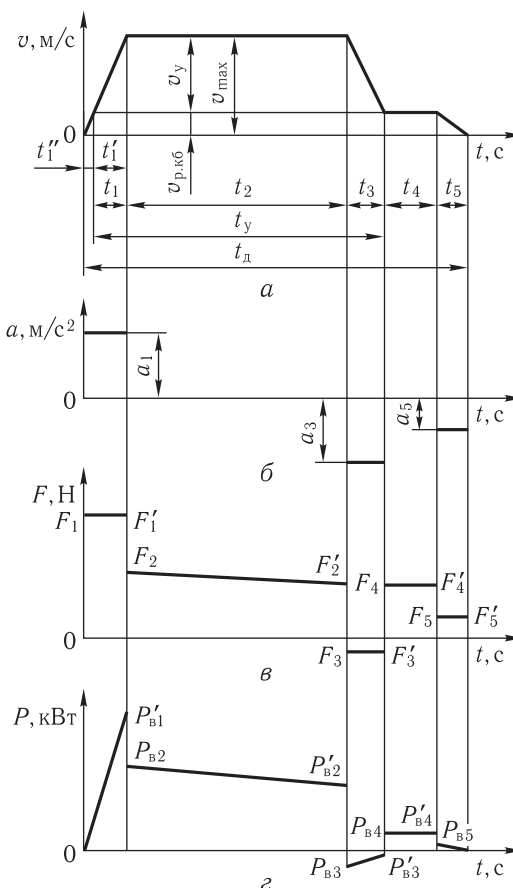
W — додатковий опір рухові кабіни:

$$W = K_1 G = 0,07 \cdot 4905 = 343,4 \text{ Н};$$

K_1 — коефіцієнт, який враховує опір рухові кабіни в напрямних: для ліфтів вантажністю до 2000 кг з ковзними

Рис. 7.15. Робочі діаграми пасажирського ліфта:

a — швидкості; b — прискорень; v — сил на канатоведучому шківі; z — потужностей



Таблиця 7.15. Точність зупинення і найбільші допустимі прискорення (уповільнення) руху кабін ліфтів

Тип ліфта	Найбільше допустиме прискорення a , м/с ²	Точність зупинення Δ , мм
Пасажирський вантажністю до 1000 кг з двошвидкісним двигуном (швидкість руху кабіни $v > 0,75$ м/с)	1,5	± 35
Лікарняний	1,0	± 15
Вантажний з кнопковим керуванням, $v = 0,5$ м/с	1,5	± 15
Малі вантажні зі швидкостями v , м/с:		
0,25	—	± 25
0,5	—	± 50

башмаками $K_1 = 0,07$; $\eta_{ред} = 0,7$ — коефіцієнт корисної дії черв'ячного редуктора.

За розрахунковою потужністю вибираємо двошвидкісний електро-двигун типу АС2–92–6/24 потужністю $P = 10/2,5$ кВт, частота обертання вала $n = 930/200$ об/хв, коефіцієнт перевантаження $\psi = \frac{M_{max}}{M_H} = \frac{2,5}{1,8}$, момент інерції ротора $I_p = 0,178$ кг·м², момент інерції гальмівного шківів, встановленого на валу двигуна, $I_{г.ш} = 0,089$ кг·м².

У третьому періоді робочої діаграми, щоб перейти на знижену швидкість, електродвигун перемикають на частоту обертання $n = 200$ об/хв, при цьому швидкість руху кабіни

$$v_{p.кб} = \frac{200}{930} 1,22 = 0,26 \text{ м/с.}$$

Параметри діаграми:

$$\text{тривалість руху кабіни } t_{p.кб} = \frac{H}{v} = \frac{42,9}{1,22} = 35,16 \text{ с;}$$

$$\text{тривалість пуску в першому періоді } t_1 = \frac{v}{a_1} = \frac{1,22}{1,0} = 1,22 \text{ с;}$$

$$\text{шлях, пройдений кабіною за час пуску, } h_1 = \frac{0+v}{2} t_1 = \frac{1,22}{2} 1,22 = 0,74 \text{ м;}$$

$$\text{умовна швидкість } v_y = v - v_{p.кб} = 1,22 - 0,26 = 0,96 \text{ м/с;}$$

$$\text{тривалість гальмування у третьому періоді } t_3 = \frac{v_y}{a_3} = \frac{0,96}{1,0} = 0,96 \text{ с;}$$

$$\text{шлях, пройдений кабіною за час гальмування в третьому періоді, } h_3 = \frac{v_y + 0}{2} t_3 = \frac{0,96}{2} 0,96 = 0,46 \text{ м;}$$

$$\text{тривалість гальмування в п'ятому періоді } t_5 = \frac{v_{p.кб}}{a_5} = \frac{0,26}{0,5} = 0,52 \text{ с;}$$

шлях, пройдений кабіною за час гальмування в п'ятому періоді, $h_5 = \frac{0 + v_{p.кб}}{2} t_5 = \frac{0,26}{2} 0,52 = 0,068$ м.

Довжина шляху, який кабіна проходить зі швидкістю $v_{p.кб} = 0,26$ м/с, $h_4 = 0,21$ м, тривалість цього руху $t_4 = \frac{h_4}{v_{p.кб}} = \frac{0,21}{0,26} = 0,8$ с.

Щоб визначити максимальну швидкість руху кабіни v_{max} , фактичну п'ятиперіодну діаграму її швидкості замінюємо умовною триперіодною з параметрами: висота підняття H_y , тривалість руху t , швидкість руху $v_{т.у}$ (див. рис. 7.15).

Час для реалізації умовної триперіодної діаграми

$$t_y = t_{p.кб} - \frac{v_{p.кб}}{a_1} - \frac{h_4}{v_{p.кб}} - \frac{v_{p.кб}}{a_5} = 35,16 - \frac{0,26}{1,0} - \frac{0,21}{0,26} - \frac{0,26}{0,5} = 29,58 \text{ с;}$$

$$t_1'' = \frac{v_{p.кб}}{a_1} = \frac{0,26}{1,0} = 0,26 \text{ с; } t_1' = t_1 - t_1'' = 1,22 - 0,26 = 0,96 \text{ с;}$$

$$h_1'' = \frac{0 + v_{p.кб}}{2} t_1'' = \frac{0,26}{2} 0,26 = 0,034 \text{ м.}$$

За умовною триперіодною діаграмою швидкості руху кабіни: довжина шляху

$$H_y = H - h_1'' - h_4 - h_5 - v_{p.кб} t_y = 42,9 - 0,034 - 0,21 - 0,068 - 0,26 \cdot 29,58 = 34,9 \text{ м;}$$

біном прискорень

$$\xi_\alpha = \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} = \frac{1}{1,0} + \frac{1}{1,0} = 2 \text{ (м/с}^2\text{)}^{-1};$$

константа кінематичного режиму

$$E_\alpha = \frac{t_y^2}{\xi_\alpha H_y} = \frac{29,58^2}{2 \cdot 34,9} = 12,54;$$

множник швидкості

$$\alpha = E_\alpha - \sqrt{E_\alpha^2 - 2E_\alpha} = 12,54 - \sqrt{12,54^2 - 2 \cdot 12,54} = 1,043;$$

максимальна швидкість

$$v_{max y} = \alpha \frac{H_y}{t_y} = 1,043 \frac{34,9}{29,58} = 1,23 \text{ м/с.}$$

Максимальна швидкість за фактичною діаграмою

$$v_{max} = v_{max y} + v_{p.кб} = 1,23 + 0,26 = 1,49 \text{ м/с.}$$

Частота обертання канатоведучого шківa

$$n_{\text{ш}} = \frac{60v_{\text{max}}}{\pi D_{\text{ш}}} = \frac{60 \cdot 1,49}{3,14 \cdot 0,93} = 30,61 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора, що відповідає максимальній швидкості кабіни,

$$u_{\text{р}} = \frac{n}{n_{\text{ш}}} = \frac{930}{30,61} = 30,38.$$

Щоб забезпечити максимальну швидкість, треба спроектувати редуктор підйімальної лебідки з передатним числом $u_{\text{р}} = 30,38$.

Для нашого розрахунку базовою візьмемо підйімальну лебідку типу ЛП180, але спроектуємо її з передатним числом $u_{\text{л}} = 30$. Тоді фактична частота обертання шківa

$$n_{\text{ш.ф}} = \frac{n}{u_{\text{л}}} = \frac{930}{30} = 31 \text{ об/хв.}$$

Фактична максимальна швидкість руху кабіни

$$v_{\text{max ф}} = \frac{\pi D_{\text{ш}} n_{\text{ш.ф}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,93 \cdot 31}{60} = 1,51 \text{ м/с}$$

(відхилення від розрахункової становить 1,3 %).

7.4.5. РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ЛІФТА

Визначимо повну масу частин пасажирського ліфта, зведену до твірної канатоведучого шківa.

Зведені до твірної шківa маси:
ротора двигуна

$$m_{\text{р}} = \frac{I_{\text{р}}}{R_{\text{ш}}^2} u_{\text{л}}^2 = \frac{0,178 \cdot 30^2}{0,465^2} = 741 \text{ кг}, \quad R_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{ш}}}{2} = \frac{0,93}{2} = 0,465 \text{ м};$$

гальмового шківa

$$m_{\text{г.ш}} = \frac{I_{\text{г.ш}}}{R_{\text{ш}}^2} u_{\text{л}}^2 = \frac{0,089 \cdot 30^2}{0,465^2} = 370 \text{ кг};$$

редуктора

$$m_{\text{ред}} = \frac{I_{\text{ред}}}{R_{\text{ш}}^2} u_{\text{л}}^2 = \frac{0,04 \cdot 30^2}{0,465^2} = 167 \text{ кг};$$

привідного шківa

$$m_{\text{ш}} = \frac{I_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}^2} = \frac{41,6}{0,465^2} = 192 \text{ кг},$$

де $I_{\text{ред}}$ — момент інерції редуктора, зведений до швидкохідного вала:

$$I_{\text{ред}} = (\delta - 1)(I_p + I_{\text{г.ш}}) = (1,15 - 1)(0,178 + 0,089) = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_{\text{ш}} = 41,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції канатоведучого шківа.

Маса вантажу $m_{\text{п}} = 500 \text{ кг}$. Маса кабіни $m_{\text{кб}} = 850 \text{ кг}$. Маса противаги $m_{\text{пр}} = 1050 \text{ кг}$. Маса канатів $m_{\text{к}} = m_{\text{кб}} L_3 = 0,52 \cdot 206,2 = 107 \text{ кг}$, де L_3 — загальна довжина канатів:

$$L_3 = L_{\text{к}} + L_{\text{к.п}} = 186,4 + 19,84 = 206,2 \text{ м};$$

$L_{\text{к}} = 186,4 \text{ м}$ — довжина канатів з боку кабіни, коли вона внизу; $L_{\text{к.п}}$ — довжина канатів з боку противаги, коли кабіна вгорі, і ділянки канатів, що огинають шків (див. рис. 7.12):

$$\begin{aligned} L_{\text{к.п}} &= z_{\text{к}} \left[h_0 + (h_{\text{п}} - h_{\text{пр}}) + 0,5\pi D_{\text{ш}} + h_{\text{рез}} \right] = \\ &= 4[1,2 + (3,3 - 2,5) + 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,93 + 1,5] = 19,84 \text{ м}; \end{aligned}$$

$h_{\text{п}} = 3,3 \text{ м}$ — висота поверху; $h_{\text{пр}} = 2,5 \text{ м}$ — висота противаги.

Повна маса частин шківа, зведена до твірної шківа,

$$\begin{aligned} m &= m_{\text{р}} + m_{\text{г.ш}} + m_{\text{ред}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{пр}} + m_{\text{кб}} + m_{\text{пр}} + m_{\text{к}} = \\ &= 741 + 370 + 167 + 192 + 500 + 850 + 1050 + 107 = 3977 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Розраховуємо рухомі зусилля на ободі канатоведучого шківа.

Зусилля на першому етапі руху

$$\begin{aligned} F_1 &= k \left[(1 - \psi_{\text{зр}})G + q_{\text{к}}L_{\text{к}} \right] + a_1 m = \\ &= 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 5,1 \cdot 186,4] + 1,0 \cdot 3977 = 8143 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де k — коефіцієнт, який враховує шкідливий опір рухові: для ліфтів вантажністю до 2000 кг з ковзними башмаками $k = 1,07$.

Зусилля на початку другого етапу руху

$$F_2 = k \left[(1 - \psi_{\text{зр}})G + q_{\text{к}}L_{\text{к}} \right] = 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 5,1 \cdot 186,4] = 4166 \text{ Н}.$$

Зусилля наприкінці цього етапу

$$F_2' = k \left[(1 - \psi_{\text{зр}})G + 4q_{\text{к}}(h_1 + h_0) \right] = 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 4 \cdot 5,1(1 + 1,2)] = 3197 \text{ Н}.$$

Зусилля на початку третього етапу руху

$$\begin{aligned} F_3 &= k \left[(1 - \psi_{\text{зр}})G + 4q_{\text{к}}(h_1 + h_0) \right] - ma_3 = \\ &= 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 4 \cdot 5,1(1 + 1,2)] - 1,0 \cdot 3977 = -780 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Зусилля наприкінці цього етапу

$$F'_3 = -780 \text{ Н.}$$

Оскільки в третьому періоді $F < 0$, то таке зусилля забезпечується двигуном у режимі генераторного гальмування.

Третій період починається з моменту перемикання обмотки з високою частотою обертання на обмотку з малою частотою; у цей час відбувається генераторне гальмування.

Зусилля на початку і наприкінці четвертого етапу руху

$$\begin{aligned} F_4 = F'_4 &= k[(1 - \psi_{зп})G + 4q_k(h_1 + h_0)] = \\ &= 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 4 \cdot 5,1(1 + 1,2)] = 3197 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Зусилля на початку і наприкінці п'ятого етапу руху

$$\begin{aligned} F_5 = F'_5 &= k[(1 - \psi_{зп})G + 4q_k(h_1 + h_0)] - ma_5 = \\ &= 1,07[(1 - 0,4) \cdot 4905 + 4 \cdot 5,1(1 + 1,2)] - 0,5 \cdot 3977 = 1209 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Еквівалентна тривалість роботи двигуна протягом одного циклу в двигунному режимі

$$\begin{aligned} T_e &= \alpha(t_1 + t_3 + t_4 + t_5) + t_2 + \beta_0 t_{\text{дод}} = \\ &= \frac{2}{3}(1,51 + 1,19 + 0,66 + 0,64) + 27,12 + \frac{1}{3}20,75 = 36,71 \text{ с,} \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{v_\phi}{a_1} = \frac{1,51}{1,0} = 1,51 \text{ с; } v_{\text{р.к.}\phi} = 1,51 \frac{200}{930} = 0,32 \text{ м/с;} \\ t_3 &= \frac{v_\phi - v_{\text{р.к.}\phi}}{a_3} = \frac{1,51 - 0,32}{1,0} = 1,19 \text{ с; } t_5 = \frac{v_{\text{р.к.}\phi}}{a_5} = \frac{0,32}{0,5} = 0,64 \text{ с;} \\ t_2 &= \frac{H_p}{v_\phi} = \frac{40,95}{1,51} = 27,12 \text{ с; } t_4 = \frac{h_4}{v_{\text{р.к.}\phi}} = \frac{0,21}{0,32} = 0,66 \text{ с;} \end{aligned}$$

H_p — шлях рівномірного руху при фактичній швидкості руху кабіни:

$$H_p = H - h_1 - h_3 - h_5 = 42,9 - 1,14 - 0,71 - 0,102 = 40,95 \text{ м;}$$

$$h_1 = \frac{v_\phi + 0}{2} t_{1\phi} = \frac{1,51}{2} 1,51 = 1,14 \text{ м;}$$

$$h_3 = \frac{v_\phi - v_{\text{р.к.}\phi}}{2} t_3 = \frac{1,51 - 0,32}{2} 1,19 = 0,71 \text{ м;}$$

$$h_5 = \frac{v_{\text{р.к.}\phi}}{2} t_5 = \frac{0,32}{2} 0,64 = 0,102 \text{ м.}$$

Уточнюємо додатковий час при підйманні повністю завантаженого ліфта на верхній поверх:

$$t_{\text{дод}} = 1,1[t_1(k+1) + t_2 z\phi] = 1,1[6,5(1+1) + 1,5 \cdot 6 \cdot 0,65] = 20,75 \text{ с};$$

$k = 1$, якщо ліфт зупинився на верхньому поверсі.

Щоб розрахувати потужність підйимального двигуна, визначимо еквівалентне зусилля

$$F_e = \sqrt{\frac{\int_0^T F^2 dt}{T_e}} = \sqrt{\frac{481,92 \cdot 10^6}{36,71}} = 3623 \text{ Н},$$

де

$$\begin{aligned} \int_0^T F^2 dt &= F_1^2 t_1 + \frac{F_2^2 + (F_2')^2}{2} t_2 + F_3^2 t_3 + F_4^2 t_4 + F_5^2 t_5 = \\ &= 8143^2 \cdot 1,51 + \frac{4166^2 + 3197^2}{2} \cdot 27,12 + 780^2 \cdot 1,19 + \\ &+ 3197^2 \cdot 0,66 + 1209^2 \cdot 0,64 = 481,92 \cdot 10^6 \text{ Н}^2 \cdot \text{с}. \end{aligned}$$

Еквівалентна потужність підйимального двигуна

$$P_e = \frac{F_e v_{\text{max}\phi}}{10^3 \eta_p} = \frac{3623 \cdot 1,51}{10^3 \cdot 0,85} = 6,44 \text{ кВт}.$$

Отже, вибраний раніше двигун АС-92-6/24 потужністю $P_H = 10/2,5$ кВт і $n = 930/200$ об/хв забезпечує роботу пасажирського ліфта.

Номінальне зусилля на канатоведучому шківі

$$F_H = \frac{P_H \eta_p}{v_{\text{max}}} = \frac{10 \cdot 0,85}{1,51} = 5629 \text{ Н}.$$

Кратність пускового зусилля (моменту)

$$\psi = \frac{F_{\text{max}}}{F_H} = \frac{8143}{5629} = 1,45 < [\psi] = 2,5.$$

Вибраний двигун забезпечує стабільний пуск із заданим прискоренням кабіни ліфта.

7.4.6. ПЕРЕВІРКА КАНАТОВЕДУЧОГО ШКІВА НА БУКСУВАННЯ

Завантажений повністю на першому поверсі ліфт має бути запущений без пробуксовування канатоведучого шківа відносно підйимальних канатів. Для цього має виконуватися умова

$$S_{\text{нб.д}} \leq S_{\text{зб.д}} e^{\mu\alpha},$$

де $S_{\text{нб.д}}$ — зусилля в набіжній вітці підйимального каната в період запуску:

$$\begin{aligned} S_{\text{нб.д}} &= G + G_{\text{кб}} + G_{\text{к}} + W + m_1 a_1 = \\ &= 4905 + 8338,5 + 951 + 343,4 + 1,0 \cdot 1447 = 15\,985 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$S_{\text{зб.д}}$ — зусилля в збіжній вітці підйимального каната:

$$S_{\text{зб.д}} = G_{\text{пр}} + G_{\text{к2}} - m_2 a_1 = 10\,301 + 98 - 1060 \cdot 1 = 9340 \text{ Н};$$

$\mu = 0,192$ — зведений коефіцієнт тертя між канатами і шківом, якщо кут підрізу $\beta = 100^\circ$; m_1 і m_2 — маси підвісу з боку відповідно кабіни і проти ваги; $G_{\text{к2}}$ — вага канатів з боку проти ваги.

Після підстановки числових значень маємо

$$S_{\text{нб.д}} = 15\,985 < S_{\text{зб.д}} e^{\mu\alpha} = 9340 \cdot 2,71^{0,192 \cdot 3,14} = 17\,068 \text{ Н}.$$

Отже, буксування немає.

7.4.7. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛІФТА

Потужність підйимального двигуна та споживану енергію визначаємо для одного випадку, а саме, коли ліфт підіймається з номінальним вантажем з першого поверху на верхній.

Розрахуємо потужність на валу двигуна $P_{\text{в}}$ та потужність $P_{\text{м}}$, яка споживається із мережі.

На початку підймання (розгін при підйманні)

$$P_{\text{в1}} = \frac{F_1 \cdot 0}{2} = 0; \quad P_{\text{м1}} = \frac{F_1 v_{\text{max}\phi}}{\eta_{\text{р}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{8143 \cdot 1,51}{0,85 \cdot 0,92} = 15,72 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{дв}} = 0,92$ — коефіцієнт корисної дії двигуна.

У кінці розгону

$$P'_{\text{в1}} = \frac{F_1 v_{\text{max}\phi}}{\eta_{\text{р}}} = \frac{8143 \cdot 1,51}{0,85} = 14,47 \text{ кВт};$$

$$P'_{\text{м1}} = \frac{F_1 v_{\text{max}\phi}}{\eta_{\text{р}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{8143 \cdot 1,51}{0,85 \cdot 0,92} = 15,72 \text{ кВт}.$$

На початку рівномірного руху

$$P_{\text{в2}} = \frac{F_2 v_{\text{max}\phi}}{\eta_{\text{р}}} = \frac{4166 \cdot 1,51}{0,85} = 7,4 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{м2}} = \frac{F_2 v_{\text{max}\phi}}{\eta_{\text{р}} \eta_{\text{дв}}} = \frac{4166 \cdot 1,51}{0,85 \cdot 0,92} = 8,04 \text{ кВт}.$$

Наприкінці рівномірного руху

$$P'_{в2} = \frac{F'_2 v_{\max \phi}}{\eta_p} = \frac{3197 \cdot 1,51}{0,85} = 5,68 \text{ кВт};$$

$$P'_{м2} = \frac{F'_2 v_{\max \phi}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{3197 \cdot 1,51}{0,85 \cdot 0,92} = 6,17 \text{ кВт}.$$

На початку уповільнення в третьому періоді

$$P_{в3} = F_3 v_{\max \phi} \eta_p = -780 \cdot 1,51 \cdot 0,85 = -1,0 \text{ кВт};$$

$$P_{м3} = F_3 v_{\max \phi} \eta_p \eta_{дв} = 780 \cdot 1,51 \cdot 0,85 \cdot 0,92 = 0,92 \text{ кВт}.$$

Наприкінці уповільнення в цьому періоді

$$P'_{в3} = F'_3 v_{р.к.ф} \eta_p = -780 \cdot 0,32 \cdot 0,85 = -0,21 \text{ кВт};$$

$$P'_{м3} = F'_3 v_{\max \phi} \eta_p \eta_{дв} = 780 \cdot 1,51 \cdot 0,85 \cdot 0,92 = 0,92 \text{ кВт}.$$

На початку рівномірного руху в четвертому періоді

$$P_{в4} = \frac{F_4 v_{р.к.ф}}{\eta_p} = \frac{3197 \cdot 0,32}{0,85} = 1,2 \text{ кВт};$$

$$P_{м4} = \frac{F_4 v_{\max \phi}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{3197 \cdot 1,51}{0,85 \cdot 0,92} = 6,17 \text{ кВт}.$$

Наприкінці рівномірного руху в цьому періоді

$$P'_{в4} = 1,2 \text{ кВт}; \quad P'_{м4} = 6,17 \text{ кВт}.$$

На початку уповільнення в п'ятому періоді

$$P_{в5} = \frac{F_5 v_{р.к.ф}}{\eta_p} = \frac{1209 \cdot 0,32}{0,85} = 0,46 \text{ кВт};$$

$$P_{м5} = \frac{F_5 v_{\max \phi}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{1209 \cdot 0,51}{0,85 \cdot 0,92} = 0,79 \text{ кВт}.$$

Наприкінці уповільнення в цьому періоді

$$P'_{в5} = \frac{F'_5 \cdot 0}{\eta_p} = \frac{1209 \cdot 0}{0,85} = 0;$$

$$P'_{м5} = \frac{F'_5 v_{\max \phi}}{\eta_p \eta_{дв}} = \frac{1209 \cdot 0,51}{0,85 \cdot 0,92} = 0,79 \text{ кВт}.$$

Робочі діаграми зображено на рис. 7.15. За аналогічною методикою розраховуємо енергосилові параметри:

- при підйманні противаги й опусканні кабіни;
- при підйманні порожньої кабіни й опусканні противаги;
- при підйманні противаги й опусканні завантаженої кабіни.

Р

ОЗРАХУНКИ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ З ГНУЧКИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ

8.1 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $P = 1000$ т/год $= 10^6$ кг/год; *транспортований насипний вантаж* — піщано-глиниста суміш щільністю $\rho_p = 1,4$ т/м³ $= 1,4 \cdot 10^3$ кг/м³, коефіцієнт розпушення $k_p = \rho_m / \rho_p = 1,3$, де ρ_m — щільність вантажу в масиві, кг/м³, максимальний розмір куска $a_{\max} = 300$ мм (у загальній масі міститься 12 % кусків розміром $a_{\max} = 300$ мм), кут природного укосу вантажу $\varphi_p = 15^\circ$ (розрахунковий), коефіцієнти тертя вантажу об стрічку і сталь відповідно $f_1 = 0,56$ і $f_2 = 0,75$ (дод. LXXVII);

траса конвеєра: довжина $L = 300$ м; відрізки траси: $L_1 = 50$ м, $L_2 = 50$ м, $L_4 = 200$ м; кут уклону конвеєра β на відріжку L_2 становить 18° (рис. 8.1, дод. LXXVIII);

місцеві умови: конвеєр працює в технологічному ланцюзі, завантажується зі стрічкового конвеєра, розвантажується двобарабанным розвантажувальним пристроєм на наступний стрічковий конвеєр, експлуатується при температурі $0 \dots 40^\circ\text{C}$ у закритому приміщенні без опалення, повітря сухе; конвеєр стаціонарний; привід розміщений у головній частині конвеєра; натяжний пристрій — вантажний, розміщений біля приводу.

Насамперед доцільно зробити наближені розрахунки конвеєра, оскільки невідомі кількість прокладок, вага стрічки, радіуси перехідних кривих конвеєра, кут обхвату стрічкою привідного барабана (або барабанів), а інколи невідоме оптимальне розміщення приводу. Тому в наближеному розрахунку конвеєра слід орієнтовно задатися невідомими параметрами. Після наближеного виконують уточнений розрахунок конвеєра.

8.1.1. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ШИРИНИ СТРІЧКИ

Послідовність розрахунку конвеєра така. За табл. 8.1 вибираємо швидкість руху стрічки, на якій транспортується піщано-глиниста суміш, $v = 2,75$ м/с (вважаємо, що ширина стрічки коливається в межах $800 \dots 1200$ мм).

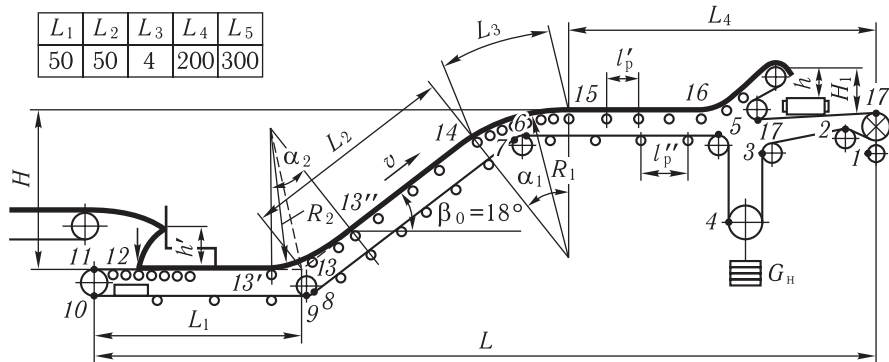


Рис. 8.1. Схема стрічкового конвеєра

Визначаємо ширину стрічки — головний параметр стрічкового конвеєра:

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{C k_y \nu \rho_p}} + 0,05 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{1000}{550 \cdot 0,85 \cdot 2,75 \cdot 1,4}} + 0,05 \right) = 0,853 \text{ м}, \quad (8.1)$$

де $\Pi = 1000$ т/год — продуктивність конвеєра; C — коефіцієнт продуктивності: при $\alpha = 30^\circ$ і $\varphi_p = 15^\circ$ коефіцієнт $C = 550$ (табл. 8.2); k_y — коефіцієнт, який урахує зменшення продуктивності на похилих ділянках конвеєра: при $\beta = 18^\circ$ $k_y = 0,85$, для інших кутів уклону:

β , град	3	4	8	12	16	20	22
k_y	1,0	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76

$\rho_p = 1,4$ т/м³ — щільність насипного вантажу у розпушеному стані.

Ширина стрічки має задовольняти умову (якщо вміст кусків розміром $a_{\max} = 300$ мм становить 12% загальної маси)

$$B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{\max} = (2,7 \dots 3,2) \cdot 300 = 810 \dots 960 \text{ мм}. \quad (8.2)$$

Згідно зі стандартом беремо ширину стрічки $B = 1000$ мм.

8.1.2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Графічно будуємо трасу конвеєра і контур тягового органу, який розбиваємо на прямолінійні та криволінійні відрізки (рис. 8.1).

Натяг у стрічці визначаємо універсальним методом розрахунку за контуром.

Вибираємо привід конвеєра з одним ведучим барабаном, кут обхвату якого $\alpha = 240^\circ$. Поверхня барабана футерована гумою. Натяг у набіжній

Таблиця 8.1. Орієнтовні значення швидкостей конвєрєсних стрічок

Насипний вантаж	Швидкість стрічки, м/с, при ширині її, мм				
	400	500 і 650	800...1000	1200...1600	1800...2000 (2500)
Неабразивний і малоабразивний, кришніня яких не знижує їхньої якості (вугілля рядове, сіль, пісок, торф тощо)	1,0...1,6	1,25...2,0	1,6...3,5	2,5...4,0	5,0...6,0
Абразивний дрібно- і середньогрудковий розміром до 160 мм (гравій, руда, камінь тощо)	1,0...1,25	1,0...1,6	1,6...2,0	2,0...3,15	3,15...4,0
Абразивний великогрудковий розміром понад 160 мм (порода, руда, камінь тощо)	—	1,0...1,6	1,0...1,6	1,6...2,0	2,0...3,15
Крихкий, кришніня якого знижує його якість (кокс, вугілля сортоване, деревне вугілля тощо)	1,0...1,25	1,0...1,6	1,25...1,6	1,6...2,0	—
Пилоподібний (борошно, цемент, апатит тощо)	—	0,8...1,25	0,8...1,25	—	—
Зерно (жито, пшениця тощо)	1,5...2,0	2,0...3,0	2,0...4,0	—	—

Таблиця 8.2. Коєфіцієнти продуктивності С

Показник	Форма стрічки																							
	плоска	жолобчаста на опорі						п'ятироликівий																
		двороликівий		трироликівий		п'ятироликівий		двороликівий		трироликівий		п'ятироликівий												
Кут нахилу бокових роликів α , °	—	15	20	30	36	$\alpha_1 = 15$ $\alpha_2 = 30$	$\alpha_1 = 22,5$ $\alpha_2 = 45$	$\alpha_1 = 30$ $\alpha_2 = 60$	—	—	—	—												
Кут укосу насипаного на стрічку вантажу φ_p , °	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10	15	20												
Коєфіцієнт С	160	240	325	375	450	530	390	470	550	480	550	625	520	585	655	440	515	590	535	600	670	595	650	710

вітці стрічки (точка 17), згідно з формулою Ейлера:

$$S_{17} \leq S_1 e^{f\alpha} = 5,34 S_1, \quad (8.3)$$

де $e = 2,71$ — основа натурального логарифма; $e^{f\alpha} = 5,34$ при $\alpha = 240^\circ$ і $f = 0,4$ (дод. LXXIX); f — коефіцієнт тертя між стрічкою і футерівкою барабана: для сухої атмосфери і гумової футерівки $f = 0,4$ (дод. LXXXVII).

У рівнянні (8.3) дві невідомі величини — S_{17} і S_1 . Щоб їх знайти, треба скласти друге рівняння. Для цього обходимо тяговий контур від точки 1 до точки 17, визначаючи натяг у всіх точках через натяг S_1 у точці 1.

Для подальшого розрахунку визначаємо лінійні (погонні) навантаження.

1. Від транспортованого вантажу

$$q = \frac{Pg}{3,6v} = \frac{1000 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,75} = 990,1 \text{ Н/м.}$$

2. Від ваги обертових роликів відповідно робочої і неробочої віток:

$$q'_p = \frac{G'_p}{l'_p} = \frac{245,2}{1,2} = 204,3 \text{ Н/м;}$$

$$q''_p = \frac{G''_p}{l''_p} = \frac{210,9}{3} = 70,3 \text{ Н/м,}$$

де G'_p і G''_p — ваги обертових роликів для підтримання відповідно робочої і неробочої віток стрічки: $G'_p = m'_p g = 25 \cdot 9,81 = 245,2 \text{ Н}$ — для жолобчастої роликкоопори нормального виконання; $G''_p = m''_p g = 21,5 \cdot 9,81 = 210,9 \text{ Н}$ — для прямої роликкоопори; m'_p і m''_p — маси обертових частин конвеєрних роликів жолобчастої та прямої роликкоопор (табл. 8.4); l'_p , l''_p — відстані між роликкооперами віток: відповідно робочої (беремо $l'_p = 1,2 \text{ м}$ (табл. 8.3)) і неробочої $l''_p = (2 \dots 2,5) l'_p = (2 \dots 2,5) \cdot 1,2 = 2,4 \dots 3 \text{ м}$.

Геометричні розміри роликкоопор (рис. 8.2, табл. 8.5): для робочої вітки $d_p = 127 \text{ мм}$, $C = 20 \text{ мм}$, $a \approx 0,06B = 0,06 \cdot 1000 = 60 \text{ мм}$, $\alpha = 30^\circ$, $l = 360 \text{ мм}$; для неробочої вітки $d_p = 127 \text{ мм}$, $l_k = 1120 \text{ мм}$.

Таблиця 8.3. Орієнтовні значення відстані між роликкооперами робочої вітки l'_p

$\rho_p, \text{ т/м}^3$	$l'_p, \text{ м, при ширині стрічки, мм}$							
	400	500	650	800	1000	1200	1400...1600	1800...2000
1	1,500	1,500	1,400	1,400	1,300	1,300	1,200	1,100
1...2	1,400	1,400	1,300	1,300	1,200	1,200	1,100	1,100
Понад 2	1,300	1,200	1,200	1,200	1,100	1,100	1,100	0,900

Таблиця 8.4. Маса обертових частин конвеєрних роликів

Ширина стрічки, м	Жолобчата роликкоопера				Пряма роликкоопера	
	у нормальному виконанні		у важкому виконанні			
	Діаметр ролика, мм	m'_p , кг	Діаметр ролика, мм	m'_p , кг	Діаметр ролика, мм	m''_p , кг
0,40	102	10,0	—	—	102	6,0
0,50	102	11,5	—	—	102	7,5
0,65	102	12,5	—	—	102	10,5
0,80	127	22	159	45	127	19,0
1,0	127	25	159	50	127	21,5
1,2	127	29	159	57	127	26
1,4	159	50	194	108	159	40
1,6	—	—	194	116	—	—
2,0	—	—	219	190	—	—

3. Від ваги стрічки. Для того щоб попередньо вибрати кількість прокладок стрічки, визначимо наближено потужність приводу конвеєра, тягове зусилля привідного барабана, зусилля у набіжній і збіжній вітках стрічки.

Потужність двигуна приводу конвеєра наближено

$$P = \frac{k_1 \Pi}{367 \eta_M} (Lw \pm H) = \frac{1,5 \cdot 1000}{367 \cdot 0,85} (300 \cdot 0,04 + 16,5) = 137 \text{ кВт},$$

де k_1 — коефіцієнт, який урахує опір рухові стрічки на барабанах та інші опори: приблизно $k_1 = 1,15 \dots 1,5$, для нашого розрахунку за наявності десяти барабанів у тяговому контурі та опорів у місці завантаження беремо $k_1 = 1,5$; $L = 300$ м, $H = 16,5$ м (див. рис. 8.1); $w = 0,04$ — коефіцієнт опору рухові стрічки (табл. 8.6).

Тягове зусилля в стрічці

$$F = \frac{10^3 P \eta_M}{v} = \frac{10^3 \cdot 137 \cdot 0,85}{2,75} = 42\,345 \text{ Н.}$$

Зусилля у збіжній вітці

$$S_{зб} = S_1 = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{42\,345}{5,34 - 1} = 9757 \text{ Н.}$$

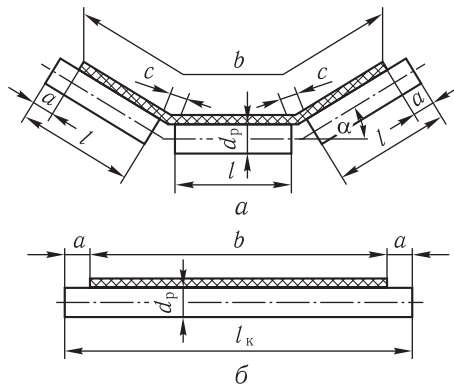


Рис. 8.2. Схеми роликкоопера для віток: а — робочої; б — неробочої

Таблиця 8.5. Рекомендована кількість роликів

Ширина стрічки, м	В опорі вітки	
	робочої	неробочої
0,30	2 і 3	1
0,40		
0,50		
0,65	3	1 або 2
0,80	3	
1,0		
1,2		
1,4		
1,6	3 і 5	
2,0		
2,2...3,0		

Таблиця 8.6. Коефіцієнти опору ω рухові стрічки

Умови роботи конвеєра	Значення ω для роликкоопор	
	прямих	жолобчастих
У чистому сухому приміщенні без пилу	0,018	0,02
В опалюваному приміщенні з нормальною вологістю повітря за наявності невеликої кількості абразивного пилу		
Пересувні та переносні конвеєри при належних умовах роботи	0,022	0,025
У неопалюваних приміщеннях з підвищеною вологістю або на відкритому повітрі; можлива велика кількість абразивного пилу	0,03	0,035
	0,035	0,04

Зусилля в набіжній вітці

$$S_{нб} = S_{17} = \frac{F e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{42\,345 \cdot 5,34}{5,34 - 1} = 52\,102 \text{ Н.}$$

Кількість прокладок (основних) стрічки

$$i = \frac{S_{17} n_c}{\sigma_p B} = \frac{52\,102 \cdot 10}{147 \cdot 10^3 \cdot 1} = 3,54 \approx 4,$$

де $n_c = 10$ — запас міцності стрічки (табл. 8.7); σ_p — за табл. 8.8.

Для попереднього розрахунку вибираємо стрічку з шістьма прокладками ($i_0 = 6$), з яких чотири основні і дві утокові.

Лінійна вага стрічки

$$q_0 = \rho_c B (\delta i + h_1 + h_2) g = 1100 \cdot 1 (0,00125 \cdot 6 + 0,004 + 0,002) \cdot 9,81 = 146 \text{ Н/м,} \quad (8.4)$$

де $\rho_c = 1100 \text{ кг/м}^3$ — щільність стрічки; $\delta = 1,25 \text{ мм}$ — товщина прокладки; $h_1 = 4 \text{ мм}$, $h_2 = 2 \text{ мм}$ — товщини відповідно верхньої і нижньої обкладок.

Таблиця 8.7. Орієнтовні запаси міцності n_c конвеєрних стрічок

Основа стрічки	Значення n_c для конвеєрів	
	горизонтального	нахиленого
Бавовняна бейтинг	10	11...12
Синтетична тканина	10	10
Сталевий трос	8	9

Натяги у характерних точках тягового контуру:

Кут обхвату стрічкою відхильного барабана, град	k
< 90	1,03
90	1,04
180	1,05

Отже,

$$S_2 = kS_1 = 1,03S_1, \quad (8.5)$$

де $k = 1,03$, оскільки кут обхвату стрічкою відхильного барабана менший ніж 90° ;

$$S_3 = kS_2 = 1,04 \cdot 1,03S_1 = 1,07S_1;$$

$$S_4 = kS_3 = 1,05 \cdot 1,03S_1 = 1,12S_1;$$

$$S_5 = kS_4 = 1,04 \cdot 1,12S_1 = 1,165S_1;$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6},$$

де опір рухові стрічки на відрізьку 5—6

$$W_{5-6} = (q_0 + q_p'')L_{5-6}\omega''; \quad (8.6)$$

відрізок L_{5-6} вважаємо таким, що приблизно дорівнює ділянці $L_4 = 200$ м; ω'' — опір рухові неробочої вітки стрічки (табл. 8.6), тоді

$$\begin{aligned} S_6 &= 1,165S_1 + (q_0 + q_p'')L_{5-6}\omega'' = \\ &= 1,165S_1 + (146 + 70,3) \cdot 200 \cdot 0,035 = 1,165S_1 + 1514; \end{aligned}$$

$$S_7 = kS_6 = 1,03(1,165S_1 + 1514) = 1,2S_1 + 1559;$$

$$\begin{aligned} S_8 &= S_7 + W_{7-8} = S_7 + q_0L_{7-8}(\omega'' \cos \beta - \sin \beta) + q''L_{7-8}\omega'' = \\ &= 1,2S_1 + 1559 + 146 \cdot 50(0,035 \cos 18^\circ - \sin 18^\circ) + 70,3 \cdot 50 \cdot 0,035 = 1,2S_1 - 331; \end{aligned}$$

$$S_9 = kS_8 = 1,03(1,2S_1 - 331) = 1,236S_1 - 341;$$

$$\begin{aligned} S_{10} &= S_9 + W_{9-10} = S_9 + (q_0 + q_p'')L_{9-10}\omega'' = \\ &= 1,236S_1 - 341 + (146 + 70,3) \cdot 50 \cdot 0,035 = 1,236S_1 + 38; \end{aligned}$$

$$S_{11} = kS_{10} = 1,05(1,236S_1 + 38) = 1,3S_1 + 40;$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{3,д} = 1,3S_1 + 40 + 2179 = 1,3S_1 + 2219;$$

де $W_{3,д}$ — опір рухові стрічки на завантажувальній ділянці:

$$W_{3,д} = \frac{cII}{3,6}(v - v_0 + f_1\sqrt{2gh'}) = \frac{1,5 \cdot 1000}{3,6}(2,75 - 0 + 0,56\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1}) = 2179 \text{ Н}; \quad (8.7)$$

$c = 1,5$ — коефіцієнт, який ураховує опір рухові від тертя матеріалу об бокові стінки завантажувальної лійки та об стрічку, від руху стрічки в завантажувальній частині з насипним вантажем та гідростатичним тиском потоку матеріалу; $v_0 = 0$ — складова швидкості вантажу вздовж стрічки; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння; $h' = 1 \text{ м}$ — висота, з якої вантаж падає на стрічку;

$$S_{13} = S_{12} + W_{11-13} = 1,3S_1 + 2219 + (q + q_0 + q_p'')L_{11-13}w' = \\ = 1,3S_1 + 2219 + (990,1 + 146 + 204,3) \cdot 50 \cdot 0,04 = 1,3S_1 + 4900,$$

де w' — опір рухові робочої вітки стрічки (табл. 8.6);

$$S_{14} = S_{13} + W_{13-14} = 1,3S_1 + 4900 + (q + q_0)L_{13-14} \times \\ \times (w' \cos \beta + \sin \beta) + q'L_{13-14}w' = 1,3S_1 + 4900 + \\ + (990,1 + 146) \cdot 50(0,04 \cos 18^\circ + \sin 18^\circ) + 204,3 \cdot 50 \cdot 0,04 = 1,3S_1 + 25\,022; \\ S_{15} = S_{14}e^{w'\alpha_1} = (1,3S_1 + 25\,022) \cdot 2,71^{0,04 \cdot 0,314} = 1,316S_1 + 25\,336,$$

де $\alpha_1 = 18^\circ = 0,314$ рад;

$$S_{16} = S_{15} + W_{15-16} = S_{15} + (q + q_0 + q_p')L_{15-16}w' = \\ = 1,316 + 25\,336 + (990,1 + 146 + 204,3) \cdot 200 \cdot 0,04 = 1,316S_1 + 36\,059,$$

де $L_{15-16} = L_4 = 200 \text{ м}$ для крайнього правого положення розвантаженого візка; w' і w'' — коефіцієнти опору рухові стрічки по жолобчастій роликоопорі робочої вітки і прямій роликоопорі неробочої вітки, які залежать від типу підшипника, мастила, ущільнення, заповиленості атмосфери та інших умов, коли стрічка рухається на роликах, що обертаються на підшипниках кочення*: беремо $w' = 0,04$ і $w'' = 0,035$ (див. табл. 8.6).

$$S_{17} = (S_{16} + qH_1)k^2 = \\ = (1,316S_1 + 36\,059 + 990,1 \cdot 2,5) \cdot 1,05^2 = 1,45S_1 + 42\,484, \quad (8.8)$$

де $H_1 = 2,5 \text{ м}$ — висота підняття вантажу розвантажувальним візком.

Після розв'язання системи рівнянь для граничного стану (коли немає ковзання барабана відносно стрічки)

$$\left. \begin{aligned} S_{17} &= 1,45S_1 + 42\,484, \\ S_{17} &= 5,34S_1, \end{aligned} \right\} \quad (8.9)$$

отримаємо $S_1 = 10\,921 \text{ Н}$; $S_{17} = 58\,319 \text{ Н}$.

Визначимо числові значення натягів стрічки у характерних точках:

$$S_2 = 1,03S_1 = 1,03 \cdot 10\,921 = 11\,249 \text{ Н};$$

*У підшипникові вузли роликів закладають мастила ЦІАТІМ-203, БМЗ-3, БМЗ-3М (морозостійке) та інші, що довго працюють.

$$\begin{aligned}
S_3 &= 1,07S_1 = 1,07 \cdot 10\,921 = 11\,685 \text{ Н}; \\
S_4 &= 1,12S_1 = 1,12 \cdot 10\,921 = 12\,232 \text{ Н}; \\
S_5 &= 1,165S_1 = 1,165 \cdot 10\,921 = 12\,723 \text{ Н}; \\
S_6 &= 1,165S_1 + 1514 = 1,165 \cdot 10\,921 + 1514 = 14\,237 \text{ Н}; \\
S_7 &= 1,2S_1 + 1559 = 1,2 \cdot 10\,921 + 1559 = 14\,664 \text{ Н}; \\
S_8 &= 1,2S_1 - 331 = 1,2 \cdot 10\,921 - 331 = 12\,774 \text{ Н}; \\
S_9 &= 1,236S_1 - 341 = 1,236 \cdot 10\,921 - 341 = 13\,157 \text{ Н}; \\
S_{10} &= 1,236S_1 + 38 = 1,236 \cdot 10\,921 + 38 = 13\,536 \text{ Н}; \\
S_{11} &= 1,3S_1 + 40 = 1,3 \cdot 10\,921 + 40 = 14\,237 \text{ Н}; \\
S_{12} &= 1,3S_1 + 2219 = 1,3 \cdot 10\,921 + 2219 = 16\,416 \text{ Н}; \\
S_{13} &= 1,3S_1 + 4900 = 1,3 \cdot 10\,921 + 4900 = 19\,097 \text{ Н}; \\
S_{14} &= 1,3S_1 + 25\,022 = 1,3 \cdot 10\,921 + 25\,022 = 39\,219 \text{ Н}; \\
S_{15} &= 1,316S_1 + 25\,336 = 1,316 \cdot 10\,921 + 25\,336 = 39\,708 \text{ Н}; \\
S_{16} &= 1,316S_1 + 36\,059 = 1,316 \cdot 10\,921 + 36\,059 = 50\,431 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

За розрахованими натягами в точках будемо діаграму натягу стрічки конвеєра (рис. 8.3). Максимальний прогин стрічки між роликками має задовольняти умови:

для ненавантаженої вітки $l''_p = 3 \text{ м}$

$$y_{\max} = \frac{q_0 (l''_p)^2}{8} \leq 0,025 l''_p, \quad (8.10)$$

$$y_{\max} = \frac{146 \cdot 3^2}{8 \cdot 12\,723} = 0,129 < 0,025 \cdot 3 = 0,075 \text{ м};$$

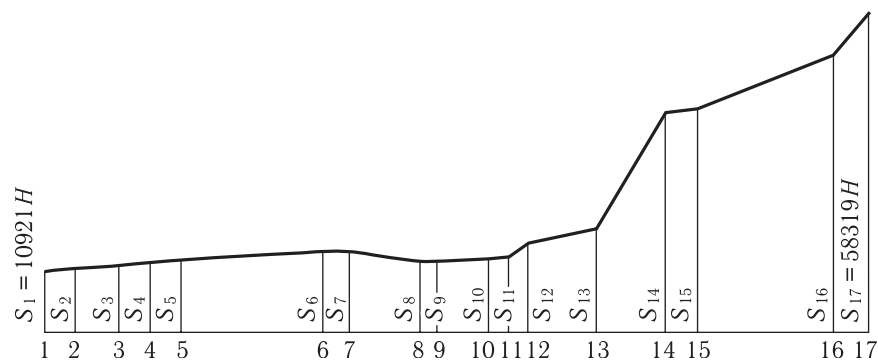


Рис. 8.3. Діаграма натягу у стрічці

для робочої вітки при $l'_p = 1,2$ м

$$y_{\max} = \frac{(q + q_0)(l'_p)^2}{8} \leq 0,025l'_p,$$

$$y_{\max} = \frac{(990,1 + 146) \cdot 1,2^2}{8 \cdot 16 \cdot 416} = 0,0125 < 0,025 \cdot 1,2 = 0,03 \text{ м.}$$

Отже, прогини стрічки при мініальному її натягу відповідають допустимій нормі.

Визначимо радіуси перегину стрічки на кривих

$$R_1 \geq 1,2 B = 12 \cdot 1 = 12 \text{ м.} \quad (8.11)$$

Беремо $R_1 = 12,5$ м, тоді відповідна довжина дуги

$$L_3 = \frac{2\pi R_1 18}{360} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 12,5 \cdot 18}{360} = 3,92 \text{ м.}$$

Мінімальний радіус перегину незавантаженої стрічки на кривих опуклістю вниз незавантаженої стрічки (див. рис. 8.1, відрізок 13'–13'')

$$R_{\min} > \frac{S_{13}}{q_0} = \frac{19 \ 097}{146} = 131 \text{ м.}$$

Якщо стрічка на відрізку 12—13 вільна від транспортованого вантажу, тоді для розрахунку беремо $S_{13} = 19 \ 097$ Н.

Якщо стрічка завантажена, то мінімальний радіус

$$R_{\min} \geq \frac{S_{13}}{q + q_0} = \frac{19 \ 097}{990,1 + 146} = 16,8 \text{ м.} \quad (8.12)$$

Беремо $R_{\min} = 135$ м.

8.1.3. ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ

Опір рухові стрічки

$$W_0 = S_{17} - S_1 = 58 \ 319 - 10 \ 921 = 47 \ 398 \text{ Н.} \quad (8.13)$$

Розрахункова потужність електродвигуна приводу конвеєра

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_m} = \frac{47 \ 398 \cdot 2,75}{10^3 \cdot 0,88} = 148 \text{ кВт,} \quad (8.14)$$

де $\eta_m = 0,88$ — ККД приводу.

Установлювана потужність двигуна

$$P = n_y P_p = 1,1 \cdot 148 = 162,8 \text{ кВт,} \quad (8.15)$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт установлюваної потужності (запас потужності).

За каталогом вибираємо асинхронний двигун типу 4АНК315М6У3 з фазовим ротором і такими даними: потужність $P = 160$ кВт, $n = 970$ об/хв ($\omega = 101,5$ рад/с), $\frac{M_{\text{мmax}}}{M_{\text{н}}} = 1,9$, $I_{\text{р}} = 6,75$ кг · м² [2, 25].

Вибір стрічки. Оскільки кут нахилу бокових роликів жолобчастих роликкоопор дорівнює 30°, вибираємо стрічку з прокладками із синтетичної тканини — лавсану з границею міцності $\sigma_{\text{р}} = 147 \cdot 10^3$ Н/м прокладки (дод. LXXX—LXXXII). Стрічка навантажена максимальним натягом $S_{\text{max}} = S_{17} = 58\,319$ Н; запас міцності беремо $n_{\text{с}} = 10$ (табл. 8.7).

Кількість основних прокладок стрічки

$$i = \frac{S_{\text{max}} n_{\text{с}}}{\sigma_{\text{р}} B} = \frac{58\,319 \cdot 10}{147 \cdot 10^3 \cdot 1} = 3,97 \approx 4. \quad (8.16)$$

Отже, попередньо вибрана стрічка задовольняє умови міцності, перерахувати параметри конвеєра не потрібно.

Діаметри барабанів. Діаметр привідного барабана

$$D_{\text{б}} = a_1 i = 170 \cdot 4 = 680 \text{ мм}, \quad (8.17)$$

де $a_1 = 160 \dots 240$ — для стрічок з прокладками із синтетичної тканини (табл. 8.8).

Вибираємо $D_{\text{б}} = 800$ мм (дод. LXXXIV).

Діаметр привідного барабана перевіряємо на допустимий тиск між стрічкою і поверхнею барабана:

$$p = \frac{2S_{17}}{D_{\text{б}} B} \leq [p]; \quad (8.18)$$

Таблиця 8.8. Коефіцієнти a_1 і діаметри барабанів $D_{\text{б}}$ для гумотросових стрічок

Характеристика стрічки	$\sigma_{\text{р}} \cdot 10^{-3}$, Н/м прокладки	a_1	D^* , мм
Гумотканинна з прокладками з Б-820	55	125...160	
Гумотканинна з прокладками з ОПБ	113	150...160	
Стрічка з утоково-шнуровою тканиною	117	170...180	
Стрічка з прокладками із синтетичної тканини	147	160...170	
	196	180...200	
	294	220...240	
Гумотросові:	$\sigma_{\text{р}} \cdot 10^{-3}$ Н/м ширини стрічки		
РТЛ-1500	1470		1000
РТЛ-2500	2452		1250
РТЛ-3150	3090		1250 (1400)
РТЛ-3500	3433		1600 (1400)

*Розрахункові діаметри барабанів округлюють до найближчих значень: 160, 200, 250, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 і 2500.

$$p = \frac{2 \cdot 58 \cdot 319}{0,8 \cdot 1} = 0,146 \text{ МПа} < [p] = 0,4 \text{ МПа.}$$

Діаметри кінцевого і натяжного барабанів:

$$D_1 = 0,8D_6 = 0,8 \cdot 680 = 544 \text{ мм,} \quad (8.19)$$

беремо $D_1 = 630 \text{ мм}$;

$$D_2 = 0,65D_6 = 0,65 \cdot 680 = 442 \text{ мм,} \quad (8.20)$$

беремо $D_2 = 500 \text{ мм}$.

Довжина кожного барабана

$$L_6 = B + a_6 = 1000 + 150 = 1150 \text{ мм,} \quad (8.21)$$

де $a_6 = 150 \text{ мм}$.

За формулою (8.21) обчислюємо довжини барабанів для інших значень B і a_6 :

B , мм	a_6 , мм
≤ 650	100
800...1000	150
1200...2000	200

Вибір редуктора. Частота обертання привідного барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 2,75}{3,14 \cdot 0,856} = 61,4 \text{ об/хв,}$$

де $D = D_6 + 2\Delta_\phi = 0,8 + 2 \cdot 0,028 = 0,856 \text{ м}$; $\Delta_\phi = 28 \text{ мм}$ — товщина гумової футерівки.

Передатне число редуктора приводу конвеєра

$$u_{p.p} = \frac{n}{n_6} = \frac{970}{61,4} = 15,8.$$

Розрахункова потужність редуктора (типів ЦД2 і ЦДН-130М)

$$P_{\text{ред}} = k_p P_p = 1,25 \cdot 148 = 185 \text{ кВт,}$$

де k_p — коефіцієнт умов роботи (для навантаження спокійного характеру при безперервній роботі протягом доби $k_p = 1,25$).

За каталогом вибираємо двоступінчастий редуктор ЦД2-100М-16-1 з міжосьовою відстанню між швидкохідним і тихохідним валами

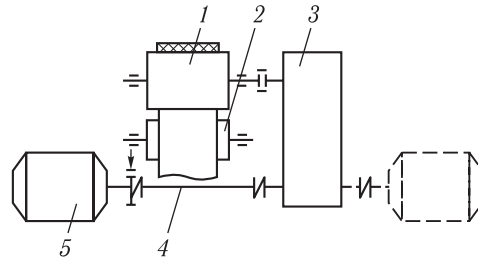


Рис. 8.4. Схема приводу стрічкового конвеєра:
1 — привідний барабан; 2 — відхильний барабан; 3 — редуктор; 4 — проміжний вал; 5 — електродвигун

$A_c = 1000$ мм, з передатним числом $u_p = 16$, з циліндричним кінцем тихохідного вала (рис. 8.4); номер схеми складання I. Використання редуктора ЦД2-100М зі схемою складання III дає можливість розмістити електродвигун по один, а редуктор — по другий бік конвеєра. Якщо встановити редуктор ЦД2-100М-16-1, то габарити привідної станції в плані збільшуються (рис. 8.4, двигун зображено штриховою).

Якщо передатне число редуктора відрізняється від розрахункового на недопустиму величину, то визначають фактичну швидкість стрічки й уточнюють раніше виконаний розрахунок.

8.1.4. ПЕРЕВІРКА ПРИВОДУ КОНВЕЄРА НА ПУСК І ГАЛЬМУВАННЯ

Пуск конвеєра. Визначимо опір рухові стрічки в період пуску (після довгої зупинки конвеєра). Коефіцієнти опору рухові стрічки в пусковий період

$$\begin{aligned} \omega'_n &= \omega' k_n = 0,04 \cdot 1,5 = 0,06; \\ \omega''_n &= \omega'' k_n = 0,035 \cdot 1,5 = 0,0525, \end{aligned} \quad (8.22)$$

де k_n — коефіцієнт збільшення статичних опорів під час пуску (виходячи із середньостатистичних спостережень беремо $k_n = 1,5$). Якщо пускаємо конвеєр, який працює значний час з короткочасними зупинками (10...15 хв), то коефіцієнти опору рухові стрічки можна взяти такими, що дорівнюють ω' і ω'' .

Натяги у точках контуру зростають у разі збільшення ω' і ω'' :

$$\begin{aligned} S_6 &= S_5 + W_{5-6} = 1,165S_1 + (q_0 + q'_p)L\omega''_n = \\ &= 1,165S_1 + (146 + 70,3) \cdot 200 \cdot 0,0525 = 1,165S_1 + 2271; \\ S_7 &= kS_6 = 1,03(1,165S_1 + 2271) = 1,2S_1 + 2339; \\ S_8 &= S_7 + W_{7-8} = S_7 + q_0L_{7-8}(\omega''_n \cos \beta - \sin \beta) + q'_pL_{7-8}\omega''_n = \\ &= 1,2S_1 + 2339 + 146 \cdot 50(0,0525 \cos 18^\circ - \sin 18^\circ) + 70,3 \cdot 50 \cdot 0,0525 = 1,2S_1 + 632; \\ S_9 &= kS_8 = 1,03(1,2S_1 + 632) = 1,236S_1 + 651; \\ S_{10} &= S_9 + W_{9-10} = S_9 + (q_0 + q'_p)L_{9-10}\omega''_n = \\ &= 1,236S_1 + 651 + (146 + 70,3) \cdot 50 \cdot 0,0525 = 1,236S_1 + 1219; \\ S_{11} &= kS_{10} = 1,05(1,236S_1 + 1219) = 1,3S_1 + 1280; \\ S_{12} &= S_{11} + W_{3,д} = 1,3S_1 + 1280 + 2179 = 1,3S_1 + 3459; \\ S_{13} &= S_{12} + W_{11-13} = S_{12} + (q + q_0 + q'_p)L_{11-13}\omega'_n = \\ &= 1,3S_1 + 3459 + (990,1 + 146 + 204,3) \cdot 50 \cdot 0,06 = 1,3S_1 + 7480; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{14} &= S_{13} + W_{13-14} = S_{13} + (q + q_0)L_{13-14}(\omega'_n \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{13-14} \omega'_n = \\
&= 1,3S_1 + 7480 + (990,1 + 146) \cdot 50 \cdot (0,06 \cos 18^\circ + \sin 18^\circ) + \\
&\quad + 204,3 \cdot 50 \cdot 0,06 = 1,3S_1 + 28\,887; \\
S_{15} &= S_{14} e^{\omega'_n \alpha_1} = (1,3S_1 + 28\,887) \cdot 2,71^{0,06 \cdot 0,314} = 1,324S_1 + 29\,430; \\
S_{16} &= S_{15} + W_{15-16} = S_{15} + (q + q_0 + q'_p)L_{15-16} \omega'_n = \\
&= 1,324S_1 + 29\,430 + (990,1 + 146 + 204,3) \cdot 200 \cdot 0,6 = 1,324S_1 + 45\,515; \\
S_{17} &= (S_{16} + qF_1)k^2 = (1,324 + 45\,515 + 990,1 \cdot 2,5) \cdot 1,05^2 = 1,46S_1 + 52\,909.
\end{aligned}$$

Після розв'язання системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} S_{17} &= 5,34S_1, \\ S_{17} &= 1,46S_1 + 52\,909 \end{aligned} \right\} \quad (8.23)$$

отримаємо $S_1 = 13\,636$ Н, $S_{17} = 72\,818$ Н.

Загальне тягове статичне зусилля в період пуску

$$W_{3.п} = S_{17} - S_1 = 72\,818 - 13\,636 = 59\,182 \text{ Н.}$$

Зведений до вала двигуна статичний момент у період пуску

$$M_{ст.п} = \frac{W_{3.п} D}{2u_p \eta_{п}} = \frac{59\,182 \cdot 0,856}{2 \cdot 16 \cdot 0,892} = 1775 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (8.24)$$

де $\eta_{п}$ — ККД приводу у період пуску:

$$\eta_{п} = 1 - (1 - \eta_{м})k_{п}c_T = 1 - (1 - 0,88) \cdot 1,5 \cdot 0,6 = 0,892; \quad (8.25)$$

$c_T = 0,55 \dots 0,6$ — коефіцієнт можливого зменшення опору рухові стрічки.

Зведений до вала двигуна момент інерції усіх рухомих мас конвеєра

$$\begin{aligned}
I_{зв} &= \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_{п}} = 1,15(6,75 + 0,35) + \\
&\quad + \frac{23\,934 \cdot 0,428^2}{16^2 \cdot 0,892} = 27,36 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (8.26)
\end{aligned}$$

де $\delta = 1,15$ — коефіцієнт, який урахує момент інерції деталей приводу, що обертаються повільніше, ніж вал двигуна; $I_p = 6,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора двигуна; $I_M = 0,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти; m_k — зведена маса рухомих частин конвеєра і вантажу на ньому:

$$\begin{aligned}
m_k &= k_{пр} [(m + 2m_0)L + k_{шв} m_{об}] = \\
&= 0,5[(101 + 2 \cdot 14,88) \cdot 300 + 0,8 \cdot 10\,800] = 23\,934 \text{ кг}; \quad (8.27)
\end{aligned}$$

$k_{\text{пр}}$ — коефіцієнт, який ураховує пружне видовження стрічки, внаслідок чого не всі маси конвеєра починають рухатися одночасно: для прокладних стрічок $k_{\text{пр}} = 0,5 \dots 0,7$, для гумотросових — $0,85 \dots 0,95$ (вищі значення $k_{\text{пр}}$ для коротких конвеєрів, нижчі — для довгих (понад 100 м)); m — лінійна маса транспортованого насипного вантажу:

$$m = \frac{P}{3,6v} = \frac{100}{3,6 \cdot 2,75} = 101 \text{ кг/м};$$

m_0 — лінійна маса стрічки:

$$m_0 = \frac{q_p}{g} = \frac{146}{9,81} = 14,88 \text{ кг/м};$$

$m_{\text{об}}$ — маса обертових частин роликів і барабанів конвеєра:

$$m_{\text{об}} = \left(\frac{m'_p}{l'_p} + \frac{m''_p}{l''_p} \right) L + \sum m_{\text{б}} = \left(\frac{25}{1,2} + \frac{21,5}{3} \right) \cdot 300 + 2400 = 10\ 800 \text{ кг};$$

$\sum m_{\text{б}} \approx 2400 \text{ кг}$ — маса обертових частин барабанів; $k_{\text{шв}} = 0,7 \dots 0,9$ — коефіцієнт, який ураховує, що кутова швидкість частини обертових мас менша, ніж v .

Середній пусковий момент двигуна

$$\begin{aligned} M_{\text{п.ср}} &= \frac{M_{\text{п.макс}} + M_{\text{п.мін}}}{2} = \frac{1,9M_{\text{н}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = 1,5M_{\text{н}} = \\ &= 1,5 \cdot 9550 \frac{\text{Н}}{\text{н}} = 1,5 \cdot 9550 \frac{160}{970} = 2363 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Тривалість пуску конвеєра

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}} = \frac{27,36 \cdot 101,5}{2363 - 1775} = 4,72 \text{ с}.$$

У разі потреби тривалість пуску конвеєра збільшують, застосовуючи передпускові ступені опорів в електричній схемі фазового ротора та використовуючи реле часу при переході з одного ступеня опору на наступний. Безступеневий плавний пуск потрібної тривалості здійснюють завдяки використанню в схемі фазового ротора рідинного реостата з сервоприводом.

Час, після якого зусилля в набіжній вітці конвеєра досягає максимального значення, визначаємо за формулою

$$t = 2 \left(\frac{L}{c_1} + \frac{L}{c_2} \right) = 2 \left(\frac{300}{331} + \frac{300}{825} \right) = 2,54 \text{ с},$$

де $L = 300 \text{ м}$ — довжина конвеєра; c_1, c_2 — швидкості поширення пружної хвилі відповідно в робочій і ненавантаженій вітках стрічки:

$$c_1 = \sqrt{\frac{E_0}{m_1}} = \sqrt{\frac{15 \cdot 10^6}{136,68}} = 331 \text{ м/с};$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{E_0}{m_2}} = \sqrt{\frac{15 \cdot 10^6}{22,05}} = 825 \text{ м/с};$$

E_0 — зведена жорсткість стрічки:

$$E_0 = EBi = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 6 = 15 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

E — динамічний модуль пружності стрічки, Н/м прокладки: $E = (2...3) \times 10^6$ Н/м прокладки для синтетичних стрічок, $(0,5...0,8) \cdot 10^6$ Н/м прокладки — для бавовняних стрічок; $B = 1$ м — ширина стрічки; $i = 6$ — кількість прокладок; m_1, m_2 — лінійні маси рухомих частин конвеєра відповідно робочої і ненавантаженої віток його:

$$m_1 = m + m_0 + \frac{m'_p}{l'_p} = 101 + 14,88 + \frac{25}{1,2} = 136,68 \text{ кг};$$

$$m_2 = m_0 + \frac{m''_p}{l''_p} = 14,88 + \frac{21,5}{3} = 22,05 \text{ кг}.$$

Оскільки тривалість пуску конвеєра t_{Π} з електродвигуном з фазовим ротором більша від часу t , визначеного за формулою, то максимальне динамічне зусилля в точці набігання стрічки на барабан обчислюють за формулою

$$S_{\text{нб.д}} = W_{\text{д}} \left(1 - e^{-\frac{c_1 m_1 t}{m_{\text{пр}}}} \right),$$

де $W_{\text{д}}$ — надлишкове динамічне зусилля, яке передається від приводу стрічки в пусковий період:

$$W_{\text{д}} = \frac{(M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст.п}}) u_{\text{р}}}{R} = \frac{(2363 - 1775) \cdot 16}{0,428} = 21\,981 \text{ Н};$$

$e = 2,71$ — основа натурального логарифма; $m_{\text{пр}}$ — маса обертових частин приводу, зведена до ободу барабана:

$$m_{\text{пр}} = \frac{\delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) u_{\text{р}}^2 \eta_{\text{п}}}{R^2} = \frac{1,15(6,75 + 0,35) \cdot 16^2 \cdot 0,892}{0,428^2} = 10\,177 \text{ кг}.$$

Після підстановки числових значень параметрів у формулу, отримаємо

$$S_{\text{нб.д}} = 21\,981(1 - 2,71)^{-\frac{331 \cdot 136,68 \cdot 2,54}{10177}} = 21\,981 \text{ Н}.$$

Максимальне зусилля в стрічці в пусковий період

$$S_{\max} = S_{17} + S_{\text{нб.д}} = 72\,818 + 21\,981 = 94\,799 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт динамічності

$$k_{\text{д}} = \frac{S_{\max}}{S_{17}} = \frac{94\,799}{72\,818} = 1,3.$$

У період пуску конвеєра натяг у збіжній вітці (коли немає пробуксовування барабана відносно стрічки)

$$S_{\text{зб}} \geq \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}} = \frac{94\,799}{5,34} = 17\,753 \text{ Н.} \quad (8.28)$$

Маса натяжного вантажу:

в усталеному режимі і при $\omega' = 0,04$ і $\omega'' = 0,035$

$$m_{\text{н}} = \frac{2S_4}{g\eta_{\text{н}}} = \frac{2 \cdot 12\,232}{9,81 \cdot 0,95} = 2625 \text{ кг;} \quad (8.29)$$

у період пуску і при $\omega'_{\text{н}} = 0,06$, $\omega''_{\text{н}} = 0,0525$

$$m_{\text{н.п}} = \frac{2S_{\text{н.д}}}{g\eta_{\text{н}}} = \frac{2 \cdot 1,12 \cdot 13\,636}{9,81 \cdot 0,95} = 3277 \text{ кг,}$$

де $\eta_{\text{н}} = 0,95$ — ККД натяжного пристрою.

Таким чином, щоб вибрати оптимальний натяг стрічки, доцільно застосовувати автоматичні натяжні механізми. Якщо немає простих і надійних пристроїв, то застосовують вантажний натяжний пристрій з масою вантажу $m_{\text{н}} = 2625$ кг. При такому значенні натяжного вантажу в період пуску завантаженого конвеєра привідний барабан може пробуксовувати, однак з досвіду відомо, що це допустимо, оскільки істотно не впливає на спрацювання стрічки, якщо пуск приводу нечастий. За усталеного руху конвеєр працює без пробуксовування.

Хід натяжного пристрою

$$l_{\text{н}} = (0,02 \dots 0,04)L + 0,3 = 0,03 \cdot 300 + 0,3 = 9,3 \text{ м.}$$

<i>Тип стрічки</i>	$l_{\text{н}}, \text{ м}$
Основа з бавовняної тканини	$0,025L + 0,3$
Основа із синтетичних тканин	$(0,02 \dots 0,04)L + 0,3$
Гумотросова	$0,01L + l_{\text{с}}^*$

Гальмування конвеєра. Якщо конвеєр працює в транспортному потоці, шлях руху конвеєрної стрічки при зупиненні приводу не повинен перевищувати 2,2 м, щоб матеріал не засипав вузол перевантаження. Вибір

* $l_{\text{с}}$ — довжина стикового з'єднання, м.

стрічки зменшують примусовим гальмуванням конвеєра гальмом, установленим на швидкохідному валу приводу, або електродвигуном.

Тривалість гальмування для лінійного зменшення швидкості стрічки з $v = 2,75$ м/с до $v_0 = 0$

$$t_{\Gamma} = \frac{2l_p}{v + v_0} = \frac{2 \cdot 2,2}{2,75} = 1,6 \text{ с.} \quad (8.30)$$

Статичний момент на валу двигуна під час гальмування

$$M_{\text{ст.Г}} = \frac{W_0 D}{2u_p \eta_M} = \frac{47\,398 \cdot 0,856}{2 \cdot 16 \cdot 0,88} = 1441 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (8.31)$$

Зведений до вала двигуна момент інерції усіх рухомих мас конвеєра під час гальмування

$$\begin{aligned} I_{\text{зв.Г}} &= \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_M} = \\ &= 1,15(6,75 + 0,35) + \frac{23\,934 \cdot 0,428^2}{16^2 \cdot 0,88} = 27,63 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned} \quad (8.32)$$

Гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = M_{\text{ст.Г}} - I_{\text{зв.Г}} \frac{\omega}{t_{\Gamma}}. \quad (8.33)$$

При $I_{\text{зв.Г}} \frac{\omega}{t_{\Gamma}} > M_{\text{ст.Г}}$ отримаємо

$$M_{\Gamma} = \frac{I_{\text{зв.Г}} \omega}{t_{\Gamma}} - M_{\text{ст.Г}} = \frac{27,63 \cdot 101,5}{1,6} - 1441 = 312 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (8.34)$$

Після гальмування електродвигуном з $M_{\Gamma} = 312$ Н·м прикладається гальмівний момент від механічних гальм.

Вибираємо колодкове гальмо типу ТКТГ-300М (діаметр шківів 300 мм, найбільший гальмівний момент 785 Н·м, електрогідропривід гальма типу ТГМ-50). Гальмо відрегулювати на розрахунковий гальмівний момент.

Перевірка на запобігання зворотному руху стрічки. Проводять її за умови, що похилий відрізок 13—14 конвеєра завантажений, привід двигуна вимкнута. Натяг у стрічці й опір зворотному рухові її визначаємо методом тягового розрахунку — обходу по контуру. Розрахунок натягів починаємо від точки 4 (див. рис. 8.3), в якій натяг $S_4 = 12\,232$ Н, оскільки вага натяжного вантажу постійна $G_H = m_H g = 2625 \cdot 9,81 = 25\,751$ Н. Числові значення натягів стрічки в характерних точках розраховуємо послідовно від точки 4 до точки 1 у напрямку зворотного ходу, а від точки 4 до точки 17 — проти зворотного ходу стрічки:

$$S_3 = kS_4 = 1,05 \cdot 12\,232 = 12\,844 \text{ Н;}$$

$$S_2 = kS_3 = 1,04 \cdot 12\,844 = 13\,358 \text{ Н};$$

$$S_1 = kS_2 = 1,03 \cdot 13\,358 = 13\,759 \text{ Н};$$

$$S_5 = \frac{S_4}{k} = \frac{12\,232}{1,04} = 11\,762 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 - W_{5-6} = S_5 - (q_0 + q_p'')L_{5-6}\omega'' = \\ = 11\,762 - (146 + 70,3) \cdot 200 \cdot 0,35 = 10\,248 \text{ Н};$$

$$S_7 = \frac{S_6}{k} = \frac{10\,248}{1,03} = 9950 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 - [q_0 L_{7-8}(\omega'' \cos \beta + \sin \beta) + q_p'' L_{7-8} \omega''] = \\ = 9950 - 146 \cdot 50(0,035 \cos 18^\circ + \sin 18^\circ) + 70,3 \cdot 50 \cdot 0,035 = 7329 \text{ Н};$$

$$S_9 = \frac{S_8}{k} = \frac{7329}{1,03} = 7116 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 - W_{9-10} = S_9 - (q_0 + q_p'')L_{9-10}\omega'' = \\ = 7116 - (146 + 70,3) \cdot 50 \cdot 0,035 = 6737 \text{ Н};$$

$$S_{11} = \frac{S_{10}}{k} = \frac{6737}{1,05} = 6416 \text{ Н}.$$

Оскільки $W_{3,д} = 0$, то

$$S_{13} = S_{11} - (q_0 + q_p')L_{11-13}\omega' = 6416 - (146 + 204,3) \cdot 50 \cdot 0,04 = 5715 \text{ Н};$$

$$S_{14} = S_{13} - W_{13-14} = S_{13} - [(q + q_0)L_{13-14}(\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q'L\omega'] = \\ = 5715 - (990,1 + 146) \cdot 50(0,04 \cos 18^\circ - \sin 18^\circ) + 204,3 \cdot 50 \cdot 0,04 = 20\,701 \text{ Н};$$

$$S_{15} = \frac{S_{14}}{e^{\omega' \alpha_1}} = \frac{20\,701}{2,71^{0,04 \cdot 0,314}} = 20\,443 \text{ Н},$$

де $\alpha_1 = 18^\circ = 0,314$ рад;

$$S_{16} = S_{15} - W_{15-16} = S_{15} - (q_0 + q_p')L_{15-16}\omega' = \\ = 20\,443 - (146 + 204,3) \cdot 200 \cdot 0,04 = 17\,641 \text{ Н};$$

$$S_{17} = \frac{S_{16}}{k^2} = \frac{17\,641}{1,05^2} = 16\,001 \text{ Н}.$$

Оскільки $S_1 - S_{17} < 0$, то слід утримати привідний барабан гальмом від зворотного руху стрічки.

Зусилля, що потрібне на утримання стрічки від зворотного руху,

$$W_y = S_{17} - S_1 = 16\,001 - 13\,759 = 2242 \text{ Н}.$$

Гальмівний момент на швидкохідному валу приводу

$$M_{\Gamma} = k_{\Gamma} \frac{W_y D \eta_M}{2u_p} = 1,25 \frac{2242 \cdot 0,856 \cdot 0,88}{2 \cdot 16} = 66 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де k_{Γ} — коефіцієнт запасу гальмування (беремо $k_{\Gamma} = 1,25$), отже, гальмо типу ТКТГ300м задовольняє умову гальмування стрічки від зворотного її ходу.

8.1.5. БАРАБАННИЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ВІЗОК

Діаметри барабанів беремо однаковими з привідним барабаном: $D = 800$ мм. Для попереднього розрахунку масу візка можна взяти з табл. 8.9.

Швидкість руху візка з машинним приводом залежить від ширини стрічки B : для стрічок 400, 500, 600 мм завширшки $v_B = (0,1 \dots 0,17)v$; 800, 1000 мм — $v_B = 0,085v$; 1200, 1400 мм — $v_B = 0,075v$, де v — швидкість руху стрічки.

Опір пересуванню візка

$$W = S_{17} - S_{16} + W_{\text{ст}}, \quad (8.35)$$

де $W_{\text{ст}}$ — статичний опір пересуванню візка: для завантаженого конвеєра визначаємо за формулою (2.66).

Потужність двигуна, кВт,

$$P = \frac{W v_B}{10^3 \eta_M}.$$

Потім вибирають електродвигун, редуктор, гальмо, рейкозахоплювач для стійкості візка, ходові колеса, рейки і розраховують на міцність деталі та вузли візка.

Для проектування перевантажувальних вузлів стрічкових конвеєрів треба знати траєкторію руху окремих кусків і потоку матеріалу після сходження його з барабана, що дасть змогу визначити місце розміщення живильника, відбійної стінки або напрямного лотка в перевантажувальному вузлі, а також амортизувальних роликкоопор у приймальному конвеєрі.

На прикладі розрахунку двобарабанного розвантажувального пристрою розглянемо загальний випадок визначення траєкторії руху потоку насипного матеріалу при його сходженні з барабана (рис. 8.5).

Таблиця 8.9. Маса візків, кг

Ширина стрічки, мм	Маса візка		Ширина стрічки, мм	Маса візка	
	нормального	важкого		нормального	важкого
500	1900	—	1000	3500...5550	5000...7800
600	2600	—	1200	5400...10060	8000...12200
800	2500...4000	4000...6200	1400	6110...12700	10000...15500

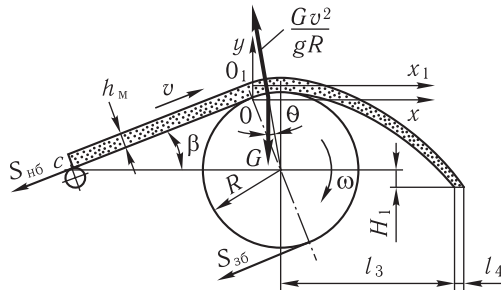


Рис. 8.5. Побудова траєкторії руху часточки матеріалу при розвантаженні з барабана

Часточка матеріалу відривається від стрічки в той момент, коли відцентрова сила, яка діє на цю часточку, дорівнюватиме радіальній складовій ваги часточки, тобто

$$v^2/(gR) = \cos \theta, \quad (8.36)$$

де θ — кут між вертикаллю і лінією дії відцентрової сили в точці відриву часточки матеріалу; R — радіус розвантажувального барабана, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Визначаємо кут θ і наносимо на розрахункову схему точку O — точку відриву часточки від стрічки. Якщо $v^2/(gR) > 1$, то вантаж відірветься від стрічки в точці O .

Досліди, виконані в Київському інженерно-будівельному інституті (нині Київський національний університет будівництва і архітектури), довели, що вільне падіння часточок матеріалу починається в той момент, коли вони розміщуються у вертикальній площині, що проходить через точку O ; швидкість руху часточок по висоті потоку в момент початку вільного падіння постійна і дорівнює швидкості стрічки.

Часточки матеріалу при вільному падінні рухаються по параболі (рис. 8.5)

$$y = x \operatorname{tg}(\pm\beta) - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \beta}, \quad (8.37)$$

де β — кут між віссю абсцис і напрямком швидкості руху часточок на початку вільного падіння: у I чверті — $(+\beta)$, у IV — $(-\beta)$.

За формулою (8.37) визначимо ординати y у функції x при $v = 2,75 \text{ м/с}$ і $\beta = +14^\circ$:

x	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0
y	0,02	-0,046	-0,199	-0,436	-0,758	-1,165	-1,673	-2,22

Початок координат беремо в точках O і O_1 , за значеннями x і y будемо траєкторію руху нижніх і верхніх часточок потоку матеріалу, задавши відстанню H_1 ; визначаємо відстань l_3 від центра розвантажувального барабана до місця падіння потоку вантажу.

Траєкторія руху часточок матеріалу розрахована за умов, що стрічка в прогоні між роликотопорою і розвантажувальним барабаном розміщена на прямій CO ; в дійсності ж під дією власної ваги і ваги транспортованого вантажу стрічка має прогин, внаслідок чого точка стикання її з барабаном зміщується ліворуч. У точніших розрахунках ураховують вплив прогину стрічки на траєкторію руху часточок матеріалу.

8.1.6. РОЗРАХУНОК ОЧИСНОГО ПРИСТРОЮ

Щоб очистити стрічку від налиплого матеріалу, установлюють очисну лопатеву щітку¹ з індивідуальним приводом. Лопаті щітки виготовляють з капронових ниток або з конвеєрної стрічки. Щітку розміщують під розвантажувальним барабаном так, щоб очищений матеріал падав у завантажувальний лоток або бункер. Щоб очищення було ефективнішим, щітка обертається проти руху стрічки. Можлива також робота щітки в одному напрямку з рухом стрічки. Щітка, яка розміщена на ділянці стрічки, що обгинає барабан (рис. 8.6, а), ефективно очищає конвеєрну стрічку при частоті обертання, об/хв,

$$n \geq \frac{1,57 \mp \sqrt{\frac{h_1}{d}} \mp \frac{1}{100d}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v, \quad (8.38)$$

де z — кількість лопатей щітки (рекомендується $z = 8 \dots 12$, беремо $z = 10$);

$$h_1 = \frac{hD - h^2}{D + d - 2h} = \frac{0,005 \cdot 0,856 - 0,005^2}{0,856 + 0,5 - 2 \cdot 0,005} = 0,00318 \text{ м};$$

$$h_2 = \frac{hd - h^2}{D + d - 2h} = \frac{0,005 \cdot 0,5 - 0,005^2}{0,856 + 0,5 - 2 \cdot 0,005} = 0,00182 \text{ м};$$

h — зближення щітки зі стрічкою (рекомендується $h = 0,003 \dots 0,005$ м, беремо $h = 0,005$ м); $D = 0,856$ м — діаметр барабана з урахуванням товщини стрічки; $d = 0,5$ м — діаметр щітки; $v = 2,75$ м/с — швидкість стрічки.

Знаки «мінус» і «плюс» — відповідно для зустрічного і попутного обертання щітки відносно руху стрічки.

Частота зустрічного обертання щітки

$$n \geq \frac{1,57 - \sqrt{\frac{h_1}{d}} - \frac{1}{100d}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v = \frac{1,57 - \sqrt{\frac{0,00318}{0,5}} - \frac{1}{100 \cdot 0,5}}{3,14 \sqrt{0,00182 \cdot 0,867}} \times \\ \times 60 \cdot 2,75 = 75,8 \text{ об/хв.}$$

Беремо частоту обертання $n = 1,15 \cdot 75,8 = 87,2$ об/хв.

Частота попутного обертання щітки

$$n \geq \frac{1,57 + \sqrt{\frac{h_1}{d}} + \frac{1}{100d}}{\pi \sqrt{h_2 D}} 60v = \frac{1,57 + \sqrt{\frac{0,00318}{0,5}} + \frac{1}{100 \cdot 0,5}}{3,14 \sqrt{0,00182 \cdot 0,867}} \times \\ \times 60 \cdot 2,75 = 340 \text{ об/хв.}$$

¹Аппоневич Е. К. Определения числа оборотов чистителей конвейерной ленты. Горно-транспортное оборудование карьеров. — К.: Техніка, 1971.

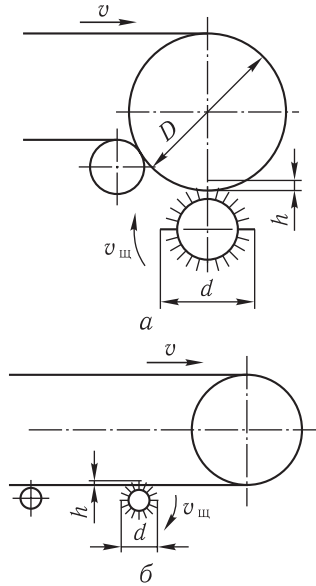


Рис. 8.6. Схеми до розрахунку очисного пристрою, встановленого на ділянці стрічки:
a — яка обгинає барабан; *б* — між барабаном і роликоопорою

Як бачимо, частота попутного обертання щітки значно більша, ніж зустрічного, що призводить до швидкого її спрацювання.

Потужність двигуна для приводу щітки

$$P = \frac{\omega_{\text{оч}} B h_{\text{ср}} v v \pm v_{\text{щ}}}{10^3 \eta_{\text{м}}} \frac{v \pm v_{\text{щ}}}{v_{\text{щ}}}, \quad (8.39)$$

де $\omega_{\text{оч}}$ — опір очищенню; на основі експериментів $\omega_{\text{оч}} = (5 \dots 18) \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$; $B = 1 \text{ м}$; $h_{\text{ср}} = 0 \dots 0,005 \text{ м}$ — середня товщина очищеного шару матеріалу (беремо $h_{\text{ср}} = 0,0025 \text{ м}$); $\eta_{\text{м}} = 0,9$; $v_{\text{щ}}$ — колова швидкість різальних кромок щітки:

$$v_{\text{щ}} = \frac{\pi d n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 87,2}{60} = 2,28 \text{ м/с.}$$

Потужність двигуна очисного пристрою при зустрічному русі щітки

$$P = \frac{\omega_{\text{оч}} B h_{\text{ср}} v v + v_{\text{щ}}}{10^3 \eta_{\text{м}}} \frac{v + v_{\text{щ}}}{v_{\text{щ}}} = \frac{10 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 0,0025 \cdot 2,75 \cdot 2,75 + 2,28}{10^3 \cdot 0,9} \frac{2,75 + 2,28}{2,28} = 1,68 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун і редуктор.

Інколи для грубого очищення перед щіткою встановлюють скребок.

Опір рухові очисного скребка

$$W_{\text{с}} = \omega_{\text{с}} B = 500 \cdot 1 = 500 \text{ Н}, \quad (8.40)$$

де $\omega_{\text{с}} = 300 \dots 500 \text{ Н/м}$ — опір скребку.

Потужність

$$P = \frac{W_{\text{с}} v}{10^3} = \frac{500 \cdot 2,75}{10^3} = 1,38 \text{ кВт.}$$

Аналогічно визначаємо опір плужків, які зазвичай розміщують на стрічці біля барабанів.

8.1.7. ОПОРНА КОНСТРУКЦІЯ З ПІДТРИМУВАЛЬНИМИ КАНАТАМИ

На натягнуті вздовж конвеєра канати (рис. 8.7), що обпираються на стояки, навішуються роликоопори, ролики* яких з'єднані шарнірами (рис. 8.8, а) або надіті на гнучкий, наприклад сталевий, канат (рис. 8.8, б). Якщо підтримувальні канати натягують гвинтовими натяжними пристроями, довжина секції зазвичай не перевищує 150 м. Візьмемо три лінійні секції 100 м завдовжки кожна та одну завантажувальну $l_3 = 3,2$ м (рис. 8.7). Відстань між підтримувальними стояками беремо таку, щоб на канаті можна було підвісити від трьох до шести роликоопор. Якщо роликоопор чотири, то відстань між стояками $l_c = 4,8$ м. Канати лінійних секцій вільно лежать на опорних стояках. Таке конструктивне виконання лінійної частини конвеєра має свої переваги: набагато зменшуються динамічні навантаження на стрічку в роликоопорах; забезпечуються плавність і безшумність ходу стрічки; вага лінійної частини конвеєра невелика; підвищується продуктивність конвеєра внаслідок зростання швидкості стрічки і збільшення її жолобчастості. При розрахунку канат розглядають як гнучку нитку і вважають, що два канати однаково навантажені й натягнуті. Зосереджені навантаження замінено на рівномірно розподілені.

Лінійне навантаження на канат у вертикальній площині

$$q_v = q_k + \frac{q_p}{2} + \frac{q_0}{2} + \frac{q}{2} = 13,78 + \frac{367,8}{2} + \frac{146}{2} + \frac{990,1}{2} = 765,9 \text{ Н/м}, \quad (8.41)$$

де $q_k = 13,96$ Н/м — лінійна вага попередньо вибраного каната типу ЛКО $6 \times 19 = 114$ діаметром $d = 20$ мм;

$$q_p = \frac{G_p}{l_p} = \frac{441,45}{1,2} = 367,8 \text{ Н/м};$$

$G_p = m_p g = 45 \cdot 9,81 = 441,45$ Н — вага трироликової підвісної опори для лінійної секції; $m_p = 45$ кг — її маса.

Прогин каната у вертикальній площині беремо 1,5...2 % відстані між стояками:

$$y_v = (0,02 \dots 0,015) l_c = (0,02 \dots 0,015) \cdot 4,8 = 0,096 \dots 0,072 \text{ м}. \quad (8.42)$$

Щоб зберегти цей прогин, натяг у канаті має бути

$$S_k = \frac{q_v l_c^2}{8 y_v} = \frac{765,9 \cdot 4,8^2}{8(0,096 \dots 0,072)} = 22\,977 \dots 30\,636 \text{ Н}. \quad (8.43)$$

Беремо $S_k = 26\,800$ Н.

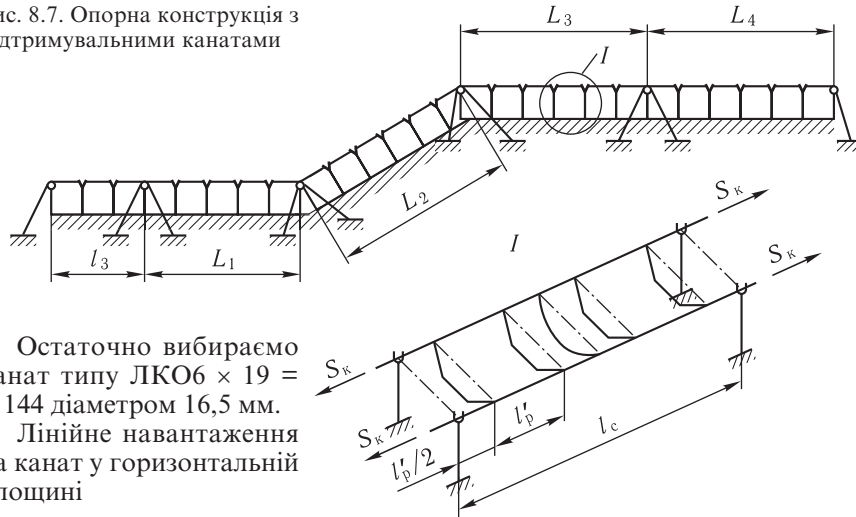
Розривне зусилля каната

$$S_p \geq n_k S_k = 4,5 \cdot 26\,800 = 120\,600 \text{ Н}, \quad (8.44)$$

де $n_k = 4,5$ — запас міцності каната.

*Ущільнення підшипникових вузлів запропоновано УкрНДІПроектом.

Рис. 8.7. Опорна конструкція з підтримувальними канатами



Остаточно вибираємо канат типу ЛКО6 × 19 = 144 діаметром 16,5 мм.
Лінійне навантаження на канат у горизонтальній площині

$$q_{\Gamma} = \left(\frac{q_p}{2} + \frac{q_0}{2} + \frac{q}{2} \right) \operatorname{ctg} \alpha = \left(\frac{367,8}{2} + \frac{146}{2} + \frac{990,1}{2} \right) \operatorname{ctg} 30^\circ = 1302 \text{ Н/м}, \quad (8.45)$$

де $\alpha = 30^\circ$ — кут нахилу бокового ролика підвісної опори.
Прогин каната в горизонтальній площині

$$y_{\Gamma} = \frac{q_{\Gamma} l_c^2}{8S_k} = \frac{1302 \cdot 4,8^2}{8 \cdot 26\,800} = 0,14 \text{ м}, \quad (8.46)$$

що становить 2,9 % відстані між стояками.

Після встановлення розпірок, що запобігають зближенню канатів у горизонтальній площині, найбільший горизонтальний прогин каната

$$y_{\Gamma} = \frac{q_{\Gamma} (l_c/2)^2}{8S_k} = \frac{1302 \cdot 2,4^2}{8 \cdot 26\,800} = 0,035 \text{ м}.$$

Такий прогин можна допустити для опорної конструкції з підтримувальними канатами.

Стояки лінійних секцій навантажені зусиллям F_p , що передається від каната в напрямку реакцій підвісної роликаноопори (рис. 8.9).

Вертикальна складова зусилля

$$\begin{aligned} F_b &= \left[(2q_k + q_c + q)l_c + 4G_p + G_{p3} \right] \cdot 0,5 = \\ &= \left[(2 \cdot 13,96 + 146 + 990,1) \cdot 4,8 + 4 \cdot 441,45 + 98 \right] \cdot 0,5 = 3726 \text{ Н}, \quad (8.47) \end{aligned}$$

де $G_{p3} = m_{p3}g = 10 \cdot 9,81 = 98 \text{ Н}$ — вага розпірки; $m_{p3} = 10 \text{ кг}$ — її маса.

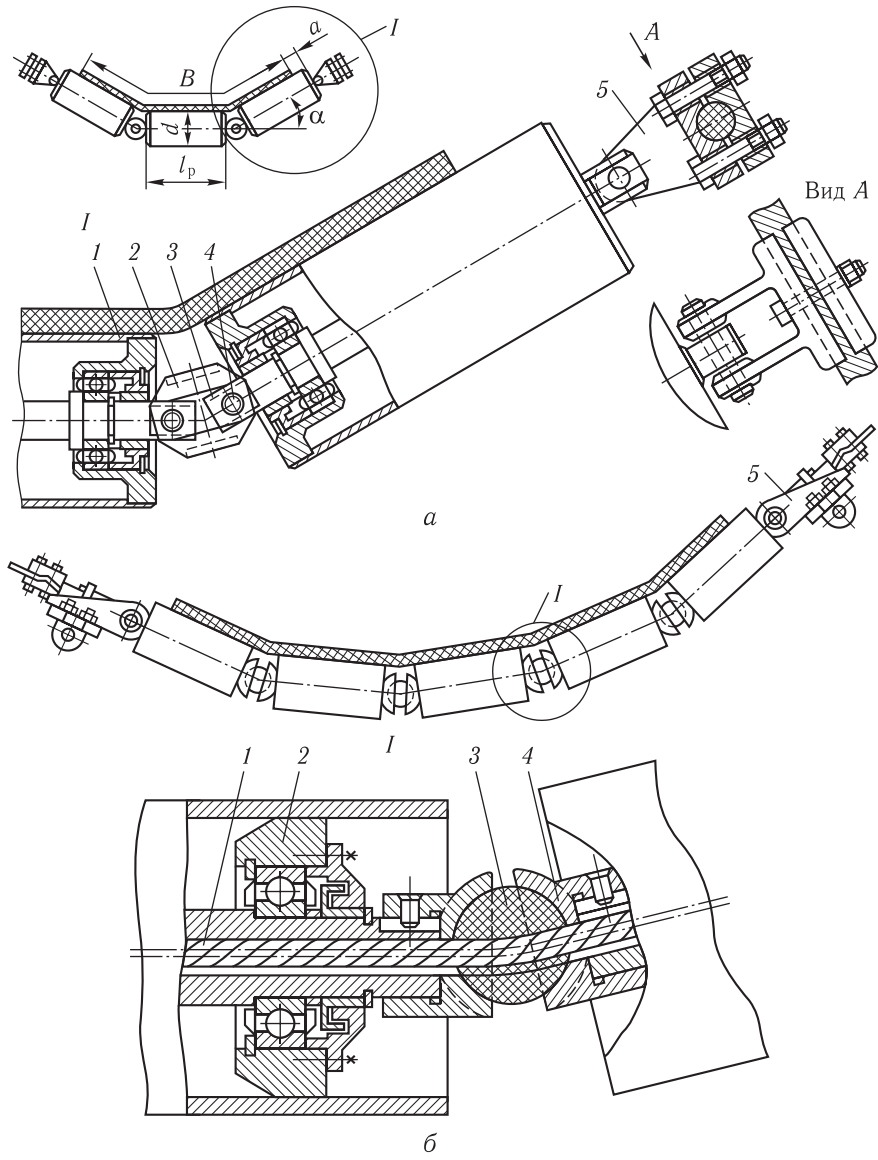


Рис. 8.8. Підвісні роликоопори:

a — шарнірна (1 — ролик; 2 — з'єднувальна ланка; 3 — фіксатор; 4 — палець; 5 — вузол підвіски); *б* — гнучка з канатною віссю (1 — канат; 2 — ролик; 3 — пружний елемент; 4 — півциліндр)

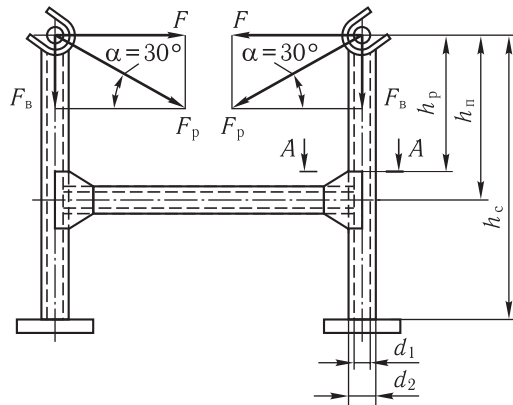


Рис. 8.9. Схема до розрахунку навантаження на стояки

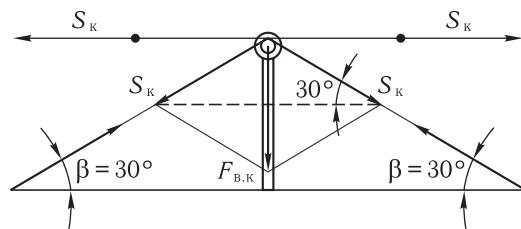


Рис. 8.10. Схема до розрахунку навантажень на крайні стояки від натягу канатів

Горизонтальна складова зусилля

$$F = F_B \operatorname{ctg} \alpha = 3726 \operatorname{ctg} 30^\circ = 6454 \text{ Н.}$$

Зусилля

$$F_p = \sqrt{F_B^2 + F^2} = \sqrt{3726^2 + 6454^2} = 7452 \text{ Н.}$$

Після конструктивної проробки беремо відстань від каната до поперечини $h_{\text{п}} = 660 \text{ мм}$, а від каната до небезпечнішого перерізу $h_p = 400 \text{ мм}$.

Умова міцності стояка в перерізі А—А

$$\sigma = \frac{F_B}{A} + \frac{F h_p d}{2I} \leq [\sigma]. \quad (8.48)$$

Розрахунок виконаємо для труби діаметром $d = 102 \text{ мм}$ з товщиною стінки $4,5 \text{ мм}$: момент інерції перерізу $I = 164 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; площа перерізу $A = 13,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, тоді

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F_B}{A} + \frac{F h_p d}{2I} = \frac{3726}{13,1 \cdot 10^{-4}} + \frac{6454 \cdot 0,4 \cdot 0,102}{2 \cdot 164 \cdot 10^{-8}} = \\ &= 83,12 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 159 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Матеріал труби Ст5, $\sigma_T = 265 \text{ МПа}$,

$$[\sigma] = 0,6 \sigma_T = 0,6 \cdot 265 = 159 \text{ МПа.}$$

На крайні стояки секції (рис. 8.10), крім того, діє зусилля $F_{\text{в.к}}$ від натягу в канатах, які відхиляють для закріплення з основою:

$$F_{\text{в.к}} = 2S_k \sin 30^\circ = 2 \cdot 26\,800 \sin 30^\circ = 26\,800 \text{ Н.} \quad (8.49)$$

У цьому разі умова міцності стояка в перерізі А—А

$$\sigma = \frac{F_B + F_{\text{в.к}}}{A} + \frac{F h_p d}{2I} \leq [\sigma]. \quad (8.50)$$

Для труби $d = 102$ мм, $\delta = 4,5$ мм, $I = 164 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $A = 13,1 \cdot 10^{-4}$ м²

$$\sigma = \frac{3726 + 26 \cdot 800}{13,1 \cdot 10^{-4}} + \frac{6454 \cdot 0,4 \cdot 0,102}{2 \cdot 164 \cdot 10^{-8}} = 103,6 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 159 \text{ МПа.}$$

Розраховуючи на міцність стояки завантажувальної секції, враховують також зусилля від потоку матеріалу та удару окремих кусків.

8.1.8. ЗАВАНТАЖУВАЛЬНА ЧАСТИНА КОНВЕЄРА

Від конструктивного виконання цієї частини конвеєра значною мірою залежить строк служби стрічки, особливо якщо транспортують великокусковий вантаж. Експериментальними дослідженнями (рис. 8.11) доведено, що сила удару куска по стрічці при тій самій кінетичній енергії E істотно залежить від типу і жорсткості пристроїв, на які опирається стрічка. Цими графіками можна користуватись для порівняльного оцінювання ефективності амортизації ударних навантажень різними амортизувальними пристроями.

У розрахованому конвеєрі завантажувальну частину обладнаємо шарнірними роликоопорами, що начеплені на підтримувальні канати завантажувальної секції, які мають довжину 4,8 м і пружно підвішені через кожні 0,8 м. Відстань між роликоопорами в місці завантаження 0,4 м. Висота падіння вантажу на стрічку $h = 1,0$ м.

На стрічку в завантажувальній частині конвеєра діє зусилля від гідростатичного тиску потоку, що падає:

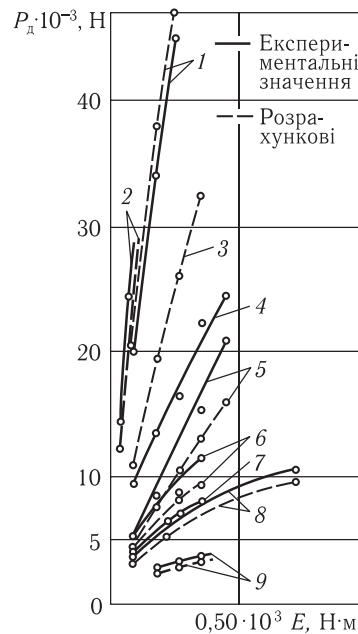
$$F_{\Pi} = \frac{\Pi}{3,6} \sqrt{2gh} = \frac{1000}{3,6} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1} = 1231 \text{ Н.} \quad (8.51)$$

Максимальна вага окремих транспортних включень (кусків) вапняку зі щільністю $\rho = 2450$ кг/м³

$$G_1 = 0,3 \cdot 0,25 \cdot 0,2 \cdot 2450 \cdot 9,81 = 360 \text{ Н.}$$

Рис. 8.11. Графіки сили удару залежно від кінетичної енергії куска, що падає на стрічку:

1 і 2 — над жорсткими роликами жорсткої роликоопори; 3 — над жорстким роликом амортизувальної роликоопори; 4 — над роликом з гумовою футерівкою жорсткої роликоопори; 5 — над жорстким роликом підвісної шарнірної роликоопори; 6 — між амортизаційними роликоопорами; 7 і 8 — над стрічковим конвеєром-амортизатором; 9 — між підвісними шарнірними роликоопорами



Виходячи з попередньо заданої сили удару по підвісній роликоопорі, визначаємо необхідну жорсткість C пружної системи. Сила удару по підвісній роликоопорі

$$F_y = G_1 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2hC}{G_1} \frac{m_1}{m_1 + m_2}} \right). \quad (8.52)$$

Для підвісної шарнірної роликоопори

$$m_1 = \frac{G_1}{g} = \frac{360}{9,81} = 36,7 \text{ кг};$$

$$m_2 \approx \frac{17}{35} m_p = \frac{17}{35} \cdot 45 = 21,86 \text{ кг}.$$

Із формули (8.52) жорсткість пружної системи

$$C = \frac{F_y (m_1 + m_2)}{2h_1 m_1} \left(\frac{F_y}{G_1} - 2 \right) =$$

$$= \frac{6300(36,7 + 21,86)}{2 \cdot 1 \cdot 36,7} \left(\frac{6300}{360} - 2 \right) = 7,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}. \quad (8.53)$$

Беремо $F_y = 6300 \text{ Н}$ (при такій силі зберігається стрічка). Якщо навантаження підвісної роликоопори центральне, то її жорсткість

$$C \approx 2C_{\text{оп}} \sin^2 \alpha, \quad (8.54)$$

звідки жорсткість підвіски роликоопори

$$C_{\text{оп}} = \frac{C}{2 \sin^2 \alpha} = \frac{7,8 \cdot 10^4}{2 \sin^2 (45^\circ \dots 60^\circ)} = (7,8 \dots 5,2) \cdot 10^4 \text{ Н/м},$$

де $\alpha = 45^\circ \dots 60^\circ$ — кут нахилу бокових роликів опор, які встановлені в місцях завантаження. Збільшуючи кут нахилу бокових роликів, можна поліпшити формування потоку матеріалу на стрічці і зменшити його просипання [21].

8.2 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА З НАХИЛОМ У БІК ТРАНСПОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛУ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $P = 1000 \text{ т/год}$, довжина його $L = 250,0 \text{ м}$, кут нахилу конвеєра $\beta = 15^\circ$; матеріал розвантажується з кінцевого барабана; конвеєр установлений стаціонарно на відкритій місцевості. Інші вихідні дані такі самі, як і в попередньому прикладі.

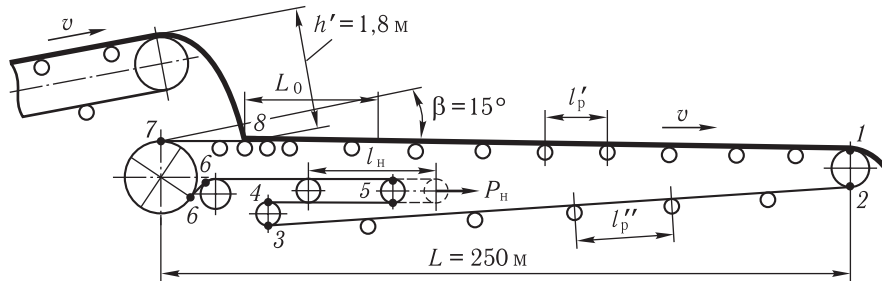


Рис. 8.12. Схема стрічкового конвеєра з нахилом у бік транспортування матеріалу

Оскільки загальний опір рухові звантаженої стрічки $W_0 < 0$, то привід конвеєра розміщуємо у хвостовій частині (рис. 8.12).

Швидкість руху стрічки беремо $v = 2,5$ м/с.

Ширина стрічки

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{k_y C v \rho_p}} + 0,05 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{1000}{0,89 \cdot 550 \cdot 2,5 \cdot 1,4}} + 0,05 \right) = 0,895 \text{ м,}$$

де $k_y = 0,89$ (див. пп. 8.1.1); $C = 550$ (див. табл. 8.2).

Ураховуючи кускуватість транспортованого вантажу, ширина стрічки $B \geq 810 \dots 960$ мм. За стандартом беремо $B = 1000$ мм.

У точці 1 мінімальний натяг стрічки S_1 . Натяг в інших точках стрічки визначаємо методом обходу по контуру:

$$S_2 = k S_1 = 1,05 S_1,$$

де $k = 1,05$ (див. пп. 8.1.2);

$$\begin{aligned} S_3 &= S_2 + W_{2-3} = 1,05 S_1 + q_0 L (\omega'' \cos \beta + \sin \beta) + q_p'' L \omega'' = \\ &= 1,05 S_1 + 146 \cdot 250 (0,035 \cdot \cos 15^\circ + \sin 15^\circ) + 70,3 \cdot 250 \cdot 0,035 = 1,05 S_1 + 11\,295. \end{aligned}$$

Попередньо вибираємо стрічку з $i = 6$, тоді лінійна вага стрічки $q_0 = 146$ Н/м.

Як і в попередньому прикладі,

$$q_p' = 204,3 \text{ Н/м; } q_p'' = 70,3 \text{ Н/м; } l_p' = 1,2 \text{ м; } l_p'' = 3,0 \text{ м;}$$

$$\omega' = 0,04; \quad \omega'' = 0,035; \quad q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{1000 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5} = 1090 \text{ Н/м;}$$

$$S_4 = k S_3 = 1,05 (1,05 S_1 + 11\,295) = 1,1 S_1 + 11\,860;$$

$$S_5 = k S_4 = 1,05 (1,1 S_1 + 11\,860) = 1,155 S_1 + 12\,453;$$

$$S_6 = k S_5 = 1,03 (1,155 S_1 + 12\,453) = 1,19 S_1 + 12\,827;$$

$$\begin{aligned}
S_8 &= S_1 - W_{1-8} = S_1 - [(q_0 + q)L(\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q'_p L \omega'] = \\
&= S_1 - [(146 + 1090) \cdot 250(0,04 \cos 15^\circ - \sin 15^\circ) + 204,3 \cdot 250 \cdot 0,04] = S_1 + 65\,999; \\
S_7 &= S_8 - W_{7-8} = S_1 + 65\,999 - 1033 = S_1 + 64\,966; \\
W_{7-8} &= \frac{c\Pi}{3,6} (v - v_0 + l_1 \sqrt{2gh'}) = \frac{1,5 \cdot 1000}{3,6} (2,5 - 2,5 + 0,56 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1}) = 1033 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

У нашому розрахунку $v_0 = v$.

Для фрикційного приводу, що працює в генераторному режимі,

$$S_7 \leq S_6 e^{f\alpha}.$$

Граничний стан, при якому немає ковзання барабана відносно стрічки, можна описати рівністю

$$S_1 + 64\,966 = (1,19S_1 + 12\,827) \cdot 2,71^{0,03 \cdot 4,19}.$$

При $f = 0,3$ і $\alpha = 240^\circ$ $e^{f\alpha} = 3,51$ (дод. LXXIX), тоді $S_1 = 6278 \text{ Н}$.

Визначимо мінімально допустимий натяг стрічки в точці 1, виходячи з максимально допустимого прогину стрічки між роликкооперами:

$$\begin{aligned}
S_{1\min} &\geq \frac{(q + q_0) \cos \beta l_p'^2}{8 \cdot 0,025 l_p'} = \frac{(q + q_0) \cos \beta l_p'}{0,2} = \\
&= \frac{(1090 + 146) \cos 15^\circ \cdot 1,2}{0,2} = 7163 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned}
S_2 &= 1,05S_1 = 1,05 \cdot 7163 = 7521 \text{ Н;} \\
S_3 &= 1,05S_1 + 11\,295 = 1,05 \cdot 7163 + 11\,295 = 18\,816 \text{ Н;} \\
S_4 &= 1,1S_1 + 11\,860 = 1,1 \cdot 7163 + 11\,860 = 19\,739 \text{ Н;} \\
S_5 &= 1,155S_1 + 12\,453 = 1,155 \cdot 7163 + 12\,453 = 20\,726 \text{ Н;} \\
S_6 &= 1,19S_1 + 12\,827 = 1,19 \cdot 7163 + 12\,827 = 21\,351 \text{ Н;} \\
S_7 &= S_1 + 64\,966 = 7163 + 64\,966 = 72\,129 \text{ Н;} \\
S_8 &= S_1 + 65\,999 = 7163 + 65\,999 = 73\,162 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

При таких натягах привід буде працювати з трохи більшим запасом тягової здатності.

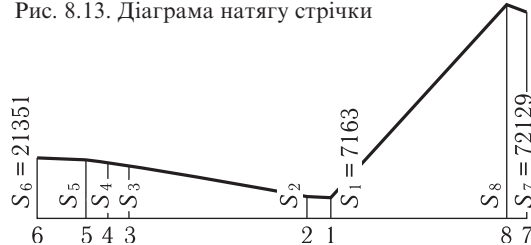
Будуємо діаграму натягу в стрічці (рис. 8.13). Опір, необхідний для утримання стрічки від зворотного руху (вниз),

$$W_0 = S_7 - S_6 = 72\,129 - 21\,351 = 50\,778 \text{ Н.}$$

Потужність двигуна, який працює в генераторному режимі,

$$P_p = \frac{W_0 v \eta_M}{10^3} = \frac{50\,778 \cdot 2,5 \cdot 0,88}{10^3} = 111,7 \text{ кВт.}$$

Рис. 8.13. Діаграма натягу стрічки



Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 111,7 = 134,0 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо асинхронний електродвигун типу 4АНК2804У3 з фазовим ротором і такими параметрами: $P = 132 \text{ кВт}$; $n = 1460 \text{ об/хв}$;

$$\frac{M_{\text{пmax}}}{M_n} = 2; \quad I_p = 3,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Вибір стрічки. Для кута нахилу бокових роликів жолобчастих ролик-опор 30° вибираємо стрічку з лавсановими прокладками з границею міцності $\sigma_p = 147 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ прокладки (дод. LXXX—LXXXII).

Кількість прокладок стрічки

$$i = \frac{S_8 n_c}{\sigma_p B} = \frac{73\,162 \cdot 10}{147 \cdot 10^3 \cdot 1} = 4,98,$$

де $n_c = 10$ (див. табл. 8.7).

Вибираємо стрічку з кількістю прокладок $i = 6$ (п'ять основних і одна захисна).

Діаметр привідного барабана

$$D_6 = a_1 i = (160 \dots 170) \cdot 5 = 960 \dots 1020 \text{ мм,}$$

де $a_1 = 160 \dots 170$ (див. табл. 8.8).

Максимальний тиск між стрічкою і барабаном

$$p = \frac{2S_7}{D_6 B} \leq [p],$$

$$p = \frac{2 \cdot 72129}{0,96 \cdot 1,0} = 0,15 \text{ МПа} < [p] = 0,4 \text{ МПа.}$$

Беремо $D_6 = 1000 \text{ мм}$.

Діаметр кінцевого і натяжного барабанів

$$D_1 = 0,8 D_6 = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ мм.}$$

Беремо $D_1 = 800 \text{ мм}$.

Діаметр відхильного барабана

$$D_2 = 0,65D_6 = 0,65 \cdot 960 = 524 \text{ мм.}$$

Беремо $D_2 = 630$ мм.

Довжина барабана (див. пп. 8.1.3)

$$L_6 = B + a_6 = 1000 + 150 = 1150 \text{ мм; } a_6 = 150 \text{ мм.}$$

Частота обертання привідного барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 1,04} = 45,9 \text{ об/хв,}$$

де $D = D_6 + 2\Delta_\phi = 1,0 + 2 \cdot 0,02 = 1,04$ м.

Передатне число редуктора приводу

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{1500}{45,9} = 32,68,$$

де $n = 1500$ об/хв — синхронна частота двигуна.

Розрахункова потужність редуктора (типів ЦД2 і ЦДН-130М)

$$P_{\text{ред}} = k_p P_p = 1,25 \cdot 111,7 = 139,6 \text{ кВт.}$$

Вибираємо режим роботи приводу і характер навантаження такими, як і в попередньому прикладі.

За каталогом вибираємо редуктор ЦД2-100М-31,5-1 з $u_p = 31,5$.

Фактична швидкість руху стрічки

$$v_\phi = \frac{\pi D n}{60 u_p} = \frac{\omega R}{u_p} = \frac{157 \cdot 0,52}{31,5} = 2,59 \text{ м/с.}$$

Оскільки дійсна швидкість руху стрічки мало відрізняється від прийнятої раніше, то уточнений розрахунок не наводимо. Щоб забезпечити ефективніше гальмування повністю завантаженого конвеєра, натяжний пристрій розміщуємо біля привідного барабана для натягнення набіжної вітки стрічки. При усталеному режимі зусилля натягу

$$F_H = \frac{2S_5}{\eta_H} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 726}{0,95} = 43 \cdot 634 \text{ Н.}$$

Хід натяжного пристрою (див. пп. 8.1.4)

$$l_H = (0,02 \dots 0,04)L + 0,3 = 0,02 \cdot 250 + 0,3 = 5,3 \text{ м.}$$

Роликоопори для підтримання робочої і неробочої віток конвеєра вибираємо такими, як і в попередньому прикладі. Якщо конвеєр незавантажений або завантажений на довжині L_0 (див. рис. 8.12), то привід працює у рушійному (двигунному) режимі, а в разі завантаження конвеєра на довжині, більшій ніж L_0 , — у генераторному режимі.

Довжину L_0 визначасмо за умови

$$W_0 = S_7 - S_6 = 0.$$

Після підстановки значень S_7 і S_6 у цей вираз, отримаємо

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{-0,19S_1 - W_{7-8} + q'_p L \omega' - 12\ 827}{(q + q_p)(\omega' \cos \beta - \sin \beta)} = \\ &= \frac{-0,19 \cdot 7163 - 1033 + 204,3 \cdot 250 \cdot 0,04 - 12\ 827}{(1090 + 146)(0,04 \cdot \cos 15^\circ - \sin 15^\circ)} = 48,4 \text{ м.} \end{aligned} \quad (8.55)$$

Таким чином, без вантажу і в разі неповного завантаження привід конвеєра працює в рушійному режимі, а зі збільшенням завантаження на довжині понад L_0 двигун переходить у генераторний режим роботи. З урахуванням цього проєктують електропривід конвеєра.

Перевірка приводу конвеєра на пуск і гальмування. На пуск конвеєр розраховуємо за тією самою методикою, що і для раніше розрахованого конвеєра.

Найнесприятливіший випадок для похилого конвеєра — це гальмування і зупинення повністю завантаженої стрічки. Опір рухові стрічки (без дії складової ваги вантажу $qL \sin \beta$) наближено обчислюємо за виразом

$$\begin{aligned} W_0 &= 1,1 \left[(2q_0 + q) \cos \beta + (q'_p + q''_p) \right] L \omega' = \\ &= 1,1 \left[(2 \cdot 146 + 1090) \cos 15^\circ + (204,3 + 70,3) \right] \cdot 250 \cdot 0,04 = 17\ 704 \text{ Н,} \end{aligned} \quad (8.56)$$

де 1,1 — коефіцієнт, який урахує опір на барабанах.

Статичний момент на валу двигуна під час гальмування (рух униз)

$$M_{\text{ст.г}} = \frac{W_0 D \eta_M}{2u_p} = \frac{17\ 704 \cdot 1,04 \cdot 0,88}{2 \cdot 31,5} = 257,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент інерції усіх рухомих мас конвеєра, зведений до вала двигуна, під час гальмування (рух униз)

$$\begin{aligned} I_{\text{зв.г}} &= \delta (I_p + I_M) + \frac{m_k R^2}{u_p^2} \eta_M = \\ &= 1,15 (3,5 + 0,64) + \frac{21\ 008 \cdot 0,52^2 \cdot 0,88}{31,5^2} = 9,799 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

де $I_M = 0,64 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$$\begin{aligned} m_k &= k_{\text{пр}} [(m + 2m_0)L + k_{\text{шв}} m_{\text{об}}] = \\ &= 0,5 [(111,1 + 2 \cdot 14,88) \cdot 250 + 0,8 \cdot 8500] = 21\ 008 \text{ кг,} \end{aligned}$$

$$m = \frac{П}{3,6v} = \frac{1000}{3,6 \cdot 2,5} = 111,1 \text{ кг/м};$$

$$m_{об} = \left(\frac{m'_p}{l'_p} + \frac{m''_p}{l''_p} \right) L + \sum m_б = \frac{25}{1,2} + \frac{21,5}{3} 250 + 1500 = 8500 \text{ кг}.$$

Виходячи із заданого шляху зупинення стрічки, тривалість гальмування конвеєра

$$t_{\Gamma} = \frac{2l_{\Gamma}}{v+v_0} = \frac{2 \cdot 2,2}{2,59} = 1,7 \text{ с}.$$

Гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = \frac{I_{зв.г} \omega}{t_{\Gamma}} + M_{ст.г} \frac{9,799 \cdot 157}{1,7} + 257,2 = 1162 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Гальмування здійснюється електродвигуном з $M_{\Gamma} = 1162 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а потім вмикають гальмо.

Вибираємо колодкове гальмо типу ТКТГ-400м, відрегульоване на заданий гальмівний момент.

8.3 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА-ЖИВИЛЬНИКА

Вихідні дані: продуктивність конвеєра-живильника $П = 5120 \text{ т/год}$ ($3000 \text{ м}^3/\text{год}$) розкривної породи ($\rho_p = 1,6 \text{ т/м}^3$; $k_p = 1,4$), максимальний розмір куска $a_{\max} = 300 \text{ мм}$ (в масі матеріалу міститься 12 % кусків розміром $a_{\max} = 300 \text{ мм}$); коефіцієнт тертя матеріалу об стрічку $f_1 = 0,5$; коефіцієнт тертя матеріалу об борти живильника $f_2 = 0,6$; швидкість руху стрічки $v = 5 \text{ м/с}$; матеріал падає перпендикулярно до стрічки, тобто початкова швидкість матеріалу $v_0 = 0$; різниця рівнів між робочими поверхнями стрічок конвеєра і живильника $H = 2 \text{ м}$; кут нахилу конвеєра $\beta = 10^\circ$ (рис. 8.14).

Оскільки матеріал на стрічці живильника набуває швидкості від нуля

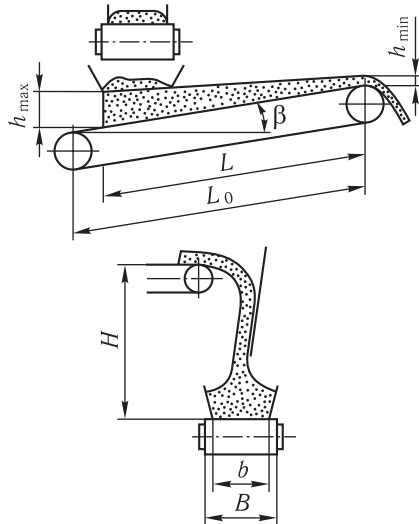


Рис. 8.14. Схема конвеєра-живильника

до $v = 5$ м/с, то середня швидкість

$$v_{\text{cp}} = \frac{v_0 + v}{2} = \frac{0 + 5}{2} = 2,5 \text{ м/с.}$$

Мінімальна площа перерізу матеріалу на стрічці

$$A = \frac{\Pi}{3600v_{\text{cp}}} = \frac{5120}{3600 \cdot 5 \cdot 1,6} = 0,178 \text{ м}^2. \quad (8.57)$$

Після попереднього розрахунку вибираємо стрічку завширшки $B = 1400$ мм, тоді

$$b \approx B - 300 = 1400 - 300 = 1100 \text{ мм.}$$

Робоча ширина стрічки задовольняє умову кускуватості:

$$b \geq (2,7 \dots 3,2) a_{\text{max}} = (2,7 \dots 3,2) \cdot 300 = 810 \dots 960 \text{ мм.}$$

Мінімальна висота шару матеріалу на стрічці

$$h_{\text{min}} = \frac{A}{b} = \frac{0,178}{1,1} = 0,162 \text{ м,}$$

максимальна

$$h_{\text{max}} = 3h_{\text{min}} = 3 \cdot 0,162 = 0,486 \text{ м.}$$

Середня висота шару матеріалу на стрічці

$$h_{\text{cp}} = \frac{\Pi}{3600v_{\text{cp}}b\rho_p} = \frac{5120}{3600 \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1,6} = 0,323 \text{ м.}$$

Сила тиску матеріалу на два борти

$$N = 1000h_{\text{cp}}^2\rho_p gL = 1000 \cdot 0,323^2 \cdot 1,6 \cdot 9,81L = 1638L \text{ Н.} \quad (8.58)$$

Сила опору від тертя матеріалу об борти

$$W_1 = Nf_2 = 1638L \cdot 0,6 = 983L \text{ Н.}$$

Середнє лінійне навантаження на стрічці

$$q_{\text{cp}} = \frac{\Pi g}{3,6v_{\text{cp}}} = \frac{5120 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5} = 5580 \text{ Н/м.}$$

Вага вантажу на стрічці

$$G = q_{\text{cp}}L = 5580L \text{ Н.}$$

Сила тертя матеріалу об стрічку

$$W_2 = f_1 G \cos \beta = 0,5 \cdot 5580L \cdot \cos 10^\circ = 2748L \text{ Н.}$$

Складова ваги матеріалу, яку треба подолати,

$$W_3 = G \sin \beta = 5580L \sin 10^\circ = 969L \text{ Н.}$$

Рівняння руху вантажу на стрічці

$$\frac{G}{g}a + W_1 + W_3 - W_2 = 0, \quad (8.59)$$

або

$$\frac{5580L}{9,81}a + 983L + 969L - 2748L = 0,$$

де $a = 1,4 \text{ м/с}^2$ — прискорення вантажу.

Тривалість руху вантажу відносно стрічки

$$t = \frac{v}{a} = \frac{5}{1,4} = 3,57 \text{ с.}$$

Робоча довжина живильника

$$L = \frac{vt}{2} = \frac{5 \cdot 3,57}{2} = 8,93 \text{ м.}$$

Загальну довжину живильника беремо $L_0 = 9,5 \text{ м.}$

Висота падіння вантажу

$$h = H - 3h_{\min} = 2 - 3 \cdot 0,162 = 1,514 \text{ м.}$$

Зусилля від падаючого потоку, яке сприймається стрічкою,

$$F_{\Pi} = \frac{\Pi}{3,6} \sqrt{2gh} = \frac{5120}{3,6} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,514} = 7751 \text{ Н.}$$

Сила тертя стрічки по матеріалу (матеріал на довжині 8,93 м проковзує відносно стрічки)

$$W_{\text{тр}} + (F_{\Pi} + G)f_1 = (7751 + 49\,829) \cdot 0,5 = 28\,790 \text{ Н,}$$

де $G = 5580L = 5580 \cdot 8,93 = 49\,829 \text{ Н.}$

Потужність на валу барабана живильника, яка необхідна на подолання сил тертя,

$$P_{\text{тр}} = \frac{W_{\text{тр}}v}{10^3} = \frac{28\,790 \cdot 5}{10^3} = 144 \text{ кВт.}$$

Потужність конвеєра-живильника P_c , яка необхідна для приводу рівномірно завантаженої стрічки, визначасмо звичайним способом.

Опір рухові стрічки

$$W = (W_p + W_x) \cdot 1,1 = (7063 - 184) \cdot 1,1 = 7567 \text{ Н.}$$

Опори рухові відповідно робочої і неробочої віток конвеєра

$$\begin{aligned} W_p &= (q_0 + q)L \cos \beta \omega' + (q_0 + q)L \sin \beta + q'_p L \omega' = \\ &= (203 + 2790) \cdot 9,5 \cos 10^\circ \cdot 0,04 + (203 + 2790) \times \\ &\quad \times 9,5 \sin 10^\circ + 2649 \cdot 9,5 \cdot 0,04 = 7063 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$W_x = q_0 L \omega' \cos \beta - q_0 L \sin \beta + q_p'' L \omega' =$$

$$= 203 \cdot 9,5 \cdot 0,04 \cos 10^\circ - 203 \cdot 9,5 \sin 10^\circ + 196 \cdot 9,5 \cdot 0,04 = -184 \text{ Н},$$

де

$$q_0 = 203 \text{ Н/м};$$

$$q = \frac{Pg}{3,6v} = \frac{5120 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 5} = 2790 \text{ Н/м};$$

$$q_p' = \frac{m_p' g}{l_p'} = \frac{108 \cdot 9,81}{0,4} = 2649 \text{ Н/м};$$

$$q_p'' = \frac{m_p' g}{l_p''} = \frac{40 \cdot 9,81}{2} = 196 \text{ Н/м};$$

$$\omega' = 0,04.$$

Потужність стрічки

$$P_c = \frac{Wv}{10^3} = \frac{7567 \cdot 5}{10^3} = 37,8 \text{ кВт}.$$

Тоді потужність електродвигуна живильника

$$P_p = \frac{P_{тр} + P_c}{\eta_m} = \frac{144 + 37,8}{0,85} = 213,9 \text{ кВт},$$

де $\eta_m = 0,85$ — ККД приводу конвеєра-живильника.

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = 1,1 \cdot 213,9 = 235,29 \text{ кВт}.$$

За каталогом вибираємо асинхронний двигун типу 4АНК315М4У3 із фазовим ротором; потужність двигуна $P = 250$ кВт; $n = 1462,5$ об/хв, $\frac{M_{п\max}}{M_n} = 2,0$; $I_p = 9,75$ кг·м².

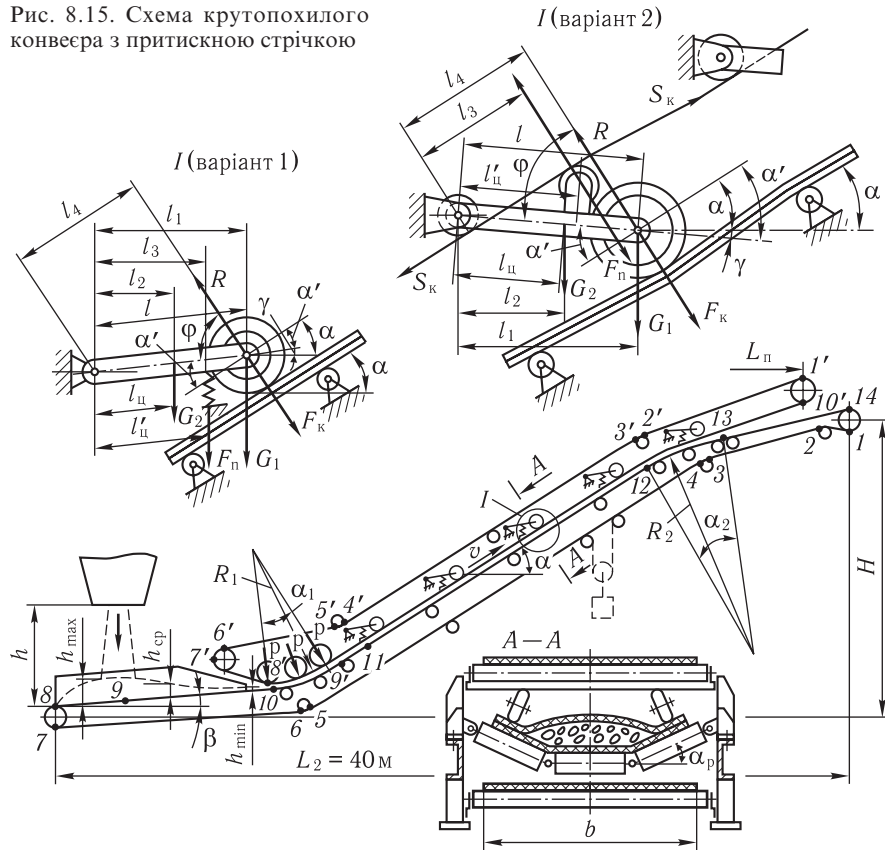
Подальший розрахунок конвеєра-живильника не відрізняється від викладеного раніше.

8.4 РОЗРАХУНОК КРУТОПОХИЛОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА З ПРИТИСКНОЮ СТРІЧКОЮ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $P = 1000$ т/год.

Характеристика транспортованого матеріалу: граніт після вторинного дроблення ($\rho_p = 1,8$ т/м³); максимальний розмір кусків граніту $a_{\max} = 250$ мм, яких у загальній масі міститься 12...15 %; розрахунковий кут природного укосу $\varphi_p = 35^\circ$; коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню

Рис. 8.15. Схема крутопохилого конвеєра з притисковою стрічкою



стрічки та борти завантажувальної лійки відповідно $f_1 = 0,47$ і $f_2 = 0,6$; висота підняття вантажу $H = 24,5$ м; кут нахилу конвеєра $\alpha = 40^\circ$ (рис. 8.15).

Дані, отримані після попереднього конструктивного оброблення: опорна конструкція жорстка; кут нахилу завантажувальної частини конвеєра $\beta = 5^\circ$; радіус перехідної частини, яка пов'язує завантажувальну і похилу частини конвеєра, $R_1 = 3$ м; довжина вантажонесівного конвеєра 48 м (між кінцевими барабанами); довжина притискового конвеєра $L_{\text{п}} = 42,5$ м; тип роликкоопор похилої частини конвеєра — підвісні шарнірні трироликові з кутом нахилу бокових роликів $\alpha_{\text{р}} = 20^\circ$; роликкоопори завантажувальної частини — підвісні амортизувальні трироликові; висота завантаження матеріалу $h = 1,55$ м; швидкість руху стрічки $v = 2$ м/с; відстань між боковими стінками завантажувальної лійки конвеєра $B_1 = 0,6B$.

Попередня характеристика стрічки: тип 1, гумотканинна з основою з лавсану, лінійна вага стрічки $q_0 = 245$ Н/м; міцність на розрив $\sigma_{\text{р}} = 118 \cdot 10^3$ Н/м

прокладки, максимальна товщина $\delta = 16$ мм; коефіцієнт опору рухові робочої вітки стрічки $w = 0,04$; коефіцієнт опору рухові неробочої вітки стрічки $w' = 0,035$; коефіцієнт тертя між стрічкою і барабанами з гумовою футерівкою в сухому і запиленому повітрі $f = 0,35$.

Місцеві умови: конвеєр завантажується проміжним стрічковим живильником; повітря сухе; конвеєр експлуатується при температурі від -15 до $+40$ °С в закритому приміщенні без опалення; конвеєр установлений стаціонарно [4, 21].

8.4.1. ВИБІР ШИРИНИ СТРІЧКИ

Виходячи із заданої продуктивності й умови, що ширина вільного краю стрічки становить $0,05B + 0,075$ м, ширина вантажонесівної стрічки

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{P}{C_1 v \rho_p}} + 0,15 \right) = 1,1 \left(\sqrt{\frac{1000}{300 \cdot 2 \cdot 1,8}} + 0,15 \right) = 1,22 \text{ м.} \quad (8.60)$$

Для крутопохилих конвеєрів з притискною стрічкою коефіцієнт продуктивності C_1 можна вибирати за табл. 8.10.

Для дрібнокускового щебеню кут укосу на рухомій стрічці становить $5 \dots 10^\circ$, тому для розрахунку взято коефіцієнт продуктивності $C_1 = 300$.

Таблиця 8.10. Значення коефіцієнтів продуктивності C_1 і C_2 для жолобчастої стрічки на три- і п'ятироликівій опорах

Показник	Значення показника для стрічки											
	на трироликівій опорі											
Кут нахилу бокових роликів	$\alpha = 20^\circ$				$\alpha = 30^\circ$				$\alpha = 36^\circ$			
	Кут укосу насипного матеріалу на стрічці φ_1 , град	10	15	20	25	10	15	20	25	10	15	20
Коефіцієнт C_1	375	450	535	620	460	530	605	685	500	570	640	715
Коефіцієнт C_2	355	435	515	605	435	510	585	665	475	545	615	695
Кут нахилу бокових роликів	на п'ятироликівій опорі											
	$\alpha_1 = 15^\circ$ $\alpha_2 = 30^\circ$				$\alpha_1 = 22,5^\circ$ $\alpha_2 = 45^\circ$				$\alpha_1 = 30^\circ$ $\alpha_2 = 60^\circ$			
Кут укосу насипного матеріалу на стрічці φ_1 , град	10	15	20	25	10	15	20	25	10	15	20	25
Коефіцієнт C_1	395	475	555	640	490	560	630	710	555	615	680	750
Коефіцієнт C_2	355	430	515	600	435	510	585	670	500	570	645	720

Ширина стрічки має задовольняти умову

$$B \geq (4...6)a_{\max} = (4...6) \cdot 250 = 1000...1500. \quad (8.61)$$

Беремо ширину основної і притискної стрічок $B = 1400$ м.

Лінійне навантаження:

від транспортованого вантажу

$$q = \frac{Pg}{3,6v} = \frac{1000 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,0} = 1363 \text{ Н/м};$$

від обертових частин роликкоопор вантажонесівної вітки, якщо відстань між ними $l'_p = 0,8$ м,

$$q'_p = \frac{m'_p g}{l'_p} = \frac{40 \cdot 9,81}{0,8} = 490 \text{ Н/м}.$$

Відстань між роликкоопорою l'_p у конвеєрах з притискною стрічкою беремо на 25...30 % меншою, ніж у звичайних конвеєрах.

Лінійне навантаження від обертових частин роликкоопор неробочої вітки, якщо відстань між ними $l''_p = 2,4$ м,

$$q''_p = \frac{m''_p g}{l''_p} = \frac{30 \cdot 9,81}{2,4} = 122,5 \text{ Н/м}.$$

Лінійне навантаження від дії притискних коліс з гумовою футерівкою на притискну стрічку, якщо відстань між ними $l_k = 0,8$ м,

$$q_k = 2 \frac{F_k}{l_k} = 2 \frac{220}{0,8} = 550 \text{ Н/м},$$

де F_k — сила натиску колеса на стрічку, яку визначають так. Боковий тиск сипкого матеріалу на верхню стрічку

$$\begin{aligned} \sigma_{хв} &= \frac{R\rho_p g}{f_1} \left[\sin \alpha - \left(1 + \frac{R_1}{R} \right) f_1 \cos \alpha \left(1 - e^{-Kf_1 y} \right) \right] = \\ &= \frac{0,041 \cdot 1,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,47} \left[\sin 40^\circ - \left(1 + \frac{0,00214}{0,041} \right) \cdot 0,47 \cos 40^\circ \right] = 407 \text{ Па}, \quad (8.62) \end{aligned}$$

де $R = \frac{A}{\pi} = \frac{0,07}{1,7} = 0,041$ м; $R_1 = \frac{h_1^2 K}{\pi} = \frac{0,105^2 \cdot 0,33}{1,7} = 0,00214$ м; $A = 0,07$ м² — площа перерізу матеріалу (визначають графоаналітичним способом); $\pi = 1,7$ м — периметр перерізу; $\rho_p = 1,8 \cdot 10^3$ кг/м³; $h_1 = 0,105$ м — середня висота сипкого матеріалу; K — коефіцієнт бокового тиску:

$$K = \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_T}{2} \right) \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{30^\circ}{2} \right) = 0,33; \quad (8.63)$$

$\varphi_T = 30^\circ$ — кут внутрішнього тертя; $f_1 = 0,47$ — коефіцієнт тертя вологого щабелю, що рухається по стрічці; $\alpha = 40^\circ$ — кут нахилу конвеєра; y — поточна координата.

Боковий тиск сипкого матеріалу на нижню стрічку

$$\sigma_{\text{хн}} = \sigma_{\text{хв}} + h_1 \rho_p g \cos \alpha = 407 + 0,105 \cdot 1,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cos 40^\circ = 1827 \text{ Па.} \quad (8.64)$$

Сила рівномірно розподіленого тиску, яку треба прикласти на довжині 1 м до верхньої стрічки, щоб утримати вантаж:

$$F_{\text{ст}} \approx A_1 \left(\sigma_{\text{хв}} - \frac{q_{0\text{в}}}{b} \cos \alpha \right) = 1 \cdot 1 \left(407 - \frac{245}{1,0} \cos 40^\circ \right) = 220 \text{ Н,} \quad (8.65)$$

де A_1 — площа верхньої стрічки, яка дотикається до матеріалу на довжині 1 м; $q_{0\text{в}}$ — лінійна вага верхньої стрічки; b — ширина стрічки, що контактує з вантажем.

Ураховуючи динамічний характер зусилля, яке передається від притискного колеса до притискної стрічки, сила натиску одного колеса на стрічку

$$F_{\text{к}} = \frac{2F_{\text{ст}}}{2} = 220 \text{ Н.}$$

Із рівняння моментів сил відносно шарніра визначаємо зусилля пружини (або поперечне зусилля від поздовжньо натягнутого каната)

$$F_{\text{п}} = \frac{Rl_4 - G_1 l_1 - G_2 l_2}{l_3} = \frac{220 \cdot 0,433 - 98 \cdot 0,499 - 49 \cdot 0,295}{0,344} = 94,5 \text{ Н,} \quad (8.66)$$

де $R = F_{\text{к}} = 220 \text{ Н}$; $G_1 = m_{\text{к}} g = 10 \cdot 9,81 = 98 \text{ Н}$ — вага притискного колеса; $G_2 = m_{\text{п}} g = 5 \cdot 9,81 = 49 \text{ Н}$ — вага важеля.

Довжини плеч дії сил:

$$l_1 = l \cos \gamma = 500 \cos 10^\circ = 493 \text{ мм;}$$

$$l_2 = l_{\text{ц}} \cos \gamma = 300 \cos 10^\circ = 295 \text{ мм;}$$

$$l_3 = l'_{\text{ц}} \cos \gamma = 350 \cos 10^\circ = 344 \text{ мм;}$$

$$l_4 = l \sin \varphi = 500 \sin 60^\circ = 433 \text{ мм,}$$

де $\alpha' = 30^\circ$ — кут нахилу важеля колеса до притискної стрічки; $\gamma = \alpha - \alpha' = 40^\circ - 30^\circ = 10^\circ$; $\varphi = 90^\circ - \alpha' = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$; $l, l_{\text{ц}}, l'_{\text{ц}}$ — див. рис. 8.15.

8.4.2. ВИЗНАЧЕННЯ НАТЯГІВ У ХАРАКТЕРНИХ ТОЧКАХ ТЯГОВОГО КОНТУРУ ВАНТАЖОНЕСІВНОЇ СТРІЧКИ

Мінімальний натяг стрічки буде в точці 5 (див. рис. 8.15): $S_5 = S_{\text{min}}$.
Натяги у наступних точках контуру:

$$S_6 = kS_5 = 1,03S_5,$$

де $k = 1,03$ (див. пп. 8.1.2);

$$\begin{aligned}
S_7 &= S_6 + W_{6-7} = 1,03S_5 + q_0 L_{6-7} (\omega' \cos \beta - \sin \beta) + q'' L_{6-7} \omega' = \\
&= 1,03S_5 + 245 \cdot 6,6 (0,035 \cos 5^\circ - \sin 5^\circ) + 122,5 \cdot 6,6 \cdot 0,035 = 1,03S_5 - 56; \\
S_8 &= kS_7 = 1,05(1,03S_5 - 56) = 1,081S_5 - 59; \\
S_9 &= S_8 + W_{8-9} + W_{3,д} = 1,081S_5 - 59 + \\
&+ (q_0 + q) L_{8-9} (\omega \cos \beta + \sin \beta) + q_p L_{8-9} \omega + \frac{c\Pi}{3,6} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = \\
&= 1,081S_5 - 59 + (245 + 1363) \cdot 2 \cdot (0,04 \cos 5^\circ + \sin 5^\circ) + \\
&+ 490 \cdot 2 \cdot 0,04 + \frac{1,5 \cdot 1000}{3,6} (2 - 0 + 0,47 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,55}) = 1,081S_5 + 2303; \\
S_{10} &= S_9 + W_{9-10} = 1,081S_5 + 2303 + \\
&+ (q_0 + q) L_{9-10} (\omega \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{9-10} \omega = 1,081S_5 + 2303 + \\
&+ (245 + 1363) \cdot 4 (0,04 \cos 5^\circ + \sin 5^\circ) + 490 \cdot 4 \cdot 0,04 = 1,081S_5 + 3198; \\
S_{11} &= S_{10} + W_{10-11} = 1,081S_5 + 3198 + (q_0 + q) L_{10-11} \times \\
&\times (\omega \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi}) + q'_p L_{10-11} \omega + 3F\omega = 1,081S_5 + 3198 + \\
&+ (245 + 1363) \cdot 2 (0,04 \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + 490 \times \\
&\times 2 \cdot 0,04 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,04 = 1,081S_5 + 5284;
\end{aligned}$$

де F — зусилля одного ряду обгумованих коліс (один ряд має два колеса), які притискують стрічки на перехідній ділянці конвеєра:

$$F \geq S \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{z};$$

$S \approx 15\,500$ Н — загальне зусилля натягу двох стрічок на перехідній ділянці, яке наближено визначається за спрощеною схемою нахиленого конвеєра методом обходу по контуру з мінімальною кількістю характерних точок; після визначення натягу стрічки в цих точках загальне зусилля натягу її уточнюється; $z = 3$ — кількість рядів обгумованих коліс на перехідній ділянці, отже:

$$\begin{aligned}
F &\geq 15\,500 \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{3} = 2733 \text{ Н}; \\
S_{12} &= S_{11} + W_{11-12} = 1,081S_5 + 5284 + (q_0 + q) L_{11-12} \omega \cos \alpha + \\
&+ q_0 L_{11-12} \sin \beta + (q'_p + q_k) L_{11-12} \omega + \frac{\sigma_{xH}}{\sigma_{xH} + \sigma_{xB}} q L_{11-12} \sin \alpha = \\
&= 1,081S_5 + 5284 + (245 + 1363) \cdot 30 \cdot 0,04 \cos 40^\circ + 245 \cdot 30 \sin 40^\circ + \\
&+ (490 + 550) \cdot 30 \cdot 0,04 + \frac{1827}{1827 + 407} 1363 \cdot 30 \sin 40^\circ = 1,081S_5 + 34\,230;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{13} &= S_{12} + W_{12-13} = 1,081S_5 + 34\,230 + (q_0 + q)L_{12-13} \times \\
&\times (\varpi \cos \alpha_n + \sin \alpha_n) + (q'_p + q_k)L_{12-13} = 1,081S_5 + \\
&+ 34\,230 + (245 + 1363) \cdot 7(0,04 \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + \\
&+ (490 + 550) \cdot 7 \cdot 0,4 = 1,081S_5 + 40\,538
\end{aligned}$$

(на ділянці 12—13 вантажонесівна вітка стрічки рухається по опуклій кривій, радіус якої $R_2 \geq 12B = 12 \cdot 1,4 = 16,8$ м. Беремо $R_2 = 17$ м. За значенням R_2 визначаємо довжину кривої $L_{12-13} = \frac{2\pi R_2 \alpha_2}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 17 \cdot 24^\circ}{360^\circ} \approx 7$ м);

$$\begin{aligned}
S_{14} &= S_{13} + W_{13-14} = 1,081S_5 + 40\,538 + (q_0 + q)L_{13-14}\varpi \cos \alpha'_y + \\
&+ (q_0 + q)L_{13-14} \sin \alpha'_y + q'_p L_{13-14}\varpi = 1,081S_5 + 40\,538 + (245 + 1363) \times \\
&\times 3 \cdot 0,04 \cos 16^\circ + (245 + 1363) \cdot 3 \sin 16^\circ + 490 \cdot 3 \cdot 0,04 = 1,081S_5 + 42\,112;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_4 &= S_5 - W_{4-5} = S_5 - q_0 L_{4-5} (\varpi' \cos \alpha - \sin \alpha) - q''_p L_{4-5} = \\
&= S_5 - 245 \cdot 37(0,035 \cos 40^\circ - \sin 40^\circ) - 122,5 \cdot 37 \cdot 0,035 = S_5 + 5425;
\end{aligned}$$

$$S_3 = \frac{S_4}{k} = \frac{1}{1,03}(S_5 + 5425) = 0,971S_5 + 5267;$$

$$\begin{aligned}
S_2 &= S_3 - W_{2-3} = S_3 - q_0 L_{2-3} (\varpi' \cos \alpha'_y - \sin \alpha'_y) - \\
&- q''_p L_{2-3} \varpi' = 0,971S_5 + 5267 - 245 \cdot 3,2(0,035 \cos 16^\circ - \sin 16^\circ) - \\
&- 122,5 \cdot 3,2 \cdot 0,035 = 0,971S_5 + 5443;
\end{aligned}$$

$$S_1 = \frac{S_2}{k} = \frac{1}{1,03}(0,971S_5 + 5443) = 0,943S_5 + 5284;$$

$$S_{14} \leq S_1 e^{f\alpha_0}; \quad f = 0,35; \quad \alpha_0 = 210^\circ.$$

Для граничного стану, при якому немає ковзання барабана відносно стрічки,

$$S_{14} = 3,61S_1 = 3,61(0,943S_5 + 5284) = 3,4S_5 + 19\,075.$$

Крім того, $S_{14} = 1,081S_5 + 42\,112$.

Після розв'язання рівняння

$$3,4S_5 + 19\,075 = 1,081S_5 + 42\,112$$

отримаємо $S_5 = 9934$ Н.

Із умов допустимого прогину мінімальний натяг стрічки

$$y = \frac{q_0 (l''_p)^2 \cos \beta}{8S_{\min}} \leq 0,025l''_p,$$

звідки

$$S_{\min} = \frac{q_0'' \cos \beta}{0,2} = \frac{245 \cdot 2,4 \cdot \cos 5^\circ}{0,2} = 2929 \text{ Н},$$

тобто $S_5 \geq S_{\min}$, що забезпечує нормальну роботу конвеєра.

Натяги стрічки в решті точок контуру:

$$S_4 = S_5 + 5425 = 9934 + 5425 = 15\ 359 \text{ Н};$$

$$S_3 = 0,971S_5 + 5267 = 0,971 \cdot 9934 + 5267 = 14\ 913 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,971S_5 + 5443 = 0,971 \cdot 9934 + 5443 = 15\ 089 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0,943S_5 + 5284 = 0,943 \cdot 9934 + 5284 = 14\ 652 \text{ Н};$$

$$S_6 = 1,971S_5 = 1,03 \cdot 9934 = 10\ 232 \text{ Н};$$

$$S_7 = 1,03S_5 - 56 = 1,03 \cdot 9934 - 56 = 10\ 176 \text{ Н};$$

$$S_8 = 1,081S_5 - 59 = 1,081 \cdot 9934 - 59 = 10\ 680 \text{ Н};$$

$$S_9 = 1,081S_5 + 2303 = 1,081 \cdot 9934 + 2303 = 13\ 042 \text{ Н};$$

$$S_{10} = 1,081S_5 + 3198 = 1,081 \cdot 9934 + 3198 = 13\ 937 \text{ Н};$$

$$S_{11} = 1,081S_5 + 5284 = 1,081 \cdot 9934 + 5284 = 16\ 023 \text{ Н};$$

$$S_{12} = 1,081S_5 + 34\ 230 = 1,081 \cdot 9934 + 34\ 230 = 44\ 969 \text{ Н};$$

$$S_{13} = 1,081S_5 + 40\ 538 = 1,081 \cdot 9934 + 40\ 538 = 51\ 277 \text{ Н};$$

$$S_{14} = 1,081S_5 + 42\ 112 = 1,081 \cdot 9934 + 42\ 112 = 44\ 969 \text{ Н}.$$

Опір на привідному барабані вантажонесівної стрічки від її натягу

$$W_6 = 0,03(S_{14} + S_1) = 0,03(52\ 851 + 14\ 652) = 2025 \text{ Н}.$$

Опір очищенню налиплого на стрічку матеріалу скребком у точці 1 і від скидання матеріалу скребком з неробочої вітки на ділянці 6—7

$$W_{04} = 2q_{04}B = 2 \cdot 400 \cdot 1,4 = 1120 \text{ Н},$$

де $q_{04} = 300 \dots 500 \text{ Н/м}$.

Натяги у характерних точках контуру притискної стрічки (рис. 8.15):

$$S'_{\min} = S'_4;$$

$$S'_5 = kS'_4 = 1,03S'_4;$$

$$\begin{aligned} S'_6 &= S'_5 + W_{5'-6'} = 1,03S'_4 + (q_0 + q''_p)L_{5'-6'}w' = \\ &= 1,03S'_4 + (245 + 122,5) \cdot 3 \cdot 0,035 = 1,03S'_4 + 39; \end{aligned}$$

$$S'_7 = kS'_6 = 1,05(1,03S'_4 + 39) = 1,081S'_4 + 41;$$

$$\begin{aligned}
S'_8 &= S'_7 + W_{7'-8'} = 1,08S'_4 + 41 - q_0 L_{7'-8'} \sin 30^\circ = \\
&= 1,081S'_4 + 41 - 245 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 1,081S'_4 - 143; \\
S'_9 &= S'_8 e^{w_k \alpha'_1} = (1,081S'_4 - 143) \cdot 2,71^{0,02 \cdot 0,7} = 1,096S'_4 - 145,
\end{aligned}$$

де w_k — коефіцієнт опору рухові стрічки по притискних обгумованих колесах:

$$w_k = 1,5 \frac{fd + 2\mu}{D_k} = 1,5 \frac{0,025 \cdot 0,05 + 2 \cdot 25 \cdot 10^{-4}}{0,5} = 0,0188$$

(беремо $w_k = 0,02$); $f = 0,025$ — коефіцієнт тертя в цапфах; $d = 0,05$ м — діаметр цапфи; $D_k = 0,5$ м — зовнішній діаметр колеса; $\mu = 25 \cdot 10^{-4}$ м — коефіцієнт тертя кочення колеса по стрічці;

$$\begin{aligned}
S'_{10} &= S'_9 + W_{9'-10'} = 1,096S'_4 - 145 + q_0 L_{9'-10'} \cos \alpha w + \\
&+ q_0 L_{9'-10'} \sin \alpha + q_k L_{9'-10'} w'_k + \frac{\sigma_{xв}}{\sigma_{xн} + \sigma_{xв}} q L_{9'-10'} \sin \alpha = \\
&= 1,096S'_4 - 145 + 245 \cdot 39 \cos 40^\circ \cdot 0,04 + 245 \cdot 39 \sin 40^\circ + \\
&+ 550 \cdot 39 \cdot 0,0241 + \frac{407}{1827 + 407} 1363 \cdot 39 \cdot \sin 40^\circ = 1,096S'_4 + 13\,029,
\end{aligned}$$

де w'_k — коефіцієнт опору рухові стрічки по притискних обгумованих колесах на похилому відрізку конвеєра:

$$w'_k = 1,5 \frac{fd + 2\mu}{D'_k} = 1,5 \frac{0,025 \cdot 0,05 + 2 \cdot 18 \cdot 10^{-4}}{0,3} = 0,0241;$$

$$D'_k = 0,3 \text{ м}; \mu = 18 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$\begin{aligned}
S'_3 &= S'_4 - W_{3'-4'} = S'_4 - q_0 L_{3'-4'} (w' \cos \alpha - \sin \alpha) - q''_p L_{3'-4'} w' = \\
&= S'_4 - 245 \cdot 36 (0,035 \cos 40^\circ - \sin 40^\circ) - 122,5 \cdot 36 \cdot 0,035 = S'_4 + 5279;
\end{aligned}$$

$$S'_2 = \frac{1}{k} S'_3 = \frac{1}{1,03} (S'_4 + 5279) = 0,971S'_4 + 5125;$$

$$\begin{aligned}
S'_1 &= S'_2 - W_{1'-2'} = 0,971S'_4 + 5125 - q_0 L_{1'-2'} (w' \cos \alpha'' - \sin \alpha'') = \\
&= 0,971S'_4 + 5125 - 245 \cdot 3,5 (0,035 \cos 20^\circ - \sin 20^\circ) = 0,971S'_4 + 5390;
\end{aligned}$$

$$S'_{10} \leq S'_1 e^{f \alpha'_0} = 3S'_1 \text{ при } f = 0,35 \text{ і } \alpha'_0 = 180^\circ.$$

Для граничного стану, при якому немає ковзання барабана відносно стрічки,

$$S'_{10} = 1,096S'_4 + 13\,029 = 3(0,971S'_4 + 5390),$$

звідки $S'_4 = -1729$ Н.

Із умов допустимого прогину стрічки між роликоопорами

$$S'_{\min} = S'_4 = \frac{q_0 l_p'' \cos \alpha}{0,2} = \frac{245 \cdot 2,4 \cos 40^\circ}{0,2} = 2251 \text{ Н.}$$

Натяги в решті точок:

$$\begin{aligned} S'_5 &= 1,03S'_4 = 1,03 \cdot 2320 \text{ Н;} \\ S'_6 &= 1,03S'_4 + 39 = 1,03 \cdot 2252 + 39 = 2359 \text{ Н;} \\ S'_7 &= 1,081S'_4 + 41 = 1,081 \cdot 2252 + 41 = 2475 \text{ Н;} \\ S'_8 &= 1,081S'_4 - 143 = 1,081 \cdot 2252 - 143 = 2291 \text{ Н;} \\ S'_9 &= 1,096S'_4 - 145 = 1,096 \cdot 2252 - 145 = 2323 \text{ Н;} \\ S'_{10} &= 1,096S'_4 + 13\ 029 = 1,096 \cdot 2252 + 13\ 029 = 15\ 497 \text{ Н;} \\ S'_3 &= S'_4 + 5279 = 2252 + 5279 = 7531 \text{ Н;} \\ S'_2 &= 0,971S'_4 + 5125 = 0,971 \cdot 2252 + 5125 = 7312 \text{ Н;} \\ S'_1 &= 0,971S'_4 + 5390 = 0,971 \cdot 2252 + 5390 = 7577 \text{ Н.} \end{aligned}$$

При натягу контуру стрічки $S'_{10} \leq S'_1 e^{f\alpha_0} = 7577 \cdot 3 = 22\ 731 \text{ Н}$ буде забезпечена тягова спроможність привідного барабана, а коефіцієнт запасу сили тертя на привідному барабані

$$k = \frac{S'_1 (e^{f\alpha_0} - 1)}{S'_{10} - S'_1} = \frac{7577(3-1)}{15\ 497 - 7577} = 1,91.$$

Опір на привідному барабані притискної стрічки від її натягу

$$W'_6 = 0,03(S'_{10} + S'_1) = 0,03(15\ 497 + 7577) = 692 \text{ Н.}$$

Опір очищенню налиплого матеріалу на стрічці двома скребками в точках 1' і 6'

$$W_{04} = 2q_{04}B = 2 \cdot 400 \cdot 1,4 = 1120 \text{ Н.}$$

Зусилля на привідних барабанах:
вантажонесівної стрічки

$$W'_0 = S_{14} - S_1 + W'_6 + W_{04} = 52\ 851 - 14\ 652 + 2025 + 1120 = 41\ 344 \text{ Н;} \\ \text{притискної стрічки}$$

$$W''_0 = S'_{10} - S'_1 + W'_6 + W_{04} = 15\ 497 - 7577 + 692 + 1120 = 9732 \text{ Н.}$$

Розрахункові потужності приводів вантажонесівної та притискної стрічок:

$$P'_p = \frac{W'_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{41\ 344 \cdot 2}{10^3 \cdot 0,85} = 97,3 \text{ кВт}; \quad P''_p = \frac{W''_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{9732 \cdot 2}{10^3 \cdot 0,85} = 22,9 \text{ кВт.}$$

Установлювані потужності двигунів:

$$P'_0 = n_y P'_p = 1,2 \cdot 97,3 = 116,8 \text{ кВт};$$

$$P''_0 = n_y P''_p = 1,2 \cdot 22,9 = 27,5 \text{ кВт},$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт запасу потужності.

Загальна потужність приводу конвеєра

$$P_0 = P'_0 + P''_0 = 116,8 + 27,5 = 144,3 \text{ кВт}.$$

За каталогом вибираємо асинхронний електродвигун 4АНК315М6У3 з такими параметрами: $P = 160 \text{ кВт}$; $n = 970 \text{ об/хв}$ ($\omega = 101,5 \text{ рад/с}$); $\frac{M_{\max}}{M_n} = 1,9$; $I_p = 6,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Уточнимо кількість прокладок (основних) для попередньо вибраної гумотканинної стрічки типу 1:

$$i_0 = \frac{S_{14} n_c}{\sigma_p B} = \frac{52 \cdot 851 \cdot 11}{118 \cdot 10^3 \cdot 1,4} = 3,67.$$

Вибираємо гумотканинну стрічку завширшки $B = 1400 \text{ мм}$ з лавсановою основою типу 1; стрічка має чотири основні й дві утокові прокладки ($i = 6$); товщини робочої і неробочої обкладок $\delta_p = 6 \text{ мм}$, $\delta_n = 2 \text{ мм}$, $\sigma_p = 118 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ прокладки, $h_c = 16 \text{ мм}$, $q_0 = 245 \text{ Н/м}$.

З метою уніфікації і взаємозамінності притискну і вантажонесівну стрічки вибираємо однаковими.

Максимально допустимий діаметр привідного барабана вантажонесівної стрічки

$$D_6 = a_1 i = 160 \cdot 6 = 960 \text{ мм},$$

де $a_1 = 160 \dots 170$ (табл. 8.8); i — кількість прокладок. Беремо $D_6 = 1000 \text{ мм}$.

Перевіряємо діаметр барабана на допустимий тиск між стрічкою і барабаном

$$p = \frac{2S_{14}}{D_6 B} = \frac{2 \cdot 52851}{1 \cdot 1,4} = 0,076 \text{ МПа} < [p] = 0,4 \text{ МПа}.$$

З метою уніфікації вузлів діаметр привідного барабана притискної стрічки беремо таким самим, тобто 1000 мм .

Діаметр кінцевих (натяжних) барабанів

$$D_1 = 0,8 D = 800 \text{ мм}.$$

Діаметр відхильних барабанів

$$D_2 = 0,65 D_6 = 650 \text{ мм}.$$

Беремо $D_2 = 630 \text{ мм}$.

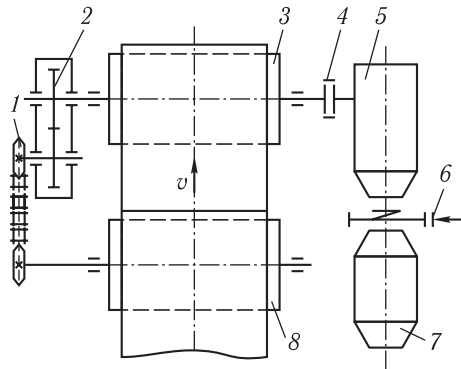


Рис. 8.16. Схема приводу крутопохилого конвеєра з притисною стрічкою: 1 — ланцюгова передача; 2 і 5 — редуктори; 3 і 8 — привідні барабани; 4 — муфта; 6 — гальмо; 7 — електродвигун

Довжина барабана

$$L_6 = B + a_6 = 1400 + 200 = 1600 \text{ мм,}$$

$a_6 = 200 \text{ мм}$ (див. пп. 8.1.3).

Частота обертання привідного барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 1,056} = 36,2 \text{ об/хв,}$$

де $D = D_6 + 2\Delta_\phi = 100 + 2 \cdot 0,028 = 1,056 \text{ м}$, $\Delta_\phi = 28 \text{ мм}$ — товщина гумової футерівки.

Передатне число редуктора приводу конвеєра

$$u_p = \frac{n}{n_6} = \frac{970}{36,2} = 26,8.$$

Привід конвеєра доцільно здійснювати від одного редуктора і двигуна (рис. 8.16).

За каталогом вибираємо конічно-циліндричний двоступеневий редуктор КЦ2-1300 з циліндричним кінцем тихохідного вала, $u_p = 28,3$; номер схеми складання 1.

Вихідний кінець тихохідного вала редуктора з'єднаний з валом привідного барабана вантажонесівної стрічки за допомогою зубчастої муфти. Вихідний кінець швидкохідного вала редуктора з'єднаний з валом електродвигуна пальцевою муфтою з гальмовим шківом.

Фактична швидкість руху стрічок

$$v_\phi = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,056 \cdot 970}{60 \cdot 28,3} = 1,9 \text{ м/с.}$$

Отримана швидкість менша від заданої, тому слід перевірити розрахунок, підставивши фактичну швидкість замість заданої у раніше наведені формули. Перевіркою уточнюємо, що попередньо вибраний електродвигун забезпечує нормальну роботу конвеєра.

Перевіряємо мінімально допустимий натяг вантажонесівної стрічки на робочій вітці в точці 9 (див. рис. 8.15), виходячи з допустимого значення її прогину між роликооперами:

$$[y] = (0,025 \dots 0,0125) l'_p; \quad y_{\max} = \frac{(q + q_0) l_p^2}{8 S_{\min}},$$

звідки

$$[S] = (5 \dots 10)(q + q_0)l'_p = (5 \dots 10)(1363 + 245) \cdot 0,5 = 4020 \dots 8040 \text{ Н},$$

що забезпечить нормальну роботу конвеєра, оскільки $S_9 = 13\ 042 \text{ Н}$.

Крок роликкоопор на завантажувальній ділянці, виходячи з досвіду роботи, має становити не більше ніж 500 мм.

8.4.3. ПЕРЕВІРКА КОНВЕЄРА НА ПУСК І ГАЛЬМУВАННЯ

У період пуску опір рухові стрічки збільшується, що враховується коефіцієнтом w_{Π} .

Для робочої і неробочої віток стрічки

$$w_{\Pi} = k_{\Pi} w = 1,5 \cdot 0,04 = 0,06;$$

$$w'_{\Pi} = k_{\Pi} w' = 1,5 \cdot 0,035 = 0,0525,$$

де $k_{\Pi} = 1,5$ — коефіцієнт збільшення статичних опорів під час пуску. У зв'язку з цим натяги у точках контуру вантажонесівної стрічки збільшуються:

$$S_5 = S_{\min}; \quad S_6 = kS_5 = 1,03S_5;$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7} = 1,03S_5 + q_0 L W_{6-7} (w'_{\Pi} \cos \beta - \sin \beta) + q'' L_{6-7} w'_{\Pi} =$$

$$= 1,03S_5 + 245 \cdot 6,6(0,0525 \cos 5^\circ - \sin 5^\circ) + 122,5 \cdot 6,6 \cdot 0,0525 = 1,03S_5 - 14;$$

$$S_8 = kS_7 = 1,05(1,03S_5 - 14) = 1,081S_5 - 15;$$

$$S_9 = S_8 + W_{8-9} + W_{8-9} + W_{3,д} = 1,081S_5 - 15 + (q_0 + q)L_{8-9} \times$$

$$\times (w_{\Pi} \cos \beta + \sin \beta) + q'_p L_{8-9} w_{\Pi} + 1914 = 1,081S_5 - 15 +$$

$$+ (245 + 1363) \cdot 2(0,06 \cos 5^\circ + \sin 5^\circ) + 490 \cdot 2 \cdot 0,06 + 1914 = 1,081S_5 + 2430;$$

$$S_{10} = S_9 + W_{9-10} = 1,081S_5 + 2430 + (q_0 + q)L_{9-10} (w_{\Pi} \cos \beta + \sin \beta) +$$

$$+ q'_p L_{9-10} w_{\Pi} = 1,081S_5 + 2430 + (245 + 1363) \cdot 4(0,06 \cos 5^\circ + \sin 5^\circ) +$$

$$+ 490 \cdot 4 \cdot 0,06 = 1,081S_5 + 3492;$$

$$S_{11} = S_{10} + W_{10-11} = 1,081S_5 + 3492 + (q_0 + q)L_{10-11} (w_{\Pi} \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi}) +$$

$$+ q'_p L_{10-11} w_{\Pi} + 3Pw_{\Pi} = 1,081S_5 + 3492 + (245 + 1363) \cdot 2(0,06 \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) +$$

$$+ 490 \cdot 2 \cdot 0,06 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,06 = 1,081S_5 + 5818;$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{11-12} = 1,081S_5 + 5818 + (q_0 + q)L_{11-12} w_{\Pi} \cos \alpha + (q'_p + q_k)L_{11-12} w_{\Pi} +$$

$$+ \frac{\sigma_{xH}}{\sigma_{xH} + \sigma_{xB}} q L_{11-12} \sin \alpha = 1,081S_5 + 5818 + (245 + 1363) \cdot 30 \cdot 0,06 \cos 40^\circ + 245 \times$$

$$\times 30 \sin 40^\circ + (490 + 550) \cdot 30 \cdot 0,06 + \frac{1827}{1827 + 407} 1363 \cdot 30 \cdot \sin 40^\circ = 1,081S_5 + 36\ 127;$$

$$\begin{aligned}
S_{13} &= S_{12} + W_{12-13} = 1,081S_5 + 36\,127 + (q_0 + q)L_{12-13} \times \\
&\times (\omega_{\Pi} \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi}) + (q'_p + q_k)L_{12-13}\omega_{\Pi} = 1,081S_5 + \\
&+ 36\,127 + (245 + 1363) \cdot 7(0,06 \cos 30^\circ + \sin 30^\circ) + \\
&+ (490 + 550) \cdot 7 \cdot 0,06 = 1,081S_5 + 42\,890; \\
S_{14} &= S_{13} + W_{13-14} = 1,081S_5 + 42\,890 + (q_0 + q)L_{13-14}\omega_{\Pi} \cos \alpha'_y + \\
&+ (q_0 + q)L_{13-14} \sin \alpha'_y + q'_p L_{13-14}\omega_{\Pi} = 1,081S_5 + \\
&+ 42\,890 + (245 + 1363) \cdot 3 \cdot 0,06 \cos 16^\circ + (245 + 1363) \cdot 3 \times \\
&\times \sin 16^\circ + 490 \cdot 3 \cdot 0,06 = 1,081S_5 + 44\,586; \\
S_4 &= S_5 - W_{4-5} = S_5 - q_0 L_{4-5} (\omega'_{\Pi} \cos \alpha - \sin \alpha) - q''_p L_{4-5}\omega'_{\Pi} = \\
&= S_5 - 245 \cdot 37(0,0525 \cos 40^\circ - \sin 40^\circ) - 122,5 \cdot 37 \cdot 0,0525 = S_5 + 5225; \\
S_3 &= \frac{S_4}{k} = \frac{1}{1,03}(S_5 + 5225) = 0,971S_5 + 5073; \\
S_2 &= S_3 - W_{2-3} = 0,971S_5 + 5073 - q_0 L_{2-3} (\omega'_{\Pi} \cos \alpha'_y - \sin \alpha'_y) - \\
&- q''_p L_{2-3}\omega'_{\Pi} = 0,971S_5 + 5073 - 245 \cdot 3,2(0,0525 \cos 16^\circ - \sin 16^\circ) - \\
&- 122,5 \cdot 3,2 \cdot 0,0525 = 0,971S_5 + 5229; \\
S_1 &= \frac{S_2}{k} = \frac{1}{1,03}(0,971S_5 + 5229) = 0,943S_5 + 5077.
\end{aligned}$$

Якщо немає ковзання барабана відносно стрічки, то

$$S_{14} = 3,61S_1 = 3,61(0,943S_5 + 5077) = 3,4S_5 + 18\,328,$$

тоді

$$3,4S_5 + 18\,328 = 1,081S_5 + 44\,586,$$

звідки $S_5 = 11\,323$ Н.

Потім визначаємо

$$S_{14} = 1,081S_5 + 44\,586 = 1,081 \cdot 11\,323 + 44\,586 = 56\,826 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0,943S_5 + 5077 = 0,943 \cdot 11\,323 + 5077 = 15\,755 \text{ Н}.$$

Тягове статичне зусилля на привідному барабані вантажонесівної стрічки в період пуску

$$\begin{aligned}
W_{3,\Pi} &= S_{14} - S_1 + 0,03(S_{14} + S_1) + W_{04} = \\
&= 56\,826 - 15\,755 + 0,03(56\,826 + 15\,755) + 1120 = 44\,368 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Для притискної стрічки в період пуску конвеєра натяги у точках контуру також збільшуються:

$$S'_5 = kS'_4 = 1,03S'_4;$$

$$\begin{aligned}
S'_6 &= S'_5 + W_{5'-6'} = 1,03S'_4 + (q_0 + q''_p)L_{5'-6'}\omega_{\Pi} = 1,03S'_4 + \\
&\quad + (245 + 122,5) \cdot 3 \cdot 0,0525 = 1,03S'_4 + 58; \\
S'_7 &= kS_6 = 1,05(1,03S'_4 + 58) = 1,081S'_4 + 61; \\
S'_8 &= S'_7 + W_{7'-8'} = 1,081S'_4 + 61 - q_0L_{7'-8'}\sin 30^\circ = \\
&\quad = 1,081S'_4 + 61 - 245 \cdot 1,5 \cdot 0,5 = 1,081S'_4 - 123; \\
S'_9 &= S'_8 e^{\omega_{\text{кп}}\alpha_1} = (1,081S'_4 - 123) \cdot 2,71^{0,03 \cdot 0,7} = 1,1S'_4 - 126,
\end{aligned}$$

де $\omega_{\text{кп}}$ — коефіцієнт опору рухові пневмоколаса;

$$\begin{aligned}
S'_{10} &= S'_9 + W_{9'-10} = 1,1S'_4 - 126 + q_0L_{9'-10}\cos\alpha\omega'_{\Pi} + \\
&\quad + q_0L_{9'-10}\sin\alpha + q_kL_{9'-10}\omega'_{\text{кп}} + \frac{\sigma_{\text{хв}}}{\sigma_{\text{хн}} + \sigma_{\text{хв}}}qL_{9'-10}\sin\alpha = \\
&\quad = 1,1S'_4 - 126 + 245 \cdot 39 \cdot \cos 40^\circ \cdot 0,06 + 245 \cdot 39 \cdot \sin 40^\circ + \\
&\quad + 550 \cdot 39 \cdot 0,0375 + \frac{407}{1827 + 407}1363 \cdot 39 \cdot \sin 40^\circ = 1,1S'_4 + 13\,485,
\end{aligned}$$

де $\omega'_{\text{кп}}$ — коефіцієнт опору рухові притискного ролика;

$$\begin{aligned}
S_3 &= S'_4 - W_{3'-4'} = S'_4 - q_0L_{3'-4'}(\omega_{\Pi}\cos\alpha - \sin\alpha) - q''_pL_{3'-4'}\omega'_{\Pi} = \\
&\quad = S'_4 - 245 \cdot 36(0,0525\cos 40^\circ - \sin 40^\circ) - 122,5 \cdot 36 \cdot 0,0525 = S'_4 + 5083; \\
S'_2 &= \frac{1}{k}S'_3 = \frac{1}{1,03}(S'_4 + 5083) = 0,971S'_4 + 4935; \\
S'_1 &= S'_2 - W_{1'-2'} = 0,971S'_4 + 4935 - q_0L_{1'-2'}\omega_{\Pi}\cos\alpha'' - \sin\alpha'' = \\
&\quad = 0,971S'_4 + 4935 - 245 \cdot 3,5(0,0525\cos 20^\circ - \sin 20^\circ) = 0,971S'_4 + 5186.
\end{aligned}$$

Взявши $S'_4 = 2252$ Н, визначимо $S'_{10} = 1,1S'_4 + 13\,485 = 15\,962$ Н;

$$S'_1 = 0,971S'_4 + 5186 = 0,971 \cdot 2252 + 5186 = 7373 \text{ Н.}$$

Тягове статичне зусилля на привідному барабані притискної стрічки під час пуску

$$\begin{aligned}
W_{\text{п.п}} &= S'_{10} - S'_1 + 0,03(S'_{10} + S'_1) + W_{04} = \\
&\quad = 15\,962 - 7373 + 0,03(15\,962 + 7373) + 1120 = 10\,409 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

Загальне тягове зусилля приводу під час пуску

$$W_0 = W_{3,\text{п}} + W_{\text{п.п}} = 44\,368 + 10\,409 = 54\,777 \text{ Н.}$$

Зведений до вала двигуна статичний момент у період пуску

$$W_{\text{ст.п}} = \frac{W_0 D}{2u_p \eta_{\text{п}}} = \frac{54\,777 \cdot 1,056}{2 \cdot 28,3 \cdot 0,865} = 1181 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

де $\eta_{\text{п}}$ — ККД приводу в період пуску:

$$\eta_{\text{п}} = (1 - \eta_{\text{м}}) k_{\text{п}} c_{\text{т}} = 1 - (1 - 0,85) \cdot 1,5 \cdot 0,6 = 0,865.$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас конвеєра під час руху на підймання

$$I_{\text{зв.п}} = \delta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{к}} R_{\text{б}}^2}{u_{\text{р}}^2 \eta_{\text{м}}} = 1,15(6,75 + 1,35) + \frac{11\,266 \cdot 0,528^2}{28,3^2 \cdot 0,85} = 13,93 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $I_{\text{р}} = 6,75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора; $I_{\text{м}}$ — момент інерції муфти (вибираємо за нормами або розраховуємо):

$$I_{\text{м}} = 0,2 I_{\text{р}} = 0,2 \cdot 6,75 = 1,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_{\text{к}} = k_{\text{пр}} (q + 4q_0) \frac{L}{g} + k_{\text{шв}} m_{\text{р}} = 0,6(1363 + 4 \cdot 245) \frac{43}{9,81} + 0,8 \cdot 10\,633 = 11\,266 \text{ кг};$$

$k_{\text{пр}} = 0,5 \dots 0,7$ — коефіцієнт, що враховує пружне видовження гумотканинних стрічок, внаслідок чого не всі маси конвеєра починають рухатися одночасно; $k_{\text{шв}} = 0,7 \dots 0,9$ — коефіцієнт, який ураховує той факт, що кутова швидкість частини обертових мас менша, ніж v ; $m_{\text{р}}$ — маса обертових частин роликів, натискних коліс і барабанів конвеєра:

$$m_{\text{р}} = \left(\frac{m'_{\text{р}}}{l'_{\text{р}}} + 2 \frac{m''_{\text{р}}}{l''_{\text{р}}} + \frac{q_{\text{к}}}{g} \right) L + \sum m_{\text{б}} = \left(\frac{40}{0,8} + 2 \frac{30}{2,4} + \frac{550}{9,81} \right) \cdot 43 + 5000 = 10\,633 \text{ кг}.$$

$\sum m_{\text{б}} = 5000 \text{ кг}$ — маса обертових частин барабанів.

Щоб спростити розрахунок пускового моменту двигуна, вважатимемо, що притискна стрічка приводиться в рух силами тертя вантажонесівної стрічки, які виникають від дії тиску обгумованих коліс і ваги притискної стрічки.

Середній пусковий момент двигуна

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{п.макс}} + M_{\text{п.мін}}}{2} = \frac{1,9M_{\text{н}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = 1,5M_{\text{н}};$$

$$M_{\text{п.ср}} = 1,5 \cdot 9550 \frac{P}{n} = 1,5 \cdot 9550 \frac{160}{970} = 2363 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску конвеєра

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв.п}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}} = \frac{13,93 \cdot 101,5}{2363 - 1181} = 1,2 \text{ с}.$$

У разі потреби тривалість пуску конвеєра збільшують, застосовуючи передпускові ступені опорів в електричній схемі фазового ротора та використовуючи реле часу при переході з одного ступеня опору на наступний.

Динамічне зусилля у стрічці під час пуску можна визначити наближено за формулою

$$S_{д.п} = m_k R_0 \frac{\varepsilon_{дв}}{u_p} \eta_{п} = 11\,266 \cdot 0,528 \frac{84,85}{28,3} 0,865 = 15\,427 \text{ Н,}$$

де

$$\varepsilon_{дв} = \frac{M_{п.сп} - M_{ст.п}}{I_{зв.п}} = \frac{2363 - 1181}{13,93} = 84,85 \text{ рад/с}^2.$$

Максимальне зусилля у стрічці в період пуску

$$S_{\max} = S_{нб.д} = S_{14} + S_{д.п} = 56\,826 + 15\,427 = 72\,253 \text{ Н.}$$

Можливий коефіцієнт перевантаження вантажонесівної стрічки

$$k_d = \frac{S_{\max}}{S_{14}} = \frac{72\,253}{52\,851} = 1,37.$$

Опір рухові в період пуску

$$W_{\max} = S_{\max} - S_1 = 72\,253 - 15\,755 = 56\,498 \text{ Н.}$$

У період пуску конвеєра натяг вантажонесівної стрічки в збіжній вітці

$$S_{зб} = \frac{W_{\max}}{e^{\alpha_0} - 1} = \frac{56\,498}{3,61 - 1} = 21\,647 \text{ Н.}$$

У разі застосування гвинтового натяжного пристрою на кінцевому барабані вантажонесівної стрічки зусилля в ньому

$$F_{н} = \frac{S_7 + S_8}{\eta_{н}} = \frac{10\,176 + 10\,680}{0,95} = 21\,954 \text{ Н.}$$

Якщо впровадити вантажний натяжний пристрій для вантажонесівної стрічки, то зусилля в ньому

$$G \approx 2S_4 \frac{k}{\eta_{н}} = 2 \cdot 15\,359 \frac{1,05}{0,95} = 33\,951 \text{ Н.}$$

Статичний момент на валу двигуна під час гальмування при підйманні

$$M_{ст.г} = \frac{W_0 D}{u_p 2\eta_{м}} = \frac{46\,119 \cdot 1,056}{2 \cdot 28,3 \cdot 0,85} = 1012 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

де

$$W_0 = (S_{14} - S_1) + (S'_{10} - S'_1) = (52\,851 - 14\,652) + (15\,497 - 7577) = 46\,119 \text{ Н.}$$

Момент інерції всіх рухомих мас конвеєра, зведених до вала двигуна, при цьому

$$I_{зв.г} = \delta(I_p + I_m) + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2 \eta_m} = 1,15(6,75 + 1,35) + \frac{11\,266 \cdot 0,528^2}{28,3^2 \cdot 0,85} = 13,93 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Гальмівний момент при підйманні

$$M_{\Gamma} = M_{\text{ст.}\Gamma} - \frac{I_{\text{зв.}\Gamma} \omega}{t_{\Gamma}} = 1012 - \frac{13,93 \cdot 101,5}{2,63} = 468 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де t_{Γ} — тривалість гальмування:

$$t_{\Gamma} = \frac{2l_{\Gamma}}{v + v_0} = \frac{2 \cdot 2,5}{1,9} = 2,63 \text{ с};$$

l_{Γ} — шлях руху стрічки з вантажем у разі зупинення конвеєра (беремо $l_{\Gamma} = 2,5$ м, щоб запобігти засипанню вузла перевантаження).

Перевіримо можливість зворотного ходу стрічки з вантажем у разі вимкнення двигуна. Стрічки конвеєра можуть рухатися вниз тоді, коли на похилому відрізку конвеєра L_{10-14} залишиться вантаж і складова сили $qL_{10-14} \sin \alpha$, що напрямлена вниз уздовж стрічки, буде більшою за опір рухові стрічки W'_0 , який стримує її рух униз. Визначимо опір W'_0 для цього випадку за припущення, що притискна стрічка з колесами є допоміжним вантажем для вантажонесівної стрічки.

Розрахуємо опори зворотному рухові стрічок:

$$W_{8-10} = q'_p L_{8-10} \omega = 490 \cdot 6 \cdot 0,04 = 118 \text{ Н};$$

$$W_{10-11} = (2q_0 + q) L_{10-11} \omega \cos \alpha_{\Pi} + q'_p L_{10-11} \omega + 3P\omega = \\ = (2 \cdot 245 + 1363) \cdot 2 \cdot 0,04 \cos 30^\circ + 490 \cdot 2 \cdot 0,04 + 3 \cdot 2733 \cdot 0,04 = 496 \text{ Н};$$

$$W_{11-12} = (2q_0 + q) L_{11-12} \omega \cos \alpha + (q'_p + q_k) L_{11-12} \omega = \\ = (2 \cdot 245 + 1363) \cdot 30 \cdot 0,04 \cos 40^\circ + (490 + 550) \cdot 30 \cdot 0,04 = 2951 \text{ Н};$$

$$W_{12-13} = (2q_0 + q) L_{12-13} \omega \cos \alpha_{\Pi} + (q'_p + q_k) L_{12-13} \omega = \\ = (2 \cdot 245 + 1363) \cdot 7 \cdot 0,04 \cos 30^\circ + (490 + 550) \cdot 7 \cdot 0,04 = 741 \text{ Н};$$

$$W_{13-14} = (q_0 + q) L_{13-14} \omega \cos \alpha'_y + q'_p L_{13-14} \omega = (245 + 1363) \cdot 3 \times \\ \times 0,04 \cos 16^\circ + 490 \cdot 3 \cdot 0,04 = 244;$$

$$W_{1-7} = q''_p L_{1-7} \omega' + q_0 L_{1-7} \cos \alpha \omega' = 122,5 \cdot 48 \cdot 0,035 + 245 \times \\ \times 48 \cos 40^\circ \cdot 0,035 = 521 \text{ Н};$$

$$W_{1'-6'} = q''_p L_{1'-6'} \omega' + q_0 L_{1'-6'} \cos \alpha \omega' = 122,5 \cdot 42,5 \cdot 0,035 + \\ + 245 \cdot 42,5 \cdot \cos 40^\circ \cdot 0,035 = 461 \text{ Н};$$

$$W'_0 = W_{8-10} + W_{10-11} + W_{11-12} + W_{12-13} + W_{13-14} + W_{1-7} + \\ + W_{1'-6'} + W_6 + W'_6 + 2W_{04} = 118 + 496 + 2951 + 741 + 244 + \\ + 521 + 461 + 2025 + 692 + 2 \cdot 1120 = 10\,489 \text{ Н};$$

$$qL_{10-14} \sin \alpha = 1363 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ = 35\,045 \text{ Н}.$$

Визначений опір W'_0 менший від складової сили $qL_{10-14} \sin \alpha$ вантажу, який перебуває на похилому відрізку конвеєра.

Отже, щоб запобігти зворотному рухові стрічки, треба на швидкохідному валу приводу встановити гальмо. Гальмівний момент на ньому

$$M_{\Gamma} = k_{\Gamma} \frac{W_{\Gamma} D \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{р}}} = 1,25 \frac{24\,556 \cdot 1,058 \cdot 0,85}{2 \cdot 28,3} = 488 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $k_{\Gamma} = 1,25$ — коефіцієнт запасу гальмування; $W_{\Gamma} = 35\,045 - 10\,489 = 24\,556 \text{ Н}$.

За гальмівним моментом вибираємо гальмо типу ТТ-320 (дод. XLVII), яке забезпечує зупинення повністю завантаженого конвеєра в разі зникнення електроенергії в мережі, і регулюємо його.

Уточнимо кут обхвату стрічкою привідного барабана, який забезпечив би роботу приводу без буксування:

$$\alpha_{\text{об}} \geq 40 \frac{h}{D} + \frac{1}{f} \ln \frac{S_{\text{нб.д}}}{S_{\text{зб.д}}} = 40 \frac{0,016}{1,056} + \frac{1}{0,35} \ln \frac{72\,253}{21\,647} = 4,052 \text{ рад}, \quad (8.67)$$

де $\alpha_{\text{об}} \geq 232^\circ$.

Таким чином, необхідний кут обхвату стрічкою привідного барабана вантажонесівного конвеєра має дорівнювати або перевищувати 232° , інакше в пусковий період барабан буде пробуксовувати.

8.5 РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА З РИФЛЕНОЮ СТРІЧКОЮ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 420 \text{ т/год}$.

Характеристика матеріалу: рядове вугілля, густина якого $\rho_{\text{р}} = 1 \text{ т/м}^3 = 10^3 \text{ кг/м}^3$, максимальний розмір кусків $a_{\text{max}} = 80 \text{ мм}$; коефіцієнти тертя матеріалу об поверхню стрічки і об борти завантажувальної лійки відповідно $f_1 = 0,57$, $f_2 = 0,42$; коефіцієнт внутрішнього тертя $f' = 0,7$; висота підняття вантажу $H = 15 \text{ м}$.

Дані, отримані після попереднього конструктивного оброблення: опорна конструкція — жорстка, роликоопори вантажонесівної вітки стрічки — підвісні шарнірні трироликові, відстань між роликооперами робочої вітки стрічки $l'_{\text{р}} = 0,8 \text{ м}$, відстань між роликооперами неробочої вітки стрічки $l''_{\text{р}} = 2,5 \text{ м}$; роликоопори завантажувальної частини — підвісні шарнірні трироликові амортизувальні, відстань між роликооперами завантажувальної частини $l_3 = 0,4 \text{ м}$; кут нахилу конвеєра $\alpha = 25^\circ$; довжина конвеєра $L = 36 \text{ м}$; висота завантаження матеріалу $h = 1,2 \text{ м}$; початкова швидкість надходження вантажу на стрічку $v = 0$; швидкість стрічки $v = 2,5 \text{ м/с}$; відстань між боковими стінками завантажувальної лійки конвеєра $b = 0,6 \text{ В}$.

Попередня характеристика стрічки: рифлена з чотирма прокладками; $\sigma_B = 54 \cdot 10^3$ Н/м прокладки; товщина робочої обкладки $\delta_p = 5$ мм; висота виступів (рифів) $h_B = 15$ мм; довжина виступів $l_B = 250$ мм; ширина виступів $b_B = 20$ мм; кількість рядів виступів $z = 3$; крок виступів $t = 120$ мм; кут нахилу бокових рядів виступів до осі стрічки $\beta = 18^\circ$; товщина нижньої обкладки $\delta_x = 1,5$ мм; коефіцієнт тертя між стрічкою і футерованим гумою барабаном $f = 0,3$; кут обхвату стрічкою приводного барабана $\alpha_1 = 180^\circ$.

Вибір ширини стрічки. Виходячи із заданої продуктивності, ширину стрічки визначаємо за формулою*

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{3600v\rho_p K_r [0,16k_3 \operatorname{tg}(0,35\varphi_p) + 0,0435]}} =$$

$$= \sqrt{\frac{420}{3600 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 0,95 [0,16 \cdot 0,87 \operatorname{tg}(0,35 \cdot 40^\circ) + 0,0435]}} = 0,794 \text{ м}, \quad (8.68)$$

де $K_r = 0,95 \dots 0,98$ — геометричний коефіцієнт продуктивності, який ураховує втрати корисного об'єму за наявності виступів на стрічці; $k_3 = 0,9 \dots 0,7$ — коефіцієнт, який ураховує зменшення площі A в разі збільшення кута нахилу конвеєра; $\varphi_p = 40^\circ$ — кут природного укосу насипного матеріалу в стані спокою. Беремо $B = 800$ мм.

Лінійні ваги транспортованого матеріалу, обертових частин роликів, що підтримують робочу та неробочу вітки стрічки, а також самої стрічки визначають відповідно так:

$$q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{420 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,5} = 457,8 \text{ Н/м};$$

$$q'_p = \frac{m'_p g}{l'_p} = \frac{12 \cdot 9,81}{0,8} = 147 \text{ Н/м};$$

$$q''_p = \frac{m_p g}{l''_p} = \frac{10 \cdot 9,81}{2,5} = 39 \text{ Н/м};$$

$$q_0 = p_c [B(0,00125i + \delta_p + \delta_x) + zh_B b_B l_B \varphi] g =$$

$$= 1100 [0,8(0,00125 \cdot 4 + 0,005 + 0,0015) + 3 \cdot 0,015 \times$$

$$\times 0,02 \cdot 0,25 \cdot 0,15] \cdot 9,81 = 101,6 \text{ Н/м},$$

де b — кількість виступів в одному ряду по ширині стрічки; $\varphi = 0,085 \dots 0,15$ — коефіцієнт, що враховує площу виступів на робочій поверхні стрічки.

*Пертен Ю. А. Наклонные конвейеры. — М.; Л.: Машиностроение, 1966.

Тягове зусилля стрічки. Тяговий розрахунок передбачає визначення натягів стрічки в усіх характерних точках контуру. Для цього контур стрічки розподіляють на окремі відрізки, починаючи з точки збігання стрічки з привідного барабана (рис. 8.17):

$$\begin{aligned} S_1 &= S_{36}; \\ S_2 &= S_1 + W_{1-2} = \\ &= S_1 + (q_0 + q_p'')L \cos \alpha \omega' - q_0 H_{1-2} = \\ &= S_1 + (101,6 + 39) \cdot 36 \cdot 0,04 \cos 25^\circ - \\ &\quad - 101,6 \cdot 36 \sin 25^\circ = S_1 - 1362; \end{aligned}$$

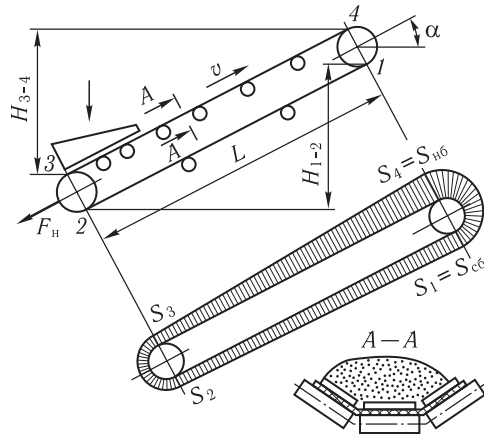


Рис. 8.17. Схема конвеєра з рифленою стрічкою і діаграма натягу

$$\begin{aligned} S_3 &= kS_2 = 1,06(S_1 - 1362) = 1,06S_1 - 1444; \\ S_4 &= S_{н6} = S_3 + W_{3-4} + W_{3,д} = S_3 + (q_0 + q + q_p')L \cos \alpha \omega' + (q_0 + q)H_{3-4} + \frac{c\Pi}{3,6} + \\ &\quad + (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = 1,06S_1 - 1444 + (101,6 + 457,8 + 147) \times \\ &\quad \times 36 \cdot 0,04 \cos 25^\circ + (101,6 + 457,8) \cdot 15,21 + \\ &\quad + \frac{1,5 \cdot 420}{3,6} (2,5 - 0,57 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,2}) = 1,06S_1 + 8908. \end{aligned}$$

Після розв'язання системи рівнянь для граничного стану

$$S_4 = S_1 e^{f\alpha} = S_1 \cdot 2,71^{0,3 \cdot 3,14} = 1,06S_1 + 8908,$$

отримаємо: $S_1 = 5939$ Н; $S_4 = 15\ 203$ Н;

$$S_2 = S_1 - 1362 = 5939 - 1362 = 4577$$
 Н;

$$S_3 = 1,06S_1 - 1444 = 1,06 \cdot 5939 - 1444 = 4851$$
 Н.

Тягове зусилля на привідному барабані

$$\begin{aligned} W_0 &= (S_4 - S_1) + 0,03(S_4 + S_1) + W_{04} = \\ &= (15\ 203 - 5939) + 0,03(15\ 203 + 5939) + 320 = 10\ 218$$
 Н,

де $W_{04} = q_{04}B = 400 \cdot 0,8 = 320$ Н.

Розрахункова потужність

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{10\ 218 \cdot 2,5}{10^3 \cdot 0,85} = 30,1$$
 кВт.

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 30,1 = 36,1 \text{ кВт},$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт запасу потужності двигуна.

За каталогом вибираємо асинхронний трифазний електродвигун типу 4AP225M6У3 з параметрами: $P = 37 \text{ кВт}$; $n = 980 \text{ об/хв}$ ($\omega = 102,5 \text{ рад/с}$); $\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,2$; $\frac{M_{II}}{M_n} = 2,0$; $I_p = 1,42 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Уточнюємо кількість прокладок у стрічці, виходячи з найбільшого на-тягу S_4 :

$$i = \frac{S_4 n_c}{\sigma_p B} = \frac{15 \cdot 203 \cdot 11}{54 \cdot 10^3 \cdot 0,8} = 3,87,$$

де $n_c = 10 \dots 12$ — коефіцієнт запасу міцності стрічки.

Із розрахунку випливає, що попередньо вибрана чотирипрокладкова стрічка за міцністю підходить для цього конвеєра.

Мінімально допустимий діаметр привідного барабана

$$D_6 = a_i i = 130 \cdot 4 = 520 \text{ мм},$$

де $a_i = 125 \dots 130$ (див. табл. 8.8).

Перевіряємо діаметр барабана на допустимий тиск між стрічкою і барабаном

$$p = \frac{2S_4}{D_6 B} \leq [p],$$

$$p = \frac{2 \cdot 15 \cdot 203}{0,52 \cdot 0,8} = 0,0731 \text{ МПа} < [p] = 0,4 \text{ МПа}.$$

Вибираємо діаметр привідного барабана $D_6 = 630 \text{ мм}$.

Діаметр кінцевого (натяжного) барабана

$$D_1 = 0,8 D_6 = 0,8 \cdot 520 = 416 \text{ мм}.$$

Беремо $D_1 = 500 \text{ мм}$.

Довжина барабана

$$L = B + a_6 = 800 + 150 = 950 \text{ мм},$$

де $a_6 = 150 \text{ мм}$ (див. пп. 8.1.3).

Частота обертання привідного барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 0,67} = 71,3 \text{ об/хв},$$

де $D = D_6 + \Delta_\phi = 0,63 + 2 \cdot 0,02 = 0,67 \text{ м}$; $\Delta_\phi = 20 \text{ мм}$ — товщина гумової фу-терівки.

Передатне число редуктора приводу конвеєра (рис. 8.18)

$$u_{p,p} = \frac{n}{n_6} = \frac{980}{71,3} = 13,74.$$

Для безперервного режиму роботи приводу конвеєра за каталогом вибираємо редуктор типу РМ650-УП-2Ц з $u_p = 12,64$.

Вихідний кінець вала редуктора з'єднаний з валом привідного барабана зубчатою муфтою типу МЗ. Вхідний вал редуктора з'єднаний з електродвигуном через муфту з гальмовим шківом.

Фактична швидкість руху стрічки

$$v_{\phi} = \frac{\omega R}{u_p} = \frac{102,5 \cdot 0,335}{12,64} = 2,7 \text{ м/с.}$$

Оскільки швидкість стрічки збільшилась незначно, то розраховані параметри конвеєра залишаємо без змін.

Зусилля натяжного барабана стрічки

$$F_H = \frac{S_2 + S_3}{\eta_H} = \frac{4577 + 4851}{0,95} = 9924 \text{ Н.}$$

Ураховуючи те, що нахилена стрічка значно витягується, треба, щоб натяжний пристрій постійно «стежив» за видовженням стрічки. Такими натяжними пристроями можуть бути вантажний або лебідко-вантажний. Для нахилених конвеєрів невеликої довжини (не більше ніж 60 м) можна застосовувати звичайні гвинтові підпружинені натяжні пристрої, які періодично підтягуються. Хід натяжного пристрою (див. пп. 8.1.4)

$$l_H = 0,025L + 0,3 = 0,025 \cdot 36 + 0,3 = 1,2 \text{ м.}$$

Натяг стрічки S_2 слід перевірити на допустимий прогин $[y] = (0,025 \dots 0,0125)l_p$ між роликоопорами, тобто

$$[S] = (5 \dots 10)(q + q_0)l'_p = (5 \dots 10)(457,8 + 101,6) \cdot 0,8 = 2238 \dots 4475 \text{ Н,}$$

що забезпечує нормальну роботу конвеєра, оскільки $S_3 = 4851 \text{ Н}$.

Відстань між роликоопорами на завантажувальній ділянці l_3 вибирають з досвіду експлуатації конвеєрів у межах 0,4...0,5 м. Гальмо вибирають за моментом на валу привідного барабана від сили $qL \sin \alpha$, яка рухає стрічку вниз, за виключенням сили W'_0 , що перешкоджає цьому рухові.

Визначаємо опір зворотному рухові стрічки (вниз) для випадку, коли вантаж буде на всій довжині нахиленої ділянки конвеєра при вимкненому двигуні. Опір зворотному рухові:

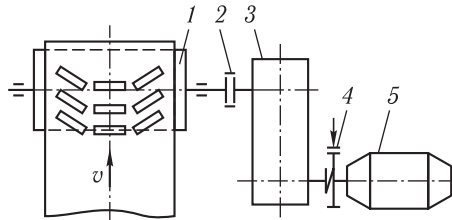


Рис. 8.18. Схема приводу конвеєра з рифленою стрічкою:

1 — привідний барабан; 2 — зубчата муфта; 3 — редуктор; 4 — гальмо; 5 — електродвигун

робочої вітки

$$W'_p = (q + q_0)L \cos \alpha \omega' + q'_p L \omega' = \\ = (457,8 + 101,6) \cdot 36 \cos 25^\circ \cdot 0,04 + 147 \cdot 36 \cdot 0,04 = 880 \text{ Н};$$

неробочої вітки

$$W'_x = q_0 L \cos \alpha \omega' + q''_p L \omega' = 101,6 \cdot 36 \cdot 0,9063 \cdot 0,04 + 39 \cdot 36 \cdot 0,04 = 189 \text{ Н}.$$

З урахуванням опору рухові стрічки по барабанах

$$W'_0 = 1,1(W'_p + W'_x) = 1,1(880 + 189) = 1176 \text{ Н}.$$

Оскільки $qL \sin \alpha = 457,8 \cdot 36 \sin 25^\circ = 6965 \text{ Н} > W'_0 = 1176 \text{ Н}$, то, щоб запобігти зворотному рухові стрічки з вантажем вниз, на швидкохідному валу приводу конвеєра треба встановити гальмо (або зупинник).

Методику розрахунку гальмівного моменту і вибору гальма див. у п. 8.4.

Наближено максимальний натяг вантажної вітки стрічки в період пуску конвеєра $S_{\max} = k_{\Pi} S_4$, де $k_{\Pi} = 1,4 \dots 1,8$ — коефіцієнт перевантаження (залежить від типу приводу і тривалості розгону), отже,

$$S_{\max} = 1,5 S_4 = 1,5 \cdot 15\,203 = 22\,805 \text{ Н}. \quad (8.69)$$

Натяг у збіжній вітці

$$S_1 = S_{36} = \frac{S_{\max}}{e^{f \alpha_1}} = \frac{22\,805}{2,71^{0,3 \cdot 3,14}} = 8908 \text{ Н}.$$

Уточнимо α_1 (кут обхвату стрічкою привідного барабана), який забезпечив би роботу приводу без буксування стрічки:

$$\alpha_1 = 40 \frac{h}{D} + \frac{1}{f} \ln \frac{S_{\max}}{S_1} = 40 \frac{0,0115}{0,67} + \frac{1}{0,3} \ln \frac{22\,805}{8908} = 3,82, \text{ або } \alpha_1 = 219^\circ.$$

Отже, у пусковий період барабан може пробуксовувати відносно стрічки.

8.6

РОЗРАХУНОК КРУТОПОХИЛОГО КОНВЕЄРА З ВИСОКИМИ ПОПЕРЕЧНИМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ НА СТРІЧЦІ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 125 \text{ т/год}$.

Характеристика матеріалу: щебінь крупністю 50...100 мм, $\rho_p = 1,65 \text{ т/м}^3 = 1,65 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт тертя вантажу об поверхню стрічки $f_1 = 0,6$; $\rho_0 = 22^\circ$; висота підняття вантажу $H = 12 \text{ м}$.

Дані, отримані після попереднього конструктивного оброблення: опорна конструкція — жорстка, роликоопори вантажонесівної вітки стрічки — двороликові з кутом нахилу роликів 45° ; відстань між роликооперами робочої вітки стрічки $l'_p = 2,5$ м; роликоопори завантажувальної частини — підвісні шарнірні трироликові амортизувальні; відстань між роликооперами завантажувальної частини $l_3 = 0,4$ м; кут нахилу конвеєра $\alpha = 35^\circ$; довжина конвеєра $L = 21$ м; висота завантаження матеріалу $h = 1$ м; швидкість стрічки $v = 1,5$ м/с (швидкість вибирають у тих самих межах, що й для горизонтальних конвеєрів).

Попередня характеристика стрічки: стрічка з поперечними пелюсткоподібними перегородками і чотирма прокладками; міцність на розрив $\sigma_p = 54 \cdot 10^3$ Н/м прокладки; ширина стрічки $B = 650$ мм; висота перегородок $H_{II} = 200$ мм; крок перегородок $t_{II} = 530$ мм.

Визначення ширини стрічки, висоти і кроку перегородок. Визначаючи вантажонесівну здатність стрічки з високими поперечними перегородками, припускаємо, що матеріал розміщується між перегородками окремими порціями у формі піраміди (рис. 8.19). Для створення безперервного потоку треба, щоб крок перегородок t_{II} на стрічці не перевищував критичного t_k (критичний крок — це довжина порції матеріалу від перегородки до тієї точки, де висота перерізу порції матеріалу дорівнює нулю), тобто

$$t_{II} \leq t_k = \frac{h}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho_0)}, \quad (8.70)$$

де h — висота порції матеріалу; $\rho_0 = 22^\circ$ — кут природного укосу матеріалу, що рухається у поздовжньому центральному перерізі стрічки (щодо гребеня порції); $\alpha = 35^\circ$ — кут нахилу конвеєра; $t_k = \frac{160}{(35^\circ - 22^\circ)} = 693$ мм.

Продуктивність конвеєра залежить від ширини стрічки, швидкості руху, висоти і кроку перегородок, кута нахилу конвеєра і від фізико-механічних властивостей матеріалу. Її з достатньою точністю можна визначити за формулою

$$P = 3600 K_{II} A \left\{ 1 - \frac{t_{II}}{t_k} + \frac{1}{3} \left[\frac{t_{II}}{t_k} + \frac{1}{3} \left(\frac{t_{II}}{t_k} \right)^2 \right] \right\} v \rho_p, \quad (8.71)$$

де A — площа поперечного перерізу матеріалу біля перегородки, м²; K_{II} — коефіцієнт, який урахує об'єм, що займають перегородки: $K_{II} = 0,90 \dots 0,98$ при $t_{II} < t_k$ і $K_{II} = 1$ при $t_{II} > t_k$; t_{II} і t_k — відповідно фактичний і критичний кроки перегородок, м.

Площу A можна визначити графоаналітичним способом. Для нашого розрахунку площа перерізу матеріалу біля перегородки $A = 0,106B^2$.

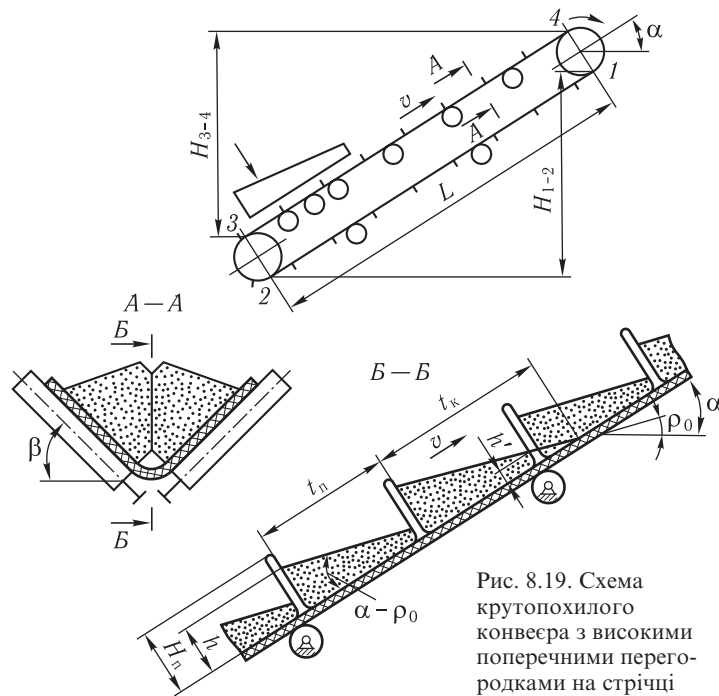


Рис. 8.19. Схема крутопохилого конвеєра з високими поперечними перегородками на стрічці

Підставивши значення площі й кроку у формулу (8.71), отримаємо вираз для визначення ширини стрічки:

$$\begin{aligned}
 B &= \sqrt{\frac{\Pi}{3600 K_{\Pi} 0,106 \left\{ 1 - \frac{t_{\Pi}}{t_k} + \frac{1}{3} \left[\frac{t_{\Pi}}{t_k} + \frac{1}{3} \left(-\frac{t_{\Pi}}{t_k} \right)^2 \right] \right\}} v \rho_p}} = \\
 &= \sqrt{\frac{125}{3600 \cdot 0,95 \cdot 0,106 \left\{ 1 - \frac{0,4}{0,693} + \frac{1}{3} \left[\frac{0,4}{0,693} + \frac{1}{3} \left(\frac{0,4}{0,693} \right)^2 \right] \right\}} \cdot 1,5 \cdot 1,65}} = 0,46 \text{ м.}
 \end{aligned}
 \tag{8.72}$$

Беремо $B = 500$ мм; $t_{\Pi} = 400$ мм; $H_{\Pi} = 180$ мм.

Лінійні навантаження від транспортованого матеріалу, обертових частин роликів і ваги стрічки визначаємо відповідно так:

$$q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{125 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,5} = 227 \text{ Н/м;}$$

$$q_p' = \frac{m_p' g}{l_p'} = \frac{8 \cdot 9,81}{0,8} = 98 \text{ Н/м};$$

$$q_p'' = \frac{m_p'' g}{l_p''} = \frac{5 \cdot 9,81}{2,5} = 19,6 \text{ Н/м};$$

$$\begin{aligned} q_0 &= \rho_c \left[B(0,00125i + \delta_p + \delta_x) + zh_{п.с} b_{п} l_{п} \varphi \right] g = \\ &= 1100 [0,5(0,00125 \cdot 4 + 0,003 + 0,0015) + \\ &+ 2 \cdot 0,12 \cdot 0,015 \cdot 0,2 \cdot 0,03] \cdot 9,81 = 151,6 \text{ Н/м}, \end{aligned}$$

де z — кількість перегородок в одному ряду по ширині стрічки; $h_{п.с}$ — середня висота перегородки; $l_{п}, b_{п}$ — довжина і товщина перегородки; $\varphi = 0,015 \dots 0,05$ — коефіцієнт, який ураховує площу перегородок на робочій поверхні стрічки.

Тягові зусилля стрічки. Методом обходу по контуру визначаємо натяги стрічки та опір рухові стрічки, починаючи від точки збігання стрічки на привідному барабані (рис. 8.19):

$$S_1 = S_{36};$$

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + (q_0 + q_p'') L \cos \alpha w' - q_0 H_{1-2} = \\ &= S_1 + (51,6 + 19,6) \cdot 21 \cos 35^\circ \cdot 0,03 - 51,6 \cdot 12 = S_1 - 582; \end{aligned}$$

$$S_3 = k S_2 = 1,06(S_1 - 582) = 1,06 S_1 - 617;$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + (q + q_0 + q_p') L w' \cos \alpha + (q + q_0) H_{3-4} + \frac{c\Pi}{3,6} (v - v_0 + f_1 \sqrt{2gh}) = \\ &= 1,06 S_1 - 617 + (227 + 51,6 + 98) \cdot 21 \cos 35^\circ \cdot 0,03 + \\ &+ (227 + 51,6) \cdot 12 + \frac{1,5 \cdot 125}{3,6} (1,5 + 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1}) = 1,06 S_1 + 3137. \end{aligned}$$

Після розв'язання рівняння для граничного стану, де

$$\left. \begin{aligned} S_4 &= S_1 e^{f\alpha_1} = S_1 \cdot 2,71^{0,3 \cdot 3,14} = 2,56 S_1, \\ S_4 &= 1,06 S_1 + 3137, \end{aligned} \right\}$$

знаходимо: $S_1 = 2091 \text{ Н}; S_4 = 5354 \text{ Н};$

$$S_2 = S_1 - 582 = 2091 - 582 = 1509 \text{ Н};$$

$$S_3 = k S_2 = 1,06 \cdot 1509 = 1560 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на привідному барабані

$$W_0 = (S_4 - S_1) + 0,03(S_4 + S_1) = 5354 - 2091 + 0,3(5354 + 2091) = 3486 \text{ Н.}$$

Розрахункова потужність

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_m} = \frac{3486 \cdot 1,5}{10^3 \cdot 0,85} = 6,15 \text{ кВт.}$$

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 6,15 = 7,38 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4А160 8У3 з параметрами: $P = 7,5 \text{ кВт}$, $n = 725 \text{ об/хв}$ ($\omega = 75,8 \text{ рад/с}$), $\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,2$; $\frac{M_{\Pi}}{M_n} = 1,4$.

Кількість прокладок стрічки

$$i = \frac{S_4 n_c}{B \sigma_p} = \frac{5354 \cdot 12}{0,5 \cdot 54 \cdot 10^3} = 2,4;$$

беремо $i = 4$ (щоб забезпечити жорсткість стрічки).

Мінімально допустимий діаметр привідного барабана

$$D_6 = a_i i = 125 \cdot 4 = 500 \text{ мм;}$$

беремо $D_6 = 500 \text{ мм}$.

Діаметр кінцевого барабана

$$D_1 = 0,8 D_6 = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ мм.}$$

Довжина барабана

$$L_6 = B + a_6 = 500 + 100 = 600 \text{ мм,}$$

де $a_6 = 100 \text{ мм}$ (див. пп. 8.1.3).

Частота обертання привідного барабана (рис. 8.20)

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,54} = 53,08 \text{ об/хв,}$$

де $D = D_6 + 2\Delta_\phi = 0,5 + 2 \cdot 0,02 = 0,54 \text{ м}$; $\Delta_\phi = 20 \text{ мм}$ — товщина гумової футерівки.

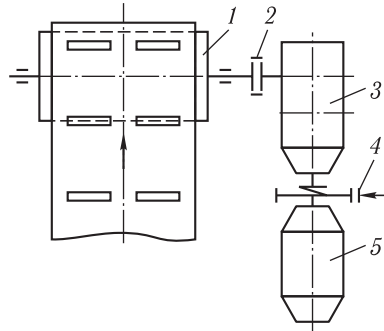
Передатне число редуктора приводу конвеєра

$$u_{p.p} = \frac{725}{53,08} = 13,66.$$

Розрахункова потужність, що передається редуктором,

$$P_{\text{ред}} = \frac{P_p}{k} = \frac{6,15}{0,8} = 7,69 \text{ кВт.}$$

Рис. 8.20. Схема приводу крутопохилого конвеєра:
 1 — привідний барабан; 2 — зубчаста муфта; 3 — редуктор; 4 — гальмо; 5 — електродвигун



За каталогом вибираємо редуктор типу КЦІ-250-ІІІ-2Ц з $u_p = 13,6$.
 Фактична швидкість стрічки

$$v_{\phi} = \frac{\omega R}{u_p} = \frac{75,8 \cdot 0,27}{13,6} = 1,505 \text{ м/с.}$$

Оскільки попередньо вибрана швидкість стрічки мало відрізняється від дійсної, перерахунок не робимо.
 Зусилля натяжного барабана стрічки

$$F_H = \frac{S_2 + S_3}{\eta_M} = \frac{1509 + 1560}{0,95} = 3231 \text{ Н.}$$

Для короткого крутопохилого конвеєра вибираємо гвинтовий підпружинений натяжний пристрій, хід якого (див. пп. 8.1.4)

$$l_H = 0,025L + 0,3 = 0,025 \cdot 21 + 0,3 = 0,825 \text{ м.}$$

Перевірка конвеєра на гальмування. Гальмо на приводі конвеєра встановлюють тоді, коли завантажена стрічка в разі раптової зупинки конвеєра може рухатися вниз.

Рушійною силою є складова $qL \sin \alpha$ ваги вантажу, який розміщується на похилій частині конвеєра. Якщо ця сила більша за опір рухові стрічки W'_0 , що перешкоджає рухові вниз, то в приводі конвеєра слід установити гальмо (або зупинник).

Опір зворотному рухові:
 робочої вітки

$$W'_p = (q + q_0)L \cos \alpha \omega' + q'_p L \omega' =$$

$$= (227 + 51,6) \cdot 21 \cos 35^\circ \cdot 0,03 + 98 \cdot 21 \cdot 0,03 = 206 \text{ Н;}$$

неробочої вітки

$$W_x = q_0 L \cos \alpha \omega' + q''_p L \omega' = 51,6 \cdot 21 \cdot \cos 35^\circ \cdot 0,03 + 19,6 \cdot 21 \cdot 0,03 = 39 \text{ Н.}$$

З урахуванням опору рухові стрічки на барабанах

$$W'_0 = 1,1(W'_p + W_x) = 1,1(206 + 39) = 270 \text{ Н.}$$

Оскільки $qL \sin \alpha = 227 \cdot 21 \sin 35^\circ = 2734 \text{ Н} > W'_0 = 270 \text{ Н}$, то на швидкохідному валу приводу встановимо гальмо. Методику розрахунку гальмівного моменту і вибору гальма див. у п. 8.4.

8.7 РОЗРАХУНОК ВЕРТИКАЛЬНОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Вертикальний двострічковий конвеєр 5 (рис. 8.21) призначений для підймання вугілля в бункери 8 котельної. Конвеєр завантажений вугіллям із-під грохота 2, який входить до складу основного транспортно-технологічного ланцюга 3—2—1. Вугілля захоплюється між стрічками вертикального конвеєра 5, підіймається вгору і розвантажується на конвеєр 6, з якого за допомогою плужкового скидача 7 надходить у бункер 8.

Вихідні дані: висота підняття вугілля $H = 16$ м; продуктивність конвеєра $\Pi = 200$ м³/год; характеристика транспортованого вугілля: сортоване; максимальний розмір куска $a_{\max} = 0,07$ м; $\rho_p = 1$ т/м³ = 10³ кг/м³; коефіцієнт тертя вугілля об стрічку $f_1 = 0,05$; кут внутрішнього тертя $\varphi = 30^\circ$. Розрахункову схему конвеєра наведено на рис. 8.22.

Розрахунок основних параметрів [4, 21]. Швидкість стрічки беремо $v = 2$ м/с.

Ширину стрічки B визначаємо з урахуванням зменшення площі поперечного перерізу матеріалу між стрічками на 30...40 % порівняно з горизонтальним конвеєром:

$$B = \frac{1}{1 - 2k_B} \sqrt{\frac{\Pi}{k_\beta k_R C_B v}}, \quad (8.73)$$

де k_B — коефіцієнт, який урахує ширину вільних від вантажу ділянок стрічки:

$B, \text{ м}$	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
k_B	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16

k_β — коефіцієнт впливу кута нахилу β завантажувальної ділянки (див. пп. 8.1.1); k_R — коефіцієнт впливу радіуса R перехідного криволінійного відрізка:

$R, \text{ м}$	3,5...3,0	2,5...2,0	1,1...1,0
k_R	0,97...0,95	0,85...0,8	0,75...0,7

C_B — коефіцієнт заповнення лотка приймальної стрічки на завантажувальній ділянці (табл. 8.11).

Кут нахилу бокових роликів на трироликівій опорі, яка підтримує приймальну частину стрічки, беремо 20° ; кут укосу насипного вантажу на стрічці 20° .

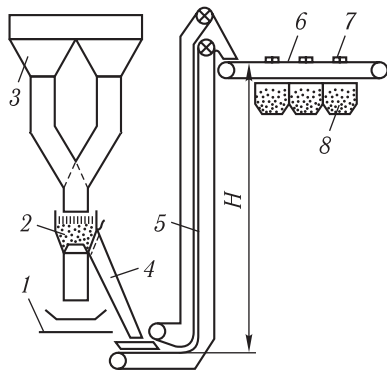


Рис. 8.21. Схема вертикального конвеєра для підймання вугілля в котельню

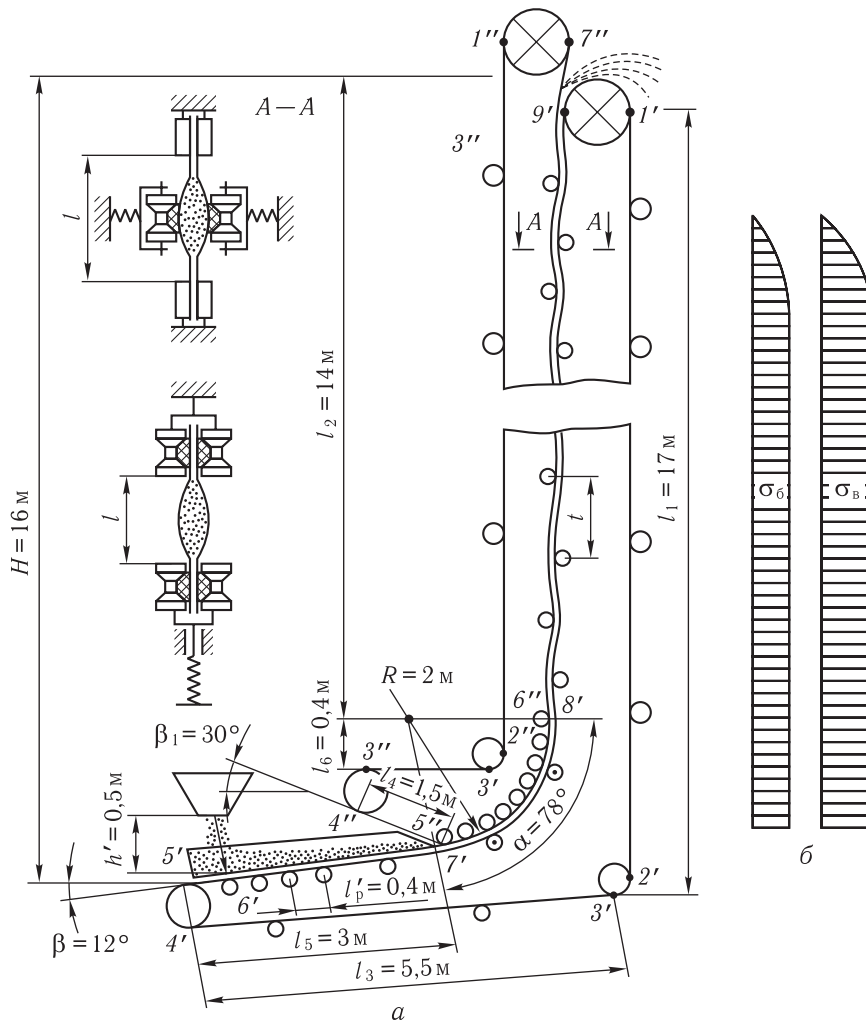


Рис. 8.22. Схема до розрахунку вертикального двострічкового конвеєра:
a — розрахункова схема; *б* — епюри розподілення бокового і вертикального тисків по висоті

Тоді ширина стрічки

$$B = \frac{1}{1 - 2 \cdot 0,18} \sqrt{\frac{200}{0,93 \cdot 0,8 \cdot 552 \cdot 2}} = 0,77 \text{ м.}$$

Беремо $B = 800 \text{ мм}$.

Досліди доводять, що для надійного змикання бокових країв стрічок, щоб не просипався матеріал, ширина вільного краю має бути

Таблиця 8.11. Значення коефіцієнта C_B в разі розміщення вантажу та стрічки на трироликівій опорі

Кут нахилу бокових роликів, град	Кут укосу насипного вантажу на стрічці	Значення C_B при ширині стрічки B , м				
		0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
20	15	460	465	470	475	480
	20	560	562	565	570	580
	25	635	640	646	655	666
30	15	530	540	552	565	570
	20	605	615	620	626	632
	25	700	710	715	726	730
36	15	550	560	565	575	580
	20	630	635	645	650	660
	25	715	720	725	735	740

$0,09B + 0,075$ м. При робочій ширині стрічки $b = 0,82B - 0,15$ м ($R \geq 4$ м) продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$, вертикального двострічкового конвеєра

$$\Pi = C_2 (0,82B - 0,15)^2 v k_y, \quad (8.74)$$

звідки ширина стрічки

$$B = 1,22 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{C_2 v k_y}} + 0,15 \right), \quad (8.75)$$

де C_2 — коефіцієнт продуктивності (див. табл. 8.10).

Перевіряємо ширину стрічки, виходячи з кускуватості матеріалу. Для нормальної роботи вертикальних конвеєрів має витримуватися співвідношення

$$a_{\max} \leq 0,1B,$$

$$a_{\max} = 0,07 \text{ м} < 0,1B = 0,08 \text{ м}.$$

Площа поперечного перерізу матеріалу між стрічками

$$A = \frac{\Pi}{3600v} = \frac{200}{3600 \cdot 2} = 0,028 \text{ м}^2.$$

Матеріал, який розміщується між стрічками, створює боковий σ_6 і вертикальний σ_B , $\text{Н}/\text{м}^2$, тиски на нижні шари матеріалу:

$$\sigma_6 = \frac{500 \lambda_1 \rho_p A \left(1 + \frac{a}{g} \right) g}{B(1 - 2k_B) f_1}; \quad (8.76)$$

$$\sigma_B = \frac{\lambda_2 \sigma_6}{K \lambda_1}, \quad (8.77)$$

де λ_1 і λ_2 — експериментальні коефіцієнти (табл. 8.12); a — прискорення стрічки в період пуску конвеєра; g — прискорення вільного падіння;

$$K = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_T}{2} \right) = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{30^\circ}{2} \right) = 0,33 \quad \text{— коефіцієнт бокового тиску.}$$

Епюри розподілу тиску по висоті конвеєра наведено на рис. 8.22.

Якщо взяти прискорення в період пуску $a = 4 \text{ м/с}^2$, то тиски

$$\sigma_6 = \frac{500 \cdot 1,7 \cdot 0,028 \left(1 + \frac{4}{9,81} \right) \cdot 9,81}{0,8(1 - 2 \cdot 0,18)0,5} = 1284 \text{ Н/м}^2 = 1,284 \text{ кПа};$$

$$\sigma_B = \frac{2,1 \cdot 1284}{0,33 \cdot 1,7} = 4806 \text{ Н/м}^2 = 4,806 \text{ кПа.}$$

Сила тиску на матеріал, що перебуває на криволінійній ділянці конвеєра,

$$F = \sigma_B A = 4806 \cdot 0,028 = 135 \text{ Н.}$$

Відстань між боковими котками по ширині стрічки

$$l = B(1 - 2k_B) = 0,8(1 - 2 \cdot 0,18) = 0,51 \text{ м.}$$

Середній лінійний тиск матеріалу на котки вертикальної ділянки конвеєра

$$q_6 = \sigma_6 l = 1284 \cdot 0,51 = 655 \text{ Н/м.}$$

Лінійне вагове навантаження на роликкоопори ділянки 5'—9'

$$q_2 = \frac{\Pi \rho_p g}{3,6v} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2} = 273 \text{ Н/м.}$$

Лінійне вагове навантаження на роликкоопори в місці завантаження

$$q_{II} = \frac{\Pi \rho_p g}{3,6v_{cp}} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1} = 545 \text{ Н/м.}$$

Лінійна вага обертових частин роликкоопор ділянки завантаження

$$q'_p = \frac{m'_p g}{l'_p} = \frac{20 \cdot 9,81}{0,4} = 491 \text{ Н/м.}$$

Попередньо задавшись середнім кроком між котками на вертикальній ділянці $t_k = 0,4 \text{ м}$, визначимо лінійну вагу обертових частин двох котків:

$$q'_k = \frac{2m'_k g}{3t_k} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,4} = 327 \text{ Н/м.}$$

Таблиця 8.12. Значення коефіцієнтів λ_1 і λ_2

Насипний вантаж	λ_1	λ_2
Вугілля	1,7	2,1
Щебінь дрібнокусковий	1,5	2,2
Пісок дрібнозернистий	1,3	1,6

Попередньо вибираємо гумотканинну стрічку з кількістю прокладок $i = 5$, лінійна вага стрічки $q_0 = 137$ Н/м.

Тяговий розрахунок. Натяги кожної стрічки розраховуємо методом обходу контуру. Розрахунок починаємо з найменше натягнутої точки $5'$ — точки збігання стрічки з натяжного барабана. Натяг у цій точці визначаємо за умови нормального прогину завантаженої стрічки між роликками

$$S'_5 = (5 \dots 10)(q_{\text{п}} + q_0)l'_p = 5(545 + 137) \cdot 0,4 = 1364 \text{ Н};$$

$$S'_6 = S'_5 + \frac{c\Pi\rho_p}{3,6}(v - v_0 + f_1\sqrt{2qh_1}) = 1364 +$$

$$+ \frac{1,5 \cdot 200 \cdot 1}{3,6}(2 - 0 + 0,5\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5}) = 1662 \text{ Н};$$

$$S'_7 = S'_6 + [(q_2 + q_0)\cos\beta + q'_p]l_5w' + (q_2 + q_0)L_5\sin\beta =$$

$$= 1662 + [(273 + 137)\cos 12^\circ + 491] \cdot 3 \cdot 0,035 + (273 + 137) \cdot 3 \sin 12^\circ = 2011 \text{ Н};$$

$$S'_8 = kS'_7 = 1,03 \cdot 2011 = 2071 \text{ Н};$$

$$S'_9 = S'_8 + \left(\frac{F\rho_p g}{2} + q_0 \right) l_2 + (q_6 + q'_k) l_2 w' =$$

$$= 2071 + \left(\frac{0,028 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2} + 137 \right) \cdot 14 + (655 + 327) \cdot 14 \cdot 0,035 = 6393 \text{ Н};$$

$$S'_4 = \frac{S'_5}{k} = \frac{1364}{1,06} = 1287 \text{ Н};$$

$$S'_3 = S'_4 - (q_0 \cos\beta + q'_p) l_3 w' + q_0 l_3 \sin\beta =$$

$$= 1287 - (137 \cos 12^\circ + 491) \cdot 5,5 \cdot 0,035 + 137 \cdot 5,5 \sin 12^\circ = 1324 \text{ Н};$$

$$S'_2 = \frac{S'_3}{k} = \frac{1324}{1,03} = 1285 \text{ Н};$$

$$S'_1 = S'_2 + q_0 l_1 = 1285 + 137 \cdot 17 = 3614 \text{ Н}.$$

Щоб обидві стрічки рівномірно спрацьовувались, доцільно натяги їх на вертикальній ділянці брати однаковими, тобто

$$S''_6 = S'_8 = 2071 \text{ Н},$$

тоді

$$S''_5 = \frac{S''_6}{e^{w'\alpha}} = \frac{2071}{2,71^{0,035 \cdot 1,36}} = 1993 \text{ Н};$$

$$S''_4 = S''_5 + q_0 l_4 \sin\beta_1 = 1993 + 137 \cdot 1,5 \sin 30^\circ = 2096 \text{ Н};$$

$$S_3'' = \frac{S_4'}{k} = \frac{2096}{1,03} = 2035 \text{ Н};$$

$$S_2'' = \frac{S_3''}{k} = \frac{2035}{1,03} = 1976 \text{ Н};$$

$$S_1'' = S_2'' + q_0 l_2 = 1976 + 137 \cdot 14 = 3894 \text{ Н};$$

$$S_7'' = S_9' = 6393 \text{ Н}.$$

Вертикальний стовп насипного вантажу, який рухається разом зі стрічкою, тисне з силою F на вантаж, що перебуває на перехідній ділянці радіуса R , і прагне зрушити його вниз. При відповідному натягу стрічки 2 тertia між матеріалом і стрічкою на криволінійній ділянці перешкоджатиме рухові вантажу вниз, створюючи підпір, і буде забезпечена роботоздатність конвеєра. Тому натяг стрічки 1 у точці 7 треба перевірити за умовою створення постійного підпору:

$$S_8' = S_6'' > S_{\min} = \frac{F \left(1 + \frac{f_1 \alpha}{2} \right) + \frac{\Pi \rho_p R \alpha}{3,6v} \left(\frac{v^2 f_1}{R} + a \right)}{2f_1^2 (e^{f_1 \alpha} - 1)}, \quad (8.78)$$

де α — центральний кут криволінійної ділянки; e — основа натурального логарифма;

$$S_{\min} = \frac{135 \left(1 + \frac{0,5 \cdot 1,36}{2} \right) + \frac{200 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1,36}{3,6 \cdot 2} \left(\frac{2^2 \cdot 0,5}{2} + 4 \right)}{2 \cdot 0,5^2 (2,71^{0,5 \cdot 1,36} - 1)} = 1148 \text{ Н}.$$

Оскільки $S_8' > S_{\min}$, то умову витримано.

Крок установлення котків t_k на вертикальній ділянці вибирають такими, щоб забезпечити щільне змикання вільних від вантажу стрічок, що виключає просипання між котками. Крок вибирають залежно від натягу стрічки σ_y , Н/м прокладки, кількості прокладок i , бокового тиску на один коток $q_k = 0,5q_0 = 0,5 \cdot 655 = 328 \text{ Н/м}$.

Напруження стрічок відповідно вгорі і внизу вертикальної ділянки:

$$\sigma_{yв} = \frac{S_9'}{Bi} = \frac{6393}{0,8 \cdot 5} = 1598 \text{ Н/м прокладки}; \quad (8.79)$$

$$\sigma_{yн} = \frac{S_8'}{Bi} = \frac{2071}{0,8 \cdot 5} = 518 \text{ Н/м прокладки}.$$

Щоб забезпечити жорсткість країв стрічки і вибрати крок котків у межах 350...500 мм, вибираємо стрічку з кількістю прокладок $i = 5$.

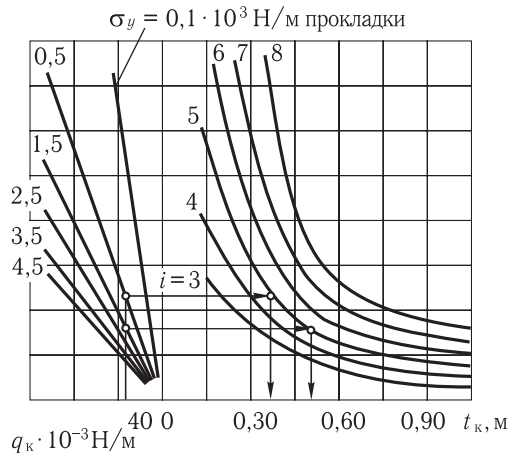


Рис. 8.23. Номограма для визначення кроку розміщення бокових котків, які стискають вільні краї гумотканинної стрічки

За номограмою (рис. 8.23) вибираємо крок між котками на нижніх і верхніх ділянках:

$$t_H = 0,35 \text{ м}; t_B = 0,5 \text{ м}.$$

Кількість котків на вертикальній ділянці

$$m = \frac{2l_2}{t_B + t_H} = \frac{2 \cdot 14}{0,5 + 0,35} = 33. \quad (8.80)$$

Приріст кроку при встановленні котків

$$\Delta t = \frac{t_B - t_H}{m} = \frac{500 - 350}{33} = 4,5 \text{ мм}. \quad (8.81)$$

Опори рухові першої і другої стрічок:

$$W'_c = S'_9 - S'_1 = 6393 - 3614 = 2779 \text{ Н};$$

$$W''_c = S''_7 - S''_1 = 6393 - 3894 = 2499 \text{ Н}.$$

Перевіряємо тягову можливість привідних барабанів:

$$W'_c \leq \frac{S'_1}{k_T} (e^{f\alpha_1} - 1) = \frac{3614}{1,2} (2,71^{0,25 \cdot 3,14} - 1) = 3554 \text{ Н};$$

$$W''_c \leq \frac{S''_1}{k_T} (e^{f\alpha_2} - 1) = \frac{3894}{1,2} (2,71^{0,25 \cdot 3,14} - 1) = 3829 \text{ Н},$$

де α_1 і α_2 — кути обхвату привідних барабанів; вибираємо коефіцієнт запасу тягової можливості $k_T = 1,2$; барабани футеровані гумою, повітря вологе, $f = 0,25$.

Загальна установлювана потужність двигунів приводу

$$P_0 = n_y \frac{(W'_c + W''_c)v}{10^3 \eta_M} = 1,1 \frac{(2779 + 2499) \cdot 2}{10^3 \cdot 0,85} = 12,4 \text{ кВт}.$$

Після цього вибираємо двигуни і редуктори, виконуємо розрахунок на пуск, вибираємо гальма (або зупинники).

8.8 РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА З ВЕРХНЬОЮ РОБОЧОЮ ВІТКОЮ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 63$ т/год, довжина конвеєра (рис. 8.24) $L = 80$ м, кут нахилу конвеєра $\beta = 3^\circ$; *транспортований вантаж*: вугілля несортоване з $\rho_p = 0,8$ т/м³ = $8 \cdot 10^2$ кг/м³, крупністю $a_{\max} = 250$ мм.

Продуктивність скребкового конвеєра, т/год,

$$\Pi = 3600Av\rho_p = 3600Bh\psi_{\text{ж}}k_{\beta}v\rho_p, \quad (8.82)$$

де B і h — відповідно висота і ширина жолоба, м; $\psi_{\text{ж}}$ — коефіцієнт заповнення жолоба: $\psi_{\text{ж}} = 0,5 \dots 0,6$ — для легкосипких вантажів, $0,7 \dots 0,8$ — для кускових вантажів; $k_{\beta} = 1$ — коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра β (табл. 8.13).

Для скребкових конвеєрів беруть $\frac{B}{h} = 2,4 \dots 4,0$. З урахуванням цього відношення із формули (8.82) визначаємо ширину жолоба

$$B = \sqrt{\frac{(2,4 \dots 4)\Pi}{3600\psi_{\text{ж}}k_{\beta}v\rho_p}} = \sqrt{\frac{3,2 \cdot 63}{3600 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,8}} = 0,432 \text{ м}, \quad (8.83)$$

де $\psi_{\text{ж}} = 0,75$ — для кускового рядового вугілля. Беремо $B = 600$ мм.

Швидкість руху ланцюгів у скребкових конвеєрах вибирають у межах $0,1 \dots 1,0$ м/с. Для проектування конвеєра беремо $v = 0,5$ м/с.

Висота жолоба

$$h = \frac{B}{3,2} = \frac{500}{3,2} = 156 \text{ мм}. \quad (8.84)$$

Беремо $h = 200$ мм.

Висота скребка

$$h_c = h + (25 \dots 50) = 200 + 40 = 240 \text{ мм}. \quad (8.85)$$

Крок скребків

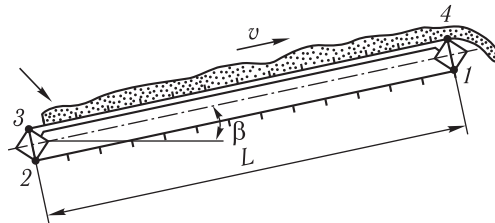
$$t_c = (2 \dots 4)h_c = 2,5 \cdot 240 = 600 \text{ мм}.$$

Крок скребків і ширина жолоба мають задовольняти умови:

$$t_c \geq 1,5a_{\max};$$

$$B \geq k_c a_{\max};$$

Рис. 8.24. Схема скребкового конвеєра



Таблиця 8.13. Значення коефіцієнта k_β

Вантаж	k_β при куті нахилу конвеєра β , град					
	0	10	20	30	35	40
Легкосипкий	1	0,85	0,65	0,5	—	—
Важкосипкий, кусковий	1	1	1	0,75	0,6	0,5

Таблиця 8.14. Значення коефіцієнта k_c

Конвеєр	k_c для вантажів	
	сортованих	несортованих
Одноланцюговий	5...7	2...3,5
Дволанцюговий	3...4	2...2,5

$$600 = t_c \geq 1,5 \cdot 250 = 375;$$

$$600 = B \geq 2,25 \cdot 250 = 563,$$

де $k_c = 2,25$ — дослідний коефіцієнт (табл. 8.14).

Тяговий розрахунок. Лінійне навантаження від транспортованого вантажу

$$q = \frac{Pq}{3,6v} = \frac{63 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,5} = 343 \text{ Н/м.} \quad (8.86)$$

Лінійна вага ланцюгів і скребків

$$q_\pi = k_\pi q = 0,715 \cdot 343 = 245 \text{ Н/м,} \quad (8.87)$$

де k_π — емпіричний коефіцієнт: для одноланцюгових конвеєрів $k_\pi = 0,5 \dots 0,6$, для дволанцюгових — $0,6 \dots 0,8$. Вибираємо дволанцюговий скребковий конвеєр, для якого $k_\pi = 0,715$.

Методом обходу по контуру визначаємо натяги ланцюгів і опір рухові тягового органу. Мінімальний натяг ланцюгів у точці 1 задаємо через умову правильної взаємодії їх з ведучими зірочками; практично $S_1 = 1000 \dots 3000 \text{ Н}$. Для конвеєра з високими скребками беремо $S_{\min} = S_1 = 3000 \text{ Н}$.

Натяг ланцюгів у точці 2

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + q_\pi L \cos \beta w'_\pi - g_\pi L \sin \beta = \\ &= 300 + 245 \cdot 80 \cos 3^\circ \cdot 0,35 - 245 \cdot 80 \sin 3^\circ = 6125 \text{ Н,} \end{aligned}$$

де w'_π — коефіцієнт опору рухові ланцюгів: для ланцюгів з ходовими котками на підшипниках ковзання $w'_\pi = 0,10 \dots 0,13$, для ланцюгів без котків, коли вантаж рухається по жолобу, $w'_\pi = 0,25 \dots 0,5$ (беремо $w'_\pi = 0,35$).

Натяг ланцюгів у точці 3

$$S_3 = kS_2 = 1,1 \cdot 6125 = 6738 \text{ Н},$$

де $k = 1,1$ — коефіцієнт збільшення натягу ланцюгів у процесі обертання зірочки. Крім того, для конвеєра з високими скребками натяг ланцюгів у точці найменшого натягу робочої вітки (точка 3) перевіряємо на стійкість скребка, яка має задовольняти умову

$$S_3 \geq S_{3\min} = \frac{Wh_1}{t_{\text{л}}} \operatorname{ctg} \varepsilon,$$

де W — опір переміщенню порцій вантажу між скребками:

$$\begin{aligned} W &= qt_0 \cos \beta w'_b + qt_0 \sin \beta = \\ &= 343 \cdot 0,6 \cos 3^\circ \cdot 0,45 + 343 \cdot 0,6 \cdot \sin 3^\circ = 103 \text{ Н}; \end{aligned}$$

h_1 — відстань по висоті скребка від сили W до ланки ланцюга (лінії, яка проходить через шарніри ланцюга): приблизно $h_1 = \frac{1}{2}h = \frac{1}{2}200 = 100 \text{ мм}$; $t_{\text{л}}$ — крок ланцюга, мм; ε — кут відхилення ланки ланцюга (беремо $\varepsilon \leq 2 \dots 3^\circ$). Тоді

$$S_{3\min} = \frac{Wh_1}{t_{\text{л}}} \operatorname{ctg} \varepsilon = \frac{103 \cdot 0,1}{0,08} \operatorname{ctg} 3^\circ = 2457 \text{ Н}.$$

Умова витримана, оскільки $6738 \text{ Н} = S_3 > S_{3\min} = 2457 \text{ Н}$.

Натяг ланцюгів у точці 4

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + q_{\text{л}}L \cos \beta w'_{\text{л}} + qL \cos \beta w'_b + (q_{\text{л}} + q)L \sin \beta = \\ &= 6738 + 245 \cdot 80 \cdot \cos 3^\circ \cdot 0,035 + 343 \cdot 80 \cdot \cos 3^\circ \cdot 0,45 + \\ &\quad + (245 + 343) \cdot 80 \sin 3^\circ = 28\,379 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де w'_b — коефіцієнт опору рухові вантажу по жолобу. У загальному випадку $w'_b = 1,1f$, де f — коефіцієнт тертя матеріалу об жолоб. Для ящиків конвеєрів (з боковими рухомими стінками) $w'_b = f$; при переміщенні вугілля $w'_b = 0,45 \dots 0,66$. Беремо $w'_b = 0,45$.

Опір рухові ланцюга

$$W_0 = S_4 - S_1 + 0,1(S_4 + S_1) = 28\,379 - 3000 + 0,1(28\,379 + 3000) = 28\,517 \text{ Н}.$$

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = n_y \frac{W_0 v}{10^3 \eta_{\text{м}}} = 1,2 \frac{28\,517 \cdot 0,5}{10^3 \cdot 0,85} = 20,13 \text{ кВт}.$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4A200M6У3 з параметрами: $P = 22 \text{ кВт}$, $n = 975 \text{ об/хв}$ ($\omega = 102,05 \text{ рад/с}$), $\frac{M_{\max}}{M_{\text{н}}} = 2$, $\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} = 1,2$, $I_{\text{п}} = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Попередньо для приводу розбірного ланцюга вибираємо зірочку з діаметром ділительного кола $D_0 = 412,2$ мм, кількістю зубців $z = 8$ і кроком $t = 80$ мм (дод. LXXXV). Частота обертання зірочки

$$n_{\text{зір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,4122} = 23,18 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора

$$u_{\text{р.р}} = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{975}{23,18} = 42,06.$$

Для безперервної роботи приводу протягом 24 год на добу і навантаження з помірними поштовхами коефіцієнт умов роботи $k_p = 1,5$. Тоді розрахункова потужність, яку передає редуктор,

$$P_{\text{ред}} = k_p P_p = 1,5 \cdot 16,77 = 25,16 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо редуктор ЦД2-75М-40-1 з $u_p = 40$, номер схеми складання 1.

Фактична частота обертання зірочки і швидкість руху ланцюга:

$$n_{\text{зір}} = \frac{n}{u_p} = \frac{975}{40} = 24,36 \text{ об/хв;}$$

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{зір}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4122 \cdot 24,36}{60} = 0,525 \text{ м/с.}$$

Оскільки попередньо вибрана швидкість ланцюга мало відрізняється від дійсної, параметри конвеєра не перераховуємо.

Розрахункове зусилля для одного ланцюга

$$S_p = 1,15 \frac{S_4 + S_d}{2}, \quad (8.88)$$

де S_d — динамічне зусилля в ланцюгах під час роботи конвеєра в усталеному режимі, визначене за умови, що початковий натяг ланцюга більший від критичного.

Швидкості поширення пружної хвилі вздовж тягового органу відповідно робочої і неробочої віток конвеєра:

$$c_1 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_{\text{л}} + \lambda_1 q}} = \sqrt{\frac{17,65 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{245 + 0,4 \cdot 343}} = 673 \text{ м/с;}$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_{\text{л}}}} = \sqrt{\frac{17,65 \cdot 10^6 \cdot 9,81}{245}} = 840 \text{ м/с,}$$

де $E_0 = 17,65 \cdot 10^6$ Н — статична жорсткість попередньо вибраного штампованого розбірного ланцюга з кроком 80 мм (табл. 8.15); $\lambda_1 = 0,4$ — коефіцієнт участі маси вантажу в нерівномірному русі конвеєра.

Таблиця 8.15. Характеристика круглоланкових і штампованих ланцюгів

Ланцюг	Крок $t_{л}$, мм	Діаметр прутка або пальця	Марка сталі	Твердість НВ	Статична жорсткість ланцюга E_0 , Н
Круглоланковий	50	13	30ХГСА	300...340	$9,8 \cdot 10^6$
Зварний	64	18	30ХГСА	300...311	$25,2 \cdot 10^6$
Штампований розбірний	80	18	45Г2	197 (внутрішніх ланок) 302 (зовнішніх ланок) 229...255 (пальців)	$17,65 \cdot 10^6$
	80	18	40Х	269...311 (внутрішніх ланок) 248...321 (зовнішніх ланок) 223...269 (пальців)	$23,24 \cdot 10^6$

Середня швидкість поширення пружної хвилі

$$c = \frac{2c_1c_2}{c_1 + c_2} = \frac{2 \cdot 673 \cdot 840}{673 + 840} = 747 \text{ м/с.}$$

Період основного тону власних коливань конвеєра

$$T = \frac{4L_k}{c} = \frac{4 \cdot 80}{747} = 0,428 \text{ с.}$$

Період збурювальної сили

$$2\tau = \frac{t_{л}}{v_{\phi}} = \frac{0,08}{0,525} = 0,152 \text{ с,}$$

де $\tau = 0,076 \text{ с.}$

Відношення періоду основного тону до періоду збурювальної сили

$$\frac{T}{2\tau} = \frac{0,428}{0,152} = 2,8.$$

Усереднений коефіцієнт опору

$$f = \frac{1}{2} \left(\frac{qf_1 + q_{л}f_2}{q + q_{л}} + f_2 \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{343 \cdot 0,45 + 245 \cdot 0,35}{343 + 245} + 0,35 \right) = 0,379.$$

Коефіцієнт відбиття $k_1 = 0,65$.

Коефіцієнт проходження

$$k_2 = \frac{2}{1 + \frac{c_2}{c_1}} = \frac{2}{1 + \frac{840}{673}} = 0,89.$$

Коефіцієнт згасання

$$k = k_1k_2 = 0,65 \cdot 0,89 = 0,578.$$

Динамічне зусилля в ланцюгах

$$S_d = A \left[1 - \sin \pi \left(\frac{L}{c\tau} + 0,5 \right) \right], \quad (8.89)$$

де $A = \frac{1}{2}(\varphi_4 - \varphi_2) \frac{1}{1-k} = \frac{1}{2} 9500 \frac{1}{1-0,578} = 11\,256$ Н; $\varphi_4 - \varphi_2$ — визначають за номограмою [21].

Порядок користування номограмою: ліворуч у номограмі на осі абсцис відкладаємо значення $\tau = 0,076$ с (точка a), із точки a проводимо вертикаль до перетину з лінією $f = 0,379$ (точка перетину b), із точки b проводимо горизонтальну лінію до перетину з віссю повороту (точка c). Точку c сполучаємо з точкою d , відповідно до швидкості $v_\phi = 0,525$ м/с; із точки c проводимо лінію, паралельну cd , до перетину з ординатою швидкості (точка d'), із точки d' проводимо горизонталь до перетину з лінією $E_0 = 17,65 \cdot 10^6$ Н (точка e); потім проводимо вертикаль до лінії $c = 747$ м/с (точка f) і, нарешті, знаходимо значення $\varphi_4 - \varphi_2 = 9500$ Н. Тоді

$$S_d = 11\,256 \left[1 - \sin 180^\circ \left(\frac{80}{747 \cdot 0,076} + 0,5 \right) \right] = 14\,428 \text{ Н.}$$

Щоб вибрати ланцюг, визначаємо розрахункове зусилля

$$S_p = 1,15 \frac{28\,379 + 14\,428}{2} = 24\,614 \text{ Н.}$$

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{\text{розр}} \geq n_d S_p = 8 \cdot 24\,614 = 196\,912 \text{ Н,}$$

де $n_d = 6 \dots 10$ — запас міцності ланцюга: для горизонтальних конвеєрів невідповідального призначення $n_d = 6 \dots 7$; для конвеєрів відповідального призначення, які мають нахилені ділянки траси, $n_d = 8 \dots 10$.

Вибираємо ланцюг тяговий розбірний Р2-80-290 з розривним зусиллям 290 кН, кроком 80 мм (дод. LXXXIX, табл. 8.16).

Динамічне навантаження в ланцюгах визначаємо за приблизною формулою

$$S_d = \frac{6\pi^2 (q + c'q_d) Lv^2}{gz^2 t_d} = \frac{6 \cdot 3,14^2 (343 + 1 \cdot 245) \cdot 80 \cdot 0,525^2}{9,81 \cdot 8^2 \cdot 0,08} = 15\,271 \text{ Н.}$$

У нашому прикладі це навантаження мало відрізняється від динамічної сили, яка визначена за формулою (8.89).

Максимальне зусилля в ланцюгах у період пуску приводу

$$S_{\text{max}} = 1,15 \frac{S_4 + S_d + S_{d,\text{п}}}{2} = 1,15 \frac{28\,379 + 15\,271 + 4061}{2} = 27\,434 \text{ Н,} \quad (8.90)$$

Таблиця 8.16. Параметри пластинчастого, штампованого і круглolanкового ланцюгів

Ланцюг	Крок ланцюга, мм	Діаметр шарнірного пальця або прутка, мм	Розривне зусилля · 10 ⁻⁵ , Н	Маса 1 м ланцюга, кг
Пластинчастий втулковий	70	13,7	1,3	5,3
Штампований розбірний	80	18	2,2...2,9	8,4
Зварний круглolanковий	50	13	1,6	3,16
	64	18	3,3	6,5

де $S_{д.п}$ — динамічне зусилля в період пуску:

$$S_{д.п} = m_k \frac{D_0}{2} \frac{\varepsilon_{дв}}{u_p} \eta_M = \frac{7078 \cdot 0,4122 \cdot 131 \cdot 0,85}{2 \cdot 40} = 4061 \text{ Н}; \quad (8.91)$$

$$m_k = k_{пр} [(2m_l + m)L + k_{шв} m_v] =$$

$$= 0,9 [(2 \cdot 25 + 33,3) \cdot 80 + 0,6 \cdot 2000] = 7078 \text{ кг}; \quad (8.92)$$

$k_{пр} = 0,85...0,95$ — коефіцієнт, який ураховує пружне видовження ланцюгів;

$$m_l = \frac{q_l}{g} = \frac{245}{9,81} = 25 \text{ кг/м};$$

$$m = \frac{P}{3,6v} = \frac{63}{3,6 \cdot 0,525} = 33,3 \text{ кг/м};$$

$k_{шв} = 0,5...0,7$ — коефіцієнт, який ураховує зменшення середньої швидкості обертюв мас порівняно зі швидкістю v ; $m_v \approx 2000$ кг — маса обертюв частин конвеєра (без приводу).

Кутове прискорення вала двигуна

$$\varepsilon_{дв} = \frac{M_{п.сп} - M_{ст.п}}{I_{зв}} = \frac{345 - 173}{1,313} = 131 \text{ рад/с}^2, \quad (8.93)$$

де

$$M_{п.сп} = \psi_{сп} M_H = 1,6 \frac{P}{\omega} = 1,6 \frac{22 \cdot 000}{101} = 345 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (8.94)$$

$$\psi_{сп} \approx \frac{2 + 1,2}{2} = 1,6;$$

$$M_{ст.п} = \frac{W_0 D_0}{2u_p \eta_M} = \frac{28 \cdot 517 \cdot 0,4122}{2 \cdot 40 \cdot 0,85} = 173 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

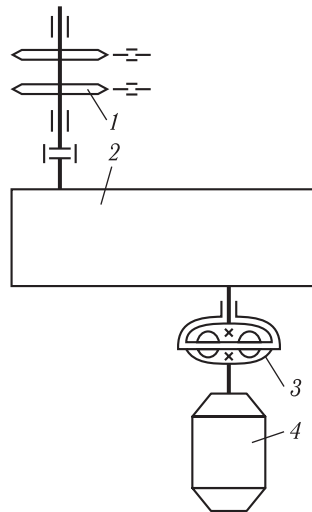


Рис. 8.25. Схема приводу скребкового конвеєра:
1 — привідні зірочки; 2 — редуктор; 3 — турбомуфта; 4 — електродвигун

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас конвеєра

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2 \eta_M} =$$

$$= 1,15(0,5 + 0,45) + \frac{7078 \cdot 0,206^2}{40^2 \cdot 0,85} = 1,313 \text{ кг/м}^2.$$

Остаточо вибираючи параметри конвеєра, треба стежити, щоб у ланцюгах не виникали резонансні коливання. У разі раптового стопоріння тягового органу в ньому виникають максимальні динамічні сили, від дії яких часто руйнуються ланцюги. Розрахунок таких сил наведено у спеціальній літературі [10]. В скребкових конвеєрах захист ланцюгів від дії стопорних сил здійснюється за допомогою запобіжних муфт або турбомуфт. Схему приводу скребкового конвеєра наведено на рис. 8.25.

Особливості розрахунку шахтних скребкових конвеєрів. Тяговий розрахунок конвеєрів основних типів (СП, С) з низькими скребками, у яких коефіцієнт співвідношення ширини і висоти жолоба $k_h = \frac{B}{h} = 3,8 \dots 5,5$, наведено нижче.

Передбачаються суцільне волочіння насипного вантажу з кутом природного укосу φ_p та наявність тригранної призми волочіння («шапки») на риштаках.

Основний параметр конвеєра — ширина жолоба

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{3,6v\rho_p k_\beta \left(\frac{1}{k_h} + 0,25 \operatorname{tg} \varphi_p \right)}}$$

де Π — годинна продуктивність, т/год; $v = 0,52 \dots 1,17$ м/с — швидкість руху ланцюгового тягового елемента; ρ_p — насипна щільність вантажу, кг/м³; k_β — коефіцієнт змінення продуктивності конвеєра залежно від кута його нахилу та напрямку транспортування (табл. 8.17).

У шахтах застосовують конвеєри, обладнані жолобами 350, 500, 540, 600, 640 мм завширшки і каліброваними ланцюгами; зірочки для круглоланкових ланцюгів проектується згідно з ГОСТ 13561—89.

Таблиця 8.17. Значення коефіцієнта k_{β}

Параметр	Напрямок транспортування							
	вниз				вгору			
β , град	14	10	5	0	5	8	13	18
k_{β}	2,0	1,75	1,25	1,0	0,55	0,4	0,31	0,23

Таблиця 8.18. Погонні маси ланцюгів і скребків шахтних конвеєрів з низькими скребками

Тип конвеєра	Розмір ланцюга, мм	t_c , мм	q_{II} , кг/м
Одноланцюговий	14 × 50	640	11,3
	14 × 50	1000	11,6
Дволанцюговий	18 × 64	1024	19,1
	14 × 50	1000	17,7
Триланцюговий	14 × 50	1000	17,7
	18 × 64	1024	28,7

Для одноланцюгових конвеєрів крок скребків t_c , як правило, становить 640 або 800 мм, для дво- та триланцюгових конвеєрів $t_c = 1000$ або 1024 мм (табл. 8.18).

Коефіцієнти опору рухові ланцюгів зі скребками шахтних конвеєрів:

— одноланцюгового з ланцюгом, замкненим у вертикальній площині, — $w''_{II} = 0,45 \dots 0,53$, у горизонтальній площині — $w''_{II} = 0,7 \dots 0,75$;

— дволанцюгового з ланцюгом, замкненим у вертикальній площині, з прямолінійним поставом — $w''_{II} = 0,7 \dots 0,8$;

— дволанцюгового з ланцюгом, замкненим у вертикальній площині, з хвилястим поставом — $w''_{II} = 1,0 \dots 1,2$.

Коефіцієнт опору рухові насипного вантажу w'_B по жолобу для шахтних скребкових конвеєрів вибирають у межах 0,35...0,5.

Тяговий розрахунок виконують методом обходу по контуру так само, як і в наведеному прикладі для конвеєра з високими скребками.

Електрообладнання для шахтних конвеєрів вибирають у вибухобезпечному виконанні, двигуни — серій КОФ і ЕД КОФ.

У привідних станціях шахтних скребкових конвеєрів застосовують пускозапобіжні турбомуфти з нерегульованим наповненням: ТП-400, ТП-420, ТП-345, ТП-32, ТП-32М, ТП-22СК.

Якщо конвеєр завантажується за допомогою видобувного агрегату (комбайна, струга), то у наведену вище формулу для визначення ширини жолоба підставляємо вираз для швидкості $v' = v \pm \frac{v_k}{60}$, де v_k — швидкість руху видобувного агрегату. Знак «плюс» відповідає зустрічному руху, а «мінус» — руху в одному напрямку ланцюга і комбайна.

8.9 РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАТОГО КОНВЕЄРА

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 400$ т/год; загальна довжина 115 м, вантаж — залізна руда ($\rho_p = 2,6$ т/м³ = $2,6 \cdot 10^3$ кг/м³, крупність кусків $a_{\max} = 350$ мм).

Насамперед як тяговий орган конвеєра вибираємо пластинчастий ланцюг, тоді швидкість руху настилу рекомендується призначати в межах 0,05...0,63 м/с; для зварних круглolanкових каліброваних ланцюгів з малим кроком швидкість настилу беруть у межах 1,0...1,25 м/с, для конвеєра, що проектується, $v = 0,58$ м/с.

Площа поперечного перерізу матеріалу на конвеєрі (рис. 8.26)

$$A = \frac{\Pi}{3,6v\rho_p c_\beta} = \frac{400}{3600 \cdot 0,58 \cdot 2,6 \cdot 0,82} = 0,09 \text{ м}^2, \quad (8.95)$$

де c_β — коефіцієнт, який ураховує кут нахилу конвеєра: при $\beta \leq 30^\circ$

$$c_\beta = \frac{100 - \beta}{100} = \frac{100 - 18^\circ}{100} = 0,82. \quad (8.96)$$

Площа поперечного перерізу насипного матеріалу на настилі з бортами

$$A = A_2 + A_3 = 0,025B_6^2 \operatorname{tg}(0,4\varphi_2) + B_6 h \psi, \quad (8.97)$$

де φ_2 — кут природного укошу матеріалу в стані спокою; $h = 2$ м — висота борта; $\psi = h_3/h$ — коефіцієнт наповнення перерізу настилу по висоті бортів (беремо $\psi = 0,65$...0,8).

Якщо пластинчастим конвеєром транспортується крупнокусковий матеріал, то

$$A_2 = 0 \text{ і } A = B_6 h \psi,$$

де $\psi = 0,8$...0,9.

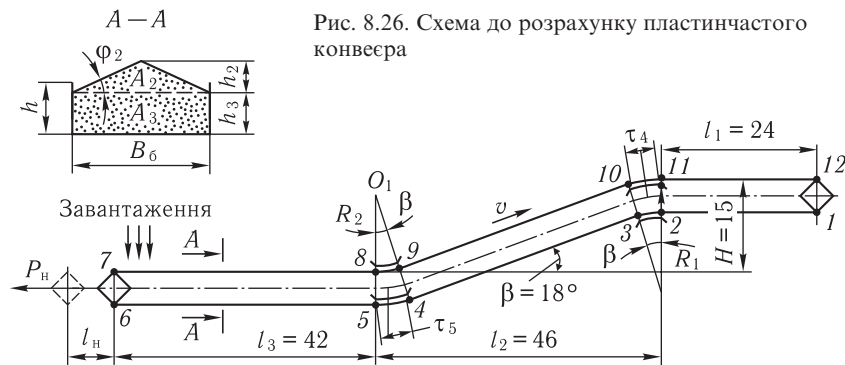


Рис. 8.26. Схема до розрахунку пластинчастого конвеєра

Ширина пластин (настилу з бортами)

$$B_{\sigma} = \frac{A}{h\psi} = \frac{0,09}{0,2 \cdot 0,85} = 0,53 \text{ м.}$$

Враховуючи кускуватість рядової руди, ширина пластин має бути

$$B_{\sigma} \geq 1,7a_{\max} + 200 = 1,7 \cdot 350 + 200 = 795 \text{ мм.} \quad (8.98)$$

Для сортованих матеріалів $B_{\sigma} \geq 2,7a_1 + 200$. Беремо ширину пластин $B_{\sigma} = 800$ мм (табл. 8.19). Висоту борта залишаємо такою самою.

Лінійне навантаження від транспортованого вантажу

$$q = \frac{Pg}{3,6v} = \frac{400 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,58} = 1879 \text{ Н/м.}$$

Лінійне навантаження від власної ваги рухомих частин (настилу з ланцюгами) визначаємо приблизно за емпіричною залежністю

$$q_n = 588B_{\sigma} + A_n = 588 \cdot 0,8 + 1079 = 1549 \text{ Н/м,} \quad (8.99)$$

де $A_n = 1079$ — коефіцієнт, який залежить від ширини настилу і виду вантажу (табл. 8.20).

Для пластинчастого конвеєра мінімальний натяг ланцюга може бути в точках 1 і 5: Якщо $q_n = (L_1 + L_2)w' < Hq_n$, то найменший натяг буде в

Таблиця 8.19. Ширина настилу і висота бортів

Номінальна ширина настилу B_{σ} , мм	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Номінальна висота борта h , мм	100	100	100	100	100	100	100	100
	125	125	125	125	125	125	125	125
	160	160	160	160	160	160	160	160
		200	200	200	200	200	200	200
		250	250	250	250	250	250	250
			320	320	320	320	320	320

Таблиця 8.20. Значення коефіцієнта A_n^*

Вантаж	A_n при ширині настилу B_{σ} , м		
	0,4...0,5	0,65...0,8	0,8
Легкий, $\rho_p \leq 1 \text{ тс/м}^3$	392	490	686
Середній, $\rho_p = 1...2 \text{ тс/м}^3$	588	686	980
Важкий, $\rho_p > 2 \text{ тс/м}^3$	785	1079	1470

*Для настилу без бортів значення коефіцієнта A_n зменшують на 10...15 %.

Таблиця 8.21. Значення коефіцієнта w' для пластинчастих втулкоткових ланцюгів

Умови роботи конвеєра	Значення w' для котків на підшипниках	
	ковзання	кочення
Хороші	0,06...0,08	0,020
Середні	0,08...0,10	0,030
Важкі	0,10...0,13	0,043

точці 5, а якщо $q_H = (L_1 + L_2)w' > Hq_H$, то в точці 1. Оскільки для середніх умов роботи $w' = 0,03$ (табл. 8.21), то

$$q_H = (L_1 + L_2)w' = 1549(24 + 46) \cdot 0,03 = 3253 \text{ Н} < Hq_H = 15 \cdot 1549 = 23\ 235 \text{ Н.}$$

Беремо $S_{\min} = S_5 = 1,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$ (мінімальний натяг ланцюга задаємо у межах $1 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^3 \text{ Н}$, але на менше ніж 500 Н).

Натяги у характерних точках контура:

$$S_6 = S_5 + q_H L_3 w' = 1,5 \cdot 10^3 + 1549 \cdot 42 \cdot 0,03 = 3452 \text{ Н;}$$

$$S_7 = k S_6 = 1,08 \cdot 3452 = 3728 \text{ Н,}$$

де $k = 1,05 \dots 1,1$ — коефіцієнт збільшення натягу ланцюга при обгинанні зірочки;

$$S_8 = S_7 + (q_H + q) L_3 w' = 3728 + (1549 + 1879) \cdot 42 \cdot 0,03 = 8047 \text{ Н;}$$

$$S_9 = S_8 e^{w'\beta} = 8047 \cdot 2,71^{0,03 \cdot 0,314} = 8123 \text{ Н,}$$

де $\beta = 18^\circ$ — кут обхвату тяговим органом криволінійної ділянки;

$$S_{10} = S_9 + (q_H + q) L_{9-10} \cos \beta w' + (q_H + q) L_{9-10} \sin \beta =$$

$$= 8123 + (1549 + 1879) \cdot 46 \cdot 0,03 + (1549 + 1879) \cdot 15 = 64\ 274 \text{ Н,}$$

де $L_{9-10} \cos \beta \approx L_2$, $L_{9-10} \sin \beta \approx H$;

$$S_{11} = S_{10} e^{w'\beta} = 64\ 274 \cdot 2,71^{0,03 \cdot 0,314} = 64\ 878 \text{ Н;}$$

$$S_{12} = S_{11} + (q_H + q) L_1 w' = 64\ 878 + (1549 + 1879) \cdot 24 \cdot 0,03 = 67\ 346 \text{ Н.}$$

Натяги у точках 1...4 визначаємо, обходячи контур від точки 5 проти руху неробочої вітки конвеєра:

$$S_4 = \frac{S_5}{e^{w'\beta}} = \frac{1500}{2,71^{0,03 \cdot 0,314}} = 1486 \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_4 - q_H L_{4-3} \cos \beta w' + q_H L_{4-3} \sin \beta =$$

$$= 1486 - 1549 \cdot 46 \cdot 0,03 + 1549 \cdot 15 = 22\ 583 \text{ Н;}$$

$$S_2 = \frac{S_3}{e^{w'\beta}} = \frac{22\,583}{2,71^{0,03 \cdot 3,14}} = 22\,373 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_2 - q_H L_1 w' = 22\,373 - 1549 \cdot 24 \cdot 0,03 = 21\,258 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на привідній зірочці

$$\begin{aligned} W_0 &= S_{12} - S_1 + 0,08(S_{12} + S_1) = \\ &= 67\,346 - 21\,258 + 0,08(67\,346 + 21\,258) = 53\,176 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (8.100)$$

Розрахункова та установлювана потужності двигуна, кВт,

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{53\,176 \cdot 0,58}{10^3 \cdot 0,85} = 36,28;$$

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 36,28 = 43,5.$$

За каталогом вибираємо асинхронний електродвигун 4АК250М6У3 з фазовим ротором і такими параметрами: потужність $P = 45$ кВт, $n = 970$ об/хв ($\omega = 101,5$ рад/с), $\frac{M_{п\max}}{M_H} = 2,5$, $I_p = 1,15$ кг·м².

Насамперед для приводу пластинчастого ланцюга вибираємо зірочку з діаметром діляльного кола $D_0 = 823,13$ мм, числом зубців $z = 8$, кроком $t_d = 315$ мм (дод. LXXXVI).

Частота обертання зірочки

$$n_{з\text{ір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,58}{3,14 \cdot 0,82313} = 13,46 \text{ об/хв}.$$

Передатне число редуктора

$$u_{p,p} = \frac{n}{n_{з\text{ір}}} = \frac{970}{13,46} = 72,07.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P_{\text{ред}} = \frac{P_p}{k} = \frac{36,28}{0,65} = 55,8 \text{ кВт},$$

де $k = 0,65$ — для безперервної роботи приводу протягом доби і навантаження з помірними поштовхами.

За каталогом вибираємо редуктор КЦ2-1300-III-ІЦ з $u_p = 73$, номер схеми складання 1, з циліндричним кінцем тихохідного вала.

Розрахункове зусилля в ланцюзі

$$S_p = 1,15 \frac{S_{12} + S_d}{2} = 1,15 \frac{67\,346 + 38\,716}{2} = 60\,986 \text{ Н},$$

$$\text{де } S_{\text{д}} = \frac{6\pi^2(q + c'q_{\text{н}})Lv^2}{gz^2t_{\text{п}}} = \frac{6 \cdot 3,14^2(1879 + 1 \cdot 1549) \cdot 115 \cdot 0,573^2}{9,81 \cdot 8^2 \cdot 0,315} = 38 \, 716 \, \text{Н};$$

$$n_{\text{з\text{ір}}} = \frac{n}{u_{\text{р}}} = \frac{970}{73} = 13,29 \, \text{об/хв};$$

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{з\text{ір}}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,82317 \cdot 13,29}{60} = 0,573 \, \text{м/с}.$$

Розривна сила ланцюга

$$S_{\text{розр}} = 6,5 \cdot 60 \, 986 = 396 \, 409 \, \text{Н}.$$

Вибираємо тяговий пластинчастий ланцюг М450 з кроком $t_{\text{п}} = 315 \, \text{мм}$, розривною силою $F_{\text{розр}} = 450 \, \text{кН}$ (дод. LXXXVII).

Максимальне зусилля в ланцюзі під час пуску конвеєра

$$S_{\text{max}} = 1,15 \frac{S_{12} + S_{\text{д}} + S_{\text{д.п}}}{2} = 1,15 \frac{67 \, 346 + 38 \, 716 + 31 \, 720}{2} = 79 \, 225 \, \text{Н},$$

де $S_{\text{д.п}}$ — динамічне зусилля в ланцюзі під час пуску:

$$S_{\text{д.п}} = m_{\text{к}} \frac{D_0}{2} \frac{\varepsilon_{\text{дв}}}{u_{\text{р}}} \eta_{\text{м}} = \frac{54 \, 297 \cdot 0,82317 \cdot 121,9 \cdot 0,85}{2 \cdot 73} = 31 \, 720 \, \text{Н};$$

$$m_{\text{к}} = k_{\text{пр}} [(2m_{\text{н}} + m)L + k_{\text{шв}} m_{\text{в}}] = 0,9 [(2 \cdot 158 + 194) \cdot 115 + 0,6 \cdot 2800] = 54 \, 297 \, \text{кг};$$

$$m_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}}}{g} = \frac{1549}{9,81} = 158 \, \text{кг/м};$$

$$m = \frac{\Pi}{3,6v} = \frac{400}{3,6 \cdot 0,573} = 194 \, \text{кг/м};$$

$m_{\text{в}} = 2800 \, \text{кг}$ — маса обертових частин конвеєра (без приводу).

Кутове прискорення вала двигуна

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}}{I_{\text{зв}}} = \frac{797,5 - 352,7}{3,648} = 121,9 \, \text{рад/с}^2,$$

де

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{пmax}} + M_{\text{пmin}}}{2} = \frac{2,5M_{\text{н}} + 1,1M_{\text{н}}}{2} = 1,8M_{\text{н}} =$$

$$= 1,8 \cdot 9550 \frac{45}{970} = 797,5 \, \text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.п}} = \frac{W_0 D_0}{2u_{\text{р}} \eta_{\text{м}}} = \frac{53 \, 176 \cdot 0,82317}{2 \cdot 73 \cdot 0,85} = 352,7 \, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Момент інерції рухомих мас конвеєра, зведений до вала двигуна,

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,15(1,15 + 0,29) + \frac{54 \cdot 297 \cdot 0,4115^2}{73^2 \cdot 0,85} = 3,648 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Радіуси згину траси беремо $R_1 = R_2 = 4,6 \text{ м}$.
Значення найменших радіусів згину траси:

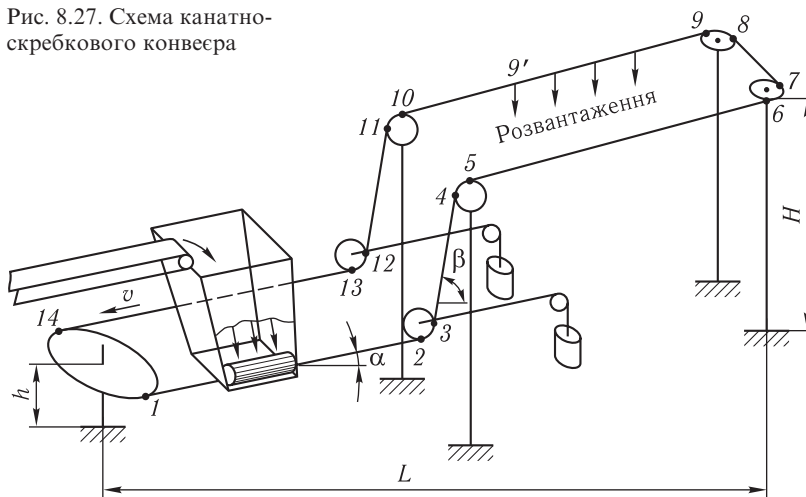
t_d , мм	100	125	160	200	250	320	400	500	620
R , м	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,6	5,7	7,1	9,0

8.10 РОЗРАХУНОК ТРУБЧАТОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА З ПРОСТОРОВОЮ ТРАСОЮ

Трубчасті скребкові конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів. Вони економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубчастому вантажопроводу, який можна прокласти по складній просторовій трасі.

Трубчастий скребковий конвеєр (рис. 8.27) складається із завантажувального бункера з дозатором комірчасто-барабанного типу, вантажопроводу з отворами для розвантаження сипких однорідних вантажів, поворотних пристроїв, замкненого ланцюгового або канатного робочого органу з скребками, привідного механізму (рис. 8.28) і натяжного пристрою.

Рис. 8.27. Схема канатно-скребкового конвеєра



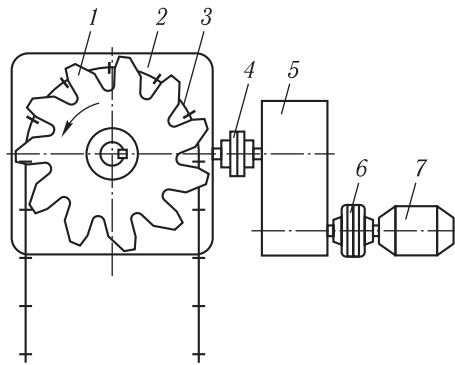


Рис. 8.28. Схема приводу канатно-скребкового конвеєра:

1 — привідна зірочка; 2 — закрыта кінцева передача; 3 — робочий орган; 4 — зубчаста муфта; 5 — редуктор; 6 — турбомуфта; 7 — електродвигун

Для канатно-скребкового органу канат попередньо витягують зусиллям, близьким до границі міцності. Потім до каната з певним кроком прикріплюють пластмасові скребки (рис. 8.29, б), відлиті в спеціальних прес-формах. Ділянки

каната між шайбами рекомендується покривати шаром (1,5...2,0 мм) того самого матеріалу, з якого відліто скребки. Кінці каната з'єднують металевою рознімною шайбою і пружинним кільцем (рис. 8.29, в).

Застосовують конструкції канатно-скребкового органу з металевими скребками, які відливають у прес-формах зі вставленим попередньо витягнутим канатом. Гнучкість каната у вертикальній і горизонтальній площинах, висока міцність, легкість, можливість отримання високих швидкостей руху тягового органу зі скребками — це переваги канатно-скребкового конвеєра над трубчастими скребковими конвеєрами з ланцюговим тяговим органом.

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 30$ т/год; *транспортований вантаж*: збіжжя (пшениця, жито, ячмінь, кукурудза тощо) з $\rho_p = 0,8$ т/м³ = 800 кг/м³; *траса конвеєра*: довжина $L = 166,0$ м, висота підняття $H - h = 14,5$ м, кут нахилу ділянок 1—2 і 14—13 $\alpha = 15^\circ$; 3—4 і 12—11 $\beta = 50^\circ$.

Беремо швидкість робочого органу $v = 1,1$ м/с (швидкість канатного робочого органу коливається в межах 0,1...1,25 м/с, ланцюгового — 0,1...0,4 м/с).

Із формули продуктивності конвеєра

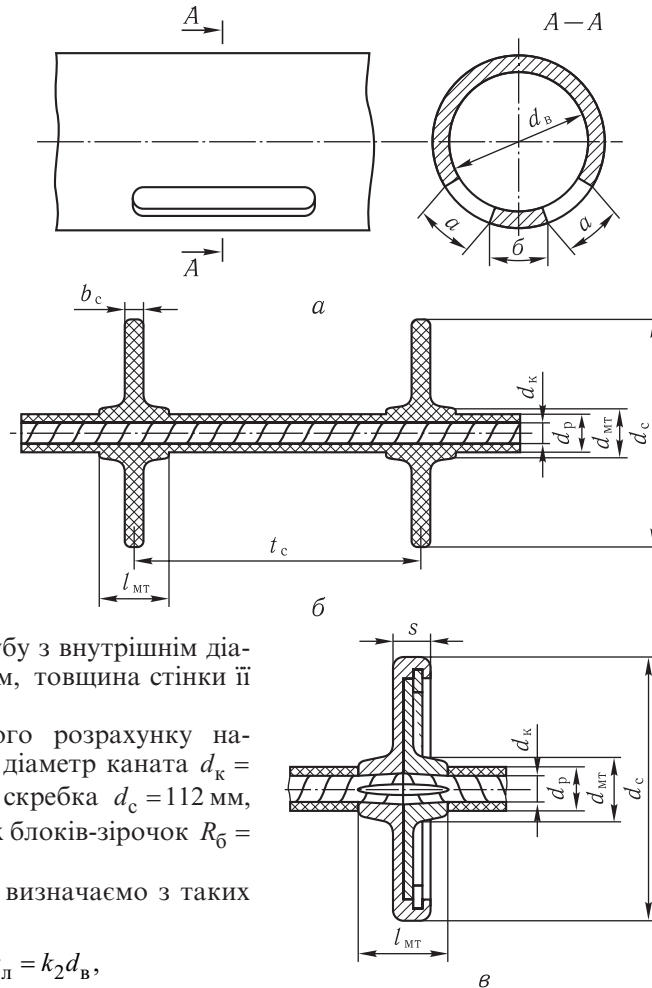
$$\Pi = 3600 \frac{\pi d_B}{4} v \rho_p \psi$$

визначаємо внутрішній діаметр труби

$$d_B = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{\Pi}{\pi v \rho_p \psi}} = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{30}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 0,85}} = 0,119 \text{ м}, \quad (8.101)$$

де ψ — коефіцієнт заповнення труби (беремо $\psi = 0,8...0,9$ для легкосипких вантажів з урахуванням зменшення корисного об'єму робочим органом).

Рис. 8.29. Елементи канатно-скребкового конвеєра:
a — вантажопровід з отворами;
б — робочий орган; *в* — вузол з'єднання канатно-скребкового органу



Вибираємо трубу з внутрішнім діаметром $d_B = 120$ мм, товщина стінки її $\delta = 3,5$ мм.

Для подальшого розрахунку наперед беремо: діаметр каната $d_k = 12,5$ мм, діаметр скребка $d_c = 112$ мм, радіус поворотних блоків-зірочок $R_6 = 410$ мм.

Крок скребків визначаємо з таких співвідношень:

$$t_c = k_1 t_{\text{л}} = k_2 d_B,$$

де $t_{\text{л}}$ — крок ланцюга, мм; k_1 і k_2 — конструктивні коефіцієнти: $k_1 = 2 \dots 6$, $k_2 = 2 \dots 3$ — для конвеєрів з горизонтальними і нахиленими ділянками; $k_1 = 2 \dots 4$, $k_2 = 1$ — для конвеєрів з комбінованою трасою, що складається з горизонтальних і вертикальних ділянок. Для розрахунку беремо $k_2 = 1,2$, тоді

$$t_c = k_2 d_B = 1,2 \cdot 120 = 144 \text{ мм};$$

беремо $t_c = 150$ мм.

Тяговий розрахунок. Лінійне навантаження від транспортованого вантажу

$$q = \frac{Pg}{3,6v} = \frac{30 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,1} = 74,3 \text{ Н/м}.$$

Лінійна вага шайб і каната

$$q_0 = (m_k + m_c)g =$$

$$= \left[m_k + \frac{\pi b_c}{4} (d_c^2 - d_k^2) \rho_k z + \frac{\pi (l_{MT} - b_c)}{4} (d_{MT}^2 - d_k^2) \rho_k z + \frac{\pi (t_c - l_{MT})}{4} (d_p^2 - d_k^2) \rho_k z \right] g,$$

де $m_k = 0,543$ кг/м — лінійна маса каната; m_c — лінійна маса скребка, кг/м; b_c — товщина скребка, м; d_c — діаметр скребка; d_{MT} — діаметр маточини, м; d_k — діаметр каната, м; l_{MT} — довжина маточини скребка, м; d_p — діаметр капронової оболонки між скребками, м; $\rho_k = 1200$ кг/м³ — щільність капрону; z — кількість скребків на 1 м. Отже,

$$q_0 = \left[0,543 + \frac{3,14 \cdot 0,01}{4} (0,112^2 - 0,0125^2) \cdot 1200 \cdot 6,7 + \right.$$

$$+ \frac{3,14 (0,035 - 0,01)}{4} (0,022^2 - 0,0125^2) \cdot 1200 \cdot 6,7 +$$

$$\left. + \frac{3,14 (0,15 - 0,035)}{4} (0,015^2 - 0,0125^2) \cdot 1200 \cdot 6,7 \right] \cdot 9,81 = 14 \text{ Н/м.}$$

Натяги в канаті конвеєра визначаємо методом обходу по контуру. Мінімальним натягом канатно-скребкового тягового органу буде $S_{\min} = S_1 = 1,5 \cdot 10^3$ Н.

Натяги тягового органу в решті точок:

$$S_2 = S_1 + q l_{1-2} \cos \alpha w'_b + q_0 l_{1-2} \cos \alpha w'_c + (q + q_0) L_{1-2} \sin \alpha =$$

$$= 1,5 \cdot 10^3 + 74,3 \cdot 20 \cos 15^\circ \cdot 0,6 + 14 \cdot 20 \cos 15^\circ \cdot 0,125 +$$

$$+ (74,3 + 14) \cdot 20 \sin 15^\circ = 2832 \text{ Н,}$$

де $w'_b = 0,6$ — коефіцієнт опору рухові збіжжя в сталевій трубі; $w'_c = 0,125$ — коефіцієнт опору рухові канатно-скребкового органу, скребки якого виконано з капрону при $\sigma_p \leq 6$ МПа;

$$S_3 = k S_2 = 1,03 \cdot 2832 = 2917 \text{ Н;}$$

$k = 1,03$ — коефіцієнт збільшення опору рухові канатно-скребкового органу при обході поворотних пристроїв, які відхиляють робочий орган на кут до 90° ;

$$S_4 = S_3 + q L_{3-4} w'_b \cos \beta + q_0 L_{3-4} w'_c \cos \beta + (q + q_0) L_{3-4} \sin \beta =$$

$$= 2917 + 74,3 \cdot 12 \cdot 0,6 \cos 50^\circ + 14 \cdot 12 \cdot 0,125 \cos 50^\circ +$$

$$+ (74,3 + 14) \cdot 12 \sin 50^\circ = 4086 \text{ Н;}$$

$$\begin{aligned}
S_5 &= kS_4 = 1,03 \cdot 4086 = 4209 \text{ Н}; \\
S_6 &= S_5 + ql_{5-6}\omega'_B + q_0l_{5-6}\omega'_c = \\
&= 4209 + 74,3 \cdot 133 \cdot 0,6 + 14 \cdot 133 \cdot 0,125 = 10\,248 \text{ Н}; \\
S_7 &= kS_6 = 1,03 \cdot 10\,248 = 10\,555 \text{ Н}; \\
S_8 &= S_7 + ql_{7-8}\omega'_B + q_0l_{7-8}\omega'_c = \\
&= 10\,555 + 74,3 \cdot 10 \cdot 0,6 + 14 \cdot 10 \cdot 0,125 = 11\,018 \text{ Н}; \\
S_9 &= kS_8 = 1,03 \cdot 11\,018 = 11\,349 \text{ Н}; \\
S_{9'} &= S_9 + ql_{9-9'}\omega'_B + q_0l_{9-9'}\omega'_c = \\
&= 11\,349 + 74,3 \cdot 70 \cdot 0,6 + 14 \cdot 70 \cdot 0,125 = 14\,592 \text{ Н}; \\
S_{10} &= S_{9'} + q_0l_{9'-10}\omega'_c = 14\,592 + 14 \cdot 63 \cdot 0,125 = 14\,702 \text{ Н}; \\
S_{11} &= kS_{10} = 1,03 \cdot 14\,702 = 15\,143 \text{ Н}; \\
S_{12} &= S_{11} + q_0l_{11-12}\omega'_c \cos\beta - q_0l_{11-12} \sin\beta = \\
&= 15\,143 + 14 \cdot 12 \cdot 0,125 \cos 50^\circ - 14 \cdot 12 \sin 50^\circ = 15\,028 \text{ Н}; \\
S_{13} &= kS_{12} = 1,03 \cdot 15\,028 = 15\,479 \text{ Н}; \\
S_{14} &= S_{13} + q_0l_{13-14}\omega'_c \cos\alpha - q_0l_{13-14} \sin\alpha = \\
&= 15\,479 + 14 \cdot 20 \cdot 0,125 \cdot \cos 15^\circ - 14 \cdot 20 \cdot \sin 15^\circ = 15\,440 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Опір рухові на привідній зірочці

$$W_0 = S_{14} - S_1 + k_1(S_{14} + S_1) = 15\,440 - 1500 + 0,05(15\,440 + 1500) = 14\,787 \text{ Н},$$

де $k_1 = 0,05$ — коефіцієнт опору на привідній зірочці.

Розрахункова потужність двигуна

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{14\,787 \cdot 1,1}{10^3 \cdot 0,85} = 19,1 \text{ кВт}.$$

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = 1,3 \cdot 19,1 = 24,83 \text{ кВт},$$

де $n_y = 1,2 \dots 1,4$ — коефіцієнт запасу потужності для трубчастих скребкових конвеєрів.

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4AP200L6У3 з короткозамкненим ротором з підвищеним пусковим моментом: $P = 30$ кВт, $n = 975$ об/хв ($\omega = 102,05$ рад/с), $\frac{M_{II}}{M_H} = 2,0$, $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$, $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,6$, $I_p = 0,45$ кг·м².

Попередньо для приводу вибираємо зірочку з діаметром діляльного кола $D_0 = 820,13$ мм, кількістю зубців $z = 14$ і кроком $t = 160$ мм.

Частота обертання зірочки

$$n_{\text{зір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 0,82013} = 25,63 \text{ об/хв.}$$

Вибираємо конічну пару з $u_k = 1,8$.

Передатне число редуктора

$$u_{\text{р.р}} = \frac{n}{n_{\text{зір}} u_k} = \frac{975}{25,63 \cdot 1,8} = 21,13.$$

Для безперервного режиму роботи за каталогом вибираємо редуктор РМ650-V-ПЦ з передатним числом $u_p = 20,49$. Фактичні частота обертання зірочки і швидкість руху канатно-скребкового органу:

$$n_{\text{зір}} = \frac{n}{u_k u_p} = \frac{975}{1,8 \cdot 20,49} = 26,44 \text{ об/хв.}$$

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D_0 n_{\text{зір}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,82013 \cdot 26,44}{60} = 1,13 \text{ м/с.}$$

Оскільки попередньо взята швидкість мало відрізняється від дійсної, то параметри не перераховуємо.

Вибір каната. Розривна сила каната

$$S_{\text{розр}} \geq n_k S_{14} = 6 \cdot 15\,440 = 92\,640 \text{ Н,}$$

де $n_k = 6 \dots 8$ — запас міцності каната.

Вибираємо сталевий канат типу ТЛК6х31+І о.о. діаметром 15 мм з розривною силою 111340 Н. Діаметри привідних і відхильних блоків мають задовольняти умову $D_0 \geq 30d_k$. Оскільки $D_0 = 820 > 30d_k = 30 \cdot 15 = 450$ мм, умова задовольняється.

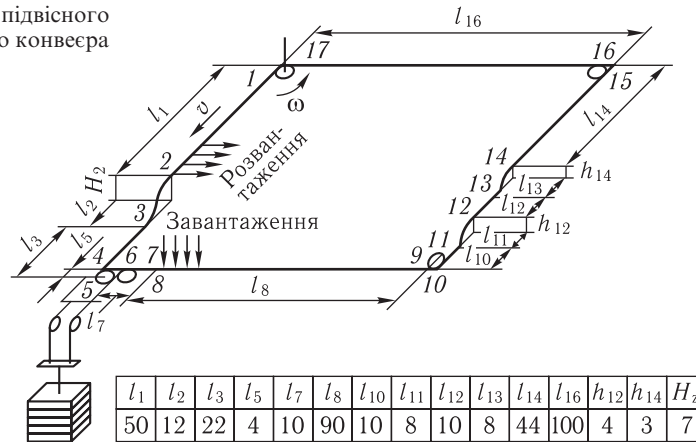
Максимальне зусилля в робочому органі під час пуску конвеєра і тривалість його пуску наближено можна визначити за такою самою методикою, що й для пластинчастого конвеєра.

Після конструктивного оброблення вибираємо розвантажувальні отвори трубопроводу прямокутними 50×200 мм, які затуляються заслінками.

8.11 РОЗРАХУНОК ПІДВІСНОГО ВАНТАЖОНЕСІВНОГО КОНВЕЄРА З ПРОСТОРОВОЮ ТРАСОЮ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 1650$ шт./год; вантаж — деталі масою $m = 50$ кг, розміром $550 \times 350 \times 250$ мм, транспортуються зі складу до складального цеху. Трасу конвеєра з довжинами і висотами підняття в метрах наведено на рис. 8.30. Із конструктивних міркувань і умов використання кутовий привід із зірочками, який застосову-

Рис. 8.30. Схема підвісного вантажонесівного конвеєра



ють на повороті траси на 90 і 180°, розміщуємо біля точки 3 з мінімальним натягом, обчисленим у попередньому розрахунку. Натяжний пристрій — вантажний. Завантажуються і розвантажуються деталі автоматично в процесі руху конвеєра.

Для цього конвеєра насамперед вибираємо тяговий розбірний ланцюг типу Р2-100-220 з кроком $t_{\text{л}} = 100$ мм, розривною силою 220 кН (дод. LXXXIX).

Вибираємо зірочку з кількістю зубців $z = 16$ і діаметром діляльного кола $D_0 = 1021,5$ м (дод. LXXXV). Найменший крок підвісок $t_{\text{п min}}$ з урахуванням руху на похилій ділянці

$$t_{\text{п min}} \cos \beta \geq a_{\text{max}} + \Delta, \quad (8.102)$$

де β — максимальний кут нахилу конвеєра на ділянці перегину у вертикальній площині (беремо $\beta = 35^\circ$); $\Delta = 0,1 \dots 0,15$ м; $a_{\text{max}} = 550$ мм, тоді

$$t_{\text{п min}} \geq \frac{a_{\text{max}} + \Delta}{\cos \beta} = \frac{550 + 100}{\cos 35^\circ} = 793 \text{ мм.}$$

Крок підвісок рекомендується вибирати залежно від кроку ланцюга: $t_{\text{п}} = 2t_{\text{л}}, 4t_{\text{л}}, 6t_{\text{л}}, 10t_{\text{л}}$. Беремо

$$t_{\text{п}} = 8t_{\text{л}} = 8 \cdot 100 = 800 > t_{\text{п min}} = 793 \text{ мм.}$$

Після графічної побудови проходження вантажів розміром $550 \times 350 \times 250$ мм на привідних і поворотних зірочках з $D_0 = 1021,5$ мм з'ясуємо, що зазор між вантажами при кроці підвісок 800 мм — достатній.

За продуктивністю конвеєра в разі розміщення однієї деталі на підвісі ($z_{\text{д}} = 1$) визначаємо швидкість руху ланцюга

$$v = \frac{\Pi t_{\text{п}}}{3600 z_{\text{д}}} = \frac{1650 \cdot 0,8}{3600 \cdot 1} = 0,367 \text{ м/с} = 22 \text{ м/хв.} \quad (8.103)$$

Лінійна вага ходової частини конвеєра (порожня вітка)

$$q_0 = m_{\text{л}}g + \frac{m_{\text{п}}g}{t_{\text{п}}} + \frac{m_{\text{к}}g}{t_{\text{к}}} = 5,2 \cdot 9,81 + \frac{7,5 \cdot 9,81}{0,8} + \frac{7,5 \cdot 9,81}{0,8} = 235 \text{ Н/м}, \quad (8.104)$$

де $m_{\text{л}} = 5,2$ кг/м — лінійна маса ланцюга (дод. LXXXIX); $m_{\text{п}} = 7,5$ кг — маса підвіски; $m_{\text{к}} = 7,5$ кг — маса каретки (дод. XC); $t_{\text{п}} = 800$ мм — крок підвіски; $t_{\text{к}} = 800$ мм — крок каретки.

Сумарна лінійна вага завантаженої вітки

$$q_{\text{с}} = q_0 + \frac{mg}{t_{\text{п}}} = 235 + \frac{50 \cdot 9,81}{0,8} = 848 \text{ Н/м}.$$

У точці 3 (рис. 8.30) має бути мінімальний натяг, який рекомендується брати в межах 500...1000 Н:

$$S_{\text{min}} = S_3 = 800 \text{ Н}.$$

Тоді

$$S_4 = S_3 + q_0 l_3 w' = 800 + 235 \cdot 22 \cdot 0,027 = 940 \text{ Н},$$

де w' — коефіцієнт опору рухові кареток на прямолінійному відрізку конвеєра: для важких умов $w' = 0,027$ (табл. 8.22);

$$S_5 = k_1 S_4 = 1,055 \cdot 940 = 992 \text{ Н},$$

де $k_1 = 1,055$ — коефіцієнт, який ураховує опір на поворотних зірочках і блоках (табл. 8.22);

$$S_6 = S_5 + q_0 l_5 w' = 992 + 235 \cdot 4 \cdot 0,027 = 1017 \text{ Н};$$

$$S_7 = k_1 S_6 = 1,045 \cdot 1017 = 1063 \text{ Н};$$

де $k_1 = 1,045$ (табл. 8.22);

$$S_8 = S_7 + q_0 l_7 w' = 1063 + 235 \cdot 10 \cdot 0,027 = 1126 \text{ Н};$$

Таблиця 8.22. Коефіцієнти опору для підвісних конвеєрів з розрахунковим навантаженням на каретку 2500...8000 Н в умовах опалюваного приміщення

Умови роботи конвеєра	Коефіцієнт опору									
	на прямо-ліній-них ділян-ках w'	на поворотних зірочках і блоках, установлених на підшипниках кочення, k_1			на роликів батареях λ			на вертикальних кривих φ		
		Кут повороту, град								
		90	180	до 30	45	60	до 25	35	45	
Хороші	0,015	1,025	1,030	1,020	1,025	1,030	1,010	1,015	1,022	
Середні	0,020	1,033	1,040	1,025	1,032	1,037	1,012	1,020	1,030	
Важкі	0,027	1,045	1,055	1,030	1,040	1,045	1,018	1,025	1,035	

$$\begin{aligned}
S_9 &= S_8 + q_c l_8 \omega' = 1126 + 848 \cdot 90 \cdot 0,027 = 3187 \text{ Н}; \\
S_{10} &= k_1 S_9 = 1,045 \cdot 3187 = 3330 \text{ Н}; \\
S_{11} &= S_{10} + q_c l_{10} \omega' = 3330 + 848 \cdot 10 \cdot 0,027 = 3559 \text{ Н}; \\
S_{12} &= \varphi (\varphi S_{12} + q_c l_{11} \omega' + q_c h_{12}) = \\
&= 1,025 (1,025 \cdot 3559 + 848 \cdot 8 \cdot 0,027 + 848 \cdot 4) = 7404 \text{ Н},
\end{aligned}$$

де φ — коефіцієнт опору у вертикальному перегині: $\varphi = 1,025$ при куті повороту 35° (табл. 8.22);

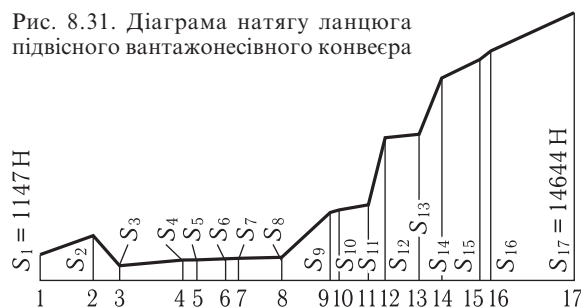
$$\begin{aligned}
S_{13} &= S_{12} + q_c l_{12} \omega' = 7404 + 848 \cdot 10 \cdot 0,027 = 7633 \text{ Н}; \\
S_{14} &= \varphi (\varphi S_{13} + q_c l_{13} \omega' + q_c h_{14}) = \\
&= 1,025 (1,025 \cdot 7633 + 848 \cdot 8 \cdot 0,027 + 848 \cdot 3) = 10\,815 \text{ Н}; \\
S_{15} &= S_{14} + q_c l_{14} \omega' = 10\,815 + 848 \cdot 44 \cdot 0,027 = 11\,822 \text{ Н}; \\
S_{16} &= k_1 S_{15} = 1,045 \cdot 11\,822 = 12\,354 \text{ Н}; \\
S_{17} &= S_{16} + q_c l_{16} \omega' = 12\,354 + 848 \cdot 100 \cdot 0,027 = 14\,644 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Із розрахунку випливає, що максимальний натяг у ланцюзі $S_{\max} = S_{17} = 14\,644 < S_{\text{рек}} = 16\,000$ Н (рекомендоване значення).

Натяг ланцюга в точках 2 і 1 визначимо, обходячи контур від точки 3 у напрямку, зворотному рухові конвеєра:

$$\begin{aligned}
S_2 &= \frac{1}{\varphi} \left(\frac{1}{\varphi} S_3 - q_0 l_2 \omega' + q_0 H_2 \right) = \\
&= \frac{1}{1,025} \left(\frac{1}{1,025} 800 - 235 \cdot 12 \cdot 0,027 + 235 \cdot 7 \right) = 2292 \text{ Н}; \quad (8.105) \\
S_1 &= S_2 - q_c l_1 \omega' = 2292 - 848 \cdot 50 \cdot 0,027 = 1147 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Діаграму натягу в ланцюзі підвісного вантажонесівного конвеєра наведено на рис. 8.31.



Тягове зусилля на привідній зірочці

$$W_0 = S_{17} - S_1 + 0,045(S_{17} + S_1) = \\ = 14\,644 - 1147 + 0,045(14\,644 + 1147) = 14\,208 \text{ Н.}$$

Розрахункова та установлювана потужності електродвигуна, кВт,

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \cdot 0,85} = \frac{14\,208 \cdot 0,367}{10^3 \cdot 0,85} = 6,13;$$

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 6,13 = 7,36.$$

Вибираємо електродвигун типу 4А132S4У3: $P = 7,5$ кВт; $n = 1455$ об/хв
($\omega = 152,3$ рад/с); $I_p = 0,052$ кг·м²; $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$; $\frac{M_{II}}{M_H} = 2$; $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,6$.

Частота обертання привідної зірочки

$$n_{з\text{ір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,367}{3,14 \cdot 1,0215} = 6,86 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора

$$u_{p,p} = \frac{n}{n_{з\text{ір}}} = \frac{1455}{6,86} = 212.$$

Вибираємо редуктор типу КДВ-350МІ, виконання ХІ; передатне число $u_p = 203$ (дод. ХСІ).

Фактичні швидкості ланцюга і зірочки:

$$v_\phi = \frac{\pi D_0 n_{з\text{ір}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,0215 \cdot 7,17}{60} = 0,383 \text{ м/с} = 22,9 \text{ м/хв};$$

$$n_{з\text{ір}} = \frac{n}{u_p} = \frac{1455}{203} = 7,17 \text{ об/хв.}$$

Як бачимо, фактична швидкість ланцюга мало відрізняється від вибраної, тому перераховувати параметри не потрібно.

Вага натяжного вантажу

$$G_H = \frac{1}{\eta} (S_4 + S_5 + W_B) = \frac{1}{0,9} (940 + 992 + 180) = 2347 \text{ Н,}$$

де $W_B = 180$ Н — зусилля опору пересуванню натяжного візка.

Розрахунок динамічних сил у ланцюгах і перевірка двигуна на пуск виконуються так, як і для пластинчастого конвеєра.

8.12 РОЗРАХУНОК ВІЗКОВОГО КОНВЕЄРА

Вихідні дані: вертикально-замкнений візковий горизонтальний конвеєр, який встановлено в складальному цеху машинобудівного заводу; продуктивність 190 шт./год. Маса виробу, що транспортується, $m_1 = 500$ кг, розмір $l \times b \times h = 1000 \times 600 \times 500$ мм. Довжина конвеєра $L = 120$ м. За умови безперервного руху продуктивність конвеєра, шт./год,

$$П = \frac{60vz_{\text{вир}}}{t_{\text{в}}k_{\text{н}}}, \quad (8.106)$$

де v — швидкість руху конвеєра, м/хв; $z_{\text{вир}}$ — кількість виробів на платформі; $t_{\text{в}}$ — крок візка, м; $k_{\text{н}}$ — коефіцієнт нерівномірності завантаження конвеєра: $k_{\text{н}} = 1,15 \dots 1,20$ — при автоматичному завантаженні; $1,2 \dots 1,25$ — при ручному.

Швидкість руху конвеєра

$$v = \frac{Пt_{\text{в}}k_{\text{н}}}{60z_{\text{вир}}} = \frac{190 \cdot 1,6 \cdot 1,15}{60} = 5,83 \text{ м/хв.}$$

Із рис. 8.32 $t_{\text{в}} = 1600$ мм. Для автоматичного завантаження $k_{\text{н}} = 1,15$.

Діапазон регулювання швидкості беремо від $v_{\text{min}} = 1$ м/хв до $v_{\text{max}} = 6$ м/хв.

Насамперед визначимо розміри і масу візка: довжина $l_{\text{в}} = 700$ мм, ширина

$$b_{\text{в}} = \frac{l_{\text{в}}}{1,25 \dots 2} = \frac{700}{1,25 \dots 2} = 560 \dots 350 \text{ мм.}$$

Згідно з рекомендованим номінальним рядом ширин візків 200; 320; 500; 650; 800; 1000; 1250 і 1600 мм беремо $b_{\text{в}} = 500$ мм. Вибираємо два розбірних ланцюги з кроком $t_{\text{л}} = 100$ мм (оскільки колія для візків $B_{\text{к}} = 500$ мм, тобто $\frac{B_{\text{к}}}{t_{\text{л}}} > 4$; якщо $\frac{B_{\text{к}}}{t_{\text{л}}} \leq 4$, то можна брати один тяговий ланцюг); маса 1 м ланцюга $m_{\text{л}} = 5,2$ кг. Маса візка $m_{\text{в}} = 320$ кг.

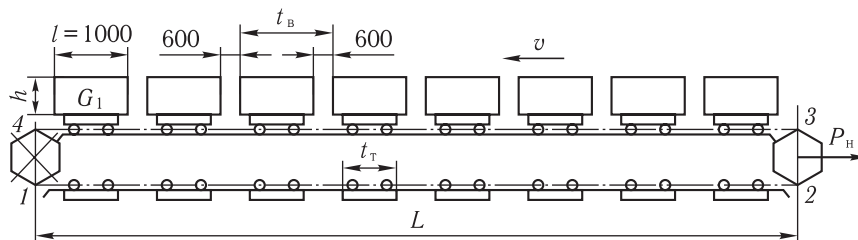


Рис. 8.32. Схема візкового конвеєра

Лінійне навантаження від ходової частини конвеєра

$$q_0 = 2m_d g + \frac{m_b g}{t_b} = 2 \cdot 5,2 \cdot 9,81 + \frac{320 \cdot 9,81}{1,6} = 2064 \text{ Н/м.}$$

Лінійне навантаження завантаженого конвеєра

$$q_H = q_0 + \frac{m_1 g}{t_b} = 2064 + \frac{500 \cdot 9,81}{1,6} = 5130 \text{ Н/м.}$$

Мінімальний натяг ланцюгів буде в точці 1. Зазвичай $S_{\min} = 1000 \dots 2000 \text{ Н}$.
Беремо $S_{\min} = S_1 = 2000 \text{ Н}$.

Натяги ланцюгів у точках 2 і 3:

$$S_2 = S_1 + q_0 L \omega = 2000 + 2064 \cdot 120 \cdot 0,02 = 6954 \text{ Н,}$$

де ω — коефіцієнт опору від ходової частини конвеєра:

$$\omega = \frac{fd + 2k}{D} k_p;$$

$k_p = 1,2 \dots 1,5$ — коефіцієнт збільшення опору від тертя реборд коліс об напрямні або від тертя торців коліс об бокові напрямні. Якщо ролики встановлено на підшипниках кочення, то приблизно можна взяти $\omega = 0,02$;

$$S_3 = k_1 S_2 = 1,1 \cdot 6954 = 7649 \text{ Н,}$$

де $k_1 = 1,08 \dots 1,12$ — коефіцієнт збільшення натягу ланцюга при обгинанні зірочки.

Натяг ланцюгів у точці 4 визначимо за умови, що всі візки завантажені максимальним вантажем $m_1 = 500 \text{ кг}$:

$$S_4 = S_3 + q_H L \omega = 7649 + 5130 \cdot 120 \cdot 0,02 = 19\,961 \text{ Н.}$$

Загальний опір на зірочці

$$W_0 = S_4 - S_1 + k_1 (S_4 + S_1) = 19\,961 - 2000 + 0,1(19\,961 + 2000) = 20\,157 \text{ Н.}$$

Розрахункова та установлювана потужності двигуна, кВт,

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{20\,157 \cdot 5,83}{10^3 \cdot 60 \cdot 0,85} = 2,3;$$

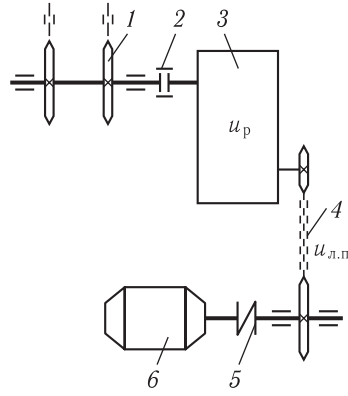
$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 2,3 = 2,76.$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4А112МА6У3: $P = 3 \text{ кВт}$;
 $n = 945 \text{ об/хв}$ ($\omega = 98,9 \text{ рад/с}$); $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$; $\frac{M_{\text{п}}}{M_H} = 2$; $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,6$; $I_p = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для цього ланцюга вибираємо зірочку: $z = 16$, $D = 1021,5 \text{ мм}$. Частота обертання привідної зірочки

$$n_{\text{зір}} = \frac{v}{\pi D_0} = \frac{5,83}{3,14 \cdot 1,0215} = 1,82 \text{ об/хв.}$$

Рис. 8.33. Схема приводу візкового конвеєра:
 1 — привідні зірочки; 2 — зубчаста (кулачкова) муфта;
 3 — редуктор; 4 — ланцюгова передача; 5 — пружна муфта;
 6 — двигун



Загальне передатне число приводу

$$u_{\text{п}} = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{945}{1,82} = 519,23.$$

Схему приводу наведено на рис. 8.33.

Вибираємо ланцюгову передачу з $u_{\text{л.п}} = 3,32$, тоді

$$u_{\text{р.р}} = \frac{u_{\text{п}}}{u_{\text{л.п}}} = \frac{519,23}{3,32} = 156,4.$$

За каталогом вибираємо редуктор типу ЦТН-8-1-156,92: номер схеми складання — 1, передатне число $u_{\text{р}} = 156,92$, міжосьова відстань 600 мм.

Розрахункове тягове зусилля в ланцюзі

$$S_{\text{р}} = 1,15 \frac{S_1 + S_{\text{д}}}{2} = 1,15 \frac{19\,961 + 1363}{2} = 12\,261 \text{ Н},$$

де

$$S_{\text{д}} = 6 \frac{Gv^2}{z^2 t} = 6 \frac{615\,555 \cdot 0,0972^2}{16^2 \cdot 0,1} = 1363 \text{ Н};$$

$$G = \left(cq_0 + \frac{m_1 g}{t_{\text{в}}} \right) L = \left(1 \cdot 2064 + \frac{500 \cdot 9,81}{1,6} \right) \cdot 120 = 615\,555 \text{ кг};$$

$c = 1$, оскільки довжина конвеєра $L = 120 \text{ м} > 60 \text{ м}$; $v = 5,83 \text{ м/хв} = 0,0972 \text{ м/с}$.

Вибираємо розбірний ланцюг типу Р2-100-220 з розривним зусиллям 220 кН (дод. LXXXIX).

Динамічне зусилля в ланцюзі в перехідному режимі й тривалість пуску приводу визначаємо за загальною методикою розрахунку ланцюгових конвеєрів (див. п. 8.8; 8.9). У розрахунку горизонтально замкнених візкових конвеєрах ураховують також опір рухові частини на поворотних кривих, а в іншому методика розрахунку аналогічна.

8.13 РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОВЕДУЧОГО ШТАНГОВОГО КОНВЕЄРА-ШТОВХАЧА

Вихідні дані: конвеєр вертикально замкнений, розташований горизонтально (рис. 8.34), загальна довжина $L = 120 \text{ м}$. За час робочого ходу одночасно проштовхується п'ять вантажних вагонів вантажністю 20 т. Тара вагона 10 т. Робочий хід — 35 м. Швидкість робочого і зворотного ходів відповідно 8 і 13 м/хв.

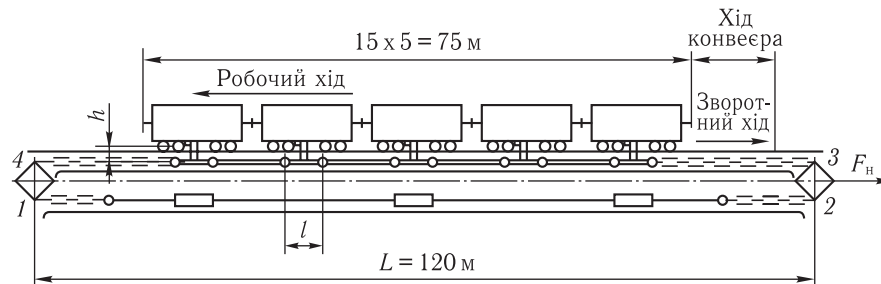


Рис. 8.34. Схема вантажоведучого штангового конвеєра-штовхача

Робочий хід. Мінімальний натяг ланцюга в точці збігання з привідної зірочки вибираємо у межах 1000...3000 Н. Для нашого конвеєра:

$$S_{\min} = S_1 = 3000 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_1 + q_0 L f = 3000 + 726 \cdot 120 \cdot 0,25 = 24\,780 \text{ Н},$$

де $q_0 = m_0 g = 74 \cdot 9,81 = 726 \text{ Н/м}$; $m_0 = 74 \text{ кг/м}$ — лінійна маса тягового елемента зворотної вітки; $f = 0,25$ — коефіцієнт тертя ковзання тягового органу зворотної вітки по напрямних;

$$S_3 = k S_2 = 1,08 \cdot 24\,780 = 26\,762 \text{ Н};$$

$$S'_4 = S_3 + (G_{\text{ш}} + n_{\text{в}} G_{\text{в}}) \omega' + n_{\text{ваг}} G_{\text{в.н}} \omega'_{\text{в.н}} = \\ = 26\,762 + (88\,290 + 5 \cdot 4905) \cdot 0,015 + 5 \cdot 294\,300 \cdot 0,007 = 38\,754 \text{ Н},$$

де $G_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} g = 900 \cdot 9,81 = 88\,290 \text{ Н}$; $m_{\text{ш}} = 9000 \text{ кг}$ — маса штанги; $G_{\text{в}} = m_{\text{в}} g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ Н}$; $m_{\text{в}} = 500 \text{ кг}$ — маса візка (з котками і кулачками); $G_{\text{в.н}} = m_{\text{в.н}} g = 30\,000 \cdot 9,81 = 294\,300 \text{ Н}$; $m_{\text{в.н}} = 30\,000 \text{ кг}$ — маса одного навантаженого вагона (з тарою); $n_{\text{в}} = 5$ — кількість візків; $n_{\text{ваг}} = 5$ — кількість одночасно проштовхуваних вагонів; ω' — коефіцієнт опору рухові візків і штанги: $\omega' = 0,015$, з більшою точністю його визначають за формулою

$$\omega' = \frac{fd + 2k}{D} k_p;$$

$\omega'_{\text{в.н}}$ — коефіцієнт опору рухові вагона: $\omega'_{\text{в.н}} = 0,007$ для навантаженого вагона, $\omega'_{\text{в.н}} = 0,01$ — для порожнього.

Оскільки сила, яка передається від кулачка до вагона, прикладена на деякій відстані від поздовжньої осі ланцюга (рис. 8.35), виникає додатковий опір рухові штанги

$$W_{\text{дод}} = 2W_{\text{в}} \frac{h}{B} \omega'_{\text{ш}} = 2 \cdot 10\,301 \frac{1,0}{1,2} 0,015 = 258 \text{ Н}, \quad (8.107)$$

Рис. 8.35. Схема до розрахунку додаткового опору рухові тягового органу

де W_B — сила опору рухові вантажу:

$$W_B = G_{в.н} n_{вар} \omega'_{в.н} = 294\,300 \cdot 5 \cdot 0,007 = 10\,301 \text{ Н};$$

$h = 1,0 \text{ м}$ — виліт кулака; $B = 1,2 \text{ м}$ — база візка; $\omega'_{ш} = 0,015$ — коефіцієнт опору рухові штанги.

З урахуванням додаткового опору натяг ланцюга в точці 4

$$S_4 = S'_4 + W_{\text{дод}} = 38\,754 + 258 = 39\,012 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на привідній зірочці

$$W_0 = S_4 - S_1 + k_1 (S_4 + S_1) = 39\,012 - 3000 + 0,08(39\,012 + 3000) = 39\,373 \text{ Н},$$

де $k_1 = 0,08$ — коефіцієнт, який урахує опір обертанню привідної зірочки.

Розрахункова й установлювана потужності двигуна, кВт,

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = \frac{39\,373 \cdot 8}{10^3 \cdot 60 \cdot 0,85} = 6,18;$$

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 6,18 = 7,42.$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4AP160S8Y3: $P = 7,5 \text{ кВт}$;

$n = 730 \text{ об/хв}$ ($\omega = 76,4 \text{ рад/с}$); $\frac{M_{п}}{M_{н}} = 1,8$; $\frac{M_{\text{max}}}{M_{н}} = 2$; $\frac{M_{\text{min}}}{M_{н}} = 1,5$; $I_p = 0,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Вибираємо тяговий орган — пластинчастий втулково-роликовий ланцюг з кроком $t_{л} = 320 \text{ мм}$. Кількість зубців привідної зірочки $z = 8$, діаметр діляльного кола $D_0 = 823,17 \text{ мм}$.

Частота обертання привідної зірочки

$$n_{зир} = \frac{v}{\pi D_0} = \frac{8}{3,14 \cdot 0,82317} = 3,1 \text{ об/хв}.$$

Передатне число привідного механізму

$$u_{п} = \frac{n}{n_{зир}} = \frac{730}{3,1} = 235,5.$$

Передатні числа відповідно редуктора і ланцюгової передачі:

$$u_p = 59,5; \quad u_{л} = \frac{u_{п}}{u_p} = \frac{235,5}{59,5} = 3,96.$$

Зворотний хід. Визначаємо натяг у характерних точках ланцюга, допускаючи, що натяжне зусилля залишилось незмінним, а натяги у точках 2 і 3 становлять: $S_3 = 24\,780$ Н; $S_2 = 26\,762$ Н.

Натяги у точках 1 і 4:

$$S_1 = S_2 + q_0 L f = 26\,762 + 726 \cdot 120 \cdot 0,25 = 48\,542 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 - W_{3-4} = S_3 - (G_{\text{ш}} + n_{\text{в}} G_{\text{в}}) \omega' = \\ &= 24\,780 - (88\,290 + 5 \cdot 4905) \cdot 0,015 = 23\,088 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Опір на привідній зірочці

$$\begin{aligned} W_{01} &= S_1 - S_4 + k_1 (S_1 + S_4) = \\ &= 48\,542 - 23\,088 + 0,08 \cdot (48\,542 + 23\,088) = 31\,184 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Розрахункова потужність двигуна, кВт,

$$P_{\text{р}} = \frac{W_{01} v}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{31\,184 \cdot 13}{10^3 \cdot 60 \cdot 0,85} = 7,95.$$

Ураховуючи деяке недовантаження двигуна під час прямого ходу, можна допустити невелике перевантаження на зворотному ході.

Частота обертання привідної зірочки

$$n_{\text{зір}} = \frac{v}{\pi D_0} = \frac{13}{3,14 \cdot 0,82317} = 5,03 \text{ об/хв.}$$

Передатне число привідного механізму

$$u_{\text{п}} = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{730}{5,03} = 145.$$

Передатне число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{u_{\text{п}}}{3,96} = \frac{145}{3,96} = 36,6.$$

Для такого приводу потрібен двошвидкісний редуктор або двошвидкісний електродвигун.

Вибір ланцюга. Для одноланцюгового конвеєра розрахункове тягове зусилля в ланцюзі

$$S_{\text{р}} = S_{\text{ст}} + S_{\text{д}} = 39\,012 + 8372 = 47\,384 \text{ Н},$$

де $S_{\text{ст}} = S_4 = 39\,012$ Н;

$$S_{\text{дин}} = 6 \frac{G v^2}{z^2 t} = 6 \frac{1\,583\,145 \cdot 0,1333^2}{8^2 \cdot 0,315} = 8372 \text{ Н};$$

$$G = c q_0 L + n_{\text{в}} G_{\text{в}} + n_{\text{вар}} G_{\text{в.н}} = 1 \cdot 726 \cdot 120 + 5 \cdot 4905 + 5 \cdot 294\,300 = 1\,583\,145 \text{ Н},$$

$c = 1$, оскільки $L > 60$ м; $v = 8$ м/хв = $0,1333$ м/с.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{\text{розр}} \geq n_{\text{л}} S_{\text{р}} = 12 \cdot 47\,384 = 568\,608 \text{ Н},$$

де $n_{\text{л}} = 10 \dots 13$ — запас міцності ланцюга.

Вибираємо тяговий пластинчастий ланцюг М630 з кроком $t = 315$ мм, розривним зусиллям $F_{\text{розр}} = 630$ кН (дод. LXXXVI).

Динамічне зусилля в ланцюзі під час пуску (наближено)

$$S_{\text{д.п}} = \frac{m_{\text{к}} D_0 \varepsilon_{\text{дв}} \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{п}}} = \frac{153\,342 \cdot 0,82317 \cdot 123,8 \cdot 0,85}{2 \cdot 235,5} = 28\,195 \text{ Н},$$

де

$$m_{\text{к}} = k_{\text{у}} (m_0 L + m_{\text{ш}} + n_{\text{в}} m_{\text{в}} + n_{\text{ваг}} m_{\text{в.н}}) = \\ = 0,9 (74 \cdot 120 + 9000 + 5 \cdot 500 + 5 \cdot 30\,000) = 153\,342 \text{ кг};$$

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п}} - M_{\text{ст.п}}}{I_{\text{зв}}} = \frac{176,6 - 80,9}{0,773} = 123,8 \text{ рад/с}^2;$$

$$M_{\text{п}} = 1,8 M_{\text{н}} = 1,8 \frac{7,5 \cdot 10^3}{76,5} = 176,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст.п}} = \frac{W_0 D_0}{2u_{\text{п}} \eta_{\text{м}}} = \frac{39\,373 \cdot 0,82317}{2 \cdot 235,5 \cdot 0,85} = 80,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_{\text{зв}} = \delta (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + \frac{m_{\text{к}} R_0^2}{u_{\text{п}}^2 \eta_{\text{м}}} = 1,2 (0,14 + 0,044) + \frac{153\,342 \cdot 0,412^2}{235,5^2 \cdot 0,85} = 0,773 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

На ланцюг передається також сила співудару кулачка штовхача по вагону, яку можна визначити за формулою

$$F_{\text{у}} = v_0 \sqrt{C \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}}, \quad (8.108)$$

де v_0 — відносна швидкість на початку періоду співудару кулачка по вагону: якщо швидкість вагона $v_{\text{ваг}} = 0$, то $v_0 = v$; m_1 — маса одного вагона (коли проштовхується потяг з кількох вагонів, то у розрахунку беремо масу одного вагона, оскільки тривалість удару кулачка по вагону дуже мала, тобто за наявності зазорів і пружних зв'язків між вагонами в співударі бере участь маса вагона та зведена маса конвеєра-штовхача: $m_1 = m_{\text{в.н}} = 30\,000$ кг); m_2 — зведена маса рухомих частин конвеєра-штовхача, яку визначаємо з рівняння

$$\frac{I_{\text{зв}} \omega^2}{2} = m_2 \frac{v^2}{2}; \quad (8.109)$$

$$m_2 = I_{\text{зв}} \frac{\omega^2}{v^2} = 0,773 \frac{76,4^2}{0,1333^2} = 253\,930 \text{ кг};$$

C — зведена жорсткість ланцюга (C_1) і вагона (C_2),

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}.$$

Оскільки жорсткість вагона значно більша за жорсткість ланцюга, можна взяти $C = C_1$.

Жорсткість ланцюга (наближено)

$$C_1 = \frac{EA}{l} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-4}}{60} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Допускаємо, що сила прикладена посередині конвеєра, тобто $l = 60$ м, тоді сила удару

$$F_y = 0,1333 \sqrt{7 \cdot 10^6 \frac{30\,000 \cdot 253\,930}{30\,000 + 253\,930}} = 57\,770 \text{ Н}.$$

Максимальне зусилля в ланцюзі

$$S_{\max} = S_4 + S_d + S_{d,п} + F_y = 39\,012 + 8372 + 28\,195 + 57\,770 = 133\,350 \text{ Н}.$$

Мінімально можливий запас міцності ланцюга

$$n_{\text{лmin}} = \frac{S_{\text{розр}}}{S_{\max}} = \frac{6,30 \cdot 10^5}{1,3335 \cdot 10^5} = 4,72.$$

8.14 РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $\Pi = 125$ т/год; висота підняття $H = 20$ м; транспортований вантаж — пісок сухий, $\rho_p = 1,45$ т/м³ = 1450 кг/м³.

Для підймання сухого піску вибираємо стрічковий елеватор з розставленими глибокими ковшами з відцентровим розвантаженням (табл. 8.23).

Швидкість руху стрічки беремо $v = 1,8$ м/с. Згідно з рекомендацією Н. К. Фадєєва, для швидкохідних елеваторів з відцентровим розвантаженням діаметр барабана

$$D_6 \leq 0,204v^2 = 0,204 \cdot 1,8^2 = 0,66 \text{ м}. \quad (8.110)$$

Беремо діаметри привідного і кінцевого барабанів $D_6 = 630$ мм (дод. LXXXIV).

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 1,8}{3,14 \cdot 0,63} = 54,6 \text{ об/хв}.$$

Таблиця 8.23. Орієнтовні дані для вибору типу ковшових елеваторів

Вид насипних вантажів	Насипний вантаж	Тип елеватора	Тип ковша	Середній коефіцієнт заповнення ковша	Швидкість, м/с	
					стрічки	ланцюга
Пилоподібні, сухі	Вугільний пил	Тихохідний з самоплинним вільним розвантаженням	Г	0,85	—	0,6...0,8
	Цемент, борошно фосфоритне	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1,25...1,8	—
	Харчові продукти (мливо збіжжя)	Швидкохідний з відцентровим самовпливним розвантаженням	М	0,85	1,0...1,4	—
Пилоподібні й зернисті вологі, важко-сипкі	Земля, пісок, крейда з порошку, хімікати	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	М	0,6	1...2	0,8...2,0
	Харчове збіжжя вологістю понад 17% і комбікорми	Те саме	Г	0,7...0,8	2,2...3,6	—
Зернисті та дрібно-грудкові, малообразивні	Харчове збіжжя вологістю до 17%	Надшвидкохідні з відцентровим розвантаженням	ГЖ	0,7	3,9...4,0	—
	Деревна тирса, тріски, суха глина в грудках, торф фрезерний, дрібне вугілля	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1,25...2,0	1,0...1,6

Вид насипних вантажів	Насипний вантаж	Тип елеватора	Тип ковша	Середній коефіцієнт заповнення ковша	Швидкість, м/с	
					стрічки	ланцюга
Те саме, сильно-абразивні	Гравій, руда, шлаки	Тихохідний з самопливним напрямленим розвантаженням	ОС	0,8	0,4...0,8	0,4...0,63
	Пісок, попіл, земля, порода	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,8	1...2	
Середньо-велико-грудкові	Кам'яне вугілля	Тихохідний з самопливним напрямленим розвантаженням	ОС	0,6...0,8	—	0,4...0,63
	Малоабразивні	Грудковий торф	Швидкохідний з відцентровим розвантаженням	Г	0,6...0,67	0,8...1,6
Те саме, сильно-абразивні	Камінь, руда, шлаки	Тихохідний з самопливним напрямленим розвантаженням	ОС	0,6...0,8	—	0,4...0,63
	Деревне вугілля, кокс	Те саме	ОС	0,6...0,8	—	0,4...0,63
Грудкові кришки, які не допускають подрібнення			ОС	0,6...0,8	0,4...0,63	0,4...0,63

Примітка. Типи ковшів: Г — глибокий, М — мілкий, ГЖ — жалюзий, О — гострокутний з бортовими напрямними, С — заокруглений з бортовими напрямними.

Полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n_6^2} = \frac{895}{54,6^2} = 0,3 \text{ м.} \quad (8.111)$$

Оскільки $l < r_6$, то буде відцентрове розвантаження, що відповідає заданій умові.

Лінійна місткість ковшів

$$\frac{i_0}{t} = \frac{\Pi}{3,6v\rho_r\psi} = \frac{125}{3,6 \cdot 1,8 \cdot 1,45 \cdot 0,8} = 16,6 \text{ л/м,} \quad (8.112)$$

де $\psi = 0,8$ — коефіцієнт заповнення ковшів (табл. 8.23); t — крок розміщення ковшів, м.

За табл. 8.24 для $i_0/t = 19$ вибираємо глибокий ківш місткістю $i_0 = 12$ л. Ширина ковша $B_k = 500$ мм; крок розміщення ковшів $t = 630$ мм, виліт ковша $A_k = 235$ мм, висота ковша $h = 255$ мм (табл. 8.25). Стрічку вибираємо ширшу за ківш на 25...150 мм: для цього елеватора ширина стрічки $B = 650$ мм.

Кількість прокладок

$$i = \frac{D_6}{125 \dots 150} = \frac{630}{125 \dots 150} = 5,04 \dots 4,2. \quad (8.113)$$

Беремо $i = 5$.

Лінійна вага стрічки

$$q_0 = B(\delta i + \delta_1 + \delta_2)\rho_c g = \\ = 0,65(0,0015 \cdot 5 + 0,003 + 0,0015) \cdot 1100 \cdot 9,81 = 84 \text{ Н/м.}$$

Таблиця 8.24. Значення лінійної місткості ковшів

Ширина ковша B_k , мм	Ширина стрічки B (для стрічкових елеваторів), мм	Крок розставлених ковшів t , мм	Ківш				Крок змінених ковшів, мм	Ківш з бортовими напрямними			
			глибокий		м'який			гострокутний		заокруглений	
			i_0 , л	i_0/t , л/м	i_0 , л	i_0/t , л/м		i_0 , л	i_0/t , л/м	i_0 , л	i_0/t , л/м
100	125	200	0,2	1	0,1	0,5	—	—	—	—	—
125	150	320	0,4	1,3	0,2	0,66	—	—	—	—	—
160	200	320	0,6	2	0,35	1,17	160	0,65	4,06	—	—
200	250	400	1,3	3,24	0,75	1,87	200	1,3	6,5	—	—
250	300	400	2,0	5	1,4	3,5	200	2	10	—	—
320	400	500	4,0	8	2,7	5,4	250	4	16	6,4	25,6
400	500	500	6,3	12,6	4,2	8,4	320	7,8	24,4	14	43,7
500		630	12	19	—	—	400	16,5	41,2	28	70
650		630	18	28,6	—	—	500	—	—	60	120
800		800	32	40	—	—	630	—	—	118	187
1000		800	45	56,25	—	—	630	—	—	148	235

Таблиця 8.25. Характеристика ковшів елеваторів

Тип ковша	Внутрішні розміри ковша, мм				Місткість ковша, л (по $x-x$)
	ширина B_k	виліт A_k	висота	R	
Заокруглений глибокий Г	100	75	80	25	0,2
	125	90	95	30	0,4
	160	105	110	35	0,6
	200	125	135	40	1,3
	250	140	150	45	2,0
	320	175	190	55	4,0
	400	195	210	60	6,3
	500	235	255	75	12
	650	250	275	80	18
	800	285	325	85	32
	1000	310	355	95	45
Заокруглений мілкий М	100	50	65	25	0,1
	125	65	85	30	0,2
	160	75	100	35	0,35
	200	95	130	40	0,75
	250	120	160	55	1,4
	320	145	190	70	2,7
Гострокутний з бортовими напрямними О	400	170	220	85	4,2
	160	105	155	—	0,65
	200	125	195	—	1,3
	250	140	195	—	2
	320	165	245	—	4
	400	225	310	—	7,8
Заокруглений з бортовими напрямними С	500	280	390	—	16,5
	320	165	235	60	6,4
	400	215	305	80	14
	500	270	385	100	28
	650	340	485	125	60
	800	435	615	160	118
1000	435	615	160	148	

Таблиця 8.26. Значення коефіцієнта k_m для вертикальних елеваторів

Продуктивність елеватора, т/год	k_m для елеватора		
	стрічкового	одноланцюгового	дволанцюгового
До 10	0,60/ —	1,1/ —	— / 2
10...25	0,50/ —	0,8/1,10	1,2/ —
25...50	0,45/0,60	0,60/0,85	1,0/ —
50...100	0,40/0,55	0,50/0,70	0,8/1,1
Понад 100	0,35/0,50	— / —	0,6/0,9

Примітка. У чисельнику наведено значення для елеваторів з глибокими і мілкими ковшами, у знаменнику — з гострокутними.

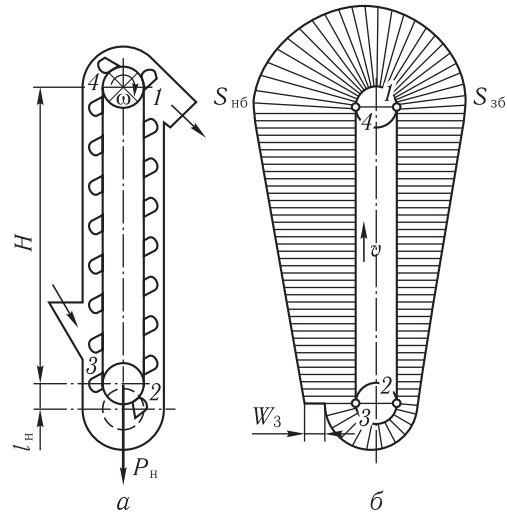
Рис. 8.36. Схема стрічкового ківшового елеватора (а) і діаграма натягу стрічки (б)

Лінійна вага стрічки з ковшами

$$q_x = q_0 + \frac{m_k g}{t} = 84 + \frac{18 \cdot 9,81}{0,63} = 364 \text{ Н/м},$$

де $m_k = 18 \text{ кг}$ — маса ковша.

Лінійну вагу ходової частини елеватора (стрічки або ланцюгів з ковшами) наближено можна визначити так:



$$q_x = k_M \Pi,$$

де k_M — коефіцієнт, значення якого наведено в табл. 8.26.

Лінійне навантаження від вантажу

$$q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{125 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,8} = 189 \text{ Н/м}.$$

Лінійне навантаження на робочу вітку

$$q_p = q_x + q = 364 + 189 = 553 \text{ Н/м}.$$

Тяговий розрахунок елеватора. Виконуємо його методом обходу по контуру.

У разі обертання привідного барабана (рис. 8.36) за годинниковою стрілкою мінімальний натяг буде в точці 2 — S_2 . Цей натяг у стрічці при нормальному зачерпуванні матеріалу має задовольняти умову

$$S_2 = S_{\min} \geq 5q = 5 \cdot 189 = 945 \text{ Н}. \quad (8.114)$$

Натяг у точці 3

$$S_3 = kS_2 + W_3 = 1,08 \cdot 945 + 579 = 1600 \text{ Н},$$

де $k = 1,08$ — коефіцієнт збільшення натягу в стрічці з ковшами при обгигнанні барабана; W_3 — опір зачерпуванню матеріалу:

$$W_3 = k_3 m_q = 30 \cdot 19,3 = 579 \text{ Н}; \quad (8.115)$$

k_3 — коефіцієнт зачерпування, $\text{Н} \cdot \text{м/кг}$, який визначається питомою роботою, витраченою на зачерпування 1 кг матеріалу: при швидкості ковшів

1,0...1,25 м/с беремо $k_3 = 12,5...25 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{кг}$ для порошкоподібних і дрібно-грудкового матеріалів і $k_3 = 20...40 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{кг}$ — для середньогрудкового матеріалу; при швидкості ковшів 1,8 м/с для піску беремо $k_3 = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{кг}$;

$$m_q = \frac{П}{3,6v} = \frac{125}{3,6 \cdot 1,8} = 19,3 \text{ кг/м.}$$

Натяги у точках 4 і 1:

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + q_0 H = 1600 + 553 \cdot 20 = 12\ 660 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_{зб} = S_2 + q_x H = 945 + 364 \cdot 20 = 8225 \text{ Н.}$$

Для фрикційного приводу з гнучким зв'язком $S_{нб} \leq S_{зб} e^{f\alpha}$.

Між стрічкою і сталевим барабаном при вологому повітрі $f = 0,2$. Кут обхвату стрічкою привідного барабана $\alpha = 180^\circ$; $e^{f\alpha} = 2,71^{0,2 \cdot 3,14} = 1,87$ (дод. LXXIX), тоді

$$12\ 660 \text{ Н} = S_{нб} < 1,87 \cdot 8225 = 15\ 381 \text{ Н},$$

тобто умови передачі зусиль гнучким зв'язком дотримані.

Після цього будуємо діаграму натягу в стрічці (рис. 8.36, б). За максимальним зусиллям уточнюємо кількість прокладок у стрічці:

$$i = \frac{n_c S_4}{B \sigma_p k_0} = \frac{12 \cdot 12\ 660}{0,65 \cdot 54 \cdot 10^3 \cdot 0,85} = 5,09. \quad (8.116)$$

Запас міцності стрічки беремо такий, як для похилого конвеєра (див. табл. 8.7): $\sigma_p = 54 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ прокладки для гумотканинної стрічки 650 мм завширшки з кількістю прокладок $i = 5$, $k_0 = 0,85$ — коефіцієнт, який ураховує послаблення стрічки отворами під заклепки.

Хід натяжного барабана для бельтингової стрічки

$$l_{н} = 0,02H = 0,02 \cdot 20 = 0,4 \text{ м.} \quad (8.117)$$

Сила натягу кінцевого барабана

$$F_{н} = \frac{S_2 + S_3}{\eta_{н}} = \frac{945 + 1600}{0,9} = 2828 \text{ Н.}$$

Тягове зусилля на привідному барабані

$$W_0 = S_4 - S_1 + 0,08(S_4 + S_1) = 12\ 660 - 8225 + 0,08(12\ 660 + 8225) = 6106 \text{ Н.}$$

Розрахункова та установлювана потужності двигуна, кВт,

$$P_p = \frac{W_0 v}{10^3 \eta_{м}} = \frac{6106 \cdot 1,8}{10^3 \cdot 0,85} = 12,93;$$

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 12,93 = 15,5 \text{ кВт},$$

де $n_y = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт запасу потужності.

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4А180М6У3: $P = 18,5 \text{ кВт}$,
 $n = 973 \text{ об/хв}$ ($\omega = 101,84 \text{ рад/с}$), $I_p = 0,48 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2$, $\frac{M_{II}}{M_H} = 1,2$.

Передатне число редуктора приводу елеватора

$$u_{p.p} = \frac{n}{n_6} = \frac{973}{54,6} = 17,82.$$

Для безперервного режиму роботи за каталогом вибираємо редуктор ЦДН-40-18,5-1: схема складання редуктора 1, передатне число $u_p = 18,5$.

Щоб запобігти зворотному рухові, гальмівний момент на привідному валу барабана має бути таким:

$$M'_r = k_r q H \frac{D_6}{2} = 1,25 \cdot 189 \cdot 20 \frac{0,63}{2} = 1488 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (8.118)$$

Гальмівний момент на швидкохідному валу

$$M'_r = \frac{M'_r \eta_M}{u_p} = \frac{1488 \cdot 0,85}{18,5} = 68 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За цим гальмівним моментом розраховуємо стопорний пристрій для елеватора (храповий, роликівий та ін.).

Перевірка двигуна на пуск при підйманні вантажу. Момент інерції рухомих мас елеватора, зведений до вала двигуна,

$$I_{зв.п} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,15(0,48 + 0,35) + \frac{1311 \cdot 0,315^2}{18,5^2 \cdot 0,85} = 1,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Маса частин елеватора і насипного вантажу, що рухаються поступально,

$$m_k = k_{пр} \left(2m_0 + \frac{2m_k}{t} + m_k \right) H = 0,7 \left(2 \cdot 8,6 + \frac{2 \cdot 18}{0,63} + 19,3 \right) \cdot 20 = 1311 \text{ кг},$$

де $k_{пр} = 0,7$ для стрічкового елеватора; $m_0 = 8,6 \text{ кг/м}$ — лінійна маса стрічки.

Статичний момент у період пуску, зведений до вала двигуна,

$$M_{ст.п} = -\frac{W_0 D}{2u_p \eta_M} = \frac{6106 \cdot 0,63}{2 \cdot 18,5 \cdot 0,85} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній пусковий момент

$$M_{п.ср} = 1,6 \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = 1,6 \frac{18,5 \cdot 10^3}{101,84} = 290 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску елеватора

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв.п}} \omega}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}} = \frac{1,4 \cdot 101,84}{290 - 122} = 0,85 \text{ с.}$$

Динамічне максимальне зусилля в стрічці під час пуску

$$S_{\text{д.п}} = m_{\text{к}} \frac{D}{2} \frac{\varepsilon_{\text{дв}}}{u_{\text{р}}} \eta_{\text{м}} = 1311 \frac{0,63 \cdot 120}{2 \cdot 18,5} 0,85 = 2277 \text{ Н,}$$

$$\text{де } \varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{ст.п}}}{I_{\text{зв.п}}} = \frac{290 - 122}{1,4} = 120 \text{ рад/с}^2.$$

Максимальне зусилля у стрічці під час пуску

$$S_{\text{max}} = S_4 + S_{\text{д.п}} = 12\ 660 + 2277 = 14\ 937 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт перевантаження стрічки

$$k_{\text{д}} = \frac{S_{\text{max}}}{S_4} = \frac{14\ 937}{12\ 660} = 1,18.$$

Момент на швидкохідному валу редуктора

$$M_{\text{maxр}} = M_{\text{ст.п}} + \frac{I' \omega}{t_{\text{п}}} = 122 + \frac{0,57 \cdot 101,84}{0,85} = 190 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$\text{де } I' = I_{\text{зв.п}} - (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) = 1,4 - (0,48 + 0,35) = 0,57 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Коефіцієнт перевантаження двигуна

$$\psi = \frac{M_{\text{maxр}}}{M_{\text{ст.п}}} = \frac{190}{122} = 1,56. \quad (8.119)$$

Опір переміщенню під час пуску

$$W_{\text{max}} = W_0 + S_{\text{д.п}} = 6106 + 2277 = 8383 \text{ Н.}$$

У період пуску елеватора натяг стрічки у збіжній вітці

$$S_{\text{зб.д}} = \frac{M_{\text{max}}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{8383}{1,87 - 1} = 9636 \text{ Н.}$$

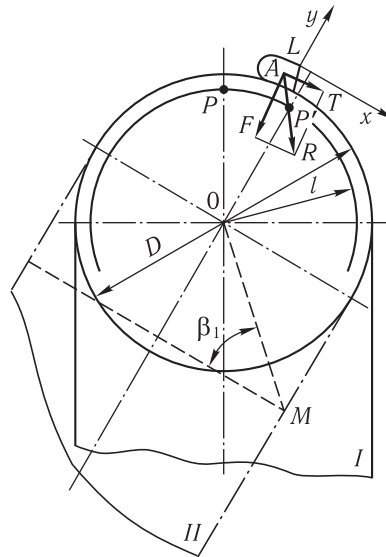
Початок розвантаження насипного вантажу, траєкторію його вільного польоту, конфігурацію кожуха і місце для встановлення розвантажувального патрубка визначаємо графічним способом. Для елеватора в положенні I (рис. 8.37) креслимо коло барабана $D = 630$ мм і друге коло радіусом, що дорівнює полюсній відстані $l = 300$ мм (у тому самому масштабі). Щоб визначити початок розвантаження матеріалу в точці A при довільному положенні ковша, беремо силу F , перпендикулярну до задньої стінки ковша, за одиницю масштабу; сила T (у тому самому масштабі) стано-

Рис. 8.37. Схема для визначення початку розвантаження матеріалу (відцентрове розвантаження)

вільно падає з висоти f ($f = 0,8$). Рівнодійна R сил F і T перетинає коло, радіус якого дорівнює полюсній відстані l . Розвантаження почнеться тоді, коли полюс буде на вертикалі, проведеній із центра барабана. Для виконання цієї умови повернемо рисунок відносно центра барабана на такий кут, щоб полюс P' розмістився на вертикалі (в точці P); при положенні II елеватора і ковшів почнеться розвантаження. Маючи точку початку розвантаження L і початкову швидкість вільного польоту частки v , будемо згідно з рівнянням

$$y = x \operatorname{tg}(\pm\beta) - \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \beta}$$

траєкторію польоту частинок матеріалу в системі координат xLy (див. п. 8.1). Аналогічно побудуємо траєкторію вільного польоту частинок матеріалу для кількох положень ковша на шляху його руху від початку до повного розвантаження. Після побудови траєкторії польоту накреслюємо обвідну криву, яка обмежує потік руху насипного матеріалу. Потім знаходимо місце для встановлення розвантажувального патрубку, положення якого визначається кутом $\beta_1 = 30 \dots 45^\circ$.



8.15 РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА

Вихідні дані: продуктивність елеватора $\Pi = 63$ т/год; висота підняття $H = 25$ м; транспортований вантаж — кам'яне вугілля з $\rho_p = 0,8$ т/м³ = 800 кг/м³, крупність $a_{\max} \leq 100$ мм.

Згідно з даними табл. 8.23, для підймання середньо- і великогрудкового кам'яного вугілля вибираємо ланцюговий тихохідний елеватор із самопливним напрямленим розвантаженням. Тип ковша — заокруглений з бортовими напрямними (коефіцієнт наповнення ковшів $\psi = 0,7$). Швидкість руху ланцюга беремо $v = 0,5$ м/с. За Н. К. Фадєєвим, для тихохідних елеваторів із самопливним розвантаженням діаметр початкового кола зірочки

$$D_0 \geq 0,6v^2 = 0,6 \cdot 0,5^2 = 0,15 \text{ м.} \quad (8.120)$$

Для пластинчастого ланцюга з кроком $t_{\text{л}} = 200$ мм вибираємо зірочку, у якій $z = 8$, діаметр діляльного кола $D_0 = 522,62$ мм (дод. LXXXVI).

Частота обертання зірочки

$$n_{\text{зір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,5226} = 18,3 \text{ об/хв.}$$

Полюсна відстань

$$l = \frac{895}{n_{\text{зір}}^2} = \frac{895}{18,3^2} = 2,67 \text{ м.}$$

При самопливному розвантаженні має дотримуватись умова $l > r_{\text{б}} + A_{\text{к}}$; в дійсності $2,67 = l > r_{\text{б}} + A_{\text{к}} = 0,531$.

Лінійна місткість ковшів

$$\frac{i_0}{t} = \frac{\Pi}{3,6v\rho_p\psi} = \frac{63}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7} = 62,5 \text{ л/м.}$$

За табл. 8.25 для $\frac{i_0}{t} = 70$ вибираємо заокруглений ківш місткістю 28 л, крок зімкнених ковшів $t = 400$ мм, ширина ковша $B_{\text{к}} = 500$ мм. Виліт ковша $A_{\text{к}} = 270$ мм, висота ковша 385 мм. Вибраний ківш перевіряємо на відповідність найбільшому розміру куска a_{max} .

Виліт ковша має задовольняти умову

$$A_{\text{к}} \geq m a_{\text{max}} = 2,5 \cdot 100 = 250 \text{ мм,}$$

де коефіцієнт $m = 2,0 \dots 2,5$ для рядових і $m = 4 \dots 5$ для сортувальних матеріалів, отже, $270 = A_{\text{к}} > 250$, що допустимо.

Вибираємо два (ширина ковша понад 250 мм) пластинчастих втулково-роликкових ланцюги з кроком $t = 200$ мм.

Лінійна вага ковшів і ланцюгів (наближено)

$$q_{\text{х}} = k_{\text{м}} g \Pi = 1,1 \cdot 9,81 \cdot 63 = 680 \text{ Н/м,}$$

де значення коефіцієнта $k_{\text{м}}$ (див. табл. 8.26) для дволанцюгового елеватора із заокругленими ковшами беремо таке саме, як і для елеватора з гострокутними ковшами.

Лінійне навантаження від вантажу

$$q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{63 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,5} = 343 \text{ Н/м.}$$

Лінійне навантаження на робочу вітку

$$q_{\text{р}} = q_{\text{х}} + q = 680 + 343 = 1023 \text{ Н/м.}$$

Тяговий розрахунок. У разі обертання привідної зірочки за годинниковою стрілкою (рис. 8.38) мінімальний натяг у точці 2 ланцюга визна-

Рис. 8.38. Схема ланцюгового ківшового елеватора (а) і діаграма натягу ланцюгів (б)

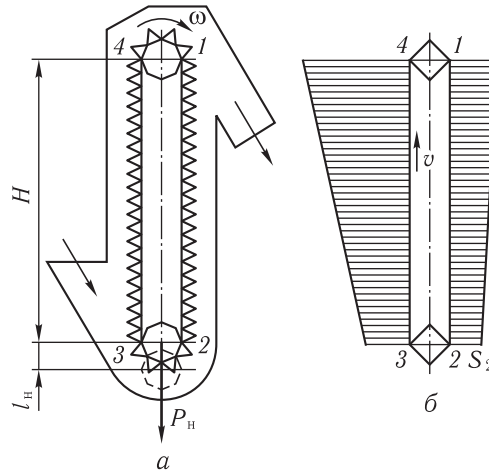
чаємо з умови нормального зачerpування матеріалу

$$S_2 \geq 5q = 5 \cdot 343 = 1715 \text{ Н.}$$

Натяги ланцюгів у точках 1 і 3:

$$S_1 = S_2 + q_x H = 1715 + 680 \cdot 25 = 18\ 715 \text{ Н;}$$

$$S_3 = kS_2 + W_3 = 1,1 \cdot 1715 + 1400 = 3287 \text{ Н,}$$



де коефіцієнт збільшення натягу ланцюга при обгинанні зірочки $k = 1,1$. Зусилля зачerpування матеріалу

$$W_3 = k_3 m_q = 40 \cdot 35 = 1400 \text{ Н,}$$

де $k_3 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}$ — для середньогрудкових матеріалів;

$$m_q = \frac{\Pi}{3,6v} = \frac{63}{3,6 \cdot 0,5} = 35 \text{ кг/м.}$$

Натяг у точці 4

$$S_4 = S_3 + q_p H = 3287 + 1023 \cdot 25 = 28862 \text{ Н.}$$

Розрахункове тягове зусилля в ланцюгах

$$S_p = S_4 + S_d = 28\ 862 + 3993 = 32\ 855 \text{ Н,}$$

де S_d — динамічна сила, що діє на ланцюги:

$$S_d = 6 \frac{Gv^2}{z^2 t} = 6 \frac{34\ 075 \cdot 0,5^2}{8^2 \cdot 0,2} = 3993 \text{ Н,}$$

G — вага ходової частини елеватора і насипного вантажу:

$$G = (cq_x + q)H = (1,5 \cdot 680 + 343) \cdot 25 = 34\ 075 \text{ Н;}$$

$c = 1,5$ — коефіцієнт зменшення ваги зведеної ходової частини елеватора.

Вибір ланцюга. Розрахункове зусилля в одному ланцюзі

$$S_{p1} = \frac{S_p}{2k_H} = \frac{32\ 855}{2 \cdot 0,85} = 19\ 326 \text{ Н,}$$

де $k_H = 0,85$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження двох ланцюгів.

Розривне зусилля ланцюга

$$S_{\text{розр}} \geq n_{\text{л}} S_{\text{р1}} = 10 \cdot 19\,326 = 193\,260 \text{ Н},$$

де $n_{\text{л}}$ — коефіцієнт запасу міцності ланцюга: $n_{\text{л}} = 8 \dots 10$ — для тягових пластинчастих, $8 \dots 14$ — для круглolanкових зварних ланцюгів.

Вибираємо тяговий пластинчастий ланцюг М224 з кроком $t_{\text{л}} = 200$ мм і розривним зусиллям $F_{\text{розр}} = 224$ кН (дод. LXXXVII).

Вибір двигуна і редуктора. Тягове зусилля на привідних зірочках

$$\begin{aligned} W_0 &= S_4 - S_1 + k_1(S_4 + S_1) = \\ &= 28\,862 - 18\,715 + 0,1 \cdot (28\,862 + 18\,715) = 14\,905 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Установлювана потужність двигуна

$$P_0 = n_y P_p = n_y \frac{W_0 v}{10^3 \eta_M} = 1,2 \frac{14\,905 \cdot 0,5}{10^3 \cdot 0,85} = 10,5 \text{ кВт}.$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4А160М8У3: $P = 11$ кВт, $n = 730$ об/хв ($\omega = 76,4$ рад/с), $I_p = 0,16$ кг · м², $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,2$, $\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}} = 1,4$.

Передатне число редуктора приводу

$$u_{\text{р.р}} = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{730}{18,3} = 39,89.$$

Для безперервного режиму роботи за каталогом вибираємо редуктор РМ-650-ІІ-ІЦ з $u_p = 40,17$, номер схеми складання — І, кінець тихохідного валу — циліндричний.

Щоб зопобігти зворотному рухові, гальмівний момент на привідному валу зірочки

$$M'_r = k_r q H \frac{D_0}{2} = 1,25 \cdot 343 \cdot 25 \frac{0,5226}{2} = 2801 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Гальмівний момент на швидкохідному валу

$$M_r = \frac{M'_r \eta_M}{u_p} = \frac{2801 \cdot 0,85}{40,17} = 59,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальне зусилля в ланцюзі під час пуску

$$S'_{\text{max}} = S_p + S_{\text{д.п}} = 32\,855 + 3185 = 36\,040 \text{ Н};$$

$$S_{\text{max}} = \frac{S'_{\text{max}}}{2k_{\text{н}}} = \frac{36\,040}{2 \cdot 0,85} = 21\,200 \text{ Н},$$

де $S_{\text{д.п}}$ — динамічна сила під час пуску:

$$S_{\text{д.п}} = m_k \frac{D_0 \varepsilon_{\text{дв}} \eta_M}{2u_p} = 3907 \frac{0,5226 \cdot 147,46 \cdot 0,85}{2 \cdot 40,17} = 3185 \text{ Н};$$

Рис. 8.39. Схема для визначення початку розвантаження матеріалу (гравітаційне розвантаження)

$$m_k = k_{\text{пр}} \left(2 \frac{q_x}{g} + m_q \right) H =$$

$$= 0,9 \left(2 \frac{680}{9,81} + 35 \right) \cdot 25 = 3907 \text{ кг};$$

$k_{\text{пр}} = 0,9$ — коефіцієнт, який урахує пружне видовження ланцюгів;

$$m_q = \frac{\Pi}{3,6v} = \frac{63}{3,6 \cdot 0,5} = 35 \text{ кг/м};$$

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п}} - M_{\text{ст.п}}}{I_{\text{зв}}} = \frac{201 - 114}{0,59} = 147,46 \text{ рад/с}^2;$$

$$M_{\text{п}} = 1,4 \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = 1,4 \frac{11 \cdot 10^3}{76,4} = 201 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

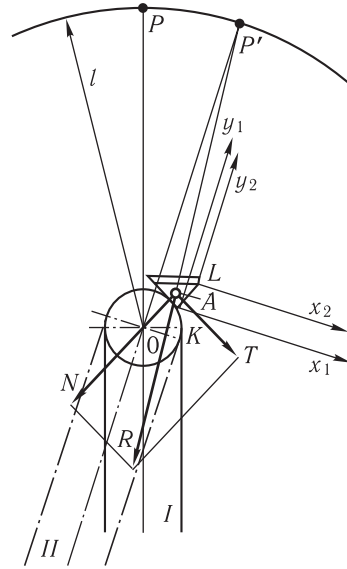
$$M_{\text{ст.п}} = \frac{W_0 D_0}{2u_p \eta_M} = \frac{14 \cdot 905 \cdot 0,5226}{2 \cdot 40,17 \cdot 0,85} = 114 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_{\text{зв}} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_k R_0^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2(0,16 + 0,17) + \frac{3907 \cdot 0,2613^2}{40,17^2 \cdot 0,85} = 0,59 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Фактичний запас міцності ланцюга під час пуску елеватора

$$n_{\text{л}} = \frac{F_{\text{розр}}}{S_{\text{max}}} = \frac{2,24 \cdot 10^5}{2,12 \cdot 10^4} = 10,57.$$

Початок розвантаження насипного вантажу, траєкторію його вільного польоту та місце для встановлення розвантажувального патрубку визначаємо графічним способом (див. п. 8.14). Траєкторію вільного польоту часточок матеріалу будемо для кількох положень ковша на шляху його руху від початку до повного розвантаження (рис. 8.39). За кривими польоту, які обмежують потік матеріалу, визначаємо розміщення і розміри розвантажувального патрубку [21].



РОЗРАХУНКИ ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН БЕЗ ГНУЧКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА

9.1 РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $P = 35$ т/год, довжина $L = 20$ м, кут нахилу $\beta = 10^\circ$; транспортований вантаж — цемент сухий, $\rho_p = 1,2$ т/м³ = 1200 кг/м³.

Схему гвинтового конвеєра наведено на рис. 9.1.

Для транспортування цементу вибираємо одноходовий гвинт із суцільною поверхнею.

Продуктивність гвинтового конвеєра

$$P = 60 \frac{\pi D^2}{4} t n_r \rho_p \psi c_\beta, \quad (9.1)$$

де $D = 100 \dots 800$ мм — діаметр гвинта; t — крок гвинта, мм; n_r — частота обертання гвинта, об/хв; ψ — коефіцієнт наповнення жолоба конвеєра; c_β — коефіцієнт, який залежить від кута нахилу конвеєра.

Крок гвинта вибираємо залежно від властивості транспортованого вантажу: $t = (0,5 \dots 1,0)D$ (більше значення кроку — для легких матеріалів). Для цементу, який важко переміщувати, беремо $t = 0,8D$.

Для попереднього розрахунку вибираємо гвинт діаметром 600 мм (або в першому наближенні визначаємо за формулою (9.1)) з кроком $t = 0,8 \cdot 600 = 480$ мм. Для інших діаметрів:

D , мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
t , мм	80...100	100...125	125...160	160...200	200...250	250...320	320...400	400...500	500...650	650...800

Частота обертання гвинта має задовольняти умову

$$n_r \leq n_{r\max}. \quad (9.2)$$

Найбільшу частоту обертання гвинта визначаємо за емпіричною формулою

$$n_{r\max} = \frac{K}{\sqrt{D}} = \frac{30}{\sqrt{0,6}} = 38,7 \text{ об/хв}, \quad (9.3)$$

де K — дослідний коефіцієнт. Беремо $n_r = 36$ об/хв.

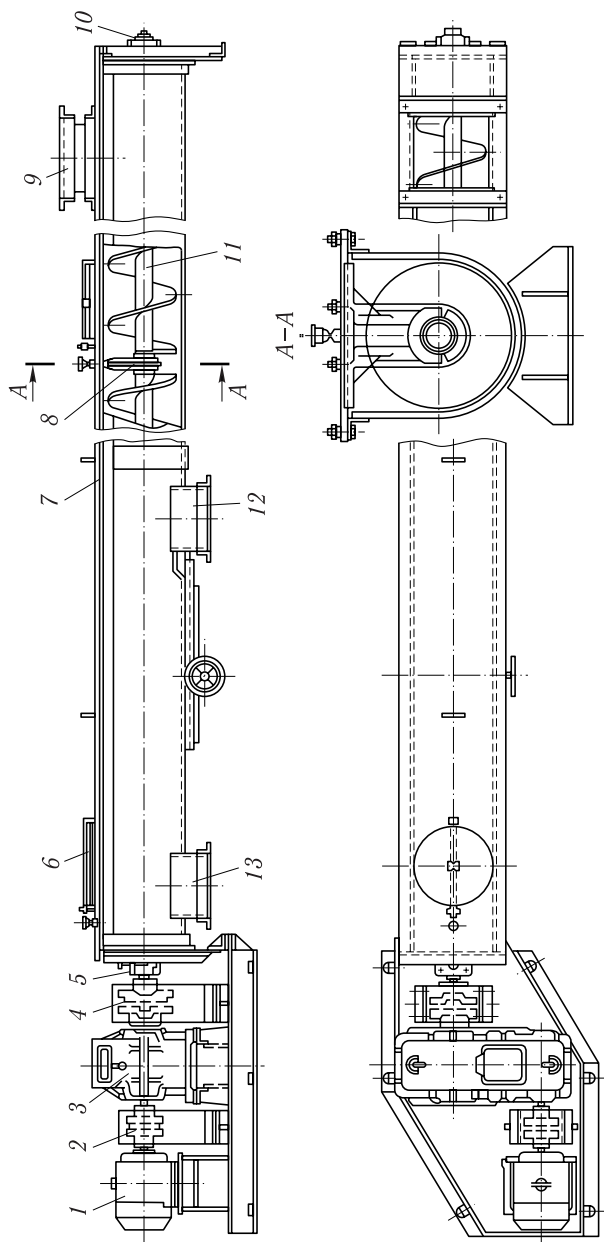


Рис. 9.1. Схема винтового конвєсера:
 1 — двигун; 2 і 4 — муфти; 3 — редуктор; 5, 8, 10 — підшипникові вузли; 6 — оглядовий лок; 7 — жолоб; 9 — завантажувальний патрубок; 11 — проміжний розвантажувальний патрубок; 12 — вал з гвинтом; 13 — розвантажувальний патрубок

Для цементу значення коефіцієнтів $K = 30$ і $\psi = 0,125$ беремо за табл. 9.1. Результат за формулою (9.3) узгоджується з рекомендаціями табл. 9.2.

Для кута нахилу конвеєра $\beta = 10^\circ$ коефіцієнт $c_\beta = 0,8$. Для інших кутів:

Кут нахилу, град.	0	5	10	15	20
Коефіцієнт c_β	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6

При вибраних параметрах гвинтовий конвеєр забезпечує продуктивність

$$P = 60 \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 0,48 \cdot 36 \cdot 1,2 \cdot 0,125 \cdot 0,8 = 35,2 \text{ т/год,}$$

отже, повторний розрахунок конвеєра не потрібний.

Діаметр гвинта за крупністю транспортованого вантажу має задовольняти умову $D \geq (10 \dots 12)a'$ — для сортованих і $D \geq (4 \dots 6)a_{\max}$ — для несортованих вантажів.

Потужність на валу гвинта

$$P_0 = \frac{n_3 P}{367} (L\omega_0 \pm H) = \frac{1,2 \cdot 35}{367} (20 \cdot 4 + 3,48) = 9,55 \text{ кВт,} \quad (9.4)$$

де $n_3 = 1,2$ — коефіцієнт запасу потужності; $\omega_0 = 4$ — коефіцієнт опору переміщенню (табл. 9.1). Знаки «плюс» і «мінус» — відповідно для підймання та опускання вантажу.

Таблиця 9.1. Значення розрахункових коефіцієнтів ψ , K і ω_0

Вантаж	Приклади вантажів	Розрахункові коефіцієнти		
		ψ	K	ω_0
Легкий і неабразивний	Збіжжя, борошно, деревна тирса	0,4	65	1,2
Легкий і малоабразивний	Крейда, вугільний пил, азбест, торф, сода	0,32	50	1,6
Важкий і малоабразивний	Сіль, грудкове вугілля, глина суха	0,25	45	2,5
Важкий і абразивний	Цемент, попіл, пісок, глина волога, подрібнена руда, шлак	0,125	30	4,0

Таблиця 9.2. Рекомендована частота обертання гвинта n_r , хв^{-1}

Діаметр гвинта, мм	$n_{r \min}$	$n_{r \max}$	Діаметр гвинта, мм	$n_{r \min}$	$n_{r \max}$
150	23,6	150	400	19,0	95
200	23,6	150	500	19,0	95
250	23,6	118	600	15,0	75
300	19,0	118			

Потужність двигуна

$$P_p = \frac{P_0}{\eta_m} = \frac{9,55}{0,85} = 11,2 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4AP160S4Y3 з такими параметрами: $P = 15 \text{ кВт}$, $n = 1465 \text{ об/хв}$ ($\omega = 153,3 \text{ рад/с}$), $I_p = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$, $\frac{M_{II}}{M_H} = 2$, $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,6$.

Передатне число редуктора

$$u_{p,p} = \frac{n}{n_r} = \frac{1465}{36} = 40,7.$$

Для безперервної роботи вибираємо редуктор РМ-650-II-Щ з $u_p = 40,17$.
Уточнюємо частоту обертання гвинта

$$n_r = \frac{n}{u_p} = \frac{1465}{40,17} = 36,47 \text{ об/хв.}$$

Крутний момент на валу гвинта

$$M_{кр} = \frac{P_0 \cdot 10^3}{\omega_r} = \frac{9,55 \cdot 10^3}{38,3} = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\omega_r = \frac{\pi n_r}{30} = 38,3 \text{ рад/с}$.

Осьова сила, що діє на гвинт,

$$P_0 = \frac{M_{кр}}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{2500}{0,225 \operatorname{tg}(18^\circ 48' + 33^\circ)} = 8743 \text{ Н}, \quad (9.5)$$

де r_0 — радіус, на якому прикладена осьова сила:

$$r_0 = (0,7 \dots 0,8) \frac{D}{2} = 0,75 \frac{0,6}{2} = 0,225 \text{ м}; \quad (9.6)$$

α — кут підйому гвинтової лінії:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{2\pi r_0} = \frac{0,48}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,225} = 0,34; \quad (9.7)$$

$$\alpha = 18^\circ 48';$$

ρ — зведений кут тертя переміщуваного вантажу об поверхню гвинта.
Для цементу $\operatorname{tg} \rho = f = 0,65$, звідки $\rho = 33^\circ$ [21].

9.2 РОЗРАХУНОК ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ ТРУБИ

Вихідні дані: продуктивність труби $\Pi = 63$ т/год, довжина $L = 100$ м, кут нахилу $\beta = 0^\circ$; транспортований вантаж — свинцевий агломерат, $\rho_p = 2 \text{ т/м}^3 = 2000 \text{ кг/м}^3$.

Продуктивність гвинтової транспортувальної труби

$$\Pi = 60 \frac{\pi D^2}{4} n_T \rho_p \psi,$$

де D — внутрішній діаметр труби (беремо $D = 0,63$ м); t — крок гвинтової лінії: $t = 0,5D = 0,5 \cdot 0,63 = 0,315$ м; $\psi = 0,2 \dots 0,3$ — коефіцієнт заповнення труби; n_T — частота обертання труби:

$$n_T = (0,5 \dots 0,65) \frac{42,3}{\sqrt{D}} = \frac{21,2 \dots 27,5}{\sqrt{0,63}} = 26,7 \dots 34,6 \text{ об/хв.} \quad (9.8)$$

Беремо $n_T = 30$ об/хв. Годі

$$\Pi = 60 \frac{3,14 \cdot 0,63^2}{4} 0,315 \cdot 30 \cdot 2 \cdot 0,2 = 70,7 \text{ т/год.}$$

Отже, задана продуктивність забезпечується.

Потужність електродвигуна

$$P_p = \frac{M_{кр} \omega_T}{9550 \eta_M} = \frac{19\,062 \cdot 3,14 \cdot 10^3}{9550 \cdot 0,85} = 70,4 \text{ кВт,}$$

де $\omega_T = \frac{\pi n_T}{30} = \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 3,14$ рад/с; $M_{кр}$ — крутний момент на осі труби:

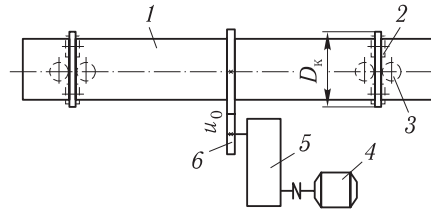
$$M_{кр} = Ga + 2R \left(\frac{fd + 2k}{D_p} \right) \frac{D_k}{2} = 10\,900 \cdot 0,1575 + \\ + 2 \cdot 159\,220 \frac{0,02 \cdot 0,12 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,2} \frac{0,7}{2} = 19\,062 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (9.9)$$

G — вага вантажу в трубі:

$$G = qL = 1090 \cdot 100 = 109\,000 \text{ Н;}$$

$$q = \frac{\Pi g}{3,6v} = \frac{63 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1575} = 1090 \text{ Н;}$$

Рис. 9.2. Схема транспортувальної труби:
 1 — труба з гвинтовими витками всередині;
 2 — опорний ролик; 3 — упорний ролик; 4 — двигун;
 5 — редуктор; 6 — зубчаста передача



$$v = \frac{m_T}{60} = \frac{0,315 \cdot 30}{60} = 0,1575 \text{ м/с};$$

a — відстань від центра ваги вантажу до вертикалі, яка проходить через центр труби: $a \approx 0,25D = 0,25 \cdot 0,63 = 0,1575 \text{ м}$; $R = \frac{G + G_0}{2 \cos \alpha} = \frac{109\,000 + 166\,770}{2 \cos 30^\circ} = 159\,220 \text{ Н}$ — сила, що діє на опорні ролики, Н; $G_0 = m_0 g = 17\,000 \cdot 9,81 = 166\,770 \text{ Н}$; $m_0 = 17\,000 \text{ кг}$ — маса труби; $\alpha = 30^\circ$ — половина центрального кута між опорними роликами; $k = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $f = 0,02$; $d = 0,12$ — діаметр цапфи опорного ролика; $D_k = 0,7 \text{ м}$ — діаметр кільця труби; $D_p = 0,2 \text{ м}$ — діаметр ролика.

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4AP250S4Y3 з параметрами: $P = 75 \text{ кВт}$; $n = 1475 \text{ об/хв}$ ($\omega = 154,4 \text{ рад/с}$); $I_p = 1,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\frac{M_n}{M_H} = 2$; $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$.

Загальне передатне число приводу

$$u_{\text{пр}} = \frac{n}{n_T} = \frac{1475}{30} = 49,17.$$

Вибираємо редуктор з $u_p = 15,75$ і відкриту зубчасту передачу (рис. 9.2) з

$$u_0 = \frac{u_{\text{пр}}}{u_p} = \frac{49,17}{15,75} = 3,12.$$

Для безперервного режиму роботи за каталогом вибираємо редуктор РМ-750Б-VI-ІЦ ($u_p = 15,75$).

9.3 РОЗРАХУНОК ПРИВІДНОГО РОЛИКОВОГО КОНВЕЄРА

Вихідні дані: довжина конвеєра $L = 25 \text{ м}$, кут нахилу $\beta = 5^\circ$; вантаж поштучний розміром $l \times b \times h = 5000 \times 500 \times 500 \text{ мм}$, масою $m = 3000 \text{ кг}$ надходить на конвеєр з інтервалом $t = 22 \text{ с}$ (рис. 9.3).

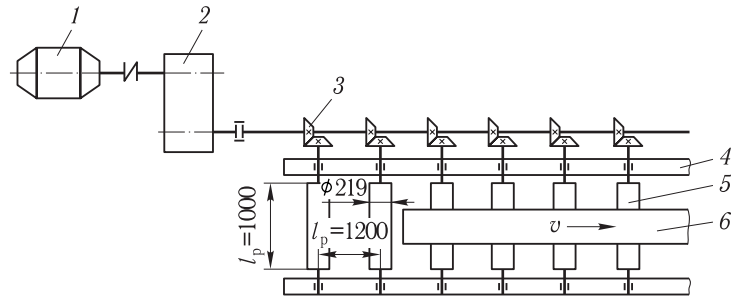


Рис. 9.3. Схема роликового конвеєра:
 1 — двигун; 2 — редуктор; 3 — трансмісія; 4 — рама; 5 — привідні ролики;
 6 — вантаж

Продуктивність конвеєра

$$\Pi = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{22} = 164 \text{ дет./год.}$$

Щоб забезпечити заданий інтервал $l_B = 10,1$ м між вантажами, швидкість руху вантажу по конвеєру має становити

$$v = \frac{\Pi l_B}{3600} = \frac{164 \cdot 10,1}{3600} = 0,46 \text{ м/с.}$$

Кількість вантажів на конвеєрі

$$z = \frac{L}{vt} = \frac{25}{0,46 \cdot 22} = 2,47 \text{ шт.} \quad (9.10)$$

Вибираємо ролики діаметром $D = 219$ мм. Після ескізного опрацювання маса обертових частин ролика $m_p = 110$ кг, діаметр цапфи ролика $d = 100$ мм; $f = 0,015$; $k = 5 \cdot 10^{-4}$ м.

Крок роликів

$$l_p = \left(\frac{1}{3} \dots \frac{1}{4}\right) l = \left(\frac{1}{3} \dots \frac{1}{4}\right) \cdot 5000 = 1670 \dots 1250 \text{ мм.} \quad (9.11)$$

Беремо $l_p = 1200$ мм.

Кількість роликів конвеєра

$$z_p = \frac{L}{l_p} = \frac{25}{1,2} = 20,8.$$

Беремо $z = 21$.

Опір переміщенню вантажу при усталеному русі конвеєра

$$W_c = (zG + z_p G_p) \frac{fd + 2k}{D} \pm zG \sin \beta = (2,47 \cdot 29\,400 + 21 \cdot 1079) \times \\ \times \frac{0,015 \cdot 0,1 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,219} + 2,47 \cdot 29\,400 \sin 5^\circ = 7420 \text{ Н,} \quad (9.12)$$

де G — вага вантажу: $G = mg = 3000 \cdot 9,81 = 29\,400$ Н; G_p — вага обертових частин ролика: $G_p = m_p g = 110 \cdot 9,81 = 1079$ Н. Знаки «плюс» і «мінус» — відповідно для підймання та опускання вантажу.

Потужність двигуна

$$P_p = \frac{W_{cv}}{10^3 \eta_M} = \frac{7420 \cdot 0,46}{10^3 \cdot 0,85} = 4,02 \text{ кВт.}$$

Установлювана потужність

$$P_0 = n_y P_p = 1,2 \cdot 4,02 = 4,82 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун типу 4A132M8Y3: $P = 5,5$ кВт;
 $n = 716$ об/хв ($\omega = 74,94$ рад/с); $I_p = 0,27$ кг · м²; $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2,2$; $\frac{M_{II}}{M_H} = 1,8$;
 $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,4$.

Частота обертання роликів

$$n_p = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,46}{3,14 \cdot 0,219} = 40,1 \text{ об/хв.}$$

Передатне число привідного механізму

$$u_{p,p} = \frac{n}{n_p} = \frac{716}{40,1} = 17,86.$$

Розрахункова потужність, яку передає редуктор,

$$P_{\text{ред}} = k_p P_p = 1,5 \cdot 4,02 = 6,03 \text{ кВт,}$$

де $k_p = 1,5$, якщо привід працює з помірними поштовхами протягом 24 год за добу.

За каталогом вибираємо редуктор ЦДН-35-18,5-1 з $u_p = 18,5$.

Тривалість пуску

$$t_{II} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{п.сп} - M_{ст.п}} = \frac{0,755 \cdot 74,94}{117,4 - 53,6} = 0,9 \text{ с,}$$

де

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_M) + \frac{m_z R^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2(0,27 + 0,105) + \frac{7410 \cdot 0,1095^2}{18,5^2 \cdot 0,85} = 0,755 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_z = 3000 \cdot 2,47 = 7410 \text{ кг;}$$

$$M_{п.сп} = 1,6 M_H = 1,6 \cdot 9550 \frac{5,5}{716} = 117,4 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$M_{ст.п} = 9550 \frac{P_p \cdot 10^3}{\omega} = 9550 \frac{4,02 \cdot 10^3}{74,92} = 53,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Опір переміщенню вантажу в період пуску

$$W_{\Pi} = W_c + \frac{m_z v}{t_{\Pi}} + \frac{\delta I_z \varepsilon_{\text{дв}}}{R u_p} =$$

$$= 7420 + \frac{7410 \cdot 0,444}{0,9} + \frac{1,25 \cdot 1,08 \cdot 21 \cdot 84,5}{0,1095 \cdot 18,5} = 11\,282 \text{ Н}, \quad (9.13)$$

де $v = \frac{\pi D n_{\text{р.ф}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,219 \cdot 38,7}{60} = 0,444 \text{ м/с}$; $I = m_p r^2 = 110 \cdot 0,099^2 = 1,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; r — відстань від центра обертання до центра ваги, м.

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п.сп}} - M_{\text{ст.п}}}{I_{\text{зв}}} = \frac{117,4 - 53,6}{0,755} = 84,5 \text{ рад/с}^2.$$

Пробуксовування під час пуску не буде за умови

$$G \psi \cos \beta \geq W'_{\Pi},$$

де $\psi = 0,3$ — коефіцієнт зчеплення роликів з вантажем; W'_{Π} — опір переміщенню одного вантажу в період пуску:

$$W'_{\Pi} = W'_c + \frac{m v}{t'_{\Pi}} + \frac{\delta I_z \varepsilon'_{\text{дв}}}{R u_p} =$$

$$= 3158 + \frac{3000 \cdot 0,444}{0,451} + \frac{1,25 \cdot 1,08 \cdot 21 \cdot 166,2}{0,1095 \cdot 18,5} = 8437 \text{ Н}; \quad (9.14)$$

$$W'_c = (G + z_p G_p) \frac{fd + 2k}{D} + G \sin \beta =$$

$$= (29\,400 + 21 \cdot 1079) \frac{0,015 \cdot 0,1 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,219} + 29\,400 \sin 5^\circ = 3158 \text{ Н}; \quad (9.15)$$

t'_{Π} — тривалість пуску конвеєра з одним вантажем:

$$t'_{\Pi} = \frac{I'_{\text{зв}} \omega}{M'_{\text{п.сп}} - M'_{\text{ст.п}}} = \frac{0,574 \cdot 74,94}{117,4 - 22} = 0,451 \text{ с};$$

$$I'_{\text{зв}} = \delta (I_p + I_M) + \frac{m R^2}{u_p^2 \eta_M} = 1,2(0,27 + 0,105) + \frac{3000 \cdot 0,1095^2}{18,5^2 \cdot 0,85} = 0,574 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$M'_{\text{ст.п}} = 9550 \frac{P'_p \cdot 10^3}{\omega} = 9550 \frac{1,65 \cdot 10^3}{74,94} = 22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P'_p = \frac{W'_c v}{10^3 \eta_M} = \frac{3158 \cdot 0,444}{10^3 \cdot 0,85} = 1,65 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon'_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{п.сп}} - M'_{\text{ст.п}}}{I'_{\text{зв}}} = \frac{117,4 - 22}{0,574} = 166,2 \text{ рад/с}^2.$$

При коефіцієнті зчеплення роликів з вантажем $\psi = 0,3$ умова $G\psi \cos\beta = 29\,400 \cdot 0,3 \cos 5^\circ = 8785 > 8437 = W'_{\text{п}}$, тобто під час пуску роликів конвеєра пробуксовування не буде.

9.4 РОЗРАХУНОК ХИТНИХ ІНЕРЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ

Варіант 1. Вихідні дані: хитний горизонтальний конвеєр з постійним тиском на дно жолоба; продуктивність конвеєра $\Pi = 50$ т/год, довжина $L = 40$ м, коефіцієнт тертя вантажу об жолоб у процесі руху $f = 0,35$; транспортований вантаж — гаряча вибита земля з ливарного цеху ($\rho_p = 1,3$ т/м³ = 1300 кг/м³).

Для транспортування гарячої вибитої землі вибираємо хитний конвеєр (рис. 9.4) з двокривошипним приводом. Попередньо вибираємо радіус ведучого кривошипу $r = 150$ мм, частоту обертання ведучого вала (частоту коливання) $n = 100$ об/хв (рекомендовані межі $r = 100 \dots 300$ мм, $n = 50 \dots 100$ об/хв). Користуючись методом теорії механізмів і машин, будемо діаграми швидкостей $v_{\text{ж}}$ і прискорення $a_{\text{ж}}$ за один оберт ведучого вала кривошипа. На цьому самому рисунку накреслимо діаграму швидкості вантажу $v_{\text{в}}$. Для прямого ходу за період t_1 , коли сила тертя більша за силу інерції або дорівнює їй, тобто за умови, коли $gf_1 \geq a_{\text{ж}}$, вантаж рухається разом із жолобом. У період t_2 вантаж ковзає відносно жолоба вперед з початковою швидкістю v_a (що дорівнює швидкості жолоба в точці *A*), оскільки сила інерції вантажу за абсолютним значенням більша за силу тертя, тобто $gf_1 < a_{\text{ж}}$. У точці *B* швидкість вантажу дорівнює нулю, а потім змінює напрям. За період t_3 вантаж рухається назад, просковзуючи відносно жолоба. У точці *C* швидкості вантажу і жолоба вирівнюються. У період t_4 вантаж рухається назад разом із жолобом. Заштрихована площа *ACDA* діаграми (з урахуванням масштабу) — це шлях руху вантажу за один оберт вала кривошипа $s = 0,102$ м. Середня швидкість руху вантажу по горизонтальному жолобу

$$v_{\text{ср}} = \frac{sn}{60} = \frac{0,102 \cdot 100}{60} = 0,17 \text{ м/с.} \quad (9.16)$$

Для ефективного транспортування висота шару матеріалу має бути в межах 50...100 мм. Беремо $h_{\text{в}} = 100$ мм.

Ширина прямокутного жолоба

$$B = \frac{\Pi}{3600 h_{\text{в}} v_{\text{ср}} \rho_p} = \frac{50}{3600 \cdot 0,1 \cdot 0,17 \cdot 1,3} = 0,628 \text{ мм.}$$

Беремо $B = 630$ мм.

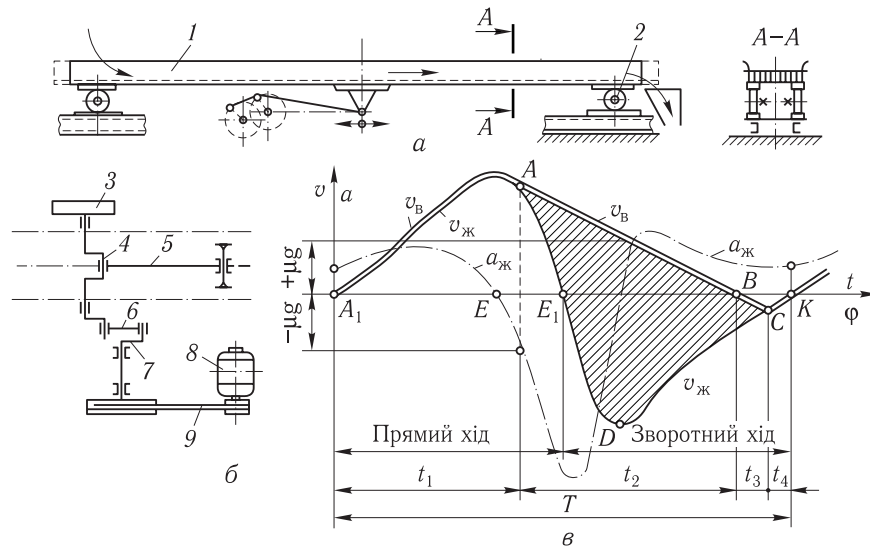


Рис. 9.4. Хитний конвеєр з постійним тиском вантажу на дно жолоба:
a — схема конвеєра; *б* — схема двокривошипного приводу; *в* — діаграма швидкостей жолоба, вантажу і прискорення жолоба; 1 — жолоб; 2 — опорні котки; 3 — маховик; 4 — колінчастий вал; 5 — шатун; 6 — з'єднувальна планка; 7 — кривошип; 8 — електродвигун; 9 — клинопасова передача

Висота борта прямокутного жолоба

$$h_6 = \frac{h_B}{\psi} = \frac{100}{0,55} = 182 \text{ мм},$$

де $\psi = 0,5 \dots 0,6$ — коефіцієнт заповнення жолоба. Беремо $h_6 = 180$ мм.

Потужність електродвигуна (наближена)

$$P = 0,0014(m_B + m_K) = 0,0014(3268 + 2200) = 7,66 \text{ кВт}, \quad (9.17)$$

де m_B — маса вантажу на конвеєрі:

$$m_B = m_q L = \frac{\Pi}{3,6 v_{cp}} L = \frac{50}{3,6 \cdot 0,17} 40 = 3268 \text{ кг};$$

m_K — загальна маса рухомих частин конвеєра, включаючи 2/3 маси шатуна і 1/4 маси опорних котків, кг. Жолоб виготовлений з листів 4 мм завтовшки. Після конструктивних проробок загальна маса (наближено) $m_K = 2200$ кг.

При пульсуючому характері технологічного навантаження доцільно вибрати електродвигун з підвищеним ковзанням — типу 4АС. Оскільки в каталозі наведено потужності цих двигунів для $T_B = 40\%$, то для без-

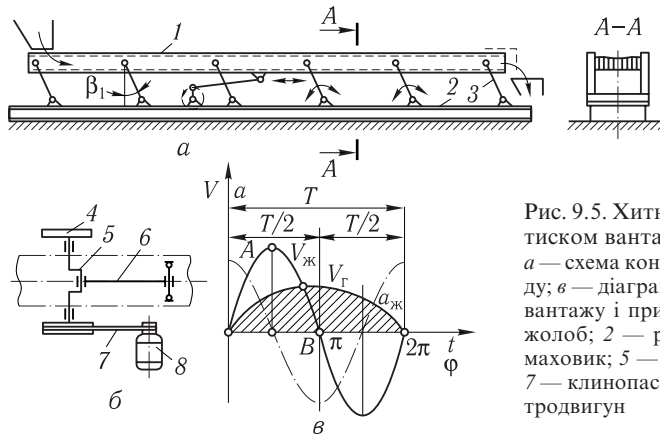


Рис. 9.5. Хитний конвеєр зі змінним тиском вантажу на дно жолоба: *a* — схема конвеєра; *б* — схема приводу; *в* — діаграма швидкостей жолоба, вантажу і прискорення жолоба; 1 — жолоб; 2 — рама; 3 — ресора; 4 — маховик; 5 — кривошип; 6 — шатун; 7 — клинопасова передача; 8 — електродвигун

перервної роботи потужність двигуна

$$P_p = P \sqrt{\frac{TB_{100}}{TB_{40}}} = 7,66 \sqrt{\frac{100}{40}} = 12,1 \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун типу 4АС160М8УС: $P = 12,5$ кВт; $n = 688$ об/хв;
 $I_p = 0,17 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\frac{M_{\max}}{M_H} = 2$; $\frac{M_{\Pi}}{M_H} = 1,8$; $\frac{M_{\min}}{M_H} = 1,5$.

Клинопасову передачу проектуємо з передатним числом

$$u = \frac{688}{100} = 6,88.$$

Варіант 2. Вихідні дані: хитний інерційний конвеєр зі змінним тиском вантажу на дно жолоба; продуктивність конвеєра $\Pi = 63$ т/год, довжина $L = 40$ м, кут нахилу $\beta = 0$; коефіцієнт тертя вантажу об жолоб у русі $f = 0,35$, у спокої $f = 0,71$, кут нахилу пружних стояків $\beta_1 = 30^\circ$; транспортований вантаж — свинцевий агломерат з $\rho_p = 2 \text{ т/м}^3 = 2000 \text{ кг/м}^3$. Схему конвеєра наведено на рис. 9.5.

Вважаємо, що амплітуда коливання жолоба дорівнює радіусу кривошипа: $a = 15$ мм, частота коливань жолоба (частота обертання кривошипа) $n = 320$ об/хв (рекомендовані межі $a = 10 \dots 20$ мм, $n = 300 \dots 500$ об/хв).

Вантаж рухається вперед під час прямого і зворотного ходів і при цьому він не повинен відриватися від жолоба; сила інерції вантажу під час прямого ходу в період уповільнення має перевищувати силу тертя матеріалу об жолоб. Такий режим забезпечується в разі дотримання таких умов:

$$\frac{n^2 a}{90} \sin \beta_1 < g, \quad (9.18)$$

$$\frac{320^2 \cdot 0,015}{90} \sin 30^\circ = 8,53 < 9,81;$$

$$\frac{n^2 a}{90} > \frac{fg}{\cos \beta_1 - f \sin \beta_1}, \quad (9.19)$$

$$\frac{320^2 \cdot 0,015}{90} = 17,1 > \frac{0,71 \cdot 9,81}{\cos 30^\circ - 0,71 \sin 30^\circ} = 13,6.$$

Як бачимо, умови забезпечені.

Середню швидкість руху матеріалу по горизонтальному жолобу можна визначити за наближеною формулою

$$v_{\text{cp}} = 0,21 n a f_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 0,21 \cdot 320 \cdot 0,015 \cdot 0,35 \operatorname{tg} 30^\circ = 0,204 \text{ м/с}. \quad (9.20)$$

Практично швидкість руху матеріалу коливається в межах 0,15...0,2 м/с; беремо $v_{\text{cp}} = 0,2$ м/с.

Ширина прямокутного жолоба

$$B = \frac{\Pi}{3600 h_{\text{в}} v_{\text{cp}} \rho_{\text{р}}} = \frac{63}{3600 \cdot 0,1 \cdot 0,2 \cdot 2,0} = 0,437 \text{ м}.$$

Беремо $B = 500$ мм.

Висота борта жолоба

$$h_{\text{б}} = \frac{h_{\text{в}}}{\psi} = \frac{100}{0,55} = 182 \text{ мм},$$

де $\psi = 0,5...0,6$ — коефіцієнт заповнення жолоба (беремо $\psi = 0,55$).

Потужність привідного двигуна можна визначити за наближеною формулою

$$P = \frac{4 \cdot 10^{-4} \Pi L}{\eta_{\text{м}} \operatorname{tg} \beta_1} \left(6 \cdot 10^{-4} \frac{a n^2}{f_1} + 1 \right) =$$

$$= \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot 63 \cdot 40}{0,85 \operatorname{tg} 30^\circ} \left(6 \cdot 10^{-4} \frac{0,015 \cdot 320^2}{0,35} + 1 \right) \approx 8 \text{ кВт}. \quad (9.21)$$

Вибираємо електродвигун типу 4АС160М8У3 (див. попередній приклад).

Клинопасову передачу вибираємо з передатним числом

$$u = \frac{688}{320} = 2,15.$$

9.5 РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ

Вихідні дані: продуктивність конвеєра $P = 140$ т/год, довжина $L = 25$ м; конвеєр горизонтальний; транспортований вантаж — свинцевий агломерат з $\rho_p = 2 \text{ т/м}^3 = 2000 \text{ кг/м}^3$, максимальна крупність кусків $a_{\max} = 100$ мм.

Вибираємо двотрубний зрівноважений вібраційний конвеєр (рис. 9.6) з ексцентриковим приводом на нижній трубі. Труби шарнірно підвішені до коромислів, які установлені на кронштейнах, прикріплених до рами. З'єднання коромисла з трубами і з опорним кронштейном виконано за допомогою гумометалевих втулок. Крім того, труби з'єднані між собою пластинчастими ресорами (або гумометалевими пакетами) з жорстким закріпленням. Транспортування матеріалу по трубах дає змогу ізолювати його від зовнішнього середовища.

Такі конвеєри з ексцентриковим приводом зазвичай працюють у резонансному режимі, коли частоти вимушених і власних коливань збігаються. Коефіцієнт режиму роботи конвеєра беремо $\Gamma = 2$ (табл. 9.3), який у загальному вигляді можна записати так:

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin\beta_1}{g \cos\beta}, \quad (9.22)$$

де A — амплітуда коливань труби, м; ω — кутова швидкість ексцентрикового вала, рад/с; $\beta = 0$ — кут нахилу конвеєра; β_1 — кут напрямку коливань (кут між коромислом і перпендикуляром до труби); $\beta_1 = 20\dots 25^\circ$ при $n \geq 1000$ кол/хв; $\beta_1 = 30\dots 35^\circ$ при $n < 1000$ кол/хв, в середньому $\beta_1 = 30^\circ$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Згідно з рекомендаціями (табл. 9.4) і досвідом експлуатації беремо амплітуду коливань труби $A = 4,0$ мм. Радіус ексцентрика $r = 4,0$ мм. Із формули (9.22) визначаємо кутову швидкість конвеєра

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g \cos\beta}{A \sin\beta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,004 \cdot \sin 30^\circ}} = 99,1 \text{ рад/с.}$$

Частота обертання ексцентрикового вала

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 99,1}{3,14} = 947 \text{ об/хв.}$$

Швидкість транспортування матеріалу можна визначити (приблизно) за формулою

$$v = (k_1 \mp k_2 \sin\beta) A \omega \cos\beta_1 \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (9.23)$$

де k_1 і k_2 — дослідні коефіцієнти, які враховують фізико-механічні властивості транспортованих вантажів (табл. 9.5), $k_1 = 0,9$; $k_2 = 1,5$. Знаки

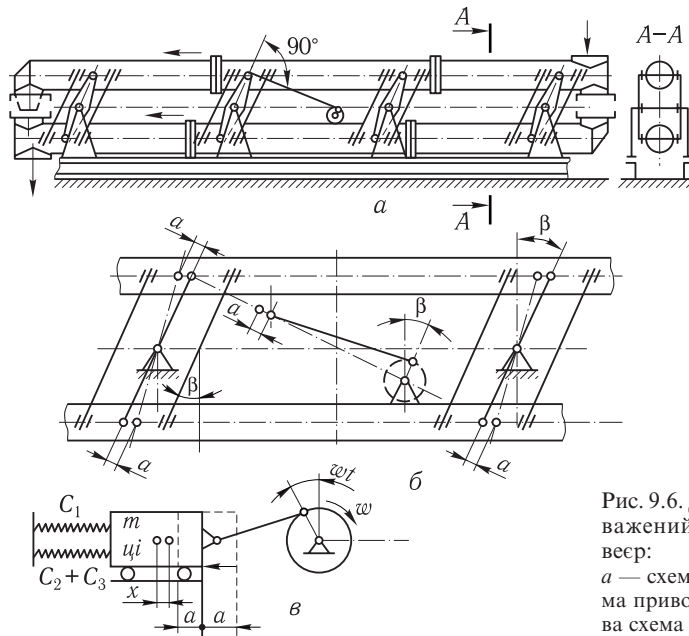


Рис. 9.6. Двотрубний зрівноважений вібраційний конвеєр:
 а — схема конвеєра; б — схема приводу; в — розрахункова схема

«мінус» і «плюс» — відповідно для конвеєрів, що працюють на підймання та опускання.

Для горизонтального конвеєра

$$v = k_1 A \omega \cos \beta_1 \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}} = 0,9 \cdot 0,004 \cdot 99,1 \cos 30^\circ \sqrt{1 - \frac{1}{2^2}} = 0,268 \text{ м/с.}$$

Таблиця 9.3. Орієнтовні значення коефіцієнта режиму роботи Γ вібраційних конвеєрів

Конвеєри	Конструктивні особливості	Привід	Коефіцієнт Γ для вантажів	
			пило- і порошкоподібних	кускових
Однотрубні (одножолобчасті)	Легкого і середнього типів (при $P \leq 50$ т/г) підвісної й опорної конструкції	Відцентровий або електромагнітний	3,0...3,3	2,8...3,0
	Важкого типу (при $P > 50$ т/г)		2,0...2,5	1,8...2,3
Двотрубні й однотрубні зрівноважені	Легкого і середнього типів (при $P \leq 50$ т/г і $L \leq 20$ м)	Ексцентриковий	1,6...2,8	1,5...2,5
	Важкого типу (при $P > 50$ т/г і $L > 20$ м)		1,3...2,5	1,2...2,0

Таблиця 9.4. Орієнтовні значення амплітуди і частоти коливання вібраційних конвеєрів

Привід	Частота, об/хв	Амплітуда коливань для вантажів, мм	
		пило- і порошкоподібних	кускових
Електромагнітний	3000	0,75...1,2	0,75...1,0
Електромеханічний:			
відцентровий	2800	0,8...1,2	0,8...1,0
дебалансний	1500	2...3	1,5...2,5
Відцентровий напрямленої дії	1500...1000	2...4	2...3
Ексцентриковий	800...450	5...15	4...8

Таблиця 9.5. Орієнтовні значення дослідних коефіцієнтів k_1 і k_2 (за ВНИИПТмаш)

Насипний вантаж	Розмір часточок, мм	Вологість, %	k_1	k_2
Кусковий	5...200	—	0,9...1,1	1,5...2,0
Зернистий	0,5...5,0	0,5...10	0,8...1,0	1,6...2,5
Порошкоподібний	0,1...0,5	0,5...5,0	0,4...0,5	1,8...3,0
Пилоподібний	Менше ніж 0,1	0,8...5,0	0,2...0,5	2...5

Продуктивність двотрубного вібраційного конвеєра

$$P = 2 \cdot 3600 A_T v_p \psi, \quad (9.24)$$

де A_T — площа перерізу однієї труби, м²; $\psi = 0,5...0,6$ — коефіцієнт заповнення труби (беремо $\psi = 0,5$).

Із формули (9.24) внутрішній діаметр труби

$$d = 2 \sqrt{\frac{P}{7200 \pi v_p \psi}} = 2 \sqrt{\frac{140}{7200 \cdot 3,14 \cdot 0,268 \cdot 2 \cdot 0,5}} = 0,304 \text{ м.}$$

Вибираємо трубу з внутрішнім діаметром $d = 300$ мм, товщина стінки $\delta_T = 3$ мм.

Загальна маса коливної частини (однієї труби) конвеєра

$$m = m_T + \lambda m_B = 850 + 0,15 \cdot 1814 = 1122 \text{ кг}, \quad (9.25)$$

де $m_T = 850$ кг — маса однієї труби з закріпленими на ній вузлами; $\lambda = 0,15$ — дослідний коефіцієнт, який урахує вплив маси транспортованого вантажу на власну частоту коливань конвеєра, залежить від режиму його роботи і визначається за експериментальним графіком (рис. 9.7); m_B — маса вантажу в одній трубі:

$$m_B = m_q L = \frac{P}{2 \cdot 3,6v} L = \frac{140 \cdot 25}{2 \cdot 3,6 \cdot 0,268} = 1814 \text{ кг.}$$

Кутову власну частоту коливань, рад/с, завантаженого конвеєра визначаємо за формулою

$$\omega_0 = \sqrt{C/m}. \quad (9.26)$$

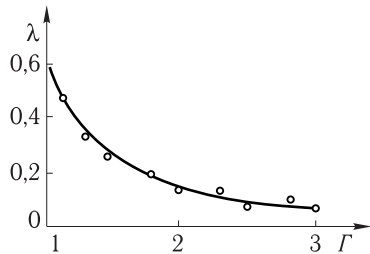


Рис. 9.7. Експериментальний графік λ (Γ)
гумометалевих шарнірів, Н/м:

Резонансний режим роботи конвеєра забезпечується при $\omega = \omega_0$.

Жорсткість пружної системи вібраційного конвеєра

$$C = m\omega^2 = 1122 \cdot 99,1^2 = 11\,019\,000 \text{ Н/м}$$

або

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (9.27)$$

де C_1 — жорсткість ресор, Н/м; C_2 , C_3 — зведені жорсткості великих і малих

$$C_2 = C'_2 n = 4 \cdot 10^4 \cdot 32 = 128 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

C'_2 — зведена жорсткість одного великого гумометалевого шарніра (за результатами експериментів $C'_2 = 4 \cdot 10^4$ Н/м); n — кількість великих гумометалевих шарнірів (беремо $n = 32$);

$$C_3 = C'_3 n_1 = 1 \cdot 10^4 \cdot 64 = 64 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$C'_3 = 1 \cdot 10^4$ Н/м — зведена жорсткість одного малого гумометалевого шарніра; $n_1 = 64$ — кількість малих гумометалевих шарнірів.

Із формули (9.27)

$$C_1 = C - C_2 - C_3 = 1101,9 \cdot 10^4 - 128 \cdot 10^4 - 64 \cdot 10^4 = 909,9 \cdot 10^4 \text{ Н/м}.$$

Необхідна жорсткість однієї ресори

$$C'_1 = \frac{C_1}{z_p} = \frac{909,9 \cdot 10^4}{256} = 3,554 \cdot 10^4 \text{ Н/м},$$

де $z_p = 256$ — кількість ресор.

Жорсткість ресори

$$C'_1 = \frac{Eb\delta^3}{(a_1 l)^3}, \quad (9.28)$$

де E — модуль пружності сталі, Па; $b = 0,1$ м — ширина ресори; δ — товщина ресори; $l = 0,39$ м — довжина робочої (вільної) частини ресори; a_1 — коефіцієнт збільшення робочої довжини ресори (за результатом дослідів $a_1 = 1,05$).

Товщина ресори

$$\delta = a_1 l \sqrt[3]{\frac{C'_1}{Eb}} = 1,05 \cdot 0,39 \sqrt[3]{\frac{3,554 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,1}} = 0,005 \text{ м}.$$

Нормальні напруження від згину в ресорі в місці закріплення

$$\sigma = \frac{3E\delta 2Ak_3}{l^2} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,005 \cdot 2 \cdot 0,004 \cdot 0,68}{0,39^2} = 107,3 \text{ МПа} < [\sigma_{-1}] = 118 \text{ МПа}, \quad (9.29)$$

де $2A$ — розмах коливань, м; k_3 — коефіцієнт, який ураховує жорсткість зарубки (за результатами дослідів $k_3 = 0,96$ для закріплених ресор з металевими прокладками між ними; $k_3 = 0,68$ — з гумовими прокладками між ресорами); $[\sigma_{-1}] = 98 \dots 118$ МПа — допустиме напруження при знакозмінному циклічному навантаженні для ресор зі сталей 55С2 і 60С2Н2А.

При жорсткості пружної системи $C = 1101,9 \cdot 10^4$ Н/м власна частота коливань конвеєра

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{C}{m_T}} = \sqrt{\frac{1101,9 \cdot 10^4}{850}} = 114 \text{ рад/с},$$

де $m_T = 850$ кг — маса коливної частини конвеєра без маси вантажу.

Зусилля в шатуні за резонансного режиму роботи конвеєра

$$F_{\text{ш}} = rC \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \mu_0^2} = 0,004 \cdot 1101,9 \cdot 10^4 \sqrt{\left(1 - \frac{99,1^2}{99,1^2}\right)^2 + 0,2^2} = 8815 \text{ Н}, \quad (9.30)$$

де μ_0 — загальний коефіцієнт опору, який ураховує внутрішнє тертя в пружних елементах, тертя в підшипниках приводу та опір переміщенню вантажу: $\mu_0 = 0,1$ — для сталевих пружних зв'язків; $0,25 \dots 0,3$ — для гумових зв'язків. Для нашого розрахунку $\mu_0 = 0,20$.

Зусилля в шатуні у початковий період пуску

$$F_{\text{ш.п}} = 0,004 \cdot 1101,9 \cdot 10^4 \sqrt{\left(1 - \frac{0}{99,1^2}\right)^2 + 0,2^2} = 44 \ 958 \text{ Н}.$$

Потужність електродвигуна (типу 4АР) з підвищеним пусковим моментом визначаємо за формулами:

для конвеєрів $L \leq 10$ м

$$P = \frac{c_T \Pi}{10^3 \eta_M} \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right); \quad (9.31)$$

Таблиця 9.6. Орієнтовні значення коефіцієнтів k_3 і k_4

Вібраційний конвеєр	Розрахункова продуктивність конвеєра, т/г	Коефіцієнти	
		k_3	k_4
Підвісний одномасовий з відцентровим приводом	5,0...50 понад 50	6...7 5...5,5	— —
Опорний одномасовий з напрямними похиленими стояками — ресорами з відцентровим приводом	5...50 понад 50	7...10 5...6	5...6 3,5...4,0
Двотрубні та однотрубні двомасові зрівноважені з ексцентриковим приводом	5...50 5,0...50 понад 50	з жорсткими шатунами 10...12 8...10 з пружним шатуном 4,5...5 3,5...4 4...5 3...3,5	

для конвеєрів $L > 10$ м

$$P = \frac{c_T \Pi}{10^3 \eta_M} \left[10k_3 + (L-10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right], \quad (9.32)$$

де c_T — коефіцієнт транспортабельності вантажу: $c_T = 1$ — для зернистих і кускових вантажів (наприклад піску, вугілля, шлаку, збіжжя); 1,5...2,0 — для порошко- і пилоподібних насипних вантажів (цементу, апатиту, недогарків); $\eta_M = 0,85...0,97$ — ККД привідного механізму; k_3 і k_4 — коефіцієнти питомої витрати потужності, Вт, на транспортування 1 т вантажу на відстань 1 м (табл. 9.6); H — висота підняття вантажу, м.

Потужність електродвигуна

$$P = \frac{1 \cdot 140}{10^3 \cdot 0,95} [10 \cdot 4,5 + (25-10) \cdot 3,5] = 14,4 \text{ кВт.}$$

Одномасові вібраційні конвеєри розраховуємо, як і двомасові; при розрахунку враховуємо коливну масу однієї труби (жолоба), маси прикріплених вузлів, транспортованого вантажу і вібратора.

Щоб одномасовий конвеєр з відцентровим приводом працював у зарезонансному режимі, треба, щоб загальна маса дебалансів була

$$m_d \approx Am/r_d, \quad (9.33)$$

де m — коливальна маса, кг; r_d — відстань між центром ваги дебалансів і віссю обертання, м.

9.6 РОЗРАХУНОК ГІДРОТРАНСПОРТНОЇ УСТАНОВКИ

У гідротранспортувальних установках для транспортування насипного вантажу застосовують пульпонасоси або шламіві (рис. 9.8, *a*) та водяні (рис. 9.8, *б*) насоси. За наявності достатнього уклону застосовують самопливні гідротранспортувальні установки.

Вихідні дані: продуктивність (за твердим матеріалом) установки $\Pi = 180$ т/год або $V = 120$ м³/год, протяжність трубопроводу $L = 2000$ м, висота подачі $H = 15$ м; транспортований вантаж — антрацит ($\rho_p = 1500$ кг/м³, крупність $a_{\max} \leq 80$ мм). Об'ємна концентрація гідросуміші $s = 0,25$ (при транспортуванні кускових вантажів s беруть у межах 0,2...0,25, а при транспортуванні тонкодисперсних вантажів s — у межах 0,2...0,5).

Продуктивність транспортувальної установки:
за гідросумішшю

$$V_r = \frac{V}{s} = \frac{120}{0,25} = 480 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (9.34)$$

за водою

$$V_b = V_r - V = 480 - 120 = 360 \text{ м}^3/\text{год}.$$

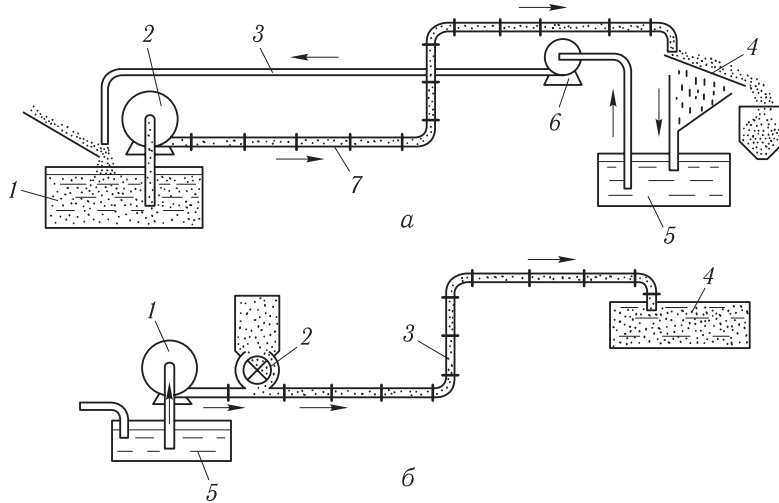


Рис. 9.8. Схеми гідротранспортувальних установок:
a — з пульпонасосом (1 — резервуар для пульпи; 2 — пульпонасос; 3 — водопровід; 4 — грохот для відділення води; 5 — резервуар для води; 6 — насос для води; 7 — пульпопровід);
б — з водяним насосом (1 — насос для води; 2 — бункер з живильником; 3 — пульпопровід; 4 — резервуар для пульпи; 5 — резервуар для води)

Густина гідросуміші (пульпи)

$$\rho_{\Pi} = \frac{V_{\text{в}}\rho_{\text{в}} + V\rho_{\text{р}}}{V_{\text{в}} + V} = \frac{360 \cdot 1000 + 120 \cdot 1500}{360 + 120} = 1125 \text{ кг/м}^3, \quad (9.35)$$

де $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ (1 т/м^3) — густина води.

Перевіримо, чи відповідає об'ємна концентрація заданій:

$$s = \frac{\rho_{\Pi} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{р}} - \rho_{\text{в}}} = \frac{1125 - 1000}{1500 - 1000} = 0,25. \quad (9.36)$$

Попередньо беремо діаметр трубопроводу $d_{\text{тр}} = 0,28 \text{ м}$.

Критичну швидкість (при якій у трубі не буде завалів) гідросуміші з кусковими вантажами визначають за формулою

$$v_{\text{кр}} = n_1 \sqrt{fagsd_{\text{тр}}} = 9 \sqrt{0,15 \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 0,25 \cdot 0,28} = 2,03 \text{ м/с}, \quad (9.37)$$

де $n_1 = 8,5 \dots 9,5$ — дослідна константа; $f = 0,15$ — зведений коефіцієнт тертя по низу труби (табл. 9.7);

$$a = \frac{\rho_{\text{р}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{1500 - 1000}{1000} = 0,5. \quad (9.38)$$

Швидкість руху гідросуміші в трубопроводі v_{Π} має перевищувати критичну швидкість $v_{\text{кр}}$, тобто

$$v_{\Pi} = \frac{4V_{\Gamma}}{3600\pi d_{\text{тр}}^2} = \frac{4 \cdot 480}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,28^2} = 2,17 \text{ м/с} > v_{\text{кр}} = 2,03 \text{ м/с}. \quad (9.39)$$

Діаметр трубопроводу має відповідати умові

$$d_{\text{тр}} \geq 3a_{\text{max}} = 3 \cdot 80 = 240 \text{ мм}. \quad (9.40)$$

Залишаємо $d_{\text{тр}} = 280 \text{ мм}$.

Повний розрахунковий напір

$$P_{\text{р}} = p'L + P_{\text{в}} + P_{\text{м}} = 0,0269 \cdot 2000 + 16,9 + 3,77 = 74,5 \text{ м}, \quad (9.41)$$

Таблиця 9.7. Значення узагальненого коефіцієнта тертя f

Матеріал	f для насипних вантажів		Матеріал	f для насипних вантажів	
	після дроблення	обкочених		після дроблення	обкочених
Кам'яне вугілля	0,3...0,2	0,25...0,15	Вапняк	0,45...0,4	0,4...0,35
Антрацит	0,15	0,1	Сланець	0,4...0,35	0,35...0,3
Пісковик	0,55...0,5	0,5...0,45	Гравій	—	0,4...0,35
			Міцна руда	0,65...0,75	0,6

де p' — питомі втрати напору в процесі руху гідросуміші:

$$p' = k_1 p_0 (1 + as) = 1,15 \cdot 0,206 (1 + 0,5 \cdot 0,25) = 0,0269 \text{ м вод. ст. на 1 м}; \quad (9.42)$$

$k_1 = 1,1 \dots 1,15$ — коефіцієнт, який урахує ступінь перемішування гідросуміші; p_0 — питомі втрати напору в процесі руху чистої води зі швидкістю, що дорівнює швидкості гідросуміші:

$$p_0 = \frac{\lambda v_{\text{п}}^2 \rho_{\text{в}}}{d_{\text{тр}} g} = \frac{0,012 \cdot 2,17^2 \cdot 1}{0,28 \cdot 9,8} = 0,0206 \text{ м вод. ст. на 1 м}; \quad (9.43)$$

λ — коефіцієнт гідравлічного опору: для гладеньких труб $\lambda = 0,012$; $P_{\text{в}}$ — втрати тиску гідросуміші на вертикальній ділянці:

$$P_{\text{в}} = H \rho_{\text{п}} = 15 \cdot 1,125 = 16,9 \text{ м}; \quad (9.44)$$

$P_{\text{м}}$ — втрата тиску гідросуміші на місцевих опорах:

$$P_{\text{м}} = (0,05 \dots 0,10) p' L = 0,07 \cdot 0,0269 \cdot 2000 = 3,77 \text{ м}. \quad (9.45)$$

Потужність привідного двигуна насосів

$$P = \frac{k_3 P_{\text{р}} V_{\text{г}} \rho_{\text{п}}}{367 \eta} = \frac{1,15 \cdot 74,5 \cdot 480 \cdot 1,125}{367 \cdot 0,7} = 180 \text{ кВт}, \quad (9.46)$$

де $k_3 = 1,15$ — коефіцієнт запасу; $\eta = 0,7$ — ККД насоса.

У разі транспортування тонкодисперсних (з розміром часток $0,12 \dots 0,2$ мм) вантажів критична швидкість

$$v_{\text{кр}} = n \sqrt{agd_{\text{тр}}} = 1,15 \sqrt{0,5 \cdot 9,81 \cdot 0,28} = 1,35 \text{ м/с}, \quad (9.47)$$

де $n = 1,0 \dots 1,5$ — коефіцієнт, який урахує вплив ступеня перемішування суміші. Подальший розрахунок такий, як і в разі транспортування гідросуміші з кусковими вантажами [21].

9.7 РОЗРАХУНОК ПНЕВМО- ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Варіант 1. Вихідні дані: транспортований вантаж — цемент з $\rho_{\text{р}} = 2,6 \text{ т/м}^3 = 2600 \text{ кг/м}^3$; продуктивність установки за цементом $P_{\text{в}} = 100 \text{ т/год}$ або $V = 38,5 \text{ м}^3/\text{год}$; схема трубопроводу включає горизонтальні ($L_{\text{г}} = 200 \text{ м}$), вертикальні ($H = 18 \text{ м}$) ділянки, три коліна під кутом 90° і два двоходових затвори. Густина повітря $\rho_{\text{п}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Схеми установок — на рис. 9.9.

Беремо коефіцієнт концентрації суміші $\mu = 25$. В аспіраційних (вентиляційних) системах коефіцієнт $\mu \leq 1$; у системах з підвищеним вакуумом

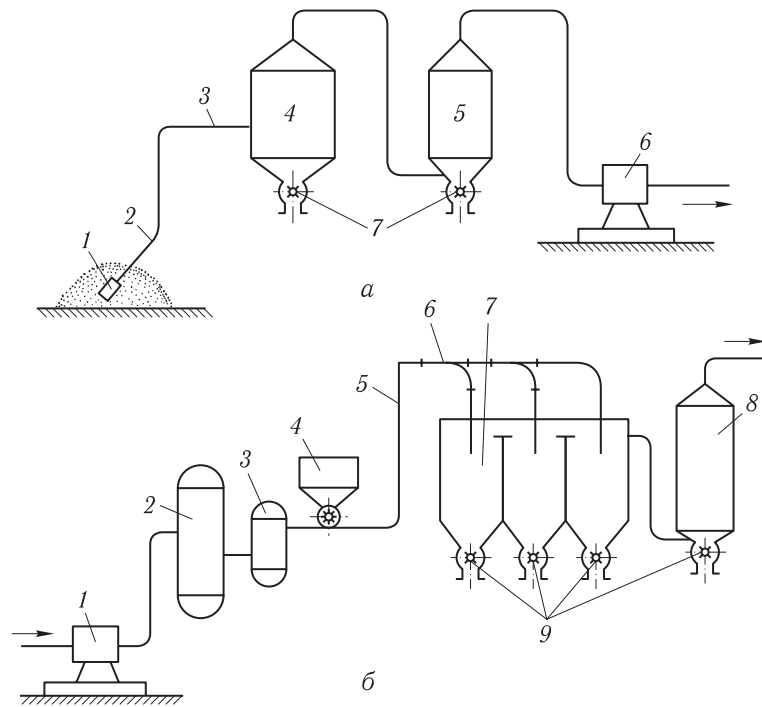


Рис. 9.9. Схеми пневмотранспортувальних установок:
a — всмоктувальна (1 — сопло; 2 — гнучкий трубопровід; 3 — жорсткий трубопровід; 4 — віддільник; 5 — фільтри; 6 — вакуум-насос; 7 — шлюзові затвори); *б* — нагнітальна (1 — компресор; 2 — повітрязбірник; 3 — вологовіддільник; 4 — завантажувальний пристрій; 5 — трубопровід; 6 — двоходовий перемикач; 7 — віддільник; 8 — фільтри; 9 — шлюзові затвори)

$1 < \mu \leq 5$; для пневмосистем різного тиску в трубопроводі $\mu = 8 \dots 25$; у разі транспортування вантажів аерованими потоками $\mu = 60 \dots 150$ [10, 24].

Продуктивність пневмоустановки за повітрям

$$P_{\Pi} = \frac{P_{\text{В}}}{3,6\mu} = \frac{100}{3,6 \cdot 25} = 1,11 \text{ кг/с}, \quad (9.48)$$

де $P_{\text{В}}$ — продуктивність за вантажем, або

$$V_{\text{В}} = \frac{P_{\text{В}}}{3,6\mu\rho_{\Pi}} = \frac{100}{3,6 \cdot 25 \cdot 1,2} = 0,926 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (9.49)$$

Продуктивність пневмоустановки за цементом і повітрям

$$V = V_{\text{В}} + V_{\Pi} = 0,926 \cdot 3600 + 38,5 = 3370 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Беремо діаметр трубопроводу $d_{\text{ТР}} = 0,18 \text{ м}$.

Критична швидкість руху аеросуміші

$$v_{кр} = n_2 \sqrt{\mu a g d_{тр}} = 0,1 \sqrt{25 \cdot 2170 \cdot 9,81 \cdot 0,18} = 31 \text{ м/с}, \quad (9.50)$$

де n_2 — дослідна константа: $n_2 = 0,1$ — для пилоподібних, легкоаерованих вантажів, n_2 до $0,25$ — для пилоподібних вантажів, які схильні до злежування, до $0,3$ — для зернистих, до $0,35$ — для кускових вантажів; для нашого прикладу $n_2 = 0,1$;

$$a = \frac{\rho_p - \rho_{п}}{\rho_{п}} = \frac{2600 - 1,2}{1,2} = 2170. \quad (9.51)$$

Швидкість руху аеросуміші в трубопроводі

$$v_a = \frac{4V}{3600\pi d_{тр}^2} = \frac{4 \cdot 3370}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2} = 36,7 \text{ м/с}. \quad (9.52)$$

Для нормальної роботи установки швидкість руху аеросуміші в трубопроводі має перевищувати критичну швидкість:

$$36,7 = v_a > v_{кр} = 31. \quad (9.53)$$

При $v_{кр} > v_a$ треба задати інше значення діаметра трубопроводу і виконати повторний розрахунок.

Загальні втрати тиску в пневмосистемі

$$p_c = p_n + p_d + p_b + p_z = 167\,900 + 14\,950 + 5509 + 24\,500 = 212\,900 \text{ Па}, \quad (9.54)$$

де p_n — втрати тиску в трубопроводі з еквівалентною довжиною $L_{зв}$, ураховуючи прямолінійні ділянки, заокруглення і двоходові затвори:

$$p_n = p_0 \left(1 + n_3 \mu \frac{a g d_{тр}}{v_a^2} \right) =$$

$$= 2,07 \cdot 10^4 \left(1 + 0,1 \cdot 25 \frac{2170 \cdot 9,81 \cdot 0,18}{36,7^2} \right) = 16,79 \cdot 10^4 \text{ Па}; \quad (9.55)$$

p_0 — втрати тиску в трубопроводі в разі руху чистого повітря (ізотермічний потік повітря при перепадах тиску не більше ніж $9,81 \cdot 10^4$ Па):

$$p_0 = \sqrt{\frac{\Pi_{п}^2 g R T \lambda L_{зв}}{A^2 d_{тр}} + p_k^2} - 9,81 \cdot 10^4 =$$

$$= \sqrt{\frac{1,11^2 \cdot 9,81 \cdot 29,3 \cdot 283 \cdot 0,015 \cdot 264}{0,0254^2 \cdot 0,18} + 10,3^2 \cdot 10^8} - 9,81 \cdot 10^4 = 2,07 \cdot 10^4 \text{ Па}; \quad (9.56)$$

$P_{\text{п}} = 1,11$ кг/с — витрата повітря; $R = 29,3$ — універсальна газова; $T = 283$ °С — абсолютна температура навколишнього середовища; λ — коефіцієнт опору: $\lambda = 0,016 \dots 0,02$; $0,015 \dots 0,018$ і $0,014 \dots 0,016$ відповідно для нових і кородованих труб діаметрами $d_{\text{тр}} = 150$; 175 і 200 мм (для нашого прикладу $\lambda = 0,015$);

$$L_{\text{зв}} = L_{\text{т}} + H + L_{\text{е.к}} + L_{\text{е.з}} = 200 + 18 + 30 + 16 = 264 \text{ м}; \quad (9.57)$$

$L_{\text{е.к}}$ — довжина, еквівалентна трьом колінам: $L_{\text{е.к}} = 3 \cdot 10 = 30$ м (табл. 9.8); $L_{\text{е.з}}$ — довжина, еквівалентна двоходовим затворам: $L_{\text{е.з}} = 2 \cdot 8 = 16$ м (двоходовий перемикач беруть еквівалентним трубопроводу 8 м завдовжки (рис. 9.9, б)); A — поперечний переріз трубопроводу:

$$A = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} = 0,0254 \text{ м}^2;$$

$p_{\text{к}} = 10,3 \cdot 10^4$ Па — тиск у кінці трубопроводу; $n_3 = 0,1 \dots 0,075$ — дослідна константа; $p_{\text{д}}$ — динамічні втрати тиску (на розгін вантажу):

$$p_{\text{д}} = \frac{v_{\text{а}}^2}{2} \rho_{\text{п}} (1 + \beta \mu) = \frac{36,7^2}{2} 1,2 (1 + 0,7 \cdot 25) = 14950 \text{ Па}, \quad (9.58)$$

$\beta = 0,35 \dots 0,85$ — показник відносної швидкості руху часточок матеріалу, $\beta = 0,6 \dots 0,85$ — для пилоподібних вантажів; $p_{\text{в}}$ — втрати тиску в коротких вертикальних трубопроводах:

$$p_{\text{в}} = (1 + \mu) \rho_{\text{п}} H g = (1 + 25) \cdot 1,2 \cdot 18 \cdot 9,81 = 5509 \text{ Па}; \quad (9.59)$$

p_3 — втрати тиску у завантажувальній пристрої, еквівалентні довжині відрізків із заокругленням 90° . У живильниках без дозувального пристрою $p_3 = (1,96 \dots 2,94) \cdot 10^4$ Па. Беремо $p_3 = 2,45 \cdot 10^4$ Па.

Витрата повітря на виході з повітрорудної машини

$$V_{\text{о.п}} = (1,1 \dots 1,15) V_{\text{п}} = 1,15 \cdot 0,926 = 1,064 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (9.60)$$

Таблиця 9.8. Довжина трубопроводів, еквівалентних колінам

Насипний вантаж	Значення $L_{\text{е.к}}$, м, при відношенні $R_{\text{к}}/d_{\text{тр}}$			
	4	6	10	20
Пилоподібний	4...8	5...10	6...10	8...10
Зернистий однорідний	—	8...10	12...16	16...20
Дрібнокусовий неоднорідний	—	—	28...35	33...45
Великокусовий неоднорідний	—	—	60...80	70...90

Примітка. $R_{\text{к}}$ — радіус кривизни; $d_{\text{тр}}$ — внутрішній діаметр труби.

Потужність електродвигуна повітродувної машини

$$P = \frac{kA_M V_{o.п}}{10^3} = \frac{1,1 \cdot 112\,740 \cdot 1,064}{10^3 \cdot 0,75} = 175,9 \text{ кВт}, \quad (9.61)$$

де $k = 1,1$ — коефіцієнт запасу; A_M — робота повітродувної машини, віднесена до 1 м^3 всмоктуваного повітря при ізотермічному стиску:

$$A_M = 225\,9001 \text{г} \frac{p_M}{p_0} = 225\,9001 \text{г} \frac{31,1 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 10^4} = 112\,740 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{м}^3; \quad (9.62)$$

p_M — кінцевий тиск:

$$p_M = p_c + p_0 = 21,29 \cdot 10^4 + 9,81 \cdot 10^4 = 31,1 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$p_0 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ — атмосферний тиск.

Варіант 2. Вихідні дані ті самі, що й для варіанта 1, але коефіцієнт концентрації суміші $\mu = 60$.

Продуктивність пневмоустановки за повітрям

$$\Pi_{п} = \frac{\Pi_{в}}{3,6\mu} = \frac{100}{3,6 \cdot 60} = 0,462 \text{ кг/с}$$

або

$$V_{п} = \frac{\Pi_{в}}{3,6\mu\rho_{п}} = \frac{100}{3,6 \cdot 60 \cdot 1,2} = 0,385 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Продуктивність пневмоустановки за цементом і повітрям

$$V = V_{в} + V_{п} = 38,5 + 0,385 \cdot 3600 = 1425 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Беремо діаметр трубопроводу $d_{тр} = 0,15 \text{ м}$.

Загальні втрати тиску в пневмосистемі

$$p_c = p_{н} + p_{д} + p_{в} + p_{з} = 248\,300 + 10\,737 + 12\,926 + 12\,415 = 284\,400 \text{ Па}, \quad (9.63)$$

де

$$p_{н} = \sqrt{\frac{\Pi_{п}^2 g R T \lambda_1 L_{зв}}{A^2 d_{тр}} + p_{к}^2} - 9,81 \cdot 10^4 =$$

$$= \sqrt{\frac{0,462^2 \cdot 9,81 \cdot 29,3 \cdot 283 \cdot 1,07 \cdot 264}{0,0176^2 \cdot 0,15} + 10,8^2 \cdot 10^8} -$$

$$- 9,81 \cdot 10^4 = 24,83 \cdot 10^4 \text{ Па}, \quad (9.64)$$

λ_1 — коефіцієнт опору аеросуміші: $\lambda_1 = \lambda \rho_a = 0,015 \cdot 71 = 1,07$; ρ_a — густина аеросуміші:

$$\rho_a = \frac{V_{\text{п}}\rho_{\text{п}} + V_{\text{в}}\rho_{\text{в}}}{V_{\text{в}} + V_{\text{п}}} = \frac{1390 \cdot 1,2 + 38,5 \cdot 2600}{1390 + 38,5} = 71 \text{ кг/м}^3;$$

$$A = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} = \frac{31,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,0176 \text{ м}^2;$$

$p_{\text{к}} = 10,8 \cdot 10^4$ Па — тиск у кінці трубопроводу; $p_{\text{д}}$ — динамічні втрати тиску:

$$p_{\text{д}} = \frac{v_{\text{к}}^2}{2} \rho_{\text{п}} (1 + \beta \mu) = \frac{20,4^2}{2} \cdot 1,2 (1 + 0,7 \cdot 60) = 10\,737 \text{ Па}, \quad (9.65)$$

$v_{\text{к}}$ — швидкість руху аеросуміші в кінці трубопроводу:

$$v_{\text{к}} = \frac{4Vp_0}{3600\pi d_{\text{тр}}^2 p_{\text{к}}} = \frac{4 \cdot 1425 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 10,8 \cdot 10^4} = 20,4 \text{ м/с};$$

$p_{\text{в}}$ — втрати тиску в коротких вертикальних трубопроводах:

$$p_{\text{в}} = (1 + \mu) \rho_{\text{п}} H g = (1 + 60) \cdot 1,2 \cdot 18 \cdot 9,81 = 12\,926 \text{ Па}; \quad (9.66)$$

$p_{\text{з}}$ — втрати тиску в завантажувальних пристроях та підвідних каналах:

$$p_{\text{з}} \approx 0,05 p_{\text{н}} = 0,05 \cdot 248\,300 = 12\,415 \text{ Па}. \quad (9.67)$$

Швидкість $v_{\text{н}}$ повітряного потоку на початку трубопроводу має перевищувати ефективну швидкість $v_{\text{еф}}$ (табл. 9.9):

$$5,75 = v_{\text{н}} > v_{\text{еф}} = 5,5 \text{ м/с},$$

Таблиця 9.9. Параметри $v_{\text{еф}}$, м/с, і μ для аерованих потоків

Матеріал (щільність, кг/м ³)	Основні фракції, мкм	Труби			
		горизонтальні		вертикальні	
		$v_{\text{еф}}$	μ	$v_{\text{еф}}$	μ
Вугілля (1300)	0...250	4,5	100	1,5...2,0	до 300
Глинозем (1800)	0...100	4,5	90	1,5	до 200
Боксити (2600)	0...100	5,0	120	2,0	до 200
Цемент (2600)	0...83	до 5,5	150	до 3,0	до 600
Фосфати (2500)	0...250	до 7,5	100	3,0	300
Попіл (1300)	0...250	4,5	150	1,5	450
Борошно (1200)	0...250	4,5	100	2,0	300

де

$$v_H = \frac{4Vp_0}{3600\pi d_{\text{тр}}^2 p_M} = \frac{4 \cdot 1425 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15^5 \cdot 38,25 \cdot 10^4} = 5,75 \text{ м/с};$$

$$p_M = p_c + p_0 = 28,44 \cdot 10^4 + 9,81 \cdot 10^4 = 38,25 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Втрата повітря на виході з повітродувної машини

$$V_{\text{о.п}} = (1,1 \dots 1,15) V_{\text{п}} = 1,15 \cdot 0,385 = 0,442 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потужність двигуна для повітродувної машини

$$P = \frac{kA_M V_{\text{о.п}}}{10^3 \eta} = \frac{1,1 \cdot 133\,120 \cdot 0,442}{10^3 \cdot 0,75} = 86,3 \text{ кВт},$$

де

$$A_M = 225\,900 \lg \frac{p_M}{p_0} = 225\,900 \lg \frac{38,25 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 10^4} = 133\,120 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{м}^3.$$

Р ОЗРАХУНКИ ЕСКАЛАТОРІВ

10.1 ПРИЗНАЧЕННЯ І КОНСТРУКТИВНЕ ВИКОНАННЯ ЕСКАЛАТОРІВ

Конструктивно ескалатор являє собою похилий ланцюговий конвеєр з несівним елементом у вигляді рухомого сходового полотна, на якому пасажирів переміщують вгору чи вниз, з одного рівня на інший. Ескалатор (рис. 10.1) складається з несівного елемента — сходового полотна 1, шарнірно закріпленого на двох тягових ланцюгах 2, приводних 3 і натяжних 4 зірочок, приводу 5, опорно-несівної металокаркасній конструкції з напрямними 6, нижньої і верхньої площадок 7, балюстради з каркасом 8 і поручневими пристроями 9.

Ескалатори застосовують для обслуговування великих пасажиропотоків на станціях метрополітену, в аеропортах і вокзалах, виставкових і громадських центрах і т. ін.

Залежно від місця встановлення і величини пасажиропотоку розрізняють ескалатори:

— тунельного типу для метрополітенів (з висотою підняття до 75 м, сходами 900 і 1000 мм завширшки, швидкістю сходового полотна 0,75...1,0 м/с і продуктивністю до 8000...16 000 чол/год);

— міжповерхові (офісні) для споруд (з висотою підняття до 12 м, сходами 500...750 мм завширшки, швидкістю сходового полотна 0,4...0,5 м/с і продуктивністю до 9000 чол/год).

Згідно з «Правилами устроювання и безопасной експлуатации ескалаторов» [27] номінальна швидкість полотна ескалаторів не повинна перевищувати 0,75 м/с, кут нахилу тунельного ескалатора обмежується 30° , а міжповерхового — 35° .

Щоб забезпечити зручні й безпечні вхід і вихід пасажирів, ескалатор має горизонтальні вхідні й вихідні площадки 0,8...1,2 м завдовжки (коротші — при швидкості сходового полотна до 0,5 м/с, довші — при швидкості понад 0,5 м/с); на робочій частині траси ескалатора поверхні сходиць займають горизонтальне положення.

Важливою складовою частиною конструкції пасажирського ескалатора є привідні поручневі пристрої, виконані у вигляді двох нескінченних

(закільцьованих) гумотканинних або гумотросових стрічок зі спеціальним профілем (рис. 10.1), які рухаються по краях балюстради на висоті 0,9...1,0 м від поверхні сідця і призначені для того, щоб пасажери, зручно тримаючись рукою за зовнішню поверхню однієї із стрічок, могли зберегти рівновагу під час руху та раптових зупинок, а потім і пусків сходового полотна. Поручні й полотно рухаються з однаковою швидкістю (допустима різниця швидкостей не повинна перевищувати 2 %).

Ескалатори можуть працювати в безперервному або періодичному режимі, залежно від потоку пасажирів. У періодичному режимі роботи (якщо пасажиропотік малий) ескалатор автоматично вмикається тоді, коли підходить пасажир, і працює протягом часу, який необхідний для його підймання чи опускання на повну висоту, після чого зупиняється до підходу наступного пасажирів.

Відомі також конструкції ескалаторів, які мають дві швидкості руху сходового полотна: мінімальна швидкість при цьому автоматично встановлюється в разі малого потоку пасажирів.

Як тяговий елемент в ескалаторах використовують два пластинчасті втулково-роликові ланцюги спеціальної конструкції з кроками 100, 135 і 200 мм. Пластини ланцюгів виготовляють зі сталі 40ХН, втулки і ролики — зі сталі 15Х, валики — зі сталей 15Х і 12ХН3А з наступною термообробкою. Конструкції ланцюгів відрізняються наявністю упорів, закріп-

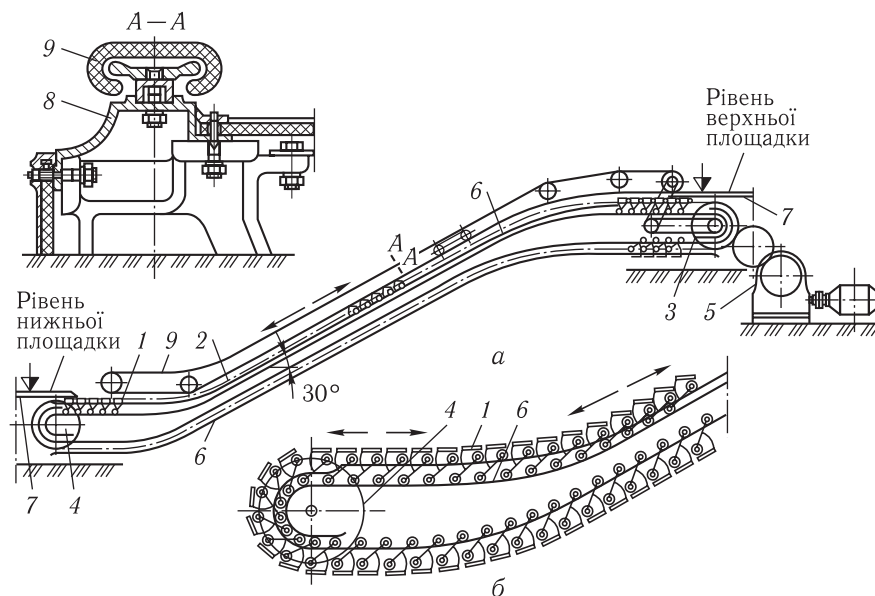


Рис. 10.1. Схеми ескалатора (а) та проходження сідців по напрямних біля натяжної зірочки та нижньої площадки (б)

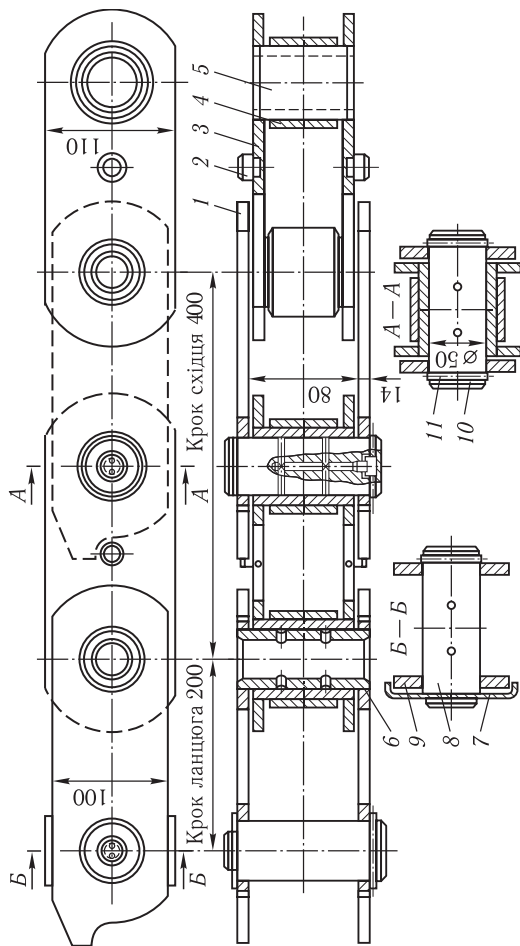


Рис. 10.2. Схема тягового ланцюга ескалатора:
 1 — зовнішня пластина; 2 — упор ланцюга; 3 — внутрішня пластина; 4 — ролик; 5 — втулка; 6 — стопорна шайба; 8 — з'єднувальний валик; 9 — з'єднувальна пластина; 10 — сущільний валик; 11 — пружинне кільце

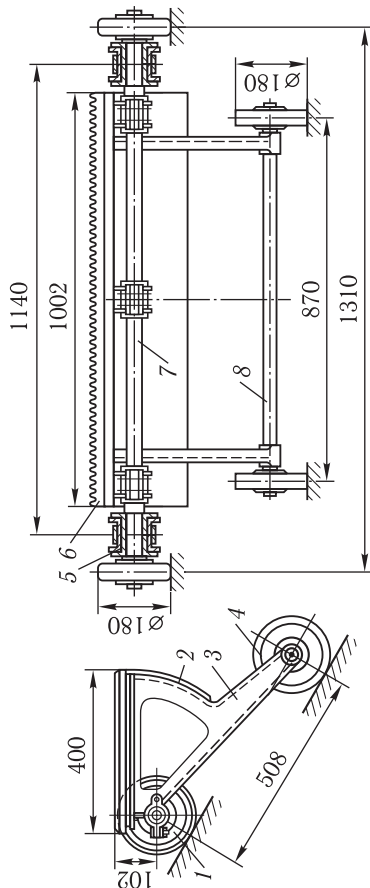


Рис. 10.3. Схема сідця ескалатора:
 1 і 4 — котки; 2 — прискідець; 3 — каркас; 5 — тягові ланцюги; 6 — гребінчаста шпига; 7 і 8 — осі котків

лених на зовнішніх пластинах, чим забезпечується одностороння рухомість їх (ланцюгів) у шарнірах (рис. 10.2). Ці упори разом з напрямними ходовими балками, які мають профіль швелера, забезпечують незмінність положення ланцюга у разі його розриву на будь-якій ділянці траси.

Робочим настилом (полотном) в ескалаторі є сходиці, шарнірно прикріплені до двох тягових ланцюгів. Сходище ескалатора складається з металевго каркаса з опорною рифленою (гребінчастою) плитою із пластмаси або металевго сплаву, присідця і чотирьох бігунків (котків), два з них — ведучі, з'єднані спільною віссю з шарнірами тягових ланцюгів (рис. 10.3). Під час руху кожен сходище опирається чотирма бігунками на ходові напрямні балки. Це дає змогу, вибравши відповідний профіль напрямних, забезпечити горизонтальне положення робочої поверхні сходища (опорної плити) на всій довжині траси пасажиронесівної вітки ескалатора, зокрема і на перехідних криволінійних ділянках. Бігунки монтують на підшипниках кочення, в які закладають консистентну змащувальну речовину. Обід бігунків — гумовий або пластмасовий, що сприяє зменшенню шуму під час роботи ескалатора. Крок сходищ кратний кроку тягових ланцюгів і коливається в межах 400...405 мм, ширина сходища становить 500...1000 мм, залежно від призначення ескалатора. Маса сходища 1000 мм завширшки становить від 26 до 48 кг, залежно від конструктивного виконання.

Привід ескалатора складається з приводних зірочок, головного вала, редуктора, додаткової ланцюгової передачі (в окремих конструкціях), електродвигуна, робочих і аварійних гальм, муфти і реле частоти обертання. Залежно від місця установлення приводу розрізняють ескалатори:

— з приводом у головній частині (рис. 10.4, *в, з*);

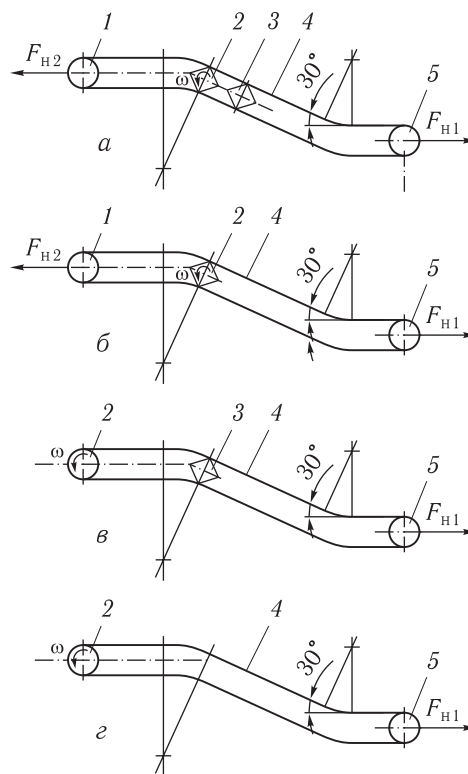


Рис. 10.4. Компонувальні схеми ескалаторів з приводами:
а — проміжним із синхронізувально-зрівноважувальними зірочками 3; *б* — проміжним; *в* — кінцевим (головним) із синхронізувально-зрівноважувальними зірочками 3; *з* — кінцевим; 1 і 5 — натяжні зірочки; 2 — привід; 3 — непривідні зірочки; 4 — сходове полотно

— з проміжним приводом, розміщеним, як правило, у верхній частині перед входом на криволінійну ділянку (рис. 10.4, а, б).

Схему ескалатора із застосуванням проміжного приводу наведено на рис. 10.4, а. Привід розміщений перед входом на верхню криволінійну ділянку траси і устаткований синхронізувально-зрівноважувальними зірочками. Їх установлюють на прямолінійній похилій ділянці для зменшення сил натягу ланцюгів на криволінійній ділянці та розвантаження головного вала від дії згинального моменту. Верхні й нижні кінцеві зірочки є натяжними і слугують опорою для ланцюгів та пари ведучих бігунків східця, шарнірно з'єднаних з ланцюгами. Інша пара бігунків східця рухається по підпружинених криволінійних напрямних. Привід проміжного типу можна розмістити або між вітками сходового полотна, або збоку від нього.

У разі відносно невеликих добових пасажиропотоків з тривалими перервами і за наявності пішохідних сходів доцільно привід вбудовувати між вітками сходового полотна (рис. 10.5).

В ескалаторах, які експлуатуються в метрополітені та інших спорудах з інтенсивними і довготривалими пасажиропотоками і не мають паралельних пішохідних сходів, доцільно приводи (рис. 10.6, 10.7, 10.8) розміщувати збоку від сходового полотна. Такий привід зручний для монтажу, ревізії, експлуатації та ремонту, при цьому сходове полотно ескалатора можна використовувати як пішохідні сходи. Привід, що розміщений збоку, створює менший рівень шуму над сходовим полотном. Машинне відділення для приводу має бути пристосованим для огляду, профілактики та ремонту приводу і регулювання гальм.

Синхронізувально-зрівноважувальні зірочки забезпечують синхронність руху ланцюгів незалежно від рівня їх спрацювання та зменшення згинального моменту на головному валу приводу при будь-якій висоті підняття пасажирів.

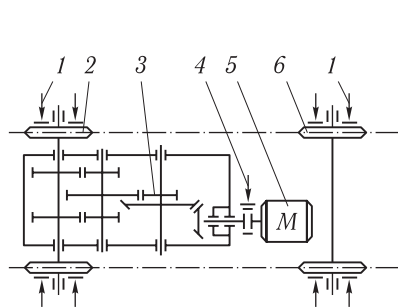


Рис. 10.5. Схема приводу, вбудованого між вітками сходового полотна:
1 — аварійні гальма; 2 — привідні зірочки; 3 — редуктор; 4 — робоче гальмо; 5 — електродвигун; 6 — неспіввіднесні зірочки

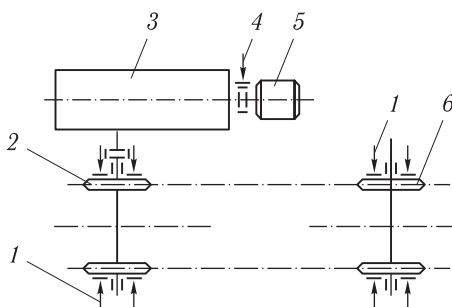


Рис. 10.6. Схема приводу, розміщеного збоку від сходового полотна:
1 — аварійні гальма; 2 — привідні зірочки; 3 — редуктор; 4 — робоче гальмо; 5 — електродвигун; 6 — неспіввіднесні зірочки

Рис. 10.7. Схема приводу з черв'ячним редуктором і зубчастою траверсою:

1 — електродвигун; 2 — робоче гальмо; 3 — редуктор; 4 — зубчаста траверса; 5 — привідні зірочки; 6 — аварійні гальма; 7 — неprivідні зірочки

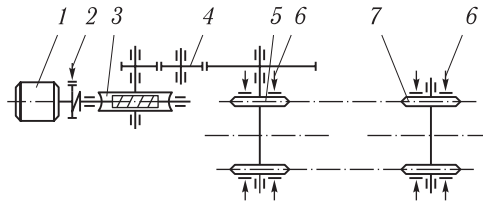
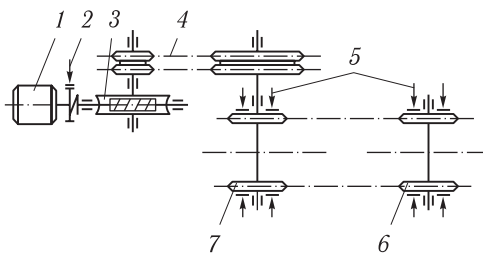


Рис. 10.8. Схема приводу з черв'ячним редуктором і ланцюговою передачею:

1 — електродвигун; 2 — робоче гальмо; 3 — редуктор; 4 — ланцюгова передача; 5 — аварійні гальма; 6 — неprivідні зірочки; 7 — привідні зірочки



У приводах маловисотних ескалаторів, де складові ваги робочої і холостої віток сходового полотна, які створюють згинальний момент на головному валу, мають відносно невелике значення, синхронізувально-зрівноважувальні зірочки можна не використовувати (рис. 10.4, б). Однак в таких конструкціях ескалаторів через нерівномірне спрацювання правого і лівого тягових ланцюгів і їхніх привідних зірочок з часом виникне і буде накопичуватись перекис сходові, унаслідок чого створюється додаткове силове напруження їх і руйнуються елементи конструкції, зокрема вузли кріплення осей ведучих бігунків на корпусі сходові. Експлуатація ескалаторів цього типу має супроводжуватись контролем видовження ланцюгів.

Компонувальна схема ескалатора, що на рис. 10.4, в, має кінцевий привід, встановлений вгорі або внизу, натяжний пристрій внизу або вгорі, синхронізувально-зрівноважувальні зірочки біля входу на верхню криволінійну ділянку траси, щоб забезпечити синхронізацію руху ланцюгів у міру їх спрацювання та зменшити згинальний момент на головному валу. Кінцевий привід у разі малих добових пасажиропотоків із тривалими перервами у роботі та за наявності пішоходних сходів доцільно розміщувати між вітками сходового полотна (рис. 10.5); якщо пасажиропотоки інтенсивні й тривалі і немає пішоходних сходів — збоку від сходового полотна (рис. 10.6, 10.7, 10.8).

Компонувальну схему, що зображена на рис. 10.4, в, можна також застосувати для розроблення міжповерхових, офісних ескалаторів та ескалаторів для підземних переходів з невеликими висотами підняття пасажирів лише тоді, коли місцеві умови не дають змоги реалізувати схему, що наведена на рис. 10.4, а.

Компонувальна схема, зображена на рис. 10.4, з, — є, по суті, схемою, що наведена на рис. 10.4, в, але без синхронізувально-зрівноважувальних зірочок. Це, власне, схема ескалаторів, які нині найбільше експлуатуються. Як уже зазначалось, їхня робота супроводжується нерівномірним спрацюванням тягових ланцюгів і привідних зірочок та появою перекосу і деформації східців, значним стрибкоподібним зростанням натягу ланцюгів робочої вітки на верхніх криволінійних ділянках, що, у свою чергу, зумовлює великі додаткові навантаження на ведучі бігунки східців.

Ескалатори деяких типів крім основного приводу мають допоміжний привід, який використовують під час контрольних пусків і ремонтних робіт.

Натяжний пристрій ескалатора, як правило, пружинно-гвинтовий; застосовують також пружинно-вантажні й вантажні натяжні пристрої.

Поручневий пристрій (рис. 10.1, а) являє собою вертикально замкнений конвеєр, тяговим і вантажонесівним елементом якого є гумотканинний або гумотросовий поручень, що рухається по металевих напрямних (переріз А—А). Поручень приводиться в рух привідними блоками з гумовим ободом (щоб збільшити коефіцієнт зчеплення з поручнем). Обертальний рух привідним блокам надається від головного вала або від тягових ланцюгів ескалатора. Натяжний пристрій поручня — вантажного типу, встановлений на відхильних блоках, або пружинно-гвинтовий.

Електрообладнання, його монтаж, струмопідвід і заземлення виконують згідно з «Правилами безпечної експлуатації ескалаторов» [27].

Безаварійну експлуатацію ескалаторів забезпечують встановлені на них запобіжні, блокувальні та протиаварійні пристрої [28].

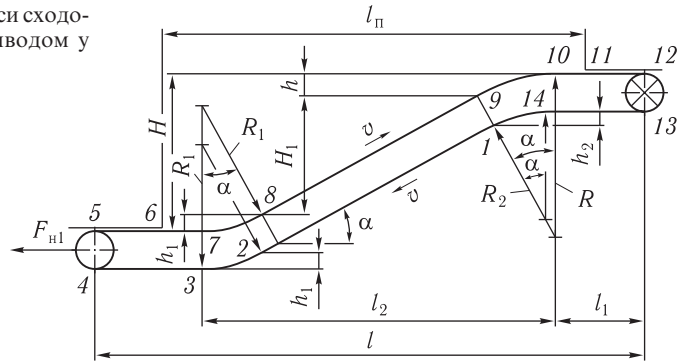
10.2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК СХОДОВОГО ПОЛОТНА ЕСКАЛАТОРА З ПРИВОДОМ У ГОЛОВНІЙ ЧАСТИНІ

Вихідні дані.

Загальні технічні характеристики ескалатора (рис. 10.9) і елементів його конструкції:

висота транспортування $H = 45$ м;
швидкість сходового полотна $v = 0,75$ м/с;
тяговий ланцюг — пластинчастий втулково-роликівий з кроком $t = 135$ м, розривною силою $F_{розр} = 700$ кН та погонною масою $m_{л} = 32$ кг/м;
ширина сходового полотна (ширина східця) $B = 1000$ мм;
глибина опорної плити східця $b_1 = 405$ мм;
база східця — відстань по горизонталі між осями ведучого і веденого бігунків $b = 350$ мм;
маса східця $m_c = 26$ кг;
крок східців у полотні $a_c = 405$ мм;
діаметр бігунків $D_6 = 100$ мм.

Рис. 10.9. Схема траси сходового полотна з приводом у головній частині



Геометричні параметри розрахункової схеми:

кут нахилу лінійної частини $\alpha = 30^\circ$; радіуси криволінійних опуклих ділянок траси відповідно на робочій вітці $R = 10$ м, на неробочій (холостій) вітці $R_2 = 9$ м; радіуси ввігнутих ділянок траси на робочій і неробочій вітках $R_1 = 6$ м; інші розміри:

$$h = R - R \cos \alpha = 10\,000 - 10\,000 \cos 30^\circ = 1340 \text{ мм};$$

$$h_1 = R_1 - R_1 \cos \alpha = 6000 - 6000 \cos 30^\circ = 804 \text{ мм};$$

$$h_2 = R_2 - R_2 \cos \alpha = 9000 - 9000 \cos 30^\circ = 1206 \text{ мм};$$

$$l_{9-10} = \frac{2\pi R \alpha}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10\,000 \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 5233 \text{ мм};$$

$$l_{7-8} = l_{3-2} = \frac{2\pi R_1 \alpha}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6000 \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 3140 \text{ мм};$$

$$l_{1-14} = \frac{2\pi R_2 \alpha}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 9000 \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 4710 \text{ мм};$$

$$H_1 = H - h - h_1 = 45\,000 - 1340 - 804 = 42\,856 \text{ мм};$$

$$l_{8-9} = \frac{H_1}{\sin \alpha} = \frac{42\,856}{\sin 30^\circ} = 85\,712 \text{ мм};$$

$$l_{6-7} = 1000 \text{ мм}; \quad l_{5-6} = 2260 \text{ мм}; \quad l_{3-4} = 3260 \text{ мм};$$

$$l_{1-2} = 85\,712 \text{ мм}; \quad l_{10-11} = 1000 \text{ мм}; \quad l_{11-12} = 1900 \text{ мм};$$

$$l_{13-14} = 3097 \text{ мм}; \quad l_1 = 2900 \text{ мм}; \quad l_2 = 82\,227 \text{ мм};$$

$$l_{\text{п}} = l_{8-9} \cos \alpha + l_{6-7} + l_{10-11} + R_1 \sin \alpha + R \sin \alpha =$$

$$= 85\,712 \cos 30^\circ + 2000 + 1000 + 6000 \sin 30^\circ + 10\,000 \sin 30^\circ = 85\,228 \text{ мм};$$

$$l = l_{\text{п}} + l_{5-6} + l_{11-12} = 85\,228 + 2260 + 1900 = 89\,389 \text{ мм}.$$

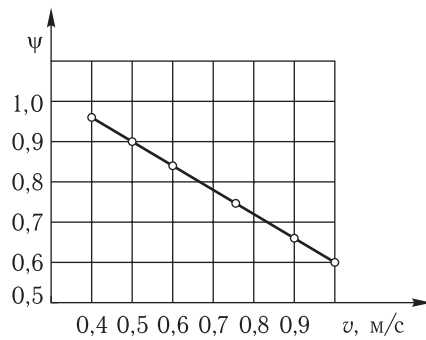


Рис. 10.10. Графік залежності коефіцієнта заповнення сходища ψ від швидкості ескалатора v

Розрахункові параметри ескалатора.

Продуктивність ескалатора

$$P_{\Gamma} = 3600 \frac{\psi z v}{a_c} = 3600 \frac{0,75 \cdot 1,8 \cdot 0,75}{0,405} = 9000 \text{ чол/год,}$$

де $\psi = 0,75$ — коефіцієнт заповнення сходищів, який залежить від швидкості сходового полотна (рис. 10.10); z — кількість пасажирів на одному сходищі (беремо $z = 1,8$).

Погонні навантаження:
від ваги пасажирів

$$q = \frac{P m g}{3600 v} = \frac{9000 \cdot 69 \cdot 9,81}{3600 \cdot 0,75} = 2260 \text{ Н/м,}$$

де $m = 69$ кг — середня маса одного пасажирів;
від ваги сходового полотна

$$q_c = \frac{G_c}{a_c} = \frac{26 \cdot 9,81}{0,405} = 630 \text{ Н/м,}$$

де $G_c = m_c g$ — вага сходища;
від ваги одного ланцюга

$$q_{\text{л}} = m_{\text{л}} g = 32 \cdot 9,81 = 314 \text{ Н/м;}$$

від ваги двох ланцюгів

$$2q_{\text{л}} = 628 \text{ Н/м.}$$

Мінімальна сила натягу ланцюгів буде в точці 3, тому що

$$(q_c + 2q_{\text{л}})(l_1 + l_2)w' \leq (q_c + 2q_{\text{л}})H;$$

$$(630 + 628)(2,9 + 82,2) \cdot 0,025 = 2676 \text{ Н} < (630 + 628) \cdot 45 = 56\,610 \text{ Н,}$$

де w' — коефіцієнт опору пересуванню сходового полотна по напрямних

$$w' = k_p \frac{f d + 2\mu}{D_6} = 1,5 \frac{0,015 \cdot 0,046 + 2 \cdot 0,0005}{0,1} = 0,025;$$

k_p — коефіцієнт, що враховує опір пересуванню сходового полотна від тертя торців бігунків об напрямні (беремо $k_p = 1,5$); $f = 0,015 \dots 0,020$ —

коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках бігунків; $d = 0,046$ м — діаметр цапфи бігунка; $\mu = (5...6) \cdot 10^{-4}$ м — коефіцієнт тертя кочення пластмасового обода бігунка по сталевих напрямних; $D_0 = 0,1$ м — діаметр бігунка.

10.2.1. РУХ НА ПІДЙМАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

Беремо мінімальну силу натягу ланцюгів

$$S_{\min} = S_3 = 2000 \text{ Н.}$$

Методом обходу контуру ескалатора в напрямку руху сходового потоку визначаємо натяги у точках:

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + W_{3-4} = S_3 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{3-4}\omega' = \\ &= 2000 + (630 + 628) \cdot 3,26 \cdot 0,025 = 2103 \text{ Н;} \\ S_5 &= kS_4 = 1,08 \cdot 2103 = 2271 \text{ Н,} \end{aligned}$$

де $k = 1,05...1,1$ — коефіцієнт збільшення натягу ланцюга при обході зірочки (беремо $k = 1,08$);

$$\begin{aligned} S_6 &= S_5 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{5-6}\omega' = 2271 + (630 + 628) \cdot 2,26 \cdot 0,025 = 2342 \text{ Н;} \\ S_7 &= S_6 + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{6-7}\omega' = 2342 + (2260 + 630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 2430 \text{ Н;} \\ S_8 &= S_7 e^{\omega'\alpha} + (q + q_c + 2q_{\text{л}})h_1 = 2430 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + \\ &+ (2260 + 630 + 628) \cdot 0,804 = 5290 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_9 &= S_8 + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha = \\ &= 5290 + (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + \\ &+ (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 162\,564 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{10} &= S_9 e^{\omega'\alpha} + (q + q_c + 2q_{\text{л}})h = 162\,564 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + \\ &+ (2260 + 630 + 628) \cdot 1,34 = 169\,391 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{11} &= S_{10} + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{10-11}\omega' = \\ &= 169\,391 + (2260 + 630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 169\,479 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$S_{12} = S_{11} + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{11-12}\omega' = 169\,479 + (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 169\,539 \text{ Н.}$$

Далі обходимо контур проти руху сходового полотна:

$$S_2 = \frac{S_3 + (q_c + 2q_{\text{л}})h_1}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{2000 + (630 + 628) \cdot 0,804}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 2973 \text{ Н;}$$

$$S_1 = S_2 - (q_c + 2q_n)l_{2-1} \cos \alpha \omega' + (q_c + 2q_n)l_{2-1} \sin \alpha =$$

$$= 2973 - (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 54\,544 \text{ Н};$$

$$S_{14} = \frac{S_1 + (q_c + 2q_n)h_2}{e^{\omega' \alpha}} = \frac{54\,544 + (630 + 628) \cdot 1,2}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 55\,334 \text{ Н};$$

$$S_{13} = S_{14} - (q_c + 2q_n)l_{14-13} \omega' = 55\,334 - (630 + 628) \cdot 3,1 \cdot 0,025 = 55\,237 \text{ Н}.$$

Перевірка: на ввігнутих криволінійних ділянках 2–3 і 7–8 ведені бігунки східців не повинні відриватися від напрямних. Щоб виконувалась ця умова, сила S натягу ланцюгів на вході на криволінійну ділянку не повинна перевищувати $(q_c + 2q_n)R_1$:

на ділянці 2–3

$$S_2 = 2973 \text{ Н} < (630 + 628) \cdot 6 = 7548 \text{ Н};$$

на ділянці 7–8 (ненавантаженої)

$$S_8 = 5290 \text{ Н} < (630 + 628) \cdot 6 = 7548 \text{ Н}.$$

Результати перевірки доводять, що бігунки східців на ввігнутих криволінійних ділянках не відриваються від напрямних.

Опір пересуванню сходового полотна

$$W = S_{12} - S_{13} + (S_{12} + S_{13})\omega'_{\text{зп}} =$$

$$= 169\,539 - 55\,237 + (169\,539 + 55\,237) \cdot 0,01 = 116\,550 \text{ Н},$$

де $\omega'_{\text{зп}} = 0,01$ — коефіцієнт опору рухові на привідній зірочці.

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух сходового полотна,

$$P_{\text{р.с}} = \frac{Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{116\,550 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 102,8 \text{ кВт}.$$

Якщо поручні приводяться в рух від головного вала (тягових ланцюгів) ескалатора, то треба враховувати потужність, яка на це витрачається. В нашому розрахунку для забезпечення руху поручнів на підйманні з навантаженням потрібна потужність $P_{\text{р.п}} = 5,3$ кВт (див. пп. 10.4.2).

Загальна розрахункова потужність приводу ескалатора

$$P_{\text{р.з}} = P_{\text{р.с}} + P_{\text{р.п}} = 102,8 + 5,3 = 108,1 \text{ кВт}.$$

Установлювана потужність

$$P_{\text{уст}} = n_y P_{\text{р.з}} = 1,1 \cdot 108,1 = 118,9 \text{ кВт},$$

де n_y — коефіцієнт запасу, який враховує можливе падіння напруги в електромережі: $n_y = 1,1 \dots 1,15$, беремо $n_y = 1,1$.

Загальний опір пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W + W_{\Pi} = 116\,550 + 6007 = 122\,557 \text{ Н},$$

де W_{Π} — опір пересуванню поручнів:

$$W_{\Pi} = \frac{10^3 \eta_{\text{М}} P_{\text{р.п}}}{v} = \frac{10^3 \cdot 0,85 \cdot 5,3}{0,75} = 6007 \text{ Н}.$$

За значенням установлюваної потужності приводу ескалатора вибираємо електродвигун типу АКЕМ-137-10, потужність якого $P = 125$ кВт, частота обертання вала $n = 585$ об/хв ($\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 585}{30} = 61,2$ рад/с), момент інерції ротора $I_{\text{р}} = 23,25$ кг·м², $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 2,2$.

Сила натягу ланцюгового контуру натяжним пристроєм

$$F_{\text{н1}} = \frac{S_5 + S_4}{\eta_{\text{н}}} = \frac{2271 + 2342}{0,95} = 4856 \text{ Н},$$

де $\eta_{\text{н}} = 0,95$ — ККД пружинно-гвинтового натяжного пристрою.

10.2.2. РУХ НА ПІДЙМАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу ланцюгового контуру залишаються постійними:

$$S_4 = 2103 \text{ Н}; S_5 = 2271 \text{ Н}; S_6 = 2342 \text{ Н}; S_3 = 2000 \text{ Н};$$

$$S_2 = 2973 \text{ Н}; S_1 = 54\,544 \text{ Н}; S_{14} = 55\,334 \text{ Н}; S_{13} = 55\,237 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_6 + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})l_{6-7}\omega' = 2342 + (630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 2373 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 e^{\omega' \alpha} + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})h_1 =$$

$$= 2373 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (630 + 628) \cdot 0,804 = 3415 \text{ Н};$$

$$S_9 = S_8 + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha =$$

$$= 3415 + (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 59\,654 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_9 e^{\omega' \alpha} + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})h = 59\,654 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (630 + 628) \cdot 1,34 = 62\,115 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})l_{11-12}\omega' = 62\,115 + (630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 62\,146 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{11} + (q_{\text{с}} + 2q_{\text{л}})l_{11-12}\omega' = 62\,146 + (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 62\,206 \text{ Н}.$$

Опір пересуванню сходового полотна

$$W_x = S_{12} - S_{13} + (S_{12} + S_{13})w'_{\text{зп}} = \\ = 62\,206 - 55\,237 + (62\,206 + 55\,237) \cdot 0,01 = 8143 \text{ Н.}$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух сходового полотна,

$$P_{\text{р.х}} = \frac{W_x v}{10^3 \eta_M} = \frac{8143 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 7,2 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух поручнів без навантаження, $P_{\text{р.п.х}} = 1,9$ кВт (див. пп. 10.4.3).

Загальна розрахункова потужність приводу

$$P_{\text{р.з.х}} = P_{\text{р.х}} + P_{\text{р.п.х}} = 7,2 + 1,9 = 9,1 \text{ кВт.}$$

Опір пересуванню поручнів

$$W_{\text{п.х}} = \frac{10^3 \eta_M P_{\text{р.п.х}}}{v} = \frac{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,9}{0,75} = 2153 \text{ Н.}$$

Загальний опір пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_{\text{з.х}} = W_x + W_{\text{п.х}} = 8143 + 2153 = 10\,296 \text{ Н.}$$

10.2.3. РУХ НА ОПУСКАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

При постійному натягу ланцюгового контуру $F_{\text{н1}}$ і зворотному напрямку руху маємо:

$$S_4 = 2271 \text{ Н; } S_5 = 2103 \text{ Н;}$$

$$S_3 = S_4 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{3-4}w' = 2271 + (630 + 628) \cdot 3,26 \cdot 0,025 = 2374 \text{ Н;}$$

$$S_2 = S_3 e^{w'\alpha} + (q_c + 2q_{\text{л}})h_1 = 2374 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (630 + 628) \cdot 0,804 = 3416 \text{ Н;}$$

$$S_1 = S_2 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{2-1} \cos \alpha w' + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{2-1} \sin \alpha = \\ = 3416 + (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 59\,655 \text{ Н;}$$

$$S_{14} = S_1 e^{w'\alpha} + (q_c + 2q_{\text{л}})h_2 = 59\,655 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (630 + 628) \cdot 1,2 = 61\,940 \text{ Н;}$$

$$S_{13} = S_{14} + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{14-13}w' = 61\,940 + (630 + 628) \cdot 3,1 \cdot 0,025 = 62\,037 \text{ Н.}$$

Далі обходимо контур проти руху сходового полотна:

$$S_6 = S_5 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{5-6}w' = 2103 - (630 + 628) \cdot 2,26 \cdot 0,025 = 2032 \text{ Н;}$$

$$S_7 = S_6 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{6-7}w' = 2032 - (2260 + 630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 1944 \text{ Н;}$$

$$S_8 = \frac{S_7 + (q + q_c + 2q_{\text{л}})h_1}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{1944 + (2260 + 630 + 628) \cdot 0,804}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 4711 \text{ Н};$$

$$S_9 = S_8 - (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha = \\ = 4711 - (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + \\ + (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 148\,930 \text{ Н};$$

$$S_{10} = \frac{S_9 + (q + q_c + 2q_{\text{л}})h}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{148\,930 + (2260 + 630 + 628) \cdot 1,34}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 151\,672 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} - (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{11-10} \omega' = \\ = 151\,672 - (2260 + 630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 151\,584 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{11} - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{11-12} \omega' = 151\,584 - (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 151\,524 \text{ Н}.$$

Опір пересуванню сходового полотна під час опускання

$$W_{\text{с.п}} = S_{13} - S_{12} + (S_{13} + S_{12}) \omega'_{\text{зир}} = \\ = 62\,037 - 151\,524 + (62\,037 + 151\,524) \cdot 0,01 = -89\,487 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність

$$P_{\text{р.с}} = \frac{W_{\text{с.п}} v \eta_{\text{м}}}{10^3} = \frac{-89\,487 \cdot 0,75 \cdot 0,85}{10^3} = -57 \text{ кВт}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух поручнів на опускання з навантаженням, $P_{\text{р.п}} = 0,8 \text{ кВт}$ (див. пп. 10.4.3).

Загальна розрахункова потужність

$$P_{\text{р.з}} = P_{\text{р.с}} + P_{\text{р.п}} = -57 + 0,8 = -56,2 \text{ кВт}.$$

Загальний опір пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W_{\text{с.п}} + W_{\text{п}} = -89\,487 + 907 = -88\,580 \text{ Н},$$

$$\text{де } W_{\text{п}} = \frac{10^3 \eta_{\text{м}} P_{\text{р.п}}}{v} = \frac{10^3 \cdot 0,85 \cdot 0,8}{0,75} = 907 \text{ Н}.$$

10.2.4. РУХ НА ОПУСКАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу ланцюгів у точках контуру:

$$S_4 = 2271 \text{ Н}; \quad S_5 = 2103 \text{ Н}; \quad S_3 = 2374 \text{ Н}; \quad S_2 = 3416 \text{ Н}; \\ S_1 = 59\,655 \text{ Н}; \quad S_{14} = 61\,940 \text{ Н}; \quad S_{13} = 62\,037 \text{ Н}; \quad S_6 = 2032 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_6 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{6-7}\omega' = 2032 - (630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 2001 \text{ Н};$$

$$S_8 = \frac{S_7 + (q_c + 2q_{\text{л}})h_1}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{2001 + (630 + 628) \cdot 0,804}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 2974 \text{ Н};$$

$$S_9 = S_8 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha =$$

$$= 2974 - (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 54\,545 \text{ Н};$$

$$S_{10} = \frac{S_9 + (q_c + 2q_{\text{л}})h}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{54\,545 + (630 + 628) \cdot 1,34}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 55\,509 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{10-11}\omega' = 55\,509 - (630 + 628) \cdot 1 \cdot 0,025 = 55\,478 \text{ Н};$$

$$S_{12} = S_{11} - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{11-12}\omega' = 55\,478 - (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 55\,418 \text{ Н}.$$

Опір пересуванню сходового полотна під час руху на опускання

$$W_{\text{с.п}} = S_{13} - S_{12} + (S_{13} + S_{12})\omega'_{\text{зп}} =$$

$$= 62\,037 - 55\,418 + (62\,037 + 55\,418) \cdot 0,01 = 7794 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух на опускання ненавантаженого сходового полотна,

$$P_{\text{р.х}} = \frac{W_{\text{с.п}}v}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{7794 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 6,9 \text{ кВт}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух поручнів на опускання без навантаження, $P_{\text{р.п.х}} = 1,7 \text{ кВт}$.

Загальний опір пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W_{\text{с.п}} + W_{\text{п.х}} = 7794 + 1927 = 9721 \text{ Н},$$

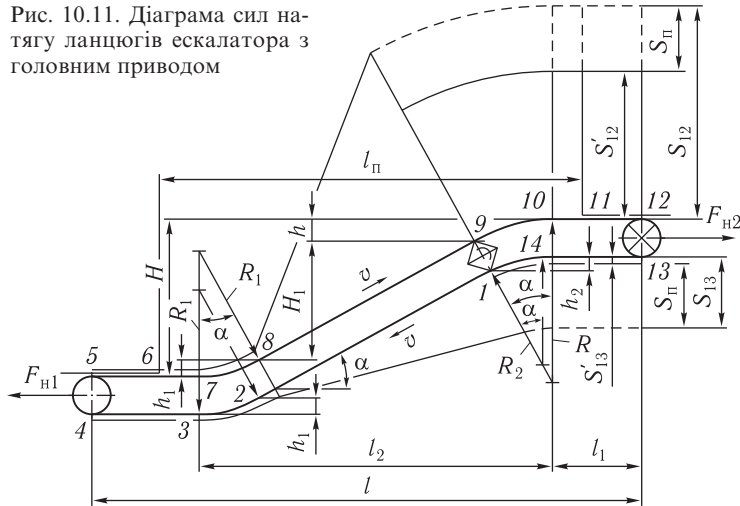
$$\text{де } W_{\text{п.х}} = \frac{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,7}{0,75} = 1927 \text{ Н}.$$

10.2.5. СИЛИ НАТЯГУ ЛАНЦЮГІВ У РАЗІ ВИКОРИСТАННЯ СИНХРОНІЗУВАЛЬНО- ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ ЗІРОЧОК

Установлені перед входом до верхньої криволінійної ділянки (рис. 10.11) ескалятора синхронізувально-зрівноважувальні зірочки сприймають і зрівноважують складові ваги сходового полотна

$$S_c = (q_c + 2q_{\text{л}})l_{1-2} \sin \alpha = (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 53\,905 \text{ Н}$$

Рис. 10.11. Діаграма сил натягу ланцюгів ескалатора з головним приводом



в робочій і неробочій вітках. Завдяки цьому сили натягу ланцюгів на ділянках 9–12 та 1–13 зменшуються на 53 905 Н і під час роботи завантаженого ескалатора на підймання в точках траси становлять:

$$S'_{11} = 115\,574 \text{ Н}; S'_{12} = 115\,634 \text{ Н}; S'_9 = 108\,659 \text{ Н};$$

$$S'_{10} = 115\,486 \text{ Н}; S'_1 = 639 \text{ Н}; S'_{14} = 1429 \text{ Н}; S'_{13} = 1332 \text{ Н}.$$

Зі зменшенням сил натягу ланцюгів зменшуються навантаження на привідні зірочки і згинальний момент на головному валу, крім цього зменшуються сили тиску від натягу ланцюгів на ведучі бігунки східців на криволінійних ділянках 9–10 і 1–14. До цього також слід додати, що, незалежно від різниці рівнів спрацювання тягових ланцюгів і привідних зірочок, швидкості руху ланцюгів завжди будуть однаковими, тому що випередженню (відставанню) одного ланцюга відносно іншого запобігатимуть непривідні, посаджені на жорстку вісь зірочки. Вони однаково і рівномірно спрацьовані, синхронізують рух тягових ланцюгів та усувають перекид східців, завдяки чому підвищується довговічність сходового полотна.

10.2.6. ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

Крок попередньо вибраного ланцюга $t_{л} = 135$ мм, крок розміщення східців у полотні $a_c = 405$ мм (кратний кроку ланцюга). Виходячи з умов забезпечення обходу сходового полотна по зірочках, досвіду розроблення та експлуатації ескалаторів вибираємо зірочки з діаметром (по діляльному колу) $D_0 = 1,50606$ м, кількістю зубців $z = 35$ та кроком $t = 135$ мм (дод. LXXXVI).

Частота обертання привідних зірочок

$$n_{\text{зір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,75}{3,14 \cdot 1,50606} = 9,516 \text{ об/хв};$$

$$\left(\omega_{\text{зір}} = \frac{3,14 \cdot 9,516}{30} = 0,996 \text{ рад/с} \right).$$

Передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{585}{9,516} = 61,47.$$

Щоб реалізувати таке передатне число, треба спроектувати редуктор на розрахункову потужність 108,1 кВт з урахуванням режимів роботи ескалатора.

Розрахункова сила, що діє на ланцюг,

$$S_p = 1,15 \frac{S_{12} + S_d}{2} = 1,15 \frac{169\,539 + 1058}{2} = 98\,093 \text{ Н},$$

де S_d — динамічна сила, яка збуджується в ланцюгах привідними зірочками: наближено

$$S_d = \frac{6\pi^2 [q + c'(q_c + 2q_d)] L_e v^2}{gz^2 t_d} =$$
$$= \frac{6 \cdot 3,14^2 [2260 + 1 \cdot (630 + 628)] \cdot 108,6 \cdot 0,75^2}{9,81 \cdot 35^2 \cdot 0,135} = 1058 \text{ Н};$$

L_e — довжина ескалатора:

$$L_e = l_{5-6} + l_{6-7} + l_{7-8'} + l_{8-9} + l_{9'-10'} + l_{10-11} + l_{11-12} =$$
$$= 2,26 + 1,0 + 7,06 + 85,71 + 9,68 + 1,0 + 1,9 = 108,6 \text{ м};$$

$c' = 1$, оскільки $L_e > 60 \text{ м}$.

У нашому прикладі складова динамічної сили, яка збуджується привідними зірочками, в загальному силовому навантаженні на тягові ланцюги неістотна.

Розрахункова розривна сила ланцюга

$$F_{p,\text{розр}} = nS_p = 7 \cdot 98093 = 68\,6651 \text{ Н},$$

де n — коефіцієнт запасу міцності ланцюга: для ескалаторів $n = 7$.

Для ескалатора проектуємо спеціальний пластинчастий втулково-роликівий ланцюг з розривною силою $F_{\text{розр}} = 710 \text{ кН}$, кроком $t_d = 135 \text{ мм}$.

10.2.7. ПУСК І ГАЛЬМУВАННЯ ЕСКАЛАТОРА

Пуск ескалатора. Під час пуску ескалатора мають виконуватись умови: рух на підймання

$$M_{\text{д}} = M_{\text{ст}} + I \frac{\omega}{t_{\text{п}}},$$

звідки тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}},$$

де $M_{\text{д}}$ — момент, який розвиває електродвигун у період пуску, Н·м; $M_{\text{ст}}$ — момент сил статичного опору, зведений до вала електродвигуна, Н·м; I — зведений до вала електродвигуна момент інерції мас ескалатора, що рухаються обертально та поступально, кг·м²; $\omega = 61,2$ рад/с — кутова швидкість вала двигуна;

рух на опускання

$$M_{\text{д}} = M_{\text{ст}} - I \frac{\omega}{t_{\text{п}}}.$$

У період пуску електродвигуна на опускання можливі два випадки:

якщо $M_{\text{ст}} > I \frac{\omega}{t_{\text{п}}}$, то отримуємо $+M_{\text{д}}$ і, відповідно,

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{ст}} - M_{\text{д}}},$$

а це означає, що в період пуску електродвигун утримує ескалатор від прискореного руху під дією моменту сил статичного опору $M_{\text{ст}}$, який у цих умовах діє як рушійний момент;

якщо $M_{\text{ст}} < I \frac{\omega}{t_{\text{п}}}$, то отримуємо $-M_{\text{д}}$ і тривалість пуску

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{ст}} + M_{\text{д}}},$$

а це означає, що електродвигун працюватиме в рушійному (двигунному) режимі.

Моменти сил статичного опору, зведені до вала електродвигуна, під час руху ескалатора:

на підймання

$$M_{\text{ст}} = \frac{W_3 D_0}{2u_p \eta_M},$$

зокрема з навантаженням

$$M_{\text{ст}} = \frac{122\,557 \cdot 1,50606}{2 \cdot 61,47 \cdot 0,85} = 1766 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M_{\text{ст}} = \frac{10\,296 \cdot 1,50606}{2 \cdot 61,47 \cdot 0,85} = 148 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на опускання

$$M_{\text{ст}} = \frac{W_3 D_0 \eta_M}{2u_p},$$

зокрема з навантаженням

$$M_{\text{ст}} = \frac{88\,580 \cdot 1,50606 \cdot 0,85}{2 \cdot 61,47} = 922 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M_{\text{ст}} = \frac{-9721 \cdot 1,50606 \cdot 0,85}{2 \cdot 61,47} = -101 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений до вала електродвигуна момент інерції мас ескалатора, що рухаються обергально та поступально, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

$$I = I_1 + I_2,$$

де I_1 — сумарний момент інерції обергальних мас, встановлених на швидкохідному валу приводу:

$$I_1 = I_p + I_M + I_{\text{max}};$$

$I_p = 23,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора електродвигуна; $I_M = 8,27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти з гальмовим шківом діаметром 600 мм; $I_{\text{max}} = 18,98 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції маховика, діаметр якого 600 мм і ширина 165 мм; отже,

$$I_1 = 23,25 + 8,27 + 18,98 = 50,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

I_2 — зведений до вала електродвигуна момент інерції мас приводу та ескалатора, які обертаються повільніше за вал двигуна, та мас, що рухаються поступально, в період роботи відповідно:

на підймання

$$I_2 = (\delta - 1)(I_p + I_M) + \frac{m_{\text{зв}} R_0^2}{u_p^2 \eta_M};$$

на опускання

$$I_2 = (\delta - 1)(I_p + I_M) + \frac{m_{\text{зв}} R_0^2}{u_p^2} \eta_M;$$

δ — коефіцієнт, який у зведеному моменті інерції наближено враховує моменти інерції мас приводу ескалатора, що обертаються повільніше за вал електродвигуна: $\delta = 1,1 \dots 1,25$ (більші значення для більшої висоти), беремо $\delta = 1,15$; $m_{\text{зв}}$ — зведена до вала електродвигуна маса рухомих

елементів ескалатора і пасажирів на ньому:

$$m_{зв} = k_{пр} \left[\left(\frac{q + 2q_c + 4q_{л}}{g} \right) L_e + k_v m_v \right] =$$

$$= 0,9 \left[\left(\frac{2260 + 2 \cdot 630 + 2 \cdot 628}{9,81} \right) \cdot 108,6 + 0,6 \cdot 1400 \right] = 48\,341 \text{ кг};$$

$k_{пр} = 0,85 \dots 0,95$ — коефіцієнт, який ураховує пружне видовження ланцюгів (беремо $k_{пр} = 0,9$); $k_v = 0,5 \dots 0,7$ — коефіцієнт, який ураховує зменшення середньої швидкості обертальних мас відносно швидкості сходового полотна (беремо $k_v = 0,6$); m_v — маса елементів конструкції ескалатора, які здійснюють обертальний рух: у нашому розрахунку $m_v = 1400$ кг; для ескалатора без навантаження ($q = 0$)

$$m_{зв} = 0,9 \left[\left(\frac{2 \cdot 630 + 2 \cdot 628}{9,81} \right) \cdot 108,6 + 0,6 \cdot 1400 \right] = 25\,824 \text{ кг}.$$

Отже, під час руху на підймання з навантаженням

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{48\,341 \cdot 0,753^2}{61,47^2 \cdot 0,85} = 13,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 13,3 = 63,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

під час руху на підймання без навантаження

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{25\,824 \cdot 0,753^2}{61,47^2 \cdot 0,85} = 9,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 9,3 = 59,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

під час руху на опускання з навантаженням

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{48\,341 \cdot 0,753^2}{61,47^2} \cdot 0,85 = 10,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 10,9 = 61,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

під час руху на опускання без навантаження

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{25\,824 \cdot 0,753^2}{61,47^2} \cdot 0,85 = 8,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 8,0 = 58,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тривалість пуску (розгону) на підймання ескалатора з повним пасажирським навантаженням

$$t_{п} = \frac{I\omega}{M_{д} - M_{ст}} = \frac{I\omega}{M_{п.ср} - M_{ст}} = \frac{63,8 \cdot 61,2}{3679 - 1766} = 2,04 \text{ с},$$

де

$$M_d = M_{п.сп} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2} M_H = \\ = \frac{2,2 + 1,4}{2} \cdot 9565 \frac{125}{585} = 3679 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Прискорення сходового полотна під час розгону

$$a = \frac{v}{t_{п}} = \frac{0,75}{2,04} = 0,37 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,75 \text{ м/с}^2.$$

Згідно з Правилами [27] прискорення сходового полотна ескалатора, незалежно від рівня пасажирського завантаження, не повинне перевищувати: в початковий момент пуску — $0,6 \text{ м/с}^2$, під час пуску — $0,75 \text{ м/с}^2$.

Тривалість пуску (розгону) на підймання ненавантаженого ескалатора

$$t_{п} = \frac{I\omega}{M_{п.сп} - M_{ст}} = \frac{59,8 \cdot 61,2}{3679 - 149} = 1,04 \text{ с},$$

прискорення сходового полотна при цьому

$$a = \frac{v}{t_{п}} = \frac{0,75}{1,04} = 0,72 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,75 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску ескалатора

$$t_{п} \geq \frac{v}{[a]} = \frac{0,75}{0,75} = 1,0 \text{ с}.$$

Пускову тривалість при роботі навантаженого ескалатора на опускання беремо такою самою, як і при роботі на підймання, тобто $t_{п} = 2,04 \text{ с}$.
Із співвідношення

$$I \frac{\omega}{t_{п}} = \frac{61,4 \cdot 61,2}{2,04} = 1842 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{ст} = 922 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

встановлюємо

$$t_{п} = \frac{I\omega}{M_{ст} + M_d}, \text{ або } M_d = I \frac{\omega}{t_{п}} - M_{ст},$$

а це свідчить про те, що електродвигун у пусковий період має працювати у двигунному режимі, створюючи при цьому пусковий момент

$$M_{д.п} = I \frac{\omega}{t_{п}} - M_{ст} = \frac{61,4 \cdot 61,2}{2,04} - 922 = 920 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість пуску у двигунному режимі для роботи на опускання ненавантаженого ескалатора тим самим пусковим моментом $M_{д.п} = 920 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$$t_{п} = \frac{I\omega}{M_d + M_{ст}} = \frac{58,5 \cdot 61,2}{920 - 101} = 4,4 \text{ с},$$

прискорення сходового полотна при цьому

$$a = \frac{0,75}{4,4} = 0,17 \text{ м/с}^2 < [a].$$

Отже, пуск ескалатора на підймання та опускання здійснюватиметься у двигунному режимі з пусковими моментами:

при підйманні $M_{д.п} = 3679 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

при опусканні $M_{д.п} = 920 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Гальмування ескалатора. В період гальмування ескалатора мають виконуватись умови:

під час руху на підймання

$$M_{д} = M_{ст} - I \frac{\omega}{t_{г}},$$

при цьому, якщо $M_{ст} > I \frac{\omega}{t_{г}}$, то отримаємо $+M_{д}$ і тривалість гальмування

$$t_{г} = \frac{I\omega}{M_{ст} - M_{д}},$$

а це означає, що двигун у період гальмування під час руху на підймання працює у двигунному режимі; якщо ж $M_{ст} < I \frac{\omega}{t_{г}}$, то отримаємо $-M_{д}$, або $-M_{д} = M_{ст} - I \frac{\omega}{t_{г}}$, і тривалість гальмування

$$t_{г} = \frac{I\omega}{M_{ст} + M_{д}},$$

а це означає, що гальмування здійснюється електродвигуном або гальмами; під час руху на опускання

$$M_{д} = M_{ст} + I \frac{\omega}{t_{г}},$$

звідки

$$t_{г} = \frac{I\omega}{M_{д} - M_{ст}},$$

де $M_{д}$ — гальмівний момент, створений електродвигуном або гальмами.

Тривалість гальмування ескалатора

$$t_{г} = v/[a_{г}],$$

де $[a_{г}]$ — допустиме прискорення під час гальмування ескалатора: $[a_{г}] \leq 0,6 \text{ м/с}^2$ — в період гальмування робочими гальмами під час руху на опускання; $[a_{г}] \leq 1,0 \text{ м/с}^2$ — те саме на підймання; $[a_{г}] \leq 2,0 \text{ м/с}^2$ — в період гальмування аварійними гальмами.

Тривалість гальмування робочими гальмами:
при підйманні

$$t_{\Gamma} \geq \frac{v}{[a_{\Gamma}]} = \frac{0,75}{1,0} = 0,75 \text{ с};$$

при опусканні

$$t_{\Gamma} \geq \frac{0,75}{0,6} = 1,25 \text{ с}.$$

Тривалість гальмування аварійними гальмами

$$t_{\Gamma} \geq \frac{v}{[a_{\Gamma}]} = \frac{0,75}{2} = 0,375 \text{ с}.$$

Робоче гальмування. Визначаємо гальмівний момент, який треба створити на валу електродвигуна, щоб забезпечити допустимий шлях гальмування $[S_{\Gamma}]$ сходового полотна під час роботи на опускання навантаженого ескалатора. Довжина цього шляху коливається в межах $0,7 \dots 1,4$ м; беремо $[S_{\Gamma}] = 1,2$ м. За таких умов маємо:

тривалість гальмування за допомогою електродвигуна

$$t_{\Gamma} = \frac{2[S_{\Gamma}]}{v} = \frac{2 \cdot 1,2}{0,75} = 3,2 \text{ с};$$

прискорення під час гальмування

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{3,2} = 0,23 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 0,6 \text{ м/с}^2;$$

гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = I \frac{\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст}} = \frac{61,6 \cdot 61,2}{3,2} + 922 = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Під час гальмування ненавантаженого ескалатора, в якому сходове полотно рухається на опускання моментом $M_{\Gamma} = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}$, маємо:

тривалість гальмування двигуном

$$t_{\Gamma} = \frac{I\omega}{M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}} = \frac{58,5 \cdot 61,2}{2096 + 101} = 1,63 \text{ с},$$

де $M_{\text{д}} = M_{\Gamma}$;

прискорення під час гальмування

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{1,63} = 0,46 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 0,6 \text{ м/с}^2;$$

гальмівний шлях

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2} t_{\Gamma} = \frac{0,75}{2} \cdot 1,63 = 0,61 \text{ м} < [S_{\Gamma}] = 1,2 \text{ м}.$$

Отже, двигунне гальмування ескалатора під час роботи на опускання з навантаженням і без навантаження забезпечується створенням на валу електродвигуна гальмівного моменту $M_d = M_r = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

У разі гальмування ескалатора, в якому навантажене сходове полотно рухається на підйманні, виконується співвідношення

$$I \frac{\omega}{t_r} = \frac{63,8 \cdot 61,2}{0,75} = 5206 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{ст} = 1766 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

на підставі якого встановлюємо

$$-M_d = M_{ст} - I \frac{\omega}{t_r},$$

звідки

$$t_r = \frac{I\omega}{M_{ст} + M_d} = \frac{63,8 \cdot 61,2}{1766 + 2096} = 1,01 \text{ с},$$

де $M_d = M_r = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}$; при цьому

$$a_r = \frac{v}{t_r} = \frac{0,75}{1,01} = 0,74 \text{ м/с}^2 < [a_r] = 1,0 \text{ м/с}^2;$$

$$S_r = \frac{v}{2} t_r = \frac{0,75}{2} \cdot 1,01 = 0,38 \text{ м} < [S_r].$$

У разі гальмування ескалатора, в якому ненавантажене сходове полотно рухається на підйманні,

$$t_r = \frac{I\omega}{M_{ст} + M_d} = \frac{59,8 \cdot 61,2}{148 + 2096} = 1,63 \text{ с};$$

$$a_r = \frac{v}{t_r} = \frac{0,75}{1,63} = 0,46 \text{ м/с}^2 < [a_r] = 1,0 \text{ м/с}^2.$$

Ескалатор, в якому сходове полотно з навантаженням і без нього рухається на підйманні, гальмується електродвигуном зі створенням на його валу гальмівного моменту $M_d = M_r = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Робочі гальма, що встановлені на швидкохідному валу привідного механізму, регулюються на створення гальмівного моменту $M_r = 2096 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і вмикаються в момент закінчення двигунного гальмування та зупинення ескалатора.

Аварійне гальмування. Момент сил статичного опору на валу привідних зірочок:

при підйманні з навантаженням

$$M'_{ст} = \frac{W_3 D_0}{2} = \frac{122\,557 \cdot 1,50606}{2} = 92\,289 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M'_{ст} = \frac{10\,296 \cdot 1,50606}{2} = 7753 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

при опусканні з навантаженням

$$M'_{ст} = \frac{88\,580 \cdot 1,50606}{2} = 66\,703 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

без навантаження

$$M'_{ст} = \frac{-9721 \cdot 1,50606}{2} = -7320 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Параметри аварійного гальмування розраховуємо для випадку розриву кінематичного зв'язку на швидкохідному валу приводу (електродвигуна) в ескалаторі з максимальним пасажирським навантаженням сходового полотна. При цьому у зведеному до осі головного вала моменті інерції враховуємо поступальну масу навантаженого сходового полотна та обергальні маси ескалатора і приводу, за винятком ротора електродвигуна, муфти з гальмовим шківом і маховика, насадженого на вал електродвигуна:

при підйманні з навантаженням

$$\begin{aligned} I_{г.а} &= (\delta - 1)(I_p + I_m)u_p^2 \eta_m + I'_{\max} u_p^2 \eta_m + m_{зв} R_0^2 = \\ &= [(\delta - 1)(I_p + I_m) + I'_{\max}] u_p^2 \eta_m + m_{зв} R_0^2 = \\ &= [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 61,47^2 \cdot 0,85 + \\ &\quad + 48\,341 \cdot 0,753^2 = 73\,074 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned}$$

де $I'_{\max} = \frac{I_{\max}}{2} = 9,49 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції маховика, встановленого на швидкохідному валу редуктора;

при підйманні без навантаження

$$\begin{aligned} I_{г.а} &= [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 61,47^2 \cdot 0,85 + \\ &\quad + 25\,824 \cdot 0,753^2 = 60\,307 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

при опусканні з навантаженням

$$\begin{aligned} I_{г.а} &= [(\delta - 1)(I_p + I_m) + I'_{\max}] u_p^2 \frac{1}{\eta_m} + m_{зв} R_0^2 = \\ &= [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 61,47^2 \frac{1}{0,85} + \\ &\quad + 48\,341 \cdot 0,753^2 = 90\,614 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

без навантаження

$$\begin{aligned} I_{г.а} &= [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 61,47^2 \frac{1}{0,85} + \\ &\quad + 25\,824 \cdot 0,753^2 = 77\,846 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Визначаємо гальмівний момент, який треба створити на валу привідних зірочок (головному валу), щоб забезпечити допустимий гальмівний шлях $[S_r]$ під час руху на опускання навантаженого сходового полотна. Довжина допустимого гальмівного шляху коливається в межах 0,7...1,4 м; беремо $[S_r] = 1,2$ м. За таких умов із формули $[S_r] = \frac{v}{2}(t_r + t_c)$ отримуємо

$$t_r = \frac{2[S_r]}{v} - t_c = \frac{2 \cdot 1,2}{0,75} - 0,3 = 2,9 \text{ с,}$$

де t_c — тривалість спрацювання (вмикання) гальм: як правило, $t_c = 0,2 \dots 0,4$ с, беремо $t_c = 0,3$ с.

Прискорення, що виникає в період гальмування,

$$a_r = \frac{v}{t_r} = \frac{0,75}{2,9} = 0,26 \text{ м/с}^2 < [a_r] = 2 \text{ м/с}^2.$$

Гальмівний момент на валу привідних зірочок (головному валу)

$$M_r = I_{r.a} \frac{\omega_{зир}}{t_r} + M'_{ст} = \frac{90\,614 \cdot 0,996}{2,9} + 66\,703 = 97\,824 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

де $\omega_{зир}$ — кутова швидкість вала привідних зірочок:

$$\omega_{зир} = \frac{\omega}{u_p} = \frac{61,2}{61,47} = 0,996 \text{ рад/с.}$$

Під час аварійного гальмування ескалатора, в якому навантажене сходове полотно рухається на підйманні $\left(M'_{ст} < I_{r.a} \frac{\omega_{зир}}{t_r} \right)$ тим самим моментом $M_r = 97\,824 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

$$t_r = \frac{I_{r.a} \omega_{зир}}{M_r + M'_{ст}} = \frac{73\,074 \cdot 0,996}{97\,824 + 92\,289} = 0,38 \text{ с;}$$

$$a_r = \frac{v}{t_r} = \frac{0,75}{0,38} = 1,97 \text{ м/с}^2 < [a_r] = 2 \text{ м/с}^2;$$

$$S_r = \frac{v}{2}(t_r + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,38 + 0,3) = 0,255 \text{ м} < [S_r].$$

Гальмування ненавантаженого ескалатора:

при підйманні $\left(M'_{ст} < I_{r.a} \frac{\omega_{зир}}{t_r} \right)$

$$t_r = \frac{I_{r.a} \omega_{зир}}{M_r + M'_{ст}} = \frac{60\,307 \cdot 0,996}{97\,824 + 7753} = 0,57 \text{ с;}$$

$$a_r = \frac{v}{t_r} = 1,32 \text{ м/с}^2 < [a_r] = 2 \text{ м/с}^2;$$

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}}(t_{\Gamma} + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,57 + 0,3) = 0,33 \text{ м} < [S_{\Gamma}];$$

при опусканні

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\Gamma,a} \omega_{зир}}{M_{\Gamma} - M'_{ст}} = \frac{77\,846 \cdot 0,996}{97\,824 + 7320} = 0,74 \text{ с};$$

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{0,74} = 1,01 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 2 \text{ м/с}^2;$$

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2}(t_{\Gamma} + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,74 + 0,3) = 0,39 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Таблиця 10.1. Результати розрахунку сходового полотна ескалатора з приводом у головній частині

Розрахунковий параметр	Підіймання		Опускання	
	з навантаженням	без навантаження	з навантаженням	без навантаження
Зведений до вала електродвигуна момент сил статичного опору $M_{ст}$, Н·м	1766	148	922	-101
Зведений до вала електродвигуна момент інерції, кг·м ² :				
обертальних мас, встановлених на швидкохідному валу приводу, I_1	50,5	50,5	50,5	50,5
мас приводу ескалатора, кутова швидкість яких менша за ω , та мас, які рухаються поступально, I_2	13,3	9,3	10,9	8,0
сумарний, $I_1 + I_2$	63,8	59,8	61,4	58,5
Тривалість пуску двигуна $t_{п}$, с	2,04	1,04	2,04	4,4
Прискорення під час пуску $a_{п}$, м/с ²	0,37	0,72	0,37	0,17
Тривалість робочого гальмування електродвигуном t_{Γ} , с	1,01	1,63	3,2	1,63
Прискорення під час робочого гальмування електродвигуном a_{Γ} , м/с ²	0,74	0,46	0,23	0,46
Момент сил статичного опору на валу привідних зірочок $M'_{ст}$, Н·м	92 289	7753	66 703	-7320
Зведений до осі вала привідних зірочок момент інерції рухомих мас ескалатора в період аварійного гальмування $I_{\Gamma,a}$, кг·м ²	73 074	60 307	90 614	77 846
Гальмівний момент, створений аварійними гальмами, $M_{\Gamma,a}$, Н·м			97 824	
Прискорення під час аварійного гальмування $a_{\Gamma,a}$, м/с ²	1,97	1,32	0,26	1,01

Результати виконаних розрахунків доводять (табл. 10.1), що умови аварійного гальмування ескалатора виконуються.

Підбираючи момент інерції маховика, який встановлюється на швидкохідному валу приводу, можна оптимізувати параметри гальмування ескалатора як в аварійному, так і в робочому режимах.

10.3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК СХОДОВОГО ПОЛОТНА ЕСКАЛАТОРА З ПРОМІЖНИМ ПРИВОДОМ

Вихідні дані такі самі, як і для ескалатора з головним приводом (див. п. 10.2). Проміжний привід ескалатора встановлено перед входом на верхню криволінійну ділянку траси (рис.10.12).

10.3.1. РУХ НА ПІДЙМАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

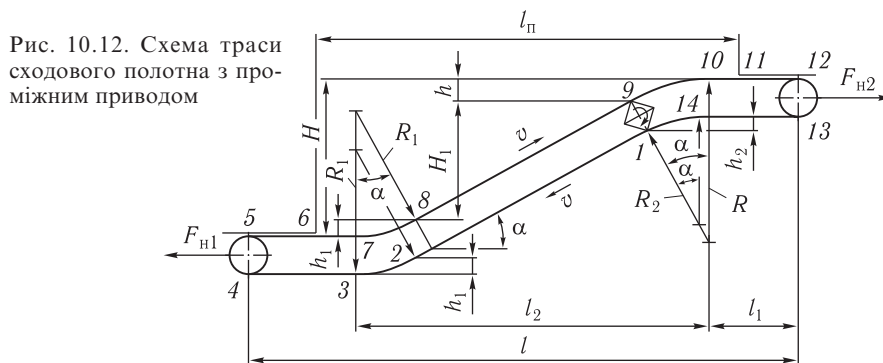
Сили натягу тягових ланцюгів у частині контуру, позначеній точками 1–2–3–4–5–6–7–8–9, будуть такими самими, як і в ескалаторі з головним приводом (див. пп. 10.2.2), тобто $S_{\min} = S_3 = 2000$ Н; $S_4 = 2103$ Н; $S_5 = 2271$ Н; $S_6 = 2342$ Н; $S_7 = 2430$ Н; $S_8 = 5290$ Н; $S_9 = 162\,564$ Н; $S_2 = 2973$ Н; $S_1 = 54\,544$ Н.

Для контуру сходового полотна, позначеного точками 9–10–11–12–13–14–1, беремо силу натягу ланцюгів у збіжній вітці $S_{936} = 2000$ Н.

Сили натягу ланцюгів у решті точок:

$$S_{10} = S_{936} e^{w'\alpha} + (q + q_c + 2q_d)h = 2000 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (2260 + 630 + 628) \cdot 1,34 = 6740 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} + (q + q_c + 2q_d)l_{10-11}w' = 6740 + (2260 + 630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 6828 \text{ Н};$$



$$S_{12} = S_{11} + (q_c + 2q_l)l_{11-12}\omega' = 6828 + (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 6888 \text{ Н};$$

$$S_{13} = kS_{12} = 1,08 \cdot 6888 = 7439 \text{ Н};$$

$$S_{14} = S_{13} + (q_c + 2q_l)l_{13-14}\omega' = 7439 + (630 + 628) \cdot 3,1 \cdot 0,025 = 7536 \text{ Н};$$

$$S_{1нб} = S_{14}e^{\omega'\alpha} - (q_c + 2q_l)h = 7536 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} - (630 + 628) \cdot 1,2 = 6124 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню сходового полотна

$$W = S_9 - S_1 + S_{1нб} - S_{9зб} + (S_9 + S_1 - S_{1нб} - S_{9зб})\omega'_{зп} = 162\,564 - 54\,544 + 6124 - 2000 + (162\,564 + 54\,544 - 6124 - 2000) \cdot 0,01 = 114\,234 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для пересування сходового полотна,

$$P_{р.с} = \frac{Wv}{10^3 \eta_M} = \frac{114\,234 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 100,8 \text{ кВт}.$$

З урахуванням потужності $P_{р.с}$, необхідної для приведення в рух поручнів від головного вала чи тягових ланцюгів, загальна розрахункова потужність

$$P_{р.з} = P_{р.с} + P_{р.п} = 100,8 + 5,3 = 106,1 \text{ кВт},$$

де $P_{р.п} = 5,3 \text{ кВт}$ — розрахункова потужність переміщення поручнів (поручневі пристрої мають таку саму конструкцію, як і в ескалаторі з головним приводом (див. пп. 10.4.2)).

Установлювана потужність

$$P_{уст} = n_y P_{р.з} = 1,1 \cdot 106,1 = 116,7 \text{ кВт},$$

де $n_y = 1,1$ — як і в попередньому прикладі.

Сумарна сила опору пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W + W_{п} = 114\,234 + 6007 = 120\,241 \text{ Н},$$

де

$$W_{п} = \frac{10^3 P_{р.п} \eta_M}{v} = \frac{10^3 \cdot 5,3 \cdot 0,85}{0,75} = 6007 \text{ Н}.$$

Як і для ескалатора з приводом у головній частині, вибираємо електродвигун типу АКЭМ-137-10, потужність якого $P = 125 \text{ кВт}$, частота обертання вала $n = 585 \text{ об/хв}$ ($\omega = 61,2 \text{ рад/с}$), момент інерції ротора $I_p = 23,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\frac{M_{\max}}{M_n} = 2,2$.

Сили, які мають створювати натяжні пристрої: у нижньому контурі

$$F_{н1} = \frac{S_5 + S_4}{\eta_{н.п}} = \frac{2271 + 2103}{0,95} = 4856 \text{ Н};$$

у верхньому контурі

$$F_{н2} = \frac{S_{12} + S_{13}}{\eta_{н.п}} = \frac{6888 + 7439}{0,95} = 15\,081 \text{ Н},$$

де $\eta_{н.п} = 0,95$ — ККД натяжного пристрою.

10.3.2. РУХ НА ПІДЙМАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу тягових ланцюгів у точках: $S_3 = 2000 \text{ Н}$; $S_4 = 2103 \text{ Н}$; $S_5 = 2271 \text{ Н}$; $S_6 = 2342 \text{ Н}$; $S_7 = 2373 \text{ Н}$; $S_8 = 3415 \text{ Н}$; $S_9 = 59\,654 \text{ Н}$; $S_2 = 2973 \text{ Н}$; $S_1 = 54\,544 \text{ Н}$.

Для частини контуру сходового полотна, позначеного точками 9–10–11–12–13–14–1, беремо $S_{12} = 6888 \text{ Н}$ і $S_{13} = 7439 \text{ Н}$, тому що сила натягу $F_{н2}$, створювана натяжним пристроєм у верхньому контурі, не змінилась;

$$S_{14} = 7536 \text{ Н}; \quad S_{1нб} = 6124 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{12} - (q_c + 2q_l)l_{11-12}w' = 6888 - (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 6828 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_{11} - (q_c + 2q_l)l_{11-10}w' = 6828 - (630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 6797 \text{ Н};$$

$$S_{9зб} = \frac{S_{10} - (q_c + 2q_l)h}{e^{w'\alpha}} = \frac{6797 - (630 + 628) \cdot 1,34}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 5046 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню сходового полотна

$$W = S_9 - S_1 + S_{1нб} - S_{9зб} + (S_9 + S_1 - S_{1нб} - S_{9зб})w'_{зип} = 59\,654 - 54\,544 + 6124 - 5046 + (59\,654 + 54\,544 - 6124 - 5046) \cdot 0,01 = 7218 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух сходового полотна,

$$P_{р.п} = \frac{Wv}{10^3 \eta_m} = \frac{7218 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 6,4 \text{ кВт}.$$

Загальна розрахункова потужність з урахуванням потужності, необхідної для приведення в рух ненавантажених поручнів,

$$P_{р.з} = P_{р.с} + P_{р.п} = 6,4 + 1,9 = 8,3 \text{ кВт}.$$

Загальна сила опору пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W + W_{п} = 7218 + 2153 = 9371 \text{ Н},$$

де

$$W_{п} = \frac{10^3 P_{р.п} \eta_m}{v} = \frac{10^3 \cdot 1,9 \cdot 0,85}{0,75} = 2153 \text{ Н}.$$

10.3.3. РУХ НА ОПУСКАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

Зважаючи на те що незмінним залишилась сила F_{H1} і змінився напрямок руху, маємо:

$$S_4 = 2271 \text{ Н}; \quad S_5 = 2103 \text{ Н};$$

$$S_3 = S_4 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{4-3}\omega' = 2271 + (630 + 628) \cdot 3,26 \cdot 0,025 = 2374 \text{ Н};$$

$$S_2 = S_3 e^{\omega'\alpha} + (q_c + 2q_{\text{л}})h_1 = 2374 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (630 + 628) \cdot 0,804 = 3416 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_1 &= S_2 + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{2-1} \cos \alpha \omega' + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{2-1} \sin \alpha = \\ &= 3416 + (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 59\,655 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Починаючи з точки 5, обходимо контур проти напрямку руху сходового полотна:

$$S_6 = S_5 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{5-6}\omega' = 2103 - (630 + 628) \cdot 2,26 \cdot 0,025 = 2032 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_6 - (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{6-7}\omega' = 2032 - (2260 + 630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 1944 \text{ Н};$$

$$S_8 = \frac{S_7 + (q + q_c + 2q_{\text{л}})h_1}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{1944 - (2260 + 630 + 628) \cdot 0,804}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 4711 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_9 &= S_8 - (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha = \\ &= 4711 - (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + \\ &\quad + (2260 + 630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 148\,930 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Для контуру сходового полотна, позначеного точками 9–10–11–12–13–14–1:

$$S_{12} = 6888 \text{ Н}; \quad S_{13} = 7439 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{12} + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{11-12}\omega' = 6888 + (630 + 628) \cdot 1,9 \cdot 0,025 = 6948 \text{ Н};$$

$$S_{10} = S_{11} + (q + q_c + 2q_{\text{л}})l_{10-11}\omega' = 6948 + (2260 + 630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 7036 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned} S_{9\text{нб}} &= S_{10} e^{\omega'\alpha} - (q + q_c + 2q_{\text{л}})h = \\ &= 7036 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} - (2260 + 630 + 628) \cdot 1,34 = 2413 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Обходячи контур проти напрямку руху, отримаємо:

$$S_{14} = S_{13} - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{13-14}\omega' = 7439 - (630 + 628) \cdot 3,1 \cdot 0,025 = 7342 \text{ Н};$$

$$S_{13б} = \frac{S_{14} - (q_c + 2q_{\text{л}})h_2}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{7342 - (630 + 628) \cdot 1,2}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 5758 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню сходового полотна під час руху на опускання з навантаженням

$$W = S_1 - S_9 + S_{9\text{нб}} - S_{13б} + (S_1 + S_9 - S_{9\text{нб}} - S_{13б})\omega'_{\text{зип}} = 59\,655 - 148\,930 + \\ + 2413 - 5758 + (59\,655 + 148\,930 - 2413 - 5758) \cdot 0,1 = -90\,616 \text{ Н.}$$

Розрахункова потужність, що вивільняється під час руху на опускання навантаженого полотна,

$$P_{\text{р.с}} = \frac{Wv\eta_{\text{м}}}{10^3} = \frac{-90\,616 \cdot 0,75 \cdot 0,85}{10^3} = -57,8 \text{ кВт.}$$

Загальна розрахункова потужність приводу з урахуванням розрахункової потужності $P_{\text{р.п}} = 0,8 \text{ кВт}$, необхідної для приведення в рух поручнів під час опускання з навантаженням (див. пп. 10.4.4):

$$P_{\text{р.з}} = P_{\text{р.с}} + P_{\text{р.п}} = -57,8 + 0,8 = -57,0 \text{ кВт.}$$

Загальна сила опору пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W + W_{\text{п}} = -90\,616 + 907 = -89\,709 \text{ Н,}$$

де

$$W_{\text{п}} = \frac{10^3 P_{\text{р.п}} \eta_{\text{м}}}{v} = \frac{10^3 \cdot 0,8 \cdot 0,85}{0,75} = 907 \text{ Н.}$$

10.3.4. РУХ НА ОПУСКАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу ланцюгів у точках контуру:

$$S_4 = 2271 \text{ Н; } S_5 = 2103 \text{ Н; } S_3 = 2374 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 3416 \text{ Н; } S_1 = 59655 \text{ Н; } S_6 = 2032 \text{ Н;}$$

$$S_7 = S_6 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{6-7}\omega' = 2032 - (630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 2001 \text{ Н;}$$

$$S_8 = \frac{S_7 + (q_c + 2q_{\text{л}})h_1}{e^{\omega'\alpha}} = \frac{2001 + (630 + 628) \cdot 0,804}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 2974 \text{ Н;}$$

$$S_9 = S_8 - (q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \cos \alpha \omega' + (q_c + 2q_{\text{л}})l_{8-9} \sin \alpha = \\ = 2974 - (630 + 628) \cdot 85,7 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 54\,545 \text{ Н.}$$

Для контуру сходового полотна, позначеного точками 9-10-11-12-13-14-1:

$$S_{12} = 6888 \text{ Н; } S_{13} = 7439 \text{ Н; } S_{11} = 6948 \text{ Н; } S_{14} = 7342 \text{ Н; } S_{13б} = 5758 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = S_{11} + (q_c + 2q_d)l_{10-11}w' = 6948 + (630 + 628) \cdot 1,0 \cdot 0,025 = 6979 \text{ Н};$$

$$S_{9\text{нб}} = S_{10}e^{w'\alpha} - (q_c + 2q_d)h = 6948 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} - (630 + 628) \cdot 1,34 = 5384 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню сходового полотна під час опускання без навантаження

$$W = S_1 - S_2 + S_{9\text{нб}} - S_{13\text{б}} + (S_1 + S_2 - S_{9\text{нб}} - S_{13\text{б}})w'_{\text{зп}} = 59\,655 - 54\,545 + \\ + 5384 - 5758 + (59\,655 + 54\,545 - 5384 - 5758) \cdot 0,01 = 5767 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, яка необхідна для приведення в рух на опускання ненавантаженого сходового полотна,

$$P_{\text{р.с}} = \frac{Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{5767 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 5,1 \text{ кВт}.$$

Загальна розрахункова потужність приводу з урахуванням розрахункової потужності $P_{\text{р.п}} = 1,7 \text{ кВт}$, необхідної для приведення в рух поручнів під час опускання без навантаження (див. пп. 10.4.5):

$$P_{\text{р.з}} = P_{\text{р.с}} + P_{\text{р.п}} = 5,1 + 1,7 = 6,8 \text{ кВт}.$$

Загальна сила опору пересуванню сходового полотна і поручнів

$$W_3 = W + W_{\text{п}} = 5767 + 1927 = 7694 \text{ Н},$$

де

$$W_{\text{п}} = \frac{10^3 P_{\text{р.п}} \eta_{\text{м}}}{v} = \frac{10^3 \cdot 1,7 \cdot 0,85}{0,75} = 1927 \text{ Н}.$$

10.3.5. СИЛИ НАТЯГУ ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ У РАЗІ ВСТАНОВЛЕННЯ СИНХРОНІЗУВАЛЬНО- ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ ЗІРОЧОК

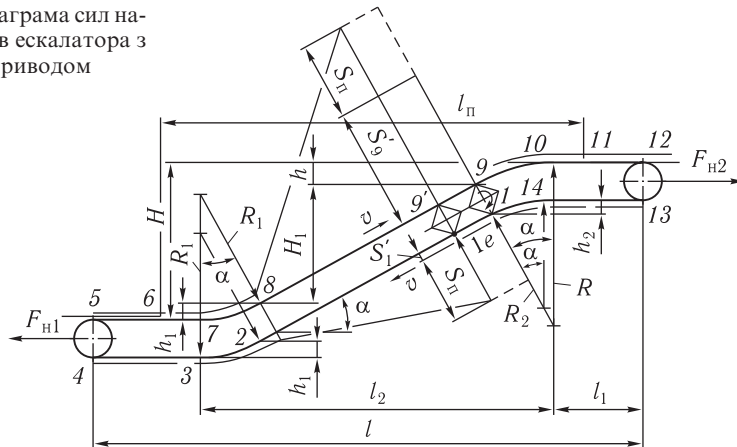
Установлені у верхній частині похилої ділянки траси перед привідними зірочками синхронізувально-зрівноважувальні зірочки сприймають і зрівноважують складові ваги сходового полотна

$$S_c = (q_c + 2q_d)l_{1-2} \sin \alpha = (630 + 628) \cdot 85,7 \sin 30^\circ = 53\,905 \text{ Н},$$

які реалізуються в робочій і неробочій (холостій) вітках (рис.10.13). Завдяки цьому сили натягу ланцюгів на ділянках $9-9'$ і $1-1'$ зменшуються на 53 905 Н, відповідно зменшуються навантаження на привідні зірочки та головний вал, який звільнюється від дії значного згинального моменту.

Як видно з діаграми сил натягу ланцюгів, наслідком установавлення проміжного приводу перед входом до верхньої криволінійної ділянки траси стало також значне зменшення сил натягу ланцюгів на криволінійних ділянках $9-10$ і $1-14$ порівняно з ескалатором, який має головний привід

Рис. 10.13. Діаграма сил натягу ланцюгів ескалятора з проміжним приводом



(див. рис. 10.11). Непрівідні зірочки синхронізують рух тягових ланцюгів та унеможливають появу перекосу східців у плані, що, у свою чергу, підвищує надійність та довговічність сходового полотна.

10.3.6. ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

Для попередньо вибраного тягового пластинчастого втулково-роликowego ланцюга за кроком вибираємо зірочку з діаметром по діляльному колу $D_0 = 734,71$ мм, кількістю зубців $z = 17$ та кроком $t = 135$ мм (дод. LXXXVI).

Частота обертання привідних зірочок

$$n_{\text{зір}} = \frac{60v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 0,75}{3,14 \cdot 0,73471} = 19,5 \text{ об/хв.}$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_{\text{зір}}} = \frac{585}{19,5} = 30.$$

Далі треба або підібрати стандартний серійний редуктор, або, якщо такого немає, розробити новий редуктор, орієнтуючись на розрахункове передатне число, потужність, яка передається, частоту обертання швидкохідного вала (вала двигуна), режим та умови експлуатації ескалятора.

Розрахункова сила натягу одного ланцюга

$$S_p = 1,15 \frac{S_9}{2} = 1,15 \frac{162\,564}{2} = 93\,474 \text{ Н,}$$

де $S_9 = 162\,564$ Н — сила натягу ланцюгів у набіжній на привідні зірочки вітці сходового полотна під час роботи навантаженого ескалятора на підймання.

Розрахункова розривна сила ланцюга

$$F_{\text{розр}} = nS_p = 7 \cdot 93\,474 = 654\,318 \text{ Н.}$$

Остаточню вибираємо тяговий пластинчастий втулково-роликівий ланцюг з розривною силою $F_{\text{розр}} = 700 \text{ кН}$ та кроком $t_{\text{л}} = 135 \text{ мм}$, такий, як і в попередньому прикладі.

10.3.7. ПУСК І ГАЛЬМУВАННЯ ЕСКАЛАТОРА

Пуск ескалатора. Зведені до вала електродвигуна моменти сил статичного опору:

під час руху на підймання

$$M_{\text{ст}} = \frac{W_3 D_0}{2u_p \eta_M},$$

зокрема з навантаженням

$$M_{\text{ст}} = \frac{12\,024 \cdot 0,73471}{2 \cdot 30,0 \cdot 0,85} = 1732 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M_{\text{ст}} = \frac{9371 \cdot 0,73471}{2 \cdot 30,0 \cdot 0,85} = 135 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

під час руху на опускання

$$M_{\text{ст}} = \frac{W_3 D_0}{2u_p} \eta_M,$$

зокрема з навантаженням

$$M_{\text{ст}} = \frac{89\,709 \cdot 0,73471}{2 \cdot 30} 0,85 = 934 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M_{\text{ст}} = \frac{-7694 \cdot 0,73471}{2 \cdot 30} 0,85 = -80 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений до вала електродвигуна момент інерції всіх обертальних та поступальних мас ескалатора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

$$I = I_1 + I_2,$$

де I_1 — сумарний момент інерції обертальних мас, встановлених на швидкохідному валу приводу:

$$I_1 = I_p + I_M + I_{\text{max}} = 23,25 + 8,27 + 18,98 = 50,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$I_p = 23,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора електродвигуна; $I_M = 8,27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції муфти з гальмовим шківом діаметром

600 мм; $I_{\max} = 18,98 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції маховика; I_2 — зведений до вала електродвигуна момент інерції мас, які обертаються повільніше за вал двигуна, та мас, що рухаються поступально (див. п. 10.2):
під час руху на підймання

$$I_2 = (\delta - 1)(I_p + I_M) + \frac{m_{зв} R_0^2}{u_p^2 \eta_M},$$

зокрема з навантаженням

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{48\,341 \cdot 0,367^2}{30^2 \cdot 0,85} = 13,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

тоді

$$I = 50,5 + 13,3 = 63,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

без навантаження

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{25\,824 \cdot 0,367^2}{30^2 \cdot 0,85} = 9,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 9,3 = 59,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

під час руху на опускання

$$I_2 = (\delta - 1)(I_p + I_M) + \frac{m_{зв} R_0^2}{u_p^2} \eta_M,$$

зокрема з навантаженням

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{48\,341 \cdot 0,367^2}{30^2} \cdot 0,85 = 10,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 10,9 = 61,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

без навантаження

$$I_2 = (1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + \frac{25\,824 \cdot 0,367^2}{30^2} \cdot 0,85 = 8,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I = 50,5 + 8,0 = 58,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $m_{зв} = 48\,341 \text{ кг}$ — для навантаженого ескалатора; $m_{зв} = 25\,824 \text{ кг}$ — для ненавантаженого ескалатора (див. пп. 10.2.8).

Тривалість пуску та прискорення сходового полотна в період пуску ескалатора на підймання:

з навантаженням

$$t_{\Pi} = \frac{I\omega}{M_d - M_{ст}} = \frac{63,8 \cdot 61,2}{3679 - 1732} = 2 \text{ с};$$

$$a_{\Pi} = \frac{v}{t_{\Pi}} = \frac{0,75}{2} = 0,375 \text{ м/с}^2 < [a_{\Pi}] = 0,75 \text{ м/с}^2;$$

без навантаження

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}} = \frac{59,8 \cdot 61,2}{3679 - 135} = 1,03 \text{ с};$$
$$a_{\text{п}} = \frac{v}{t_{\text{п}}} = \frac{0,75}{1,03} = 0,73 \text{ м/с}^2 < [a_{\text{п}}] = 0,75 \text{ м/с}^2,$$

де $M_{\text{д}} = M_{\text{п.ср}} = 3679 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — середній пусковий момент електродвигуна (див. пп. 10.2.7).

Тривалість пуску ескалатора має становити

$$t_{\text{п}} \geq \frac{v}{[a_{\text{п}}]} = \frac{0,75}{0,75} = 1 \text{ с.}$$

Тривалість пуску навантаженого ескалатора для роботи на опускання беремо такою самою, як і при пуску для роботи на підймання, тобто $t_{\text{п}} = 2 \text{ с}$.

Із співвідношення $I \frac{\omega}{t_{\text{п}}} = \frac{61,4 \cdot 61,2}{2} = 1879 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{\text{ст}} = 934 \text{ Н} \cdot \text{м}$ встановлюємо, що електродвигун у цей період має працювати у двигунному режимі, розвиваючи пусковий момент

$$M_{\text{п}} = I \frac{\omega}{t_{\text{п}}} - M_{\text{ст}} = \frac{61,4 \cdot 61,2}{2} - 934 = 945 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тривалість пуску та прискорення сходового полотна в період пуску ескалатора для роботи на опускання без навантаження пусковим моментом $M_{\text{д}} = M_{\text{п}} = 945 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$$t_{\text{п}} = \frac{I\omega}{M_{\text{д}} + M_{\text{ст}}} = \frac{58,5 \cdot 61,2}{945 - 80} = 4,1 \text{ с}; \quad a_{\text{п}} = \frac{v}{t_{\text{п}}} = \frac{0,75}{4,1} = 0,18 \text{ м/с}^2 < [a_{\text{п}}].$$

Отже, пуск ескалатора для роботи на підймання та опускання здійснюється в двигунному режимі з пусковими моментами:

$M_{\text{п}} = 3679 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — при підйманні;

$M_{\text{п}} = 945 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — при опусканні.

Робоче гальмування. Для робочого гальмування в разі роботи на опускання навантаженого ескалатора беремо гальмівний шлях $[S_{\text{г}}] = 1,2 \text{ м}$.

Тривалість гальмування електродвигуном

$$t_{\text{г}} = \frac{2[S_{\text{г}}]}{v} = \frac{2 \cdot 1,2}{0,75} = 3,2 \text{ с.}$$

Прискорення під час гальмування

$$a_{\text{г}} = \frac{v}{t_{\text{г}}} = \frac{0,75}{3,2} = 0,23 \text{ м/с}^2 < [a_{\text{г}}] = 0,6 \text{ м/с}^2.$$

Гальмівний момент, створюваний електродвигуном,

$$M_{\Gamma} = I \frac{\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст}} = \frac{61,4 \cdot 61,2}{3,2} + 934 = 2108 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тривалість гальмування двигуном з тим самим моментом $M_{\Gamma} = M_{\text{д}} = 2108 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ненавантаженого ескалатора, який працює на опускання,

$$t_{\Gamma} = \frac{I\omega}{M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}} = \frac{58,5 \cdot 61,2}{2108 + 80} = 1,64 \text{ с},$$

прискорення при цьому

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{1,64} = 0,46 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 0,6 \text{ м/с}^2,$$

гальмівний шлях

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2} t_{\Gamma} = \frac{0,75}{2} 1,64 = 0,62 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Оскільки під час роботи ескалатора на підймання справджується співвідношення $I \frac{\omega}{t_{\Gamma}} > M_{\text{ст}}$, гальмування також здійснюватиметься двигуном (з моментом $M_{\text{д}} = M_{\Gamma} = 2108 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

У період гальмування навантаженого ескалатора тривалість гальмування

$$t_{\Gamma} = \frac{I\omega}{M_{\text{ст}} + M_{\text{д}}} = \frac{63,8 \cdot 61,2}{1732 + 2108} = 1,02 \text{ с},$$

прискорення при цьому

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{1,02} = 0,74 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 1,0 \text{ м/с}^2,$$

гальмівний шлях

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2} t_{\Gamma} = \frac{0,75}{2} 1,02 = 0,38 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Тривалість гальмування ненавантаженого ескалатора

$$t_{\Gamma} = \frac{I\omega}{M_{\text{ст}} + M_{\text{д}}} = \frac{59,8 \cdot 61,2}{135 + 2108} = 1,63 \text{ с},$$

прискорення при цьому

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{1,63} = 0,46 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 1 \text{ м/с}^2,$$

гальмівний шлях

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2} t_{\Gamma} = \frac{0,75}{2} 1,63 = 0,61 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Отже, гальмування ескалатора при роботі на опускання і підймання, з навантаженням і без нього здійснюється електродвигуном, який при цьому створює момент $M_{\text{д}} = M_{\text{г}} = 2108 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Робочі гальма встановлюють на швидкохідному валу приводу, регулюють на створення розрахункового гальмівного моменту $M_{\text{г}} = 2108 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і приводять у дію після гальмування двигуном та зупинення ескалатора.

Аварійне гальмування. Момент сил статичного опору на валу приводних зірочок

$$M'_{\text{ст}} = W_3 D_0 / 2;$$

при підйманні з навантаженням

$$M'_{\text{ст}} = \frac{120\,241 \cdot 0,73\,471}{2} = 44\,171 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M'_{\text{ст}} = \frac{9371 \cdot 0,73\,471}{2} = 3442 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

при опусканні з навантаженням

$$M'_{\text{ст}} = \frac{89\,709 \cdot 0,73\,471}{2} = 32\,956 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

без навантаження

$$M'_{\text{ст}} = \frac{-7694 \cdot 0,73\,471}{2} = -2826 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аварійне гальмування ескалатора розраховуємо за тих самих умов, що і в попередньому прикладі.

Моменти інерції, зведені до головного вала, у разі гальмування аварійними гальмами:

при підйманні

$$I_{\text{г.а}} = [(\delta - 1)(I_{\text{п}} + I_{\text{м}}) + I'_{\text{мак}}] u_{\text{п}}^2 \eta_{\text{м}} + m_{\text{зв}} R_0^2;$$

зокрема з навантаженням

$$I_{\text{г.а}} = [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 30^2 \cdot 0,85 + 48\,341 \cdot 0,367^2 = 17\,388 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

без навантаження

$$I_{\text{г.а}} = [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 30^2 \cdot 0,85 + 25\,848 \cdot 0,367^2 = 14\,358 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

при опусканні

$$I_{\text{г.а}} = [(\delta - 1)(I_{\text{п}} + I_{\text{м}}) + I'_{\text{мак}}] u_{\text{п}}^2 \frac{1}{\eta_{\text{м}}} + m_{\text{зв}} R_0^2,$$

зокрема з навантаженням

$$I_{г.а} = [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 30^2 \frac{1}{0,85} + \\ + 48\,341 \cdot 0,367^2 = 21\,565 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

без навантаження

$$I_{г.а} = [(1,15 - 1,0)(23,25 + 8,27) + 9,49] \cdot 30^2 \frac{1}{0,85} + \\ + 25\,848 \cdot 0,367^2 = 18\,536 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Необхідний гальмівний момент на валу привідних зірочок визначаємо із умови забезпечення допустимого гальмівного шляху навантаженого сходового полотна при роботі ескалатора на опускання. Беремо довжину гальмівного шляху $[S_{г}] = 1,2 \text{ м}$. За цих умов визначаємо:

тривалість гальмування

$$t_{г} = \frac{2S_{г}}{v} - t_{с} = \frac{2 \cdot 1,2}{0,75} - 0,3 = 2,9 \text{ с};$$

прискорення під час гальмування

$$a_{г} = \frac{v}{t_{г}} = \frac{0,75}{2,9} = 0,26 \text{ м/с}^2 < [a_{г}] = 2 \text{ м/с}^2;$$

гальмівний момент

$$M_{г} = I_{г.а} \frac{\omega_{зір}}{t_{г}} + M'_{ст} = \frac{21\,565 \cdot 2,04}{2,9} + 32\,956 = 48\,126 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\omega_{зір}$ — кутова швидкість вала привідних зірочок:

$$\omega_{зір} = \frac{\omega}{u_{п}} = \frac{61,2}{30} = 2,04 \text{ рад/с}.$$

У разі гальмування тим самим моментом $M_{г} = 48\,126 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ескалатора, в якому навантажене сходове полотно рухається на підймання, з урахуванням потреби виконання співвідношення $M'_{ст} < I_{г.а} \frac{\omega_{зір}}{t_{г}}$ визначаємо:

тривалість гальмування

$$t_{г} = \frac{I_{г.а} \omega_{зір}}{M_{г} + M'_{ст}} = \frac{17\,388 \cdot 2,04}{48\,126 + 44\,171} = 0,38 \text{ с};$$

прискорення під час гальмування

$$a_{г} = \frac{v}{t_{г}} = \frac{0,75}{0,38} = 1,97 \text{ м/с}^2 < [a_{г}] = 2 \text{ м/с}^2;$$

гальмівний шлях

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2}(t_{\Gamma} + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,38 + 0,3) = 0,255 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Гальмування ненавантаженого ескалатора моментом $M_{\Gamma} = 48126 \text{ Н} \cdot \text{м}$
при $M'_{\text{ст}} < I_{\Gamma,а} \frac{\omega_{\text{зір}}}{t_{\Gamma}}$:

рух на підіймання

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\Gamma,а} \omega_{\text{зір}}}{M_{\Gamma} + M'_{\text{ст}}} = \frac{14\,358 \cdot 2,04}{48\,126 + 3442} = 0,57 \text{ с},$$

Таблиця 10.2. Результати розрахунку сходового полотна ескалатора з проміжним приводом

Розрахунковий параметр	Підіймання		Опускання	
	з навантаженням	без навантаження	з навантаженням	без навантаження
Зведений до вала електродвигуна момент сил статичного опору $M'_{\text{ст}}$, Н·м	1732	135	934	-80
Зведений до вала електродвигуна момент інерції всіх рухомих мас $I = I_1 + I_2$, кг·м ² , зокрема:	63,8	59,8	61,4	58,5
I_1 — момент інерції обертальних мас, встановлених на швидкохідному валу приводу;	50,5	50,5	50,5	50,5
I_2 — момент інерції мас, які рухаються повільніше за вал електродвигуна	13,3	9,3	10,9	8
Тривалість пуску двигуна $t_{\text{п}}$, с	2	1,03	2	4,1
Прискорення під час пуску $a_{\text{п}}$, м/с ²	0,38	0,73	0,38	0,18
Тривалість робочого гальмування електродвигуном t_{Γ} , с	1,02	1,63	3,2	1,64
Прискорення під час гальмування електродвигуном a_{Γ} , м/с ²	0,74	0,46	0,23	0,46
Момент сил статичного опору на валу привідних зірочок $M'_{\text{ст}}$, Н·м	44 171	3442	32 956	-2826
Зведений до вала привідних зірочок момент інерції всіх рухомих мас під час гальмування аварійними гальмами $I_{\Gamma,а}$, кг·м ²	17 388	14 358	21 565	18 536
Гальмівний момент, створюваний аварійними гальмами, $M_{\Gamma,а}$, Н·м	48 126			
Прискорення під час аварійного гальмування $a_{\Gamma,а}$, м/с ²	1,97	1,32	0,26	1,01

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{0,57} = 1,32 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 2 \text{ м/с}^2,$$

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2}(t_{\Gamma} + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,57 + 0,3) = 0,33 \text{ м} < [S_{\Gamma}];$$

рух на опускання

$$t_{\Gamma} = \frac{I_{\Gamma,а} \omega_{зип}}{M_{\Gamma} - M'_{ст}} = \frac{18\,536 \cdot 2,04}{48\,126 + 28\,226} = 0,74 \text{ с},$$

$$a_{\Gamma} = \frac{v}{t_{\Gamma}} = \frac{0,75}{0,74} = 1,01 \text{ м/с}^2 < [a_{\Gamma}] = 2 \text{ м/с}^2,$$

$$S_{\Gamma} = \frac{v}{2}(t_{\Gamma} + t_c) = \frac{0,75}{2}(0,74 + 0,3) = 0,39 \text{ м} < [S_{\Gamma}].$$

Умови аварійного гальмування виконано.

Як і в попередньому прикладі, параметри пуску і гальмування ескалатора можна оптимізувати вибором маховика (моменту інерції I_{max}).

Результати розрахунку зведено в табл. 10.2.

10.4 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОРУЧНЕВОЇ УСТАНОВКИ

Вихідні дані: висота поручневої установки (рис. 10.14) ескалатора 45 м;

швидкість руху поручня $v = 0,75 \text{ м/с}$;

погонне навантаження від ваги поручня $q_{п} = m_{п}g = 2,93 \cdot 9,81 = 28,7 \text{ Н/м}$, де $m_{п} = 2,93 \text{ кг/м}$ — погонна маса поручня з гумотросовою основою;

експлуатаційне навантаження на поручень $q' = 0,01q_{п,е} = 0,01 \cdot 2700 = 27 \text{ Н/м}$, де $q_{п,е} = 2700 \text{ Н/м}$ — максимальне експлуатаційне погонне навантаження від ваги пасажирів;

коефіцієнт тертя ковзання поручня об напрямні $f = 0,25$;

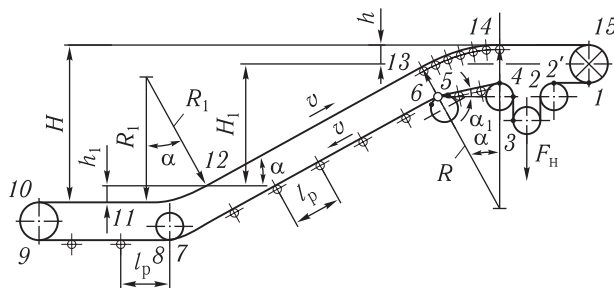


Рис. 10.14. Схема траєкторії поручневої установки

коефіцієнт опору пересуванню поручня по напрямних $\omega_{\text{п}} = k_{\text{р}} f = 1,2 \cdot 0,25 = 0,3$, де $k_{\text{р}} = 1,2$ коефіцієнт, який ураховує заклинювання і тертя торців поручня об підтримувальні рамки;

коефіцієнт опору пересуванню поручня по підтримувальних роликах, $\omega = 0,025$;

діаметри привідного і кінцевого шківів $D_{\text{ш}} = 800$ мм;

діаметри блоків натяжного пристрою $D_{\text{н}} = 600$ мм;

діаметри відхильних блоків $D = 400$ мм;

діаметри роликів батареї $D_{\text{г}} = 250$ мм;

кути нахилу $\alpha = 30^\circ$, $\alpha_1 = 15^\circ$;

радіуси криволінійних ділянок: опуклої $R = 9,1$ м, угнутої $R_1 = 5,1$ м; геометричні розміри:

$$h = R - R \cos 30^\circ = 9,1 - 9,1 \cos 30^\circ = 1,219 \text{ м};$$

$$h_1 = R_1 - R_1 \cos 30^\circ = 5,1 - 5,1 \cos 30^\circ = 0,683 \text{ м};$$

$$l_{13-14} = \frac{2\pi R 30^\circ}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 9100 \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 4,762 \text{ м};$$

$$l_{11-12} = \frac{2\pi R_1 30^\circ}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5100 \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 2,669 \text{ м};$$

$$l_{5-4} = 2,23 \text{ м}; l_{14-15} = 2,4 \text{ м}; l_{10-11} = 2,7 \text{ м};$$

$$l_{12-13} = \frac{H_1}{\sin 30^\circ} = \frac{43\,089}{0,5} = 86,196 \text{ м};$$

$$H_1 = H - h - h_1 = 45\,000 - 1219 - 683 = 43,098 \text{ м};$$

$$l_{9-8} = 4,244 \text{ м}; l_{7-6} = 87,74 \text{ м}; l_{1-2'} = 0,6 \text{ м}.$$

Привідний шків діаметром 800 мм встановлений у верхній частині установки.

10.4.1. РУХ НА ПІДЙМАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

Мінімальна сила натягу поручня реалізується в точці 7, тому що виконується співвідношення

$$q_{\text{п}} l_{7-6} \cos \alpha \omega < q_{\text{п}} l_{7-6} \sin \alpha,$$

$$28,7 \cdot 87,74 \cos 30^\circ \cdot 0,025 = 55 \text{ Н} < 28,7 \cdot 87,74 \sin 30^\circ = 1259 \text{ Н};$$

$$S_7 = S_{\text{min}}.$$

Обходимо контур поручня за напрямком його руху:

$$S_8 = k S_7 = 1,03 S_7,$$

де k — коефіцієнт, який ураховує збільшення сили натягу поручня при обгинанні блока: для кута обхвату, меншого за 90° , $k = 1,03$;

$$S_9 = S_8 + q_{\Pi} l_{8-9} \omega = 1,03 S_7 + 28,7 \cdot 4,244 \cdot 0,025 = 1,03 S_7 + 3,05;$$

$$S_{10} = k S_9 = 1,05(1,03 S_7 + 3,05) = 1,0815 S_7 + 3,02,$$

тут кут обхвату 180° , тому $k = 1,05$;

$$S_{11} = S_{10} + (q' + q_{\Pi}) l_{10-11} \omega_{\Pi} = 1,0815 S_7 + 3,2 + (27 + 28,7) \cdot 2,7 \cdot 0,3 = 1,0815 S_7 + 48,3;$$

$$S_{12} = S_{11} e^{w_{\Pi} \alpha} + (q' + q_{\Pi}) h = (1,0815 S_7 + 48,3) \cdot 2,71^{0,3 \cdot 0,523} + (27 + 28,7) \cdot 0,683 = 1,226 S_7 + 92,6;$$

$$S_{13} = S_{12} + (q' + q_{\Pi}) l_{12-13} \cos \alpha \omega_{\Pi} + (q' + q_{\Pi}) l_{12-13} \sin \alpha = 1,226 S_7 + 92,6 + (27 + 28,7) \cdot 82,6 \cos 30^\circ \cdot 0,3 + (27 + 28,7) \times 86,2 \sin 30^\circ = 1,226 S_7 + 3740,7;$$

$$S_{14} = S_{13} e^{w_{\Pi} \alpha} + (q' + q_{\Pi}) h = (1,226 S_7 + 3740,7) \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + (27 + 28,7) \cdot 1,219 = 1,24 S_7 + 3789 + 67,9 = 1,24 S_7 + 3857;$$

$$S_{15} = S_{14} + (q' + q_{\Pi}) l_{14-15} \omega_{\Pi} = 1,24 S_7 + 3857 + (27 + 28,7) \cdot 2,4 \cdot 0,3 = 1,24 S_7 + 3897.$$

Виконуємо обхід контуру поручня проти напрямку його руху:

$$S_6 = S_7 - q_{\Pi} l_{7-6} \cos \alpha \omega + q_{\Pi} l_{7-6} \sin \alpha = S_7 - 28,7 \cdot 87,74 \cos 30^\circ \cdot 0,025 + 28,7 \cdot 87,74 \sin 30^\circ = S_7 + 1204,6;$$

$$S_5 = \frac{1}{k} S_6 = \frac{1}{1,03} (S_7 + 1204,6) = \frac{1}{1,03} S_7 + 1169,5;$$

$$S_4 = S_5 - q_{\Pi} l_{5-4} \cos \alpha_1 \omega + q_{\Pi} l_{5-4} \sin \alpha_1 = \frac{1}{1,03} S_7 + 1169,5 - 28,7 \cdot 2,23 \cos 15^\circ \cdot 0,025 + 28,7 \cdot 2,23 \sin 15^\circ = \frac{1}{1,03} S_7 + 1184,5;$$

$$S_3 = \frac{1}{k} S_4 = \frac{1}{1,04} \left(\frac{1}{1,03} S_7 + 1184,5 \right) = \frac{1}{1,0712} S_7 + 1138,9,$$

де $k = 1,04$ при куті обхвату 90° ;

$$S_2 = \frac{1}{k} S_3 = \frac{1}{1,05} \left(\frac{1}{1,0712} S_7 + 1138,9 \right) = \frac{1}{1,125} S_7 + 1084,7,$$

тут $k = 1,05$, бо кут обхвату 180° ;

$$S_1 = \frac{1}{k} S_2 = \frac{1}{1,04} \left(\frac{1}{1,125} S_7 + 1084,7 \right) = \frac{1}{1,17} S_7 + 1043 = 0,855 S_7 + 1043.$$

Умова передачі тягової сили від привідного шківa до поручня без пробуксовування

$$n_{зч} S_{15} \leq S_1 e^{f \alpha_0},$$

де $f = 0,5$ — коефіцієнт тертя між гумовим ободом шківa і поручнем; $\alpha_0 = 180^\circ = 3,14$ рад — кут обхвату поручнем привідного шківa; $n_{зч}$ — коефіцієнт запасу зчеплення (беремо $n_{зч} \geq 1,3$). Після підставлення у цей вираз значень S_{15} і S_1 маємо:

$$1,3(1,24 S_7 + 3897) = (0,855 + 1043) \cdot 2,71^{0,5 \cdot 3,14},$$

звідки

$$S_7 = 21 \text{ Н.}$$

Враховуючи, що числові значення сили натягу поручня в точках контуру 7 і 8 відрізняються незначно, визначаємо мінімально необхідну силу натягу в точці 8 із рівняння

$$0,025 l_p = \frac{q_n l_p^2}{8 S_{\min}},$$

звідки

$$S_{8 \min} = \frac{q_n l_p}{0,2} = \frac{28,7 \cdot 2}{0,2} = 287 \text{ Н,}$$

де $l_p = 2 \text{ м}$ — відстань між роликami; $0,025 l_p$ — допустиме провисання поручня між роликami, м. Беремо силу натягу поручня в точці 8 $S_8 = 290 \text{ Н}$.

Сили натягу поручня в решті точок контуру:

$$S_7 = \frac{1}{k} S_8 = \frac{1}{1,03} 290 = 282 \text{ Н;}$$

$$S_9 = 1,03 S_7 + 3,05 = 1,03 \cdot 282 + 3,2 = 294 \text{ Н;}$$

$$S_{10} = 1,0815 S_7 + 3,2 = 1,0815 \cdot 282 + 3,2 = 308 \text{ Н;}$$

$$S_{11} = 1,0815 S_7 + 48,3 = 1,0815 \cdot 282 + 48,3 = 353 \text{ Н;}$$

$$S_{12} = 1,226 S_7 + 92,6 = 1,226 \cdot 282 + 92,6 = 438 \text{ Н;}$$

$$S_{13} = 1,226 S_7 + 3740,7 = 1,226 \cdot 282 + 3740,7 = 4086 \text{ Н;}$$

$$S_{14} = 1,24 S_7 + 3857 = 1,24 \cdot 282 + 3857 = 4207 \text{ Н;}$$

$$S_{15} = 1,24 S_7 + 3897 = 1,24 \cdot 282 + 3897 = 4247 \text{ Н;}$$

$$S_6 = S_7 + 1204,6 = 282 + 1204,6 = 1487 \text{ Н;}$$

$$S_5 = \frac{1}{1,03} S_7 + 1169,5 = \frac{1}{1,03} 282 + 1169,5 = 1443 \text{ Н};$$

$$S_4 = \frac{1}{1,03} S_7 + 1184,5 = \frac{1}{1,03} 282 + 1184,5 = 1458 \text{ Н};$$

$$S_3 = \frac{1}{1,0712} S_7 + 1138,9 = \frac{1}{1,0712} 282 + 1138,9 = 1402 \text{ Н};$$

$$S_2 = \frac{1}{1,125} S_7 + 1084,7 = \frac{1}{1,125} 282 + 1084,7 = 1335 \text{ Н};$$

$$S_1 = 0,855 S_7 + 1043 = 0,855 \cdot 282 + 1043 = 1284 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню поручня

$$W = S_{15} - S_1 + (S_{15} + S_1) \omega_{\text{ш}} = 4247 - 1284 + (4247 + 1284) \cdot 0,01 = 3018 \text{ Н},$$

де $\omega_{\text{ш}} = 0,01$ — коефіцієнт опору привідного шківів.

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух двох поручнів,

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 3018 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 5,3 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,85$, тому що поручні приводяться в рух від основного двигуна.

Сила натягу, яку має створювати натяжний пристрій,

$$F_{\text{н}} = \frac{S_2 + S_3}{\eta_{\text{н}}} = \frac{1335 + 1402}{0,97} = 2822 \text{ Н}.$$

Хід натяжного пристрою

$$l_{\text{н}} = \xi L_{\text{п.у}} + l_{\text{с}} = 0,002 \cdot 107,4 + 0,3 = 0,52 \text{ м},$$

де ξ — відносне видовження сталевих тросів: $\xi = 0,002$ для попередньо витягнутих тросів силою (0,5...0,6) від розривної; $L_{\text{п.у}} = 107,4 \text{ м}$ — довжина поручня; $l_{\text{с}} = 0,3 \text{ м}$ — довжина стикового з'єднання.

10.4.2. РУХ НА ПІДЙМАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу поручня, створювані натяжним пристроєм, залишаються незмінними, тобто

$$S_2 = 1335 \text{ Н і } S_3 = 1402 \text{ Н}.$$

Сили натягу в решті точок контуру:

$$S_4 = 1458 \text{ Н}; S_5 = 1443 \text{ Н}; S_6 = 1487 \text{ Н}; S_7 = 282 \text{ Н};$$

$$S_8 = 290 \text{ Н}; S_9 = 294 \text{ Н}; S_{10} = 308 \text{ Н};$$

$$\begin{aligned}
S_{11} &= S_{10} + q_{\Pi} l_{10-11} \omega_{\Pi} = 308 + 28,7 \cdot 2,7 \cdot 0,3 = 331 \text{ Н}; \\
S_{12} &= S_{11} e^{\omega_{\Pi} \alpha} + q_{\Pi} h = 331 \cdot 2,71^{0,3 \cdot 0,523} + 28,7 \cdot 0,683 = 394 \text{ Н}; \\
S_{13} &= S_{12} + q_{\Pi} l_{12-13} \cos \alpha \omega_{\Pi} + q_{\Pi} l_{12-13} \sin \alpha = \\
&= 394 + 28,7 \cdot 86,2 \cos 30^{\circ} \cdot 0,3 + 28,7 \cdot 86,2 \sin 30^{\circ} = 2270 \text{ Н}; \\
S_{14} &= S_{13} e^{\omega_{\Pi} \alpha} + q_{\Pi} h = 2270 \cdot 2,71^{0,025 \cdot 0,523} + 28,7 \cdot 1,219 = 2334 \text{ Н}; \\
S_{15} &= S_{14} + q_{\Pi} l_{14-15} \omega_{\Pi} = 2334 + 28,7 \cdot 2,4 \cdot 0,3 = 2355 \text{ Н}; \\
S_1 &= 1284 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Сила опору пересуванню поручня під час роботи ескалатора на підймання без навантаження

$$W = S_{15} - S_1 + (S_{15} + S_1) \omega_{\Pi} = 2355 - 1284 + (2355 + 1284) \cdot 0,01 = 1107 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух двох поручнів,

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 1107 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 1,9 \text{ кВт}.$$

10.4.3. РУХ НА ОПУСКАННЯ З НАВАНТАЖЕННЯМ

Сила натягу поручня, створювана натяжним пристроєм, залишається незмінною, змінюється напрямок руху сходового полотна, у зв'язку з чим маємо:

$$S_2 = 1402 \text{ Н}; S_3 = 1335 \text{ Н}; S_1 = kS_2 = 1,03 \cdot 1402 = 1444 \text{ Н}.$$

Далі обходимо контур проти напрямку руху сходового полотна:

$$\begin{aligned}
S_4 &= \frac{1}{k} S_3 = \frac{1}{1,04} 1335 = 1284 \text{ Н}; \\
S_5 &= S_4 - q_{\Pi} l_{4-5} \cos \alpha_1 \omega - q_{\Pi} l_{4-5} \sin \alpha_1 = \\
&= 1284 - 28,7 \cdot 2,23 \cos 15^{\circ} \cdot 0,025 - 28,7 \cdot 2,23 \sin 15^{\circ} = 1266 \text{ Н}; \\
S_6 &= \frac{1}{k} S_5 = \frac{1}{1,03} 1266 = 1229 \text{ Н}; \\
S_7 &= S_6 - q_{\Pi} l_{6-7} \cos \alpha \omega - q_{\Pi} l_{6-7} \sin \alpha = \\
&= 1229 - 28,7 \cdot 87,74 \cos 30^{\circ} \cdot 0,025 - 28,7 \cdot 87,74 \sin 30^{\circ} = -84,5 \text{ Н}; \\
S_8 &= \frac{1}{k} S_7 = \frac{1}{1,03} (-84,5) = -82 \text{ Н};
\end{aligned}$$

$$S_9 = S_8 - q_{\text{п}} l_{9-8} \omega = -82 - 28,7 \cdot 4,244 \cdot 0,025 = -85 \text{ Н};$$

$$S_{10} = \frac{1}{k} S_9 = \frac{1}{1,05} (-85) = -81 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} - (q' + q_{\text{п}}) l_{10-11} \omega_{\text{п}} = -81 - (27 + 28,7) \cdot 2,7 \cdot 0,3 = -126 \text{ Н};$$

$$S_{12} = \frac{S_{11} + (q' + q_{\text{п}}) h_1}{e^{\omega_{\text{п}} \alpha}} = \frac{-126 + (27 + 28,7) \cdot 0,683}{2,71^{0,3 \cdot 0,523}} = -88 \text{ Н};$$

$$S_{13} = S_{12} - (q' + q_{\text{п}}) l_{12-13} \cos \alpha \omega_{\text{п}} + (q' + q_{\text{п}}) l_{12-13} \sin \alpha = \\ = -88 - (27 + 28,7) \cdot 86,2 \cos 30^\circ \cdot 0,3 + (27 + 28,7) \cdot 86,2 \sin 30^\circ = 1065 \text{ Н};$$

$$S_{14} = \frac{S_{13} + (q' + q_{\text{п}}) h}{e^{\omega \alpha}} = \frac{1065 + (27 + 28,7) \cdot 1,219}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 1118 \text{ Н};$$

$$S_{15} = S_{14} - (q' + q_{\text{п}}) l_{14-15} \omega_{\text{п}} = 1118 - (27 + 28,7) \cdot 2,4 \cdot 0,3 = 1078 \text{ Н}.$$

Оскільки мінімальна сила натягу поручня в точці 8 контуру має бути $S_8 = 290 \text{ Н}$ (див. пп. 10.4.2), сили натягу в решті точок контуру треба збільшити на $\Delta S = 82 + 290 = 372 \text{ Н}$:

$$S_1 = 1444 + 372 = 1816 \text{ Н}; \quad S_2 = 1774 \text{ Н}; \quad S_3 = 1707 \text{ Н}; \quad S_4 = 1656 \text{ Н};$$

$$S_5 = 1638 \text{ Н}; \quad S_6 = 1601 \text{ Н}; \quad S_7 = 288 \text{ Н}; \quad S_9 = 287 \text{ Н}; \quad S_{10} = 291 \text{ Н};$$

$$S_{11} = 246 \text{ Н}; \quad S_{12} = 284 \text{ Н}; \quad S_{13} = 1437 \text{ Н}; \quad S_{14} = 1490 \text{ Н}; \quad S_{15} = 1460 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню поручня під час роботи на опускання з навантаженням

$$W = S_1 - S_{15} + (S_1 + S_{15}) \omega_{\text{ш}} = 1816 - 1450 + (1816 + 1450) \cdot 0,01 = 400 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух двох поручнів,

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 0,8 \text{ кВт}.$$

Сила натягу поручня

$$F_{\text{н}} = \frac{S_2 + S_3}{\eta_{\text{н}}} = \frac{1774 + 1707}{0,97} = 3589 \text{ Н},$$

тобто достатня для передачі необхідної колової сили привідним шківом, оскільки

$$\frac{S_1}{S_{15}} = \frac{1816}{1460} = 1,24 < e^{f \alpha_0} = 4,8.$$

Якщо ескалатор працює на підймання з навантаженням, то сили натягу поручня мають бути такими, як і під час роботи на опускання з навантаженням

таженням, тобто $S_2 = 1707$ Н і $S_3 = 1774$ Н, а це означає, що сили натягу поручня в решті точок контуру треба збільшити на $\Delta S = 372$ Н:

$$S_1 = 1284 + 372 = 1656 \text{ Н}; S_4 = 1830 \text{ Н}; S_5 = 1815 \text{ Н}; S_6 = 1859 \text{ Н};$$

$$S_7 = 654 \text{ Н}; S_8 = 662 \text{ Н}; S_9 = 666 \text{ Н}; S_{10} = 680 \text{ Н};$$

$$S_{11} = 725 \text{ Н}; S_{12} = 810 \text{ Н}; S_{13} = 4458 \text{ Н}; S_{14} = 4579 \text{ Н}; S_{15} = 4619 \text{ Н}.$$

Уточнюємо силу опору пересуванню поручня під час роботи ескалатора на підйманні з навантаженням:

$$W = S_{15} - S_1 + (S_{15} + S_1)w_{\text{ш}} = 4619 - 1656 + (4619 + 1656) \cdot 0,01 = 3026 \text{ Н}.$$

Уточнена розрахункова потужність при цьому

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 3026 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 5,3 \text{ кВт}.$$

Сили натягу поручня під час роботи ескалатора на підйманні без навантаження у точках 2 і 3:

$$S_2 = 1707 \text{ Н}; S_3 = 1774 \text{ Н};$$

у решті точок контуру:

$$S_4 = 1830 \text{ Н}; S_5 = 1815 \text{ Н}; S_6 = 1859 \text{ Н}; S_7 = 654 \text{ Н};$$

$$S_8 = 662 \text{ Н}; S_9 = 666 \text{ Н}; S_{10} = 680 \text{ Н}; S_{11} = 703 \text{ Н};$$

$$S_{12} = 766 \text{ Н}; S_{13} = 2642 \text{ Н}; S_{14} = 2706 \text{ Н}; S_{15} = 2727 \text{ Н}; S_1 = 1656 \text{ Н}.$$

Уточнені сила опору пересуванню поручня і розрахункова потужність при цьому:

$$W = S_{15} - S_1 + (S_{15} + S_1)w_{\text{ш}} = 2727 - 1656 + (2727 + 1656) \cdot 0,01 = 1110 \text{ Н};$$

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 1110 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 1,9 \text{ кВт}.$$

10.4.4. РУХ НА ОПУСКАННЯ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ

Сили натягу поручня в точках 2 і 3:

$$S_2 = 1774 \text{ Н}; S_3 = 1707 \text{ Н};$$

у решті точок контуру:

$$S_1 = 1816 \text{ Н}; S_5 = 1638 \text{ Н}; S_6 = 1601 \text{ Н}; S_7 = 288 \text{ Н};$$

$$S_8 = 290 \text{ Н}; S_9 = 287 \text{ Н}; S_{10} = 291 \text{ Н};$$

$$S_{11} = S_{10} - q_{\text{п}} l_{10-11} w_{\text{п}} = 291 - 28,7 \cdot 2,7 \cdot 0,3 = 268 \text{ Н};$$

$$S_{12} = \frac{S_{11} + q_{\text{п}} h_1}{e^{\omega_{\text{п}} \alpha}} = \frac{268 + 28,7 \cdot 0,683}{2,71^{0,3 \cdot 0,523}} = 255 \text{ Н};$$

$$S_{13} = S_{12} - q_{\text{п}} l_{12-13} \cos \alpha \omega_{\text{п}} + q_{\text{п}} l_{12-13} \sin \alpha = \\ = 255 - 28,7 \cdot 86,2 \cos 30^\circ \cdot 0,3 + 28,7 \cdot 86,2 \sin 30^\circ = 849 \text{ Н};$$

$$S_{14} = \frac{S_{13} + q_{\text{п}} h}{e^{\omega \alpha}} = \frac{849 + 28,7 \cdot 1,219}{2,71^{0,025 \cdot 0,523}} = 873 \text{ Н};$$

$$S_{15} = S_{14} - q_{\text{п}} l_{14-15} \omega_{\text{п}} = 873 - 28,7 \cdot 2,4 \cdot 0,3 = 852 \text{ Н}.$$

Сила опору пересуванню поручня під час роботи ескалатора на опускання без навантаження

$$W = S_1 - S_{15} + (S_1 + S_{15}) \omega_{\text{ш}} = 1816 - 852 + (1816 + 852) \cdot 0,01 = 990 \text{ Н}.$$

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух двох поручнів,

$$P_{\text{р.п}} = \frac{2Wv}{10^3 \eta_{\text{м}}} = \frac{2 \cdot 990 \cdot 0,75}{10^3 \cdot 0,85} = 1,7 \text{ кВт}.$$

Сила натягу поручня достатня для передачі колової сили привідним шківом, оскільки

$$\frac{S_1}{S_{15}} = \frac{1816}{852} = 2,1 < e^{f \alpha_0} = 4,8.$$

10.4.5. ПЕРЕВІРКА ПОРУЧНЯ НА МІЦНІСТЬ

Поручні розраховують на розривну міцність при п'ятикратному запасі міцності, тобто

$$n = \frac{F_{\text{розр}}}{S_{\text{max}}} \geq [n] = 5,$$

де $F_{\text{розр}}$ — розривна сила поручня Н; S_{max} — максимальна сила натягу поручня, визначена з тягових розрахунків, виконаних для рухів на підймання і опускання з навантаженням і без, Н. В нашому розрахунку максимальна сила натягу поручня реалізується під час роботи ескалатора на підймання з навантаженням:

$$S_{\text{max}} = S_{15} = 4619 \text{ Н}.$$

Гумотросовий поручень армований чотирма тросами діаметром 4,65 мм конструкції $7 \times 19 = 133$ (семисталковий трос, в кожній сталці 19 дротів однакового діаметра 0,28 мм, виготовлених із високовуглецевої сталі з $[\sigma]_{\text{в}} = 1962 \text{ Н/мм}^2$ і покритих латунню). Розривна сила троса $F_{\text{розр.т}} = 16,05 \text{ кН}$.

У тілі поручня троси правої та лівої скруток розміщені по чергово, щоб взаємно компенсувати сили розкручування. Троси попередньо витягнуті під навантаженням 0,5...0,6 від $F_{\text{розр.т}}$.

Розривна сила поручня

$$F_{\text{розр}} = k_H z F_{\text{розр.т}} = 0,8 \cdot 4 \cdot 16,05 = 51,36 \text{ кН},$$

де $k_H = 0,8$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження тросів у поручні;
 $z = 4$ — кількість тросів у поручні.

Запас міцності для вибраного поручня

$$n = \frac{F_{\text{розр}}}{S_{15}} = \frac{51,36}{4,619} = 11,1 > [n].$$

10.5 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЦІВКОВОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ПРОМІЖНОГО ПРИВОДУ

10.5.1. ВИБІР ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ЗАЧЕПЛЕННЯ ПРИВІДНИХ ЗІРОЧОК З ТЯГОВИМИ ЛАНЦЮГАМИ

Кількість привідних зірочок у проміжному приводі ескалятора та схема їх зачеплення з тяговими ланцюгами сходового полотна визначають характер і значення силової взаємодії елементів зачеплення зубець-цівка, істотно впливають на плавність передавання руху, яка оцінюється коефіцієнтом перекриття ξ_α [29].

Зачеплення пари привідних зірочок з тяговими ланцюгами, з огляду на результати досліджень і розрахунків (зокрема розрахунків на контактну міцність і витривалість зубців та цівки), може застосовуватись у проміжних приводах ескалаторів приблизно $H \leq 45$ м заввишки. На рис. 10.15 зображено схему такого зачеплення та діаграму одно- і двопарного контакту зубців і цівки на лінії зачеплення P_1A . Графічна інтерпретація коефіцієнта перекриття

$$\xi_\alpha = \frac{P_1A}{t} = \frac{\cup P_1A}{t_a},$$

де t — крок ланцюга (за зачепленням); P_a — крок зубців зірки по дузі ділильного кола; $\cup P_1A$ — дуга зачеплення, при цьому, згідно з теорією евольвентного зачеплення, $P_1A = \cup P_1A$, $t = t_a$.

У проміжних привідних механізмах ескалаторів приблизно $H > 45$ м заввишки треба застосовувати схеми, що наведені на рис. 10.16, в яких з тяговими ланцюгами в робочій вітці зачіплюються дві пари привідних зірочок. При цьому, залежно від загальної конструкції приводу, зірочки за фазою зачеплення можуть бути зміщені або на деякий довільний кут (міжосьова відстань a_w при цьому також довільна (рис. 10.16, а), або на кут, що дорівнює половині центрального кута (кутового кроку) $\frac{\tau}{2}$ ($\tau = 360^\circ/z_1$), а міжосьова відстань у цьому разі (рис. 10.16, б) регламентується:

$a_w = t(k + 0,5)$, де k — будь-яке ціле число; z_1 — кількість зубців зірочки. Коефіцієнт перекриття ξ_α для обох схем зачеплення проілюстрований діаграмами ділянок одного та двопарного контакту зубців і цівки в обох вітках ланцюга.

10.5.2. ГЕОМЕТРІЯ ЗАЧЕПЛЕННЯ

У цівковому зачепленні привідних зірочок з тяговими ланцюгами (рис. 10.17) поздовжня вісь ланцюга в робочій та неробочій (холостій) вітках займає положення дотичної до ділильного кола зірочки, при цьому крок ланцюга за зачепленням і крок зубців зірочки, виміряний по дузі ділильного кола (коловий ділильний крок зачеплення) t_a рівні між собою: $t = t_a$ або $2\pi r_1 = z_1 t_a$, де r_1 — радіус ділильного кола зірочки.

З рис. 10.17

$$r_1 = \frac{t}{2 \sin(\pi/z_1)}$$

або, припускаючи, що $\sin \frac{\pi}{z_1} \approx \frac{\pi}{z_1}$,

$$r_1 = z_1 t / (2\pi).$$

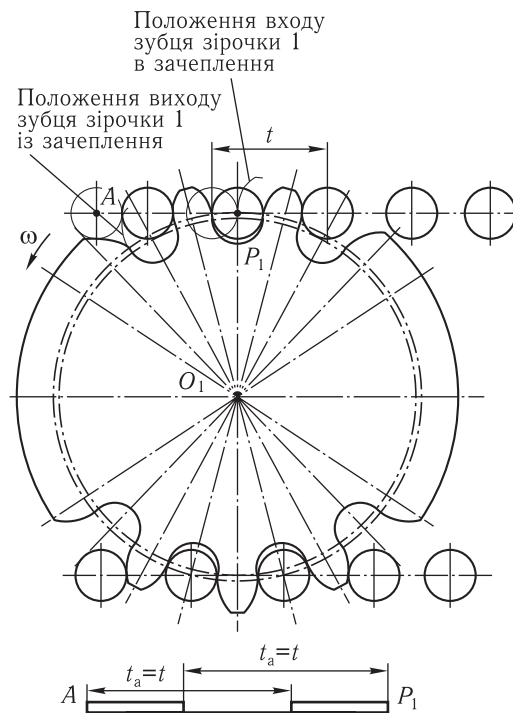
Для застосованої в приводі ескалятора зірочки з кількістю зубців $z_1 = 17$ та тягового ланцюга з кроком $p = 135$ мм

$$r_1 = \frac{17 \cdot 135}{2 \cdot 3,14} = 365,45 \text{ мм.}$$

За умови рівності кроків $t = t_a$ зачеплення кожного зубця зірочки з шарніром ланцюга — цівкою починається в точці дотику P осі ланцюга з ділильним колом зірочки — у полюсі зачеплення. Подальше обертання зірочки супроводжується відносним рухом цівки по профілю зубця від його основи (ніжки) до вершини. В момент, коли попередня цівка підходить до вершини зубця, в контакт з наступною цівкою вступає наступний зубець зірочки, забезпечуючи тим самим безперервність зачеплення.

Необхідну для забезпечення безперервності зачеплення мінімальну висоту зубця $h_{a\min}$, обме-

Рис. 10.15. Схема цівкового зачеплення з однією привідною зірочкою і діаграма ділянок одного та двопарного зачеплення зубців з цівками у верхній вітці



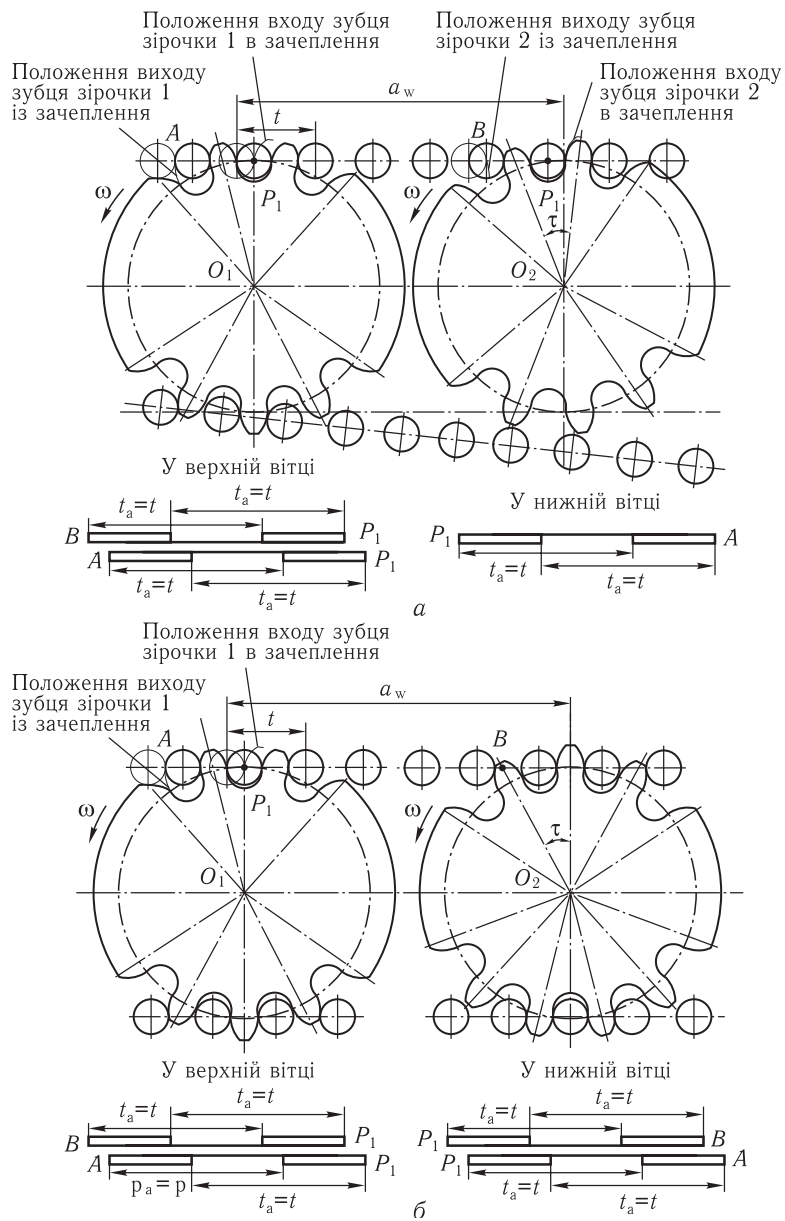
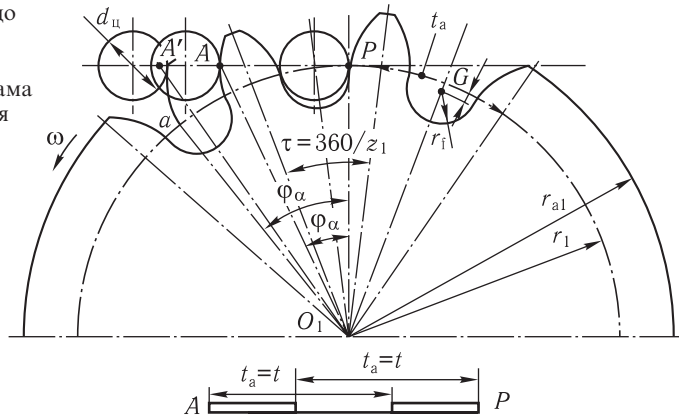


Рис. 10.16. Схеми цівкового зачеплення з двома привідними зірочками і діаграми ділянок одно- та двопарного зачеплення зубців з цівками у верхній і нижній вітках

Рис. 10.17. Схема до розрахунку параметрів цівкового зачеплення і діаграма ділянок зачеплення



жену радіусом кола виступів $r_{a1_{\min}}$, визначаємо з трикутника O_1PA' (рис. 10.17):
 $r_{a1_{\min}}^2 = t^2 + r_1^2$, або, підставляючи крок $t = 2\pi r_1 / z_1$,

$$r_{a1_{\min}}^2 = \left(\frac{2\pi r_1}{z_1}\right)^2 + r_1^2 = r_1^2 \left[1 + \left(\frac{2\pi}{z_1}\right)^2\right],$$

звідки розрахунковий мінімально допустимий радіус кола виступів зірочки, при якому забезпечується коефіцієнт перекриття $\xi_\alpha = 1$,

$$r_{a1_{\min}} = r_1 \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{z_1}\right)^2} = 365,45 \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 3,14}{17}\right)^2} = 389,59 \text{ мм},$$

а мінімальна висота

$$h_{a_{\min}} = r_{a1_{\min}} - r_1 = 389,59 - 365,45 = 24,14 \text{ мм}.$$

Достатня для створення стійкої роботоздатності плавність передачі руху (без відчутних ривків) в реальному силловому цівковому зачепленні забезпечується коефіцієнтом перекриття $\xi_\alpha = 1,2 \dots 1,3$.

Висота зубця зірочки при цьому

$$h_a = t_a \psi_{hp},$$

де ψ_{hp} — відносна висота зубця, яка визначається за графіком на рис. 10.18 з урахуванням кількості зубців зірочки z_1 та відносного діаметра цівки $\psi_{dp} = 0,4 \dots 0,5$. Беручи $\psi_{dp} = 0,475$ (значення, якому в інженерних розрахунках надається перевага), на перетині ліній (рис. 10.18), що відображають $z_1 = 17$ і $\psi_{hp} = 0,475$, знаходимо:

$$\psi_{hp} = 0,525; \quad \xi_\alpha = 1,75;$$

$$h_a = 135 \cdot 0,525 = 70,875 \text{ мм};$$

$$r_{a1} = r_1 + h_a = 365,45 + 70,875 = 436,325 \text{ мм}.$$

Діаметр цівки

$$d_{ц} = \psi d_p t_a = 0,475 \cdot 135 = 64,125 \text{ мм.}$$

Радіус западини зубців зірочки

$$r_f = (0,515 \dots 0,52) d_{ц} = (0,515 \dots 0,52) \cdot 64,125 = 33,02 \dots 33,345 \text{ мм.}$$

Беремо $r_f = 33,2$ мм.

Відстань від центра кола радіусом r_f до ділильного кола

$$c = (0,04 \dots 0,05) d_{ц} = (0,04 \dots 0,05) \cdot 64,125 = 2,565 \dots 3,21 \text{ мм.}$$

Беремо $c = 3$ мм.

Радіус спряження профілів головки зубця і западини

$$R = (0,3 \dots 0,4) d_{ц} = (0,3 \dots 0,4) \cdot 64,125 = 19,24 \dots 25,65 \text{ мм.}$$

Беремо $R = 25$ мм.

Орієнтуючись на існуючі аналоги, попередньо беремо ширину вінця зірочки $b = 40$ мм. Остаточню цей розмір визначаємо при розрахунках контактної міцності елементів зачеплення.

Відстань між опорами цівки (рис. 10.19)

$$l = (1,2 \dots 1,6) b = (1,2 \dots 1,6) \cdot 40 = 48 \dots 64 \text{ мм.}$$

Беремо $l = 56$ мм.

Побудову евольвентного профілю зубця зірочки геометричним способом з використанням прийому оберненого руху наведено на рис. 10.20.

У вибраному масштабі відносно центра зірочки (точка O_1) радіусами $r_1 = 365,45$ мм і $r_{a1} = 436,325$ мм креслимо кола — ділильне та виступів. Через полюс зачеплення (точка P) проводимо дотичну до ділильного кола горизонтальну пряму — вісь ланцюга.

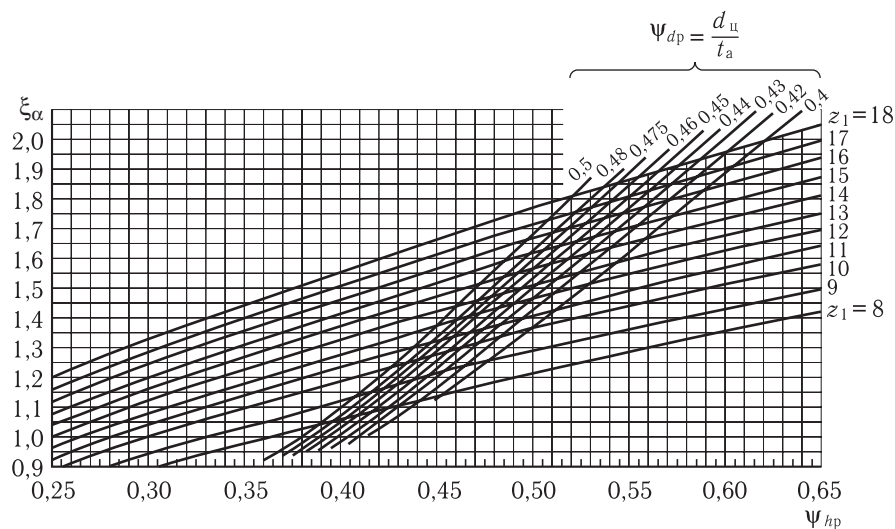
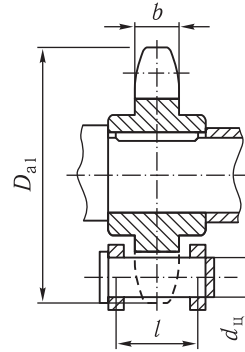


Рис. 10.18. Номограма для визначення параметрів цівкового зачеплення

Рис. 10.19. Схема для визначення параметрів цівки



При обраному на рис. 10.20 напрямку обертання зірочки (ω_1) контакт зубця з цівкою починається в полюсі зачеплення (точка P) і закінчується в точці A — точці перетину осі ланцюга з колом виступів. Відрізок PA , який за побудовою є геометричним місцем точок контакту елементів зачеплення, є лінією зачеплення і її активною частиною одночасно.

Лінію зачеплення $P-4 = PA$ ділимо на чотири рівні частини: $P-1=1-2=2-3=3-4$. З точки 1 радіусом 1-4 переносимо точку 4 на ділильне коло, забезпечуючи в такий спосіб рівність $P-4 = \cup P-4'$, після чого дугу $P-4'$ ділимо на чотири рівні частини: $\cup P-1' = \cup 1'-2' = \cup 2'-3' = \cup 3'-4'$.

З точок $1', 2', 3', 4'$ в напрямку обертання зірочки ω_1 проводимо промені, дотичні до ділильного кола; за побудовою — це перпендикуляри до відповідних радіусів $O_1-1', O_1-2', O_1-3', O_1-4'$. Фізична суть такої побудови: механічній системі зірочка — ланцюг умовно надається рівна за значенням і протилежна за напрямком кутова швидкість: $-\omega_1 = \omega_1$, внаслідок чого зірочка зупиняється, а вісь ланцюга, як твірна пряма евольвенти — бічного профілю зубця, починає перекочуватись без ковзання по дузі ділильного кола з кутовою швидкістю $-\omega_1$.

На променях з точок $P, 1', 2', 3', 4'$ відкладаємо відстані $P-0 = d_{ш}/2 = \rho$:

$$\begin{aligned} 1'-1'' &= (P-1) + \frac{d_{ш}}{2} = \rho_1, & 2'-2'' &= (P-2) + \frac{d_{ш}}{2} = \rho_2, \\ 3'-3'' &= (P-3) + \frac{d_{ш}}{2} = \rho_3, & 4'-4'' &= (P-4) + \frac{d_{ш}}{2} = \rho_4. \end{aligned}$$

Ці відстані є змінними радіусами кривизни евольвенти кола в миттєво зафіксованих точках кривої, яку описує центр обертання цівки (точка O , зафіксована на осі ланцюга, твірній прямій) при зворотному русі цієї прямої. Числові значення цих радіусів у нашому прикладі:

$$\begin{aligned} \rho &= 32,0625 \text{ мм}; & \rho_1 &= 92,0625 \text{ мм}; & \rho_2 &= 152,0625 \text{ мм}; \\ \rho_3 &= 212,0625 \text{ мм}; & \rho_4 &= 272,0625 \text{ мм}. \end{aligned}$$

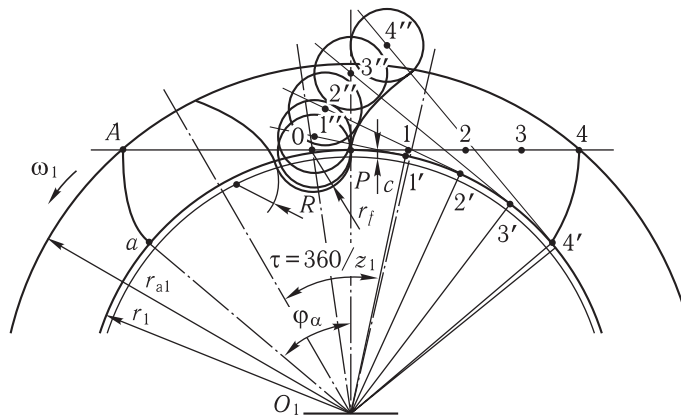


Рис. 10.20. Схема побудови профілю зубця привідної зірочки

Радіусом $r_{\text{ц}} = d_{\text{ц}}/2 = 32,0625$ мм відносно точок 0, 1", 2", 3", 4" описуємо кола, фіксуючи тим самим миттєві положення цівки при зворотному русі. Профіль бічної поверхні зубця зірочки описує обвідна цих положень.

Радіусом $r_1 - c = 365,45 - 3,0 = 362,45$ мм окреслюємо коло, на якому розміщуються центри западин зубців. Центр западини зубця знаходимо, роблячи засічку радіусом $r_f = 33,2$ мм на дузі кола центрів западин із точки перетину цього кола з віссю O_1P . Радіусом $R = 25$ мм виконуємо спряження профілів головки зубця і западини.

10.5.3. ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Фактичний коефіцієнт перекриття (графічні ілюстрації наведено на рис. 10.15...10.17)

$$\xi_{\alpha} = \frac{t_1 A}{t_a} = \frac{240}{135} = 1,778.$$

Коефіцієнт питомого тиску θ дає якісну оцінку розподілу контактних напружень на поверхнях елементів зачеплення зубець-цівка за період їх контакту на лінії зачеплення P_1A і обчислюється за формулою

$$\theta = \frac{t_a}{\pi \rho_{\text{зв}}},$$

де $\rho_{\text{зв}}$ — зведений радіус кривизни елементів зачеплення зубець-цівка в точці їх контакту:

$$\rho_{\text{зв}} = \frac{r_{\text{ц}} \rho_3}{r_{\text{ц}} + \rho_3};$$

$r_{\text{ц}} = \frac{d_{\text{ц}}}{2} = \frac{64,125}{2} = 32,0625$ мм — радіус цівки; ρ_3 — змінний радіус кривизни бічного профілю зубця.

Графік розподілу коефіцієнта питомого тиску на лінії зачеплення P_1A наведено на рис. 10.21.

10.5.4. КОНТАКТНА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЕЦЬ—ЦІВКА

Вибір матеріалів для виготовлення зірочок і цівок. Для виготовлення зірочок цівкових передач рекомендовано сталі марок 40Х, 40ХН, 20ХГНР. Термообробка: поліпшення, поверхневе загартування, цементація, низький відпуск.

Для виготовлення цівок рекомендовано сталі марок: 45, 40Х, 40ХН. Термообробка — поверхневе загартування, низький відпуск.

Вибираємо матеріал зірочки: сталь 20ХГНР, $\sigma_{\text{в}} = 1060$ МПа, $\sigma_{\text{т}} = 900$ МПа, твердість поверхні після цементації 56...63 HRC.

Матеріал цівки: сталь 40ХН, $\sigma_{\text{в}} \geq 850$ МПа, $\sigma_{\text{т}} \geq 700$ МПа, твердість поверхні після поверхневого загартування 48...58 HRC.

Допустимі напруження при розрахунку на контактну міцність для матеріалів зірочки і цівки після цементації та поверхневого загартування:

$$\sigma_{\text{к.зір}} = 40\text{HRC} = 40(56...63) = 2240...2520 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{к.ц}} = 40\text{HRC} = 40(48...58) = 1920...2320 \text{ МПа}.$$

Рис. 10.21. Графік розподілу тиску на зубець привідної зірочки

Контактне напруження в зачепленні

$$\sigma_H = \frac{194}{d_{ц}} \sqrt{\frac{F_{нт}}{\Psi_{bd}} \left(\frac{\Psi_{dp}}{\xi_{\alpha} - 1} + 2 \right)} \leq \sigma_{к.ц.},$$

де $F_{нт}$ — колова сила на зірочці (максимальна сила натягу ланцюга в робочій вітці):

у приводі без вирівнювальних зірочок

$$F_{нт} = 93\,474 \text{ Н},$$

у приводі з вирівнювальними зірочками

$$F_{нт} = 62\,479 \text{ Н};$$

Ψ_{bd} — відносна ширина вінця зірочки:

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{ц}} = \frac{40}{64,125} = 0,624$$

(за існуючими рекомендаціями $\Psi_{bd} = 1,5 \dots 2,5$).

Отже,

$$\sigma_H = \frac{194}{64,125} \sqrt{\frac{93\,474}{0,624} \left(\frac{0,475}{1,778 - 1} + 2 \right)} = 1892 \text{ МПа} < \sigma_{к.ц.};$$

$$\sigma_H = \frac{194}{64,125} \sqrt{\frac{62\,479}{0,624} \left(\frac{0,475}{1,778 - 1} + 2 \right)} = 1546,6 \text{ МПа} < \sigma_{к.ц.}$$

Умова контактної міцності елементів зачеплення виконується для обох варіантів конструкції приводу.

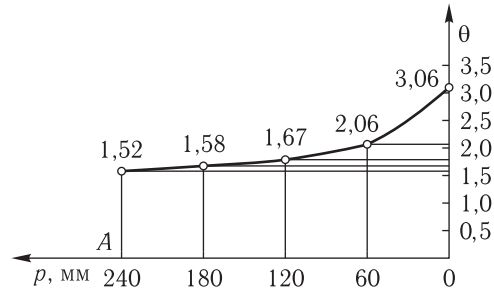
10.6 ДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ЕСКАЛАТОРІВ

10.6.1. ЗАДАЧІ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

Електромеханічна система (ЕМС) ескалатора складається з таких елементів (ланок):

- несівна металоконструкція (МК);
- ланцюговий тяговий орган;
- редуктор;
- електродвигун.

Поручнева установка в цьому розрахунку не розглядається.



Рухи всіх перелічених ланок в основному добре описуються лінійними диференціальними рівняннями. При цьому частоти перших двох форм коливань МК, яку зазвичай виконують у вигляді двох багатоопорних ферм, і редуктора значно перевищують частоти перших форм коливань тягового органа та електродвигуна. На підставі цього в першому наближенні вважатимемо МК і редуктор абсолютно жорсткими ланками ЕМС ескалатора, яка після такого припущення складатиметься з двох ланок — ланцюгового тягового органа та електродвигуна. Хоча ланки, що входять до складу ЕМС ескалатора, лінійні, рівняння руху ЕМС ескалатора будуть нелінійними. Ця нелінійність зумовлена періодичним змінням передатного числа приводу, властивим зачепленню тягових ланцюгів з привідними зірочками. В ЕМС ескалатора збуджуються параметричні коливання. В динамічних розрахунках ескалаторів вирішують три задачі:

- ідентифікація ЕМС ескалатора в частотній області (визначення оцінок амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) та, у разі потреби, отримання фазочастотних характеристик (ФЧХ));
- оцінка рівня, частотного складу та інших характеристик параметричних коливань ЕМС ескалатора в робочих режимах;
- аналіз перехідних процесів, які відбуваються в ЕМС ескалатора під час пусків і гальмувань.

Перша задача розв'язується, щоб обґрунтувати вибір групи параметрів (таких, як крок ланцюгів, коефіцієнт перекриття зачеплення, кількість зубців зірочок), від яких залежить частота переспряження зубців з ланцюгами, та щоб запобігти появі параметричного резонансу в ЕМС ескалатора в робочих режимах.

Через нелінійність рівнянь руху ЕМС ескалатора перша задача розв'язується поетапно для ланок системи, тобто спочатку для ланцюгового тягового органа, потім для електродвигуна. Отримані результати, як правило, дають змогу відокремити частоту переспряження зубців зірочок з ланцюгами від власних частот найбільш енергонесівних форм коливань ланок.

Результати розв'язування другої задачі після схематизації процесу навантаження елементів ЕМС є вихідними даними для розрахунків ресурсів зубчастих передач редуктора і ланок тягових ланцюгів при багатоцикловому навантаженні.

За результатами розв'язування третьої задачі оцінюється реальний рівень прискорень під час пусків і гальмувань, переміщень, сил інерції, сил деформації елементів ЕМС, міцність елементів.

Далі наведено приклади розв'язання першої та другої задач для ескалатора, висота якого $H = 45$ м, кут нахилу лінійної частини $\alpha = 30^\circ$, ширина сходового полотна $B = 1000$ мм, швидкість $v = 0,75$ м/с.

10.6.2. ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАНЦЮГОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНУ

Ланцюговий тяговий орган ескалятора між точками збігання (защемлення) і набігання (координата x_1) та привідні зірочки (велика нижня вітка) можна зобразити системою із зосередженими параметрами (рис. 10.22). Тяговий орган розбиваємо на вісім відрізків, кожний з яких характеризується масою m_i , кг, жорсткістю C , Н/м, коефіцієнтом демпфірування μ , Н·с/м. Координати мас x_i , м.

Геометрична характеристика ділянки ланцюга (див. рис. 10.11)

$$L = \frac{L_{1-9}}{8} = \frac{184,788}{8} = 23 \text{ м.}$$

Маси робочих віток

$$\begin{aligned} m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_p &= (0,5q + q_c + 2q_d)L = \\ &= (0,5 \cdot 216 + 58,6 + 64) \cdot 23 = 5303,8 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Маси неробочих (холостих) віток

$$m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_x = (q_c + 2q_d)L = (58,6 + 64) \cdot 23 = 2819,8 \text{ кг.}$$

Жорсткість ділянки ланцюгового тягового органа завдовжки L

$$C = \frac{EF'}{L} = \frac{2,11 \cdot 10^{11} \cdot 2,232 \cdot 10^{-3}}{23} = 20,38 \cdot 10^6 \text{ Н/м,}$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м — модуль Юнга для сталі; $F' = 4\delta h = 4 \cdot 0,062 \cdot 0,009 = 2,232 \cdot 10^{-3}$ м² — площа поперечного перерізу ланцюгів; $L = 23$ м — довжина відрізка ланцюгів.

Коефіцієнт демпфірування відрізка ланцюгового тягового органа завдовжки L

$$\mu = \psi \frac{1}{\pi} \sqrt{m_{cp} C} = 2 \frac{1}{3,1416} \sqrt{4061,8 \cdot 20,38 \cdot 10^6} = 183 \, 140 \text{ Н} \cdot \text{с/м,}$$

де $\psi = 2$ — коефіцієнт відносного розсіювання енергії в механізмах з котками*;

$$m_{cp} = \frac{m_p + m_x}{2} = \frac{5303,8 + 2819,8}{2} = 4061,8 \text{ кг.}$$

Визначимо зовнішні сили, що діють на ланцюговий тяговий орган. Режим роботи — рух на підймання навантаженого сходового полотна.

Опір (силу опору) пересуванню робочої вітки ескалятора умовно ділимо на три частини і прикладаємо кожен частину до відповідної маси ро-

*Григорьев Н. И. Нагрузки кранов. — М.; Л.: Машиностроение, 1964.

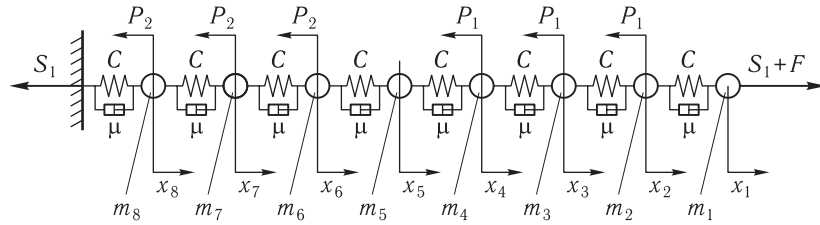


Рис. 10.22. Розрахункова динамічна система ланцюгового тягового органу ескалатора

бочої вітки ланцюгового тягового органу (рис. 10.22):

$$P_1 = \frac{S_9 - (S_5 + S_4)/2}{3} = \frac{156\,547 - 2184}{3} = 51\,454,3 \text{ Н.}$$

Те саме виконуємо для холостої вітки:

$$P_2 = \frac{(S_5 + S_4)/2 - S_1}{3} = \frac{2184 - 53\,206}{3} = -17\,007,3 \text{ Н.}$$

Сила, яка передається привідними зірочками з холостої вітки на робочу, прикладена до ланцюгового органу в точці набігання $S_1 = 53\,206 \text{ Н}$.

Сила, створювана двигуном у точці набігання ланцюгового органу на привідні зірочки,

$$F = F_{\text{ст}} + F_{\text{д}},$$

де $F_{\text{ст}} = 103\,341 \text{ Н}$ — створювана приводом статична сила, яка забезпечує статичну рівновагу системи:

$$S_1 + 3P_1 + 3P_2 = S_1 + F_{\text{ст}};$$

$F_{\text{д}}$ — додаткова динамічна сила, створювана приводом, Н.

Рівняння руху тіл динамічної системи ланцюгового тягового органу:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= (C(x_2 - x_1) + \mu(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + S_1 + F)/m_1; \\ \ddot{x}_2 &= (C(x_1 - 2x_2 + x_3) + \mu(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - P_1)/m_2; \\ \ddot{x}_3 &= (C(x_2 - 2x_3 + x_4) + \mu(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - P_1)/m_3; \\ \ddot{x}_4 &= (C(x_3 - 2x_4 + x_5) + \mu(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5) - P_1)/m_4; \\ \ddot{x}_5 &= (C(x_4 - 2x_5 + x_6) + \mu(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6))/m_5; \\ \ddot{x}_6 &= (C(x_5 - 2x_6 + x_7) + \mu(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7) - P_2)/m_6; \\ \ddot{x}_7 &= (C(x_6 - 2x_7 + x_8) + \mu(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8) - P_2)/m_7; \\ \ddot{x}_8 &= (C(x_7 - 2x_8) + \mu(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8) - P_2)/m_8. \end{aligned}$$

Сили на окремих ділянках ланцюгового тягового органу ескалятора:

$$y_1 = (x_1 - x_2)C; y_2 = (x_2 - x_3)C; y_3 = (x_3 - x_4)C; y_4 = (x_4 - x_5)C;$$

$$y_5 = (x_5 - x_6)C; y_6 = (x_6 - x_7)C; y_7 = (x_7 - x_8)C; y_8 = x_8C.$$

Як основну динамічну характеристику дослідимо амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) ланцюгового тягового органу. Сигнал на вході в систему — додаткова динамічна сила F_d , а реакція системи (сигнал на виході) — сили y_j на окремих ділянках ланцюгового тягового органу. Отже, АЧХ тягового органу

$$A_i(f) = A_{y_i}(f) / A_{F_d}(f),$$

де $i = 1 \dots 8$ — номери ділянок ланцюгового тягового органу; f — частота вхідного гармонічного сигналу, Гц; A_{y_i} — амплітуда сили y_i , Н; A_{F_d} — амплітуда сили F_d , Н.

Щоб оцінити АЧХ тягового органа, застосовано такий метод. Як тестовий використано полігармонічний сигнал, який являє собою суму 100 синусоїд у діапазоні $0 \dots 10$ Гц з кроком за частотою $\Delta f = 0,1$ Гц і амплітудою $A_0 = 7618$ Н (рівень середнього квадратичного відхилення y_1 для $H = 45$ м):

$$F_d(t) = A_0 \sum_{n=1}^{100} \sin(2\pi \Delta f n t).$$

Реакції системи на тестовий сигнал визначено інтегруванням рівнянь руху тіл динамічної системи тягового органу як функції $y_i(t)$.

Співвідношення вхідного сигналу і реакції системи має вигляд

$$G_y = |\hat{H}(f)|^2 G_d,$$

де G_y — спектральна щільність реакції системи (сили y_i), $\text{Н}^2/\text{Гц}$; G_d — спектральна щільність тестового сигналу F_d , $\text{Н}^2/\text{Гц}$; $\hat{H}(f)$ — оцінка комплексної частотної характеристики системи: модуль частотної характеристики тягового органу (АЧХ)

$$|\hat{H}(f)| = \sqrt{G_y / G_d}.$$

Оскільки виконувана ідентифікація системи має вигляд числового, а не фізичного експерименту, то вибіркова спектральна щільність (періодограма) може бути визнана достовірною спектральною оцінкою, тоді

$$|\hat{H}(f)| = \sqrt{\frac{2T^{-1} |X_y(f)|^2}{2T^{-1} |X_d(f)|^2}},$$

де T — тривалість процесу, с; f — частота, Гц, або

$$|\hat{H}(f)| = \frac{|X_y(f)|}{|X_d(f)|};$$

$|X_y(f)|$ — модуль поточного (фінітного) спектра сили y на ділянці тягового органу, Н/Гц; $|X_d(f)|$ — модуль поточного (фінітного) спектра сили F_d , Н/Гц. Фінітні спектри визначаються перетворенням Фур'є:

$$X_y = \int_0^T y(t) e^{-j2\pi ft} dt;$$

$$X_d = \int_0^T F_d(t) e^{-j2\pi ft} dt,$$

де $j = \sqrt{-1}$; f — частота, Гц; t — поточний час, с; T — час, протягом якого аналізується процес, с.

Остаточно АЧХ ланцюгового органу має вигляд

$$A(f) = Q_3(f) = Q_2(f)/Q_1(f),$$

де

$$Q_2(f) = \sqrt{(\operatorname{Re} X_y)^2 + (\operatorname{Im} X_y)^2};$$

$$Q_1(f) = \sqrt{(\operatorname{Re} X_d)^2 + (\operatorname{Im} X_d)^2};$$

Re , Im — відповідно дійсні та уявні частини фінітних спектрів.

Наводимо параметри спектрального аналізу тестового сигналу і сигналу реакції системи (ланцюгового органу ескалятора).

Крок інтегрування рівнянь руху тіл системи тягового органу

$$D5 = 0,01 \text{ с.}$$

Крок запам'ятовування розв'язку (квантування)

$$\Delta t = 0,04 \text{ с.}$$

Частота квантування сигналів (Найквіста)

$$f_n = \frac{1}{\Delta t} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ Гц.}$$

Отже, для цього аналізу припускаємо, що на частотах вищих за $f_n/2 = 12,5$ Гц немає істотних енергонесівних форм коливань, тобто передбачувана частота обнуління спектра $f_0 = 12,5$ Гц.

Рис. 10.23. Оцінки АЧХ ланцюгового тягового органу для $H = 45$ м (1, 5, 8 — номери ділянок ланцюга)

Час, протягом якого аналізується процес, $T = 10$ с.

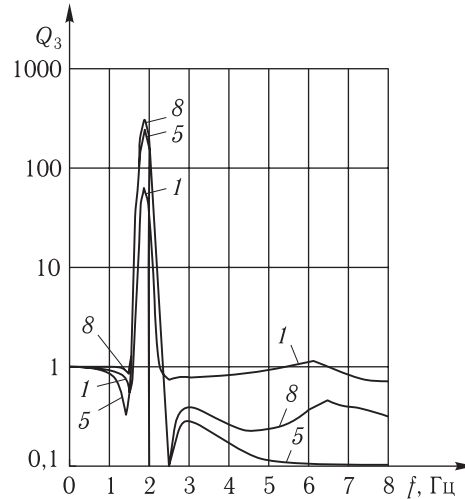
Частотна смуга аналізу $f = 0 \dots 10$ Гц.

Кількість відліків при частотному аналізі

$$N = \frac{T}{\Delta t} = \frac{10}{0,04} = 250.$$

Кількість відліків спектра в смузі аналізу

$$M = \frac{10}{\Delta f} = \frac{10}{0,1} = 100.$$



Розділення спектрів за частотою у разі прямого спектрального вікна

$$\Delta f = \frac{1}{T} = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ Гц.}$$

Використане в аналізі спектральне вікно Блекмана—Херріса* має характеристики: рівень бокових пелюсток — 62 дБ; коефіцієнт вікна $k_0 = 1,81$.

Розділення спектрів за частотою у разі використання вікна Блекмана—Херріса $\Delta f_{\text{Б-Х}} = 1,81 \Delta f = 0,18$ Гц.

Амплітудно-частотну характеристику $Q_3(f)$ ланцюгового тягового органу ескалатора для висоти його $H = 45$ м в логарифмічних координатах зображено на рис. 10.23. Аналіз цієї АЧХ дає такі результати:

— перша зона АЧХ у смузі від 1,4 до 2,5 Гц характеризується винятково високими коефіцієнтами підсилення (до випробувань реальні витрати енергії в циклі деформацій не встановлено);

— резонансна частота першої форми коливань ланцюгового тягового органу ескалатора $f = 1,9$ Гц;

— на навантажених ділянках ланцюгового тягового органу (статичний розтяг, ділянки 1, 5, 8) проявляється друга зона посилення АЧХ в смузі від 5,5 до 7,0 Гц (рис. 10.23).

Таким чином, для ланцюгового тягового органу ескалатора $H = 45$ м заввишки винятково небажані періодичні впливи з частотою $f = 1,9$ Гц.

Частотна смуга від 1,4 до 2,5 Гц не рекомендована для зовнішніх впливів.

*Херрис Ф. Дж. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье // ТИИЭР. — 1978. — Т. 66, № 1.

Підсилення АЧХ для найбільш статично навантажених ділянок ланцюгового тягового органу становить: для ділянки 1 — 1,106, для ділянки 8 — 0,45 у смузі частот 5,5...7,0 Гц.

Завдяки здатності двигуна демпфірувати коливання елементів ЕМС коефіцієнти підсилення АЧХ тягового органу можуть бути меншими за розрахункові. Підсумовуючи, можна зробити висновок: за наявності періодичного впливу на ланцюговий тяговий орган бажано, щоб його частота перевищувала 7 Гц (у цьому разі коливання тягового органу мають найменш енергонесивні форми).

10.6.3. ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВІДНИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Для двигуна 4АНК250МЧУЗ:

$$P = 110 \text{ кВт}; S_H = 3,5 \%; \lambda = \frac{M_k}{M_H} = 2,5; I_p = 3,82 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; n_c = 1500 \text{ об/хв}$$

$$\left(\omega_0 = \frac{\pi n_c}{30} = 157 \text{ рад/с} \right); n_H = n_c (1 - S_H) = 1447,5 \text{ об/хв};$$

$$\left(\omega_H = \frac{\pi n_c}{30} = 151,58 \text{ рад/с} \right); M_H = 725,69 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\max} = 1814,22 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Критичне ковзання $S_k = 0,1678$.

Амплітудно-частотну характеристику двигуна наведено на рис. 1.3. Розрахунок АЧХ двигуна наведено в п. 1.3. Як видно із АЧХ, двигун фільтрує компоненти у смузі 0...10 Гц. Частоти понад 10 Гц двигун заглушає.

10.6.4. ПАРАМЕТРИ КОЛИВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЕСКАЛАТОРІВ

Якщо є постійні сили опору пересуванню тягового органу і немає керувальних впливів на електродвигун, то все одно в ЕМС ескалаторів збуджуються параметричні коливання. Причиною параметричних коливань ЕМС є періодичне змінення передатного відношення приводу, зумовлене властивостями зачеплень тягові ланцюги—зірочки. Позначимо через F силу натягу ланцюгів у точці набігання на привідні зірочки, створювану приводом. Передатне відношення приводу

$$u = \frac{FR_{з\text{і}р}}{M_d},$$

де

$$F = F_0 \cos^2 \beta;$$

F_0 — сила на зубцях зірочок у момент входу в зачеплення з шарнірами;
 β — кут між вертикаллю і поточним радіусом точки контакту зубців з шарніром ланцюга:

$$\beta_{\max} = \arctg \frac{t_{\text{л}}}{R_{\text{зір}}} = \arctg \frac{136,5}{282,42} = 25,8^\circ = 0,4502 \text{ рад};$$

$R_{\text{зір}}$ — радіус привідних зірочок, м; $M_{\text{д}}$ — момент двигуна, Н·м.

Період переспряження зубців $T_1 = 0,17$ с. Частота переспряження зубців $f_1 = T_1^{-1} = 5,88$ Гц. Отже,

$$u = \frac{F_0 \cos^2 \beta R_{\text{зір}}}{M_{\text{д}}} = u_{\max} \cos^2 \beta,$$

де $\beta = \omega_{\text{зір}} t_{\text{л}}$; $\omega_{\text{зір}} = 2,656$ рад/с — кутова швидкість зірочки;

$$u_{\max} = \frac{F_0 R_{\text{зір}}}{M_{\text{д}}} = 57,76.$$

Таким чином, передатне відношення приводу змінюється періодично з частотою 5,88 Гц від 57,76 до 46,82.

Розрахунку динамічну систему ескалятора наведено на рис. 10.24.

Параметри системи:

$I_3 = 3,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції мас на швидкохідному валу приводу;

$m_1 = 2819,8 \text{ кг}$ — маса ділянки холостої вітки тягового органа;

$m_2 = 5303,8 \text{ кг}$ — маса ділянки робочої вітки тягового органа;

$C' = 20,38 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ — жорсткість ділянки ланцюгового тягового органу завдовжки $L = 23$ м;

$\mu' = 183140 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ — коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга завдовжки $L = 23$ м.

Зовнішні сили, що діють на ланцюговий тяговий орган:

опір пересуванню робочої вітки $P_1' = 51454,3 \text{ Н}$;

опір пересуванню холостої вітки $P_2' = -17007,3 \text{ Н}$;

сила попереднього натягу ланцюгів $P_3' = 53206 \text{ Н}$.

Інші параметри:

$\varphi_1 \dots \varphi_3$ — координати тіл системи, рад (на швидкохідному валу);

$M_{\text{д}}$ — електромагнітний момент двигуна;

$R_{\text{зір}}$ — радіус привідних зірочок;

u — поточне значення передатного відношення приводу.

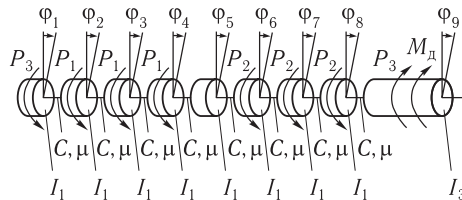


Рис. 10.24. Схема до розрахунку параметричних коливань динамічної системи ескалятора

Рівняння руху тіл системи мають вигляд

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = (C(\varphi_2 - \varphi_1) + \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - P_3)/I_1, \\ \ddot{\varphi}_2 = (C(\varphi_1 - 2\varphi_2 + \varphi_3) + \mu(\dot{\varphi}_1 - 2\dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3) - P_1)/I_1, \\ \ddot{\varphi}_3 = (C(\varphi_2 - 2\varphi_3 + \varphi_4) + \mu(\dot{\varphi}_2 - 2\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4) - P_1)/I_1, \\ \ddot{\varphi}_4 = (C(\varphi_3 - 2\varphi_4 + \varphi_5) + \mu(\dot{\varphi}_3 - 2\dot{\varphi}_4 + \dot{\varphi}_5) - P_1)/I_1, \\ \ddot{\varphi}_5 = (C(\varphi_4 - 2\varphi_5 + \varphi_6) + \mu(\dot{\varphi}_4 - 2\dot{\varphi}_5 + \dot{\varphi}_6))/I_2, \\ \ddot{\varphi}_6 = (C(\varphi_5 - 2\varphi_6 + \varphi_7) + \mu(\dot{\varphi}_5 - 2\dot{\varphi}_6 + \dot{\varphi}_7) - P_2)/I_2, \\ \ddot{\varphi}_7 = (C(\varphi_6 - 2\varphi_7 + \varphi_8) + \mu(\dot{\varphi}_6 - 2\dot{\varphi}_7 + \dot{\varphi}_8) - P_2)/I_2, \\ \ddot{\varphi}_8 = (C(\varphi_7 - 2\varphi_8 + \varphi_9) + \mu(\dot{\varphi}_7 - 2\dot{\varphi}_8 + \dot{\varphi}_9) - P_2)/I_2, \\ \ddot{\varphi}_9 = (C(\varphi_8 - \varphi_9) + \mu(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_9) + M_{\text{д}} + P_3)/I_3, \\ \dot{M}_{\text{д}} = -52,68M_{\text{д}} + 7261,15(157 - \dot{\varphi}_9), \end{cases}$$

де

$$C = C' \frac{R_{\text{зп}}^2}{u^2};$$

$$\mu = \mu' \frac{R_{\text{зп}}^2}{u^2};$$

$$P_1 = P_1' \frac{R_{\text{зп}}}{u}; \quad P_2 = P_2' \frac{R_{\text{зп}}}{u}; \quad P_3 = P_3' \frac{R_{\text{зп}}}{u};$$

$$I_1 = \frac{m_1 R_{\text{зп}}^2}{u^2}; \quad I_2 = \frac{m_2 R_{\text{зп}}^2}{u^2}.$$

Сили, що діють на ланцюговий тяговий орган на окремих ділянках:

$$y_1 = (\varphi_2 - \varphi_1) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_2 = (\varphi_3 - \varphi_2) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_3 = (\varphi_4 - \varphi_3) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_4 = (\varphi_5 - \varphi_4) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_5 = (\varphi_6 - \varphi_5) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_6 = (\varphi_7 - \varphi_6) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

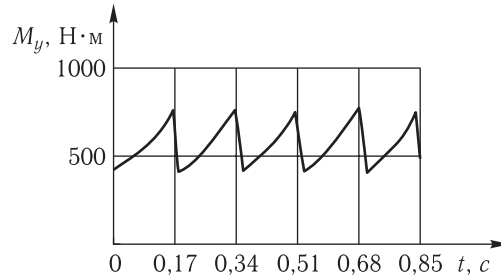
$$y_7 = (\varphi_8 - \varphi_7) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}};$$

$$y_8 = (\varphi_9 - \varphi_8) C u_{\text{max}} / R_{\text{зп}}.$$

Момент на швидкохідному валу редуктора $y_9 = (\varphi_9 - \varphi_8) C - P_3$.

Момент на тихохідному валу редуктора $y_0 = y_9 u_{\text{max}}$.

Рис. 10.25. Діаграма крутного моменту на валу електродвигуна



Система рівнянь розв'язана з використанням ЕОМ. В системі t — тривалість процесу, с.

Діаграму крутного моменту на швидкохідному валу редуктора наведено на рис. 10.25. Ця діаграма є основою для побудови блоку навантаження передач, валів і підшипників редуктора.

Як видно з діаграми, при параметричних коливаннях ЕМС ескалатора спостерігається розгойдування крутного моменту в редукторі на частоті 5,88 Гц з розмахом на швидкохідному валу 343 Н·м ($M_{y\max} = 757$ Н·м; $M_{y\min} = 414$ Н·м).

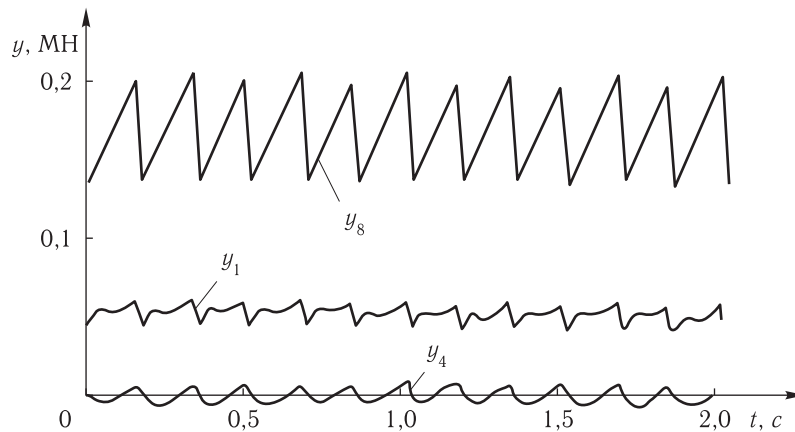


Рис. 10.26. Діаграми сил у ланцюзі на ділянках 1, 4, 8

Електромагнітний момент двигуна здійснює коливання з частотою 5,88 Гц і розмахом 200 Н·м ($M_{d\max} = 673$ Н·м; $M_{d\min} = 471$ Н·м).

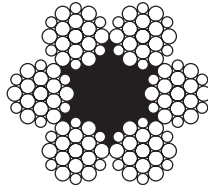
Реальний коефіцієнт підсилення АЧХ двигуна на частоті 5,88 Гц в ЕМС ескалатора $k_y = \frac{202}{343} = 0,59$.

Діаграми сил в ланцюгах на ділянках 1, 4 і 8 наведено на рис. 10.26.

Динамічність параметричних коливань ЕМС ескалатора можна знизити, якщо зменшити крок ланцюга та, деякою мірою, збільшити швидкість ланцюгів.

Частота переспряження зубців привідних зірочок має перевищувати 7 Гц.

ДОДАТКИ



каната	Діаметр, мм			Розрахункова площа перерізу усіх дротів, мм ²	Орієнтовна маса 1000 м змащеного каната, кг
	дроту				
	центрального 6 дротів	у шарах 108 дротів	заповнення 36 дротів		
8,1	0,55	0,50	0,22	24,00	236,5
9,7	0,70	0,60	0,26	34,75	342,5
11,5	0,80	0,70	0,30	47,12	464,0
13,0	0,90	0,80	0,34	61,38	605,0
14,5	1,00	0,90	0,38	77,50	763,5
16,0	1,15	1,00	0,40	95,58	941,5
17,5	1,25	1,10	0,45	115,72	1140,0
19,5	1,35	1,20	0,50	137,81	1357,5
21,0	1,45	1,30	0,55	161,81	1594,0
22,5	1,60	1,40	0,60	188,50	1857,0
24,0	1,70	1,50	0,65	216,42	2132,0
25,5	1,80	1,60	0,70	246,27	2426,0
27,5	1,90	1,70	0,75	278,10	2739,0
29,0	2,00	1,80	0,80	311,77	3071,0
32,0	2,20	2,00	0,85	382,52	3768,0
35,5	2,40	2,20	0,95	463,20	4562,5
38,5	2,60	2,40	1,00	548,71	5405,0
42,0	2,80	2,60	1,10	644,55	6349,0
45,0	3,10	2,80	1,20	751,01	7397,5
48,5	3,30	3,00	1,30	862,51	8496,0

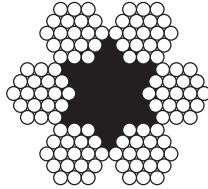
П р и м і т к и: 1. Канати, розривне зусилля яких наведено праворуч від жирної лінії, виготовляють із дроту без покриття. За узгодженням зі споживачем допускається

Канати сталеві.

Канат подвійного скручування типу ЛК-3 конструкції
 $6 \times 25(1 + 6; 6 + 12) + 1 \text{ о. о.}$

Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менше, для маркувальних груп відносно тимчасового опору розриванню, МПа							
1370	1470	1570	1670	1770	1860	1960	2060
—	—	31900	33950	35100	36500	38050	39450
—	—	46300	49150	50850	53000	55100	57150
54900	58800	62700	66650	68900	71850	74750	
71500	76600	81750	86600	89450	93550	97200	
90350	96600	102500	109000	113000	118050	122500	
110500	119000	126500	134500	139500	145500	151000	
134500	144000	153500	163500	169000	175500	183000	
160000	171500	183000	194500	201000	209500	218500	
188500	201500	215000	228500	236500	246000	256500	
219000	235000	250500	266500	275000	287500	298500	
251500	269500	288000	305500	316500	330000	343000	
286500	307000	327500	348000	360000	375000	390500	
323500	346500	369500	393000	406500	423500	441000	
363000	389000	415000	441000	456000	475000	494500	
445500	477000	509500	541000	559500	583500	607000	
539000	578000	616500	655000	677500	707000	735000	
639000	685500	730500	776500	795000	835000	868500	
751000	805000	857500	911500	943000	980000	1015000	
874500	936500	999500	1055000	1095000	1140000	1190000	
999500	1070000	1145000	1220000	1255000	1310000	1365000	

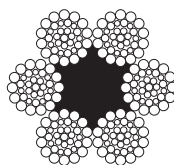
виготовляти канати з оцинкованого дроту. 2. Значення діаметрів канатів понад 10 мм округлено до цілих чисел або до 0,5 мм.



каната	Діаметр, мм				Розрахункова площа перерізу усіх дротів, мм ²	Орієнтовна маса 1000 м змашеного каната, кг		
	дроту						1370	1470
	централь-ного	першого шару (внутрішнього)	другого шару (зовнішнього)					
			6 дротів	36 дротів				
3,6	0,26	0,24	0,20	0,26	4,98	48,8	—	—
3,8	0,28	0,26	0,20	0,28	5,63	55,1	—	—
4,1	0,30	0,28	0,22	0,30	6,55	64,1	—	—
4,5	0,32	0,30	0,24	0,32	7,55	73,9	—	—
4,8	0,34	0,32	0,26	0,34	8,62	84,4	—	—
5,1	0,36	0,34	0,28	0,36	9,76	95,5	—	—
5,6	0,40	0,38	0,30	0,40	11,90	116,5	—	—
6,2	0,45	0,40	0,34	0,45	14,47	141,6	—	—
6,9	0,50	0,45	0,38	0,50	18,05	176,6	—	—
7,6	0,55	0,50	0,40	0,55	21,57	211,0	—	—
8,3	0,60	0,55	0,45	0,60	26,15	256,0	—	—
9,1	0,65	0,60	0,50	0,65	31,18	305,0	—	—
9,9	0,70	0,65	0,55	0,70	36,66	358,6	—	—
11,0	0,80	0,75	0,60	0,80	47,19	461,6	—	—
12,0	0,85	0,80	0,65	0,85	53,87	527,0	—	—
13,0	0,90	0,85	0,70	0,90	61,00	596,6	71050	76190
14,0	1,00	0,95	0,75	1,00	74,40	728,0	86700	92850
15,0	1,10	1,00	0,80	1,10	86,28	844,0	100000	107000
16,5	1,20	1,10	0,90	1,20	104,61	1025,0	121500	130000
18,0	1,30	1,20	1,00	1,30	124,73	1220,0	145000	155000
19,5	1,40	1,30	1,05	1,40	143,61	1405,0	167000	178500
21,0	1,50	1,40	1,15	1,50	167,03	1635,0	194500	208000
22,5	1,60	1,50	1,20	1,60	188,78	1850,1	220000	235500
24,0	1,70	1,60	1,30	1,70	215,49	2110,0	250500	269000
25,5	1,80	1,70	1,40	1,80	244,00	2390,0	284000	304500
27,0	1,90	1,80	1,50	1,90	274,31	2685,0	319000	342000
28,0	2,00	1,90	1,50	2,00	297,63	2910,0	346500	371000
30,5	2,20	2,10	1,60	2,20	356,72	3490,0	415500	445500
32,0	2,30	2,20	1,70	2,30	393,06	3845,0	458000	490500
33,5	2,40	2,30	1,80	2,40	431,18	4220,0	502500	538500
37,0	2,60	2,50	2,00	2,60	512,79	5015,0	597500	640000
39,5	2,80	2,60	2,20	2,80	586,59	5740,0	684000	732500
42,0	3,00	2,80	2,30	3,00	668,12	6535,0	779000	833000
44,5	3,20	3,00	2,40	3,20	755,11	7385,0	880500	941000
47,5	3,40	3,20	2,60	3,40	861,98	8430,0	1000000	1070000
51,0	3,60	3,40	2,80	3,60	976,03	9545,0	1135000	1215000
56,0	4,00	3,80	3,00	4,00	1190,53	11650,0	1385000	1480000

Канати сталеві.Канат подвійного скручування типу ЛК-Р конструкції $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1$ о. о.

Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менше, для маркувальних груп відносно тимчасового опору розриванню, МПа								
1570	1670	1770	1860	1960	2060	2160	2260	2350
—	—	7465	7880	8295	8600	8910	9203	9485
—	—	8400	8750	9350	9700	10000	10350	10650
—	—	9750	10150	10850	11250	11650	12100	12450
—	—	11250	11750	12500	12800	13100	13750	14350
—	—	12850	13400	13900	14450	14950	—	—
—	—	14600	15150	15800	16450	17050	—	—
15800	16800	17800	18550	19350	20000	20700	—	—
19250	20100	21100	22250	23450	24350	25200	—	—
24000	25500	26300	27450	28700	29850	—	—	—
28700	30500	32300	32900	34200	35500	—	—	—
34800	36950	38150	39850	41600	43200	—	—	—
41500	44100	45450	47500	49600	51700	—	—	—
48850	51850	53450	55950	58350	—	—	—	—
62850	66750	68800	72000	75100	—	—	—	—
71750	76200	78550	81900	85750	—	—	—	—
81250	86300	89000	92800	97000	—	—	—	—
98950	105000	108000	112500	118000	—	—	—	—
114550	122000	125500	131000	137000	—	—	—	—
139000	147500	152000	159000	166000	—	—	—	—
166000	176000	181500	189500	198000	—	—	—	—
191000	203000	209000	218500	228000	—	—	—	—
222000	236000	243500	254000	265500	—	—	—	—
251000	267000	275000	287500	303500	—	—	—	—
287000	304500	314000	328000	343000	—	—	—	—
324500	345000	356000	372000	388500	—	—	—	—
365000	388000	399500	418000	436500	—	—	—	—
396000	421000	434000	453500	473500	—	—	—	—
475000	504500	520000	544000	567500	—	—	—	—
523500	556000	573000	599500	625500	—	—	—	—
574000	610500	629000	658000	686000	—	—	—	—
683000	725000	748000	782500	816000	—	—	—	—
781500	828000	856000	891500	938500	—	—	—	—
890000	945000	975000	1010000	1060000	—	—	—	—
1000000	1035000	1075000	—	—	—	—	—	—
1145000	1185000	1230000	—	—	—	—	—	—
1295000	1340000	1395000	—	—	—	—	—	—
1580000	1635000	1705000	—	—	—	—	—	—



каната	Діаметр, мм					Розрахункова площа перерізу усіх дротів, мм ²	Орієнтовна маса 1000 м змашеного каната, кг	1180	1270
	дроту								
	центрального	першого шару	другого шару		третього шару (внутрішнього)				
			42 дроти	42 дроти					
6,3	0,38	0,28	0,28	0,20	0,36	15,72	155,5	—	—
6,7	0,40	0,30	0,30	0,22	0,38	17,81	176,0	—	—
7,4	0,45	0,32	0,32	0,24	0,40	20,16	199,0	—	—
8,1	0,50	0,36	0,36	0,28	0,45	25,67	253,5	—	—
9,0	0,55	0,40	0,40	0,30	0,50	31,45	310,5	—	—
9,7	0,60	0,45	0,45	0,34	0,55	38,82	383,5	—	—
11,5	0,70	0,50	0,50	0,40	0,65	51,96	513,0	—	—
13,5	0,80	0,60	0,60	0,45	0,75	70,55	696,5	—	—
15,0	0,90	0,65	0,65	0,50	0,80	82,16	812,0	—	—
16,5	1,05	0,75	0,75	0,55	0,90	105,73	1045,0	—	—
18,0	1,10	0,80	0,80	0,60	1,00	125,78	1245,0	—	—
20,0	1,20	0,90	0,90	0,65	1,10	153,99	1520,0	—	—
22,0	1,30	1,00	1,00	0,70	1,20	185,10	1830,0	—	—
23,5	1,50	1,05	1,05	0,80	1,30	215,94	2130,0	—	—
25,5	1,60	1,15	1,15	0,85	1,40	252,46	2495,0	—	—
27,0	1,70	1,20	1,20	0,90	1,50	283,79	2800,0	—	—
29,0	1,80	1,30	1,30	0,95	1,60	325,42	3215,0	—	—
31,0	1,90	1,40	1,40	1,00	1,70	369,97	3655,0	—	—
33,0	2,00	1,50	1,50	1,10	1,80	420,96	4155,0	—	—
34,5	2,10	1,55	1,55	1,15	1,90	461,07	4550,0	—	—
36,5	2,20	1,60	1,60	1,20	2,00	503,09	4965,0	—	—
38,0	2,30	1,70	1,70	1,25	2,10	558,07	5510,0	—	—
39,5	2,40	1,80	1,80	1,30	2,20	615,95	6080,0	—	—
42,0	2,60	1,90	1,90	1,40	2,30	683,68	6750,0	—	—
43,0	2,70	1,90	1,90	1,40	2,40	717,18	7120,0	—	—
44,5	2,80	2,00	2,00	1,50	2,50	787,38	7770,0	—	—
46,5	2,90	2,10	2,10	1,50	2,60	850,76	8400,0	—	—
48,5	3,00	2,20	2,20	1,60	2,70	927,12	9155,0	—	—
50,5	3,10	2,30	2,30	1,70	2,80	1006,85	9940,0	—	—
53,5	3,30	2,40	2,40	1,80	3,00	1131,96	11150,0	—	—
56,0	3,40	2,50	2,50	1,90	3,10	1219,89	12050,0	—	—
58,5	3,60	2,60	2,60	2,00	3,20	1314,56	13000,0	—	1365000
60,5	3,70	2,70	2,70	2,05	3,40	1446,74	14250,0	—	1505000
63,0	3,80	2,80	2,80	2,10	3,50	1538,92	15200,0	1475000	1605000
65,0	3,90	2,90	2,90	2,15	3,60	1634,03	16100,0	1570000	1700000
68,0	4,10	3,00	3,00	2,25	3,80	1792,62	17700,0	1720000	1870000
72,0	4,30	3,20	3,20	2,40	4,00	2008,28	19800,0	1935000	2095000

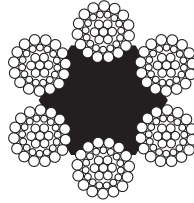
Примітки: 1. Канати, розривне зусилля яких наведено праворуч від жирної лінії, виготовляють із дроту без покриття. За узгодженням зі споживачем допускається

Канати сталеві.

Канат подвійного скручування типу ЛК-РО конструкції
 $6 \times 36(1 + 7 + 7/7 + 14) + 1$ о. о.

Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менше, для маркувальних груп відносно тимчасового опору розриванню, МПа								
1370	1470	1570	1670	1770	1860	1960	2060	2160
—	—	—	—	22650	23650	24400	25300	26200
—	—	—	—	25700	26800	27600	28700	29700
—	—	—	—	29100	30350	31550	32550	33600
—	—	—	—	37050	38650	39850	41400	42850
—	—	40400	42950	45450	47400	48650	50450	—
—	—	49850	53000	56100	58500	60300	62550	—
—	—	66750	70950	75100	78300	80700	83650	—
—	—	90650	96300	101500	106000	109000	—	—
—	—	104500	111500	116500	122500	128000	—	—
—	—	135500	144000	150000	157500	165000	—	—
—	—	161500	171500	175500	186500	190500	—	—
—	—	197500	210000	215000	229000	233500	—	—
207500	222500	237500	252500	258500	275000	280500	—	—
242500	259500	277000	294000	304000	321000	338000	—	—
283500	303500	324000	344000	352500	375500	383000	—	—
318500	341500	364500	387500	396500	422000	430500	—	—
366000	392000	417500	444000	454500	484000	493500	—	—
416000	445000	475000	505000	517000	550500	561500	—	—
473000	507000	540500	574500	588000	626500	638500	—	—
518000	555500	592000	629500	644500	686000	700000	—	—
565500	606000	646000	686500	703500	748500	764000	—	—
627500	672500	717500	762000	777500	831000	842000	—	—
692500	742000	791500	841500	861000	917000	935000	—	—
768500	823500	878500	933500	955500	1010000	1030000	—	—
806500	863500	919500	976000	1005000	1060000	1080000	—	—
885000	948500	1005000	1065000	1095000	1165000	1185000	—	—
956500	1020000	1090000	1160000	1180000	1260000	1280000	—	—
1040000	1115000	1190000	1265000	1290000	1380000	1395000	—	—
1130000	1210000	1290000	1370000	1400000	1490000	1510000	—	—
1265000	1355000	1455000	1540000	1570000	1680000	1705000	—	—
1365000	1465000	1560000	1640000	1715000	—	—	—	—
1470000	1580000	1685000	1730000	1790000	—	—	—	—
1625000	1735000	1855000	1915000	1970000	—	—	—	—
1725000	1850000	1970000	2020000	2085000	—	—	—	—
1830000	1960000	2095000	2175000	2210000	—	—	—	—
2010000	2155000	2295000	2385000	2430000	—	—	—	—
2255000	2415000	2575000	2670000	2715000	—	—	—	—

виготовляти канати з оцинкованого дроту. 2. Значення діаметрів канатів понад 10 мм округлено до цілих чисел або до 0,5 мм.



каната	Діаметр, мм				Розрахункова площа перерізу усіх дротів, мм ²	Орієнтовна маса 1000 м змщеного каната, кг	1370	1470
	дроту							
	централь-ного	першого шару	другого шару	третього шару				
6 дротів	36 дротів	90 дротів	90 дротів					
5,8	0,30	0,28	0,22	0,30	12,42	124,0	—	—
6,5	0,36	0,32	0,24	0,34	15,74	157,0	—	—
8,5	0,45	0,40	0,32	0,45	27,02	269,0	—	—
11,5	0,60	0,55	0,40	0,60	47,01	468,0	—	—
13,5	0,70	0,65	0,50	0,70	66,56	662,5	—	—
15,5	0,80	0,75	0,55	0,80	85,54	851,5	—	—
17,0	0,90	0,85	0,60	0,90	106,94	1065,0	—	—
19,5	1,00	0,95	0,70	1,00	135,54	1350,0	157500	169000
21,5	1,10	1,05	0,80	1,10	167,64	1670,0	195000	208500
23,0	1,20	1,10	0,85	1,20	193,86	1930,0	225000	241500
25,0	1,30	1,20	0,90	1,30	225,39	2245,0	262500	281000
27,0	1,40	1,30	1,00	1,40	266,25	2650,0	310000	332000
29,0	1,50	1,40	1,05	1,50	303,00	3015,0	353000	378000
30,5	1,60	1,50	1,10	1,60	342,16	3405,0	398500	427000
33,0	1,70	1,60	1,20	1,70	392,07	3905,0	457000	489500
35,0	1,80	1,70	1,30	1,80	445,46	4435,0	519000	556000
39,0	2,00	1,90	1,40	2,00	542,20	5395,0	632000	677000
43,0	2,20	2,10	1,60	2,20	670,56	6675,0	781500	836500
47,0	2,40	2,30	1,70	2,40	788,14	7845,0	918500	980000
50,0	2,60	2,50	1,80	2,60	915,41	9110,0	1060000	1135000
52,0	2,70	2,60	1,90	2,70	995,97	9910,0	1155000	1235000
54,0	2,80	2,60	2,00	2,80	1064,98	10600,0	1235000	1325000
56,0	2,90	2,70	2,10	2,90	1151,94	11450,0	1335000	1435000
58,0	3,00	2,80	2,10	3,00	1211,97	12050,0	1410000	1505000
62,0	3,20	3,00	2,30	3,20	1400,48	13950,0	1630000	1745000
66,5	3,50	3,20	2,50	3,50	1654,94	16450,0	1925000	2060000
71,0	3,80	3,40	2,70	3,80	1930,89	19200,0	2245000	2410000
75,0	4,00	3,60	2,80	4,00	2126,99	21150,0	2470000	2655000

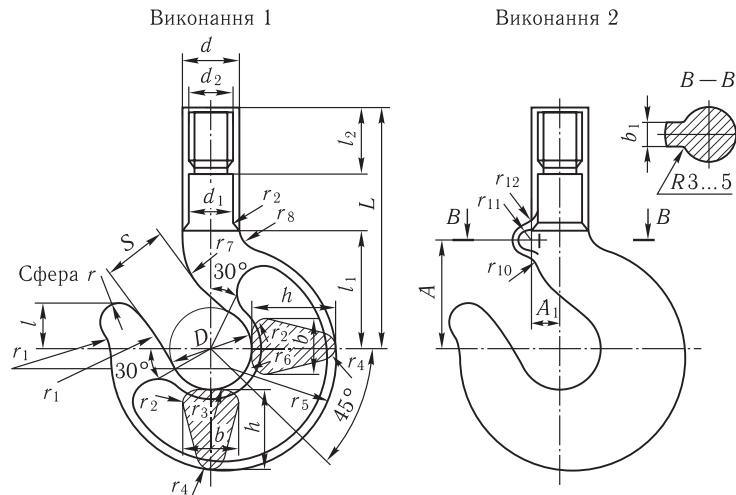
Примітки: 1. Канати, розривне зусилля яких наведено праворуч від жирної лінії, виготовляють із дроту без покриття. За узгодженням зі споживачем допускається

Канати сталеві.

Канат подвійного скручування типу ТЛК-О конструкції
6 × 37(1 + 6 + 15 + 15) + 1 о. о.

Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менше, для маркувальних груп відносно тимчасового опору розриванню, МПа								
1570	1670	1770	1860	1960	2060	2160	2260	2360
—	—	18150	18900	19600	20350	21100	21800	22450
—	—	22950	24000	24900	25850	26750	—	—
35950	38200	39450	41150	42800	44400	45950	—	—
62600	66500	68750	71700	74550	77350	—	—	—
88650	94200	97100	100500	105500	—	—	—	—
113500	121000	124000	130000	136000	—	—	—	—
142000	151000	155500	162500	170000	—	—	—	—
180000	191500	197000	206500	215500	—	—	—	—
222500	237000	244500	255500	266500	—	—	—	—
258000	274000	283000	295000	307000	—	—	—	—
300000	318500	328500	343000	358500	—	—	—	—
354500	376500	388500	406000	423500	—	—	—	—
403500	428500	441500	462000	482000	—	—	—	—
455500	484000	499000	522000	544500	—	—	—	—
522000	555000	571600	597500	624000	—	—	—	—
590000	630500	650000	679500	709000	—	—	—	—
722000	767000	791000	827500	863000	—	—	—	—
893000	949000	980000	1015000	1065000	—	—	—	—
1045000	1110000	1145000	1200000	1250000	—	—	—	—
1215000	1290000	1330000	1390000	1455000	—	—	—	—
1320000	1405000	1455000	1510000	1575000	—	—	—	—
1415000	1500000	1550000	1620000	1695000	—	—	—	—
1525000	1620000	1675000	1750000	1830000	—	—	—	—
1610000	1715000	1765000	1845000	1925000	—	—	—	—
1860000	1930000	2000000	—	—	—	—	—	—
2195000	2275000	2360000	—	—	—	—	—	—
2565000	2665000	2750000	—	—	—	—	—	—
2830000	2940000	3030000	—	—	—	—	—	—

виготовляти канати з оцинкованого дроту. 2. Значення діаметрів канатів понад 10 мм округлено до цілих чисел або до 0,5 мм.



Но- мер заго- тов- ки гака	D	S	L		A	A ₁	b	b ₁	d	d ₁	d ₂	h	l	l ₁
			Тип А	Тип Б										
1	20	14	65	80	26	9	12		15	12	M12	18	10	30
2	22	16	70	90	28		13	8				21		32
3	25	18	75	100	31	10	15		18	15	M14	24	12	35
4	30	22	85	110	35		18	9	20	17	M16	26	15	40
5	32	24	90	120	38	12	20					28	16	45
6	36	26	105	130	42	15	22	10	25	20	M20	32	18	50
7	40	30	120	140	48		24					36		
8	45	33	130	160	56	18	26	12	30	25	M24	40	20	55
													22	65
9	50	36	145	180	60	21	30		35	30	M27	45	25	70
10	55	40	165	220	65		34				M30	52	30	85
11	60	45	180	300	78	25	38	16	40	35	M33	55	34	90
12	65	50	195	375	82	28	40		45	40	M36	65	36	95
13	75	55	250	410	92	32	48	20	52	45	M42	75	38	105
14	85	65	280	475	105	35	54		56	50	M48	82	42	120

Гаки однорогі.
Заготовки, типи, конструкція і розміри, мм

l_2	r	r_1	$r_2=r_4$	r_3	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	r_{10}	r_{11}	Маса, кг, не більше	
												Тип А	Тип Б
20	4,5	28	3,0	11	25	11	22	8	1,0	3	5	0,18	0,20
			4,0	12	28	12	24		0,22			0,25	
25	5,5	35	5,0	14	37	14	30	10	1,5	3	6	0,35	0,40
			6,0	16	40	16	32	11				0,60	0,70
30	6,5	40	5,5	18	45	18	36	13	2,5	5	8	0,90	1,00
35	7,0	45	6,0	20	50	20	40	15				5	8
40			50	22	56	30	45	17	1,70	1,90			
45	8,0	55	7,0	25	62	36	50	18	2,5	5	10	2,60	2,90
	10,0	60	8,0	28	70	38	55	20				3,60	4,10
50	10,0	70	9,0	30	78	42	60	21	10	10	10	4,50	5,70
55	11,0	80	10,0	35	90	45	70	22				10	10
60			85	40	100	50	75	25	9,60	12,20			
70	12,0	95	12,0	45	110	60	85	28	10	10	12	13,50	17,70

Но- мер заго- тов- ки гака	D	S	L		A	A_1	b	b_1	d	d_1	d_2	h	l	l_1
			Тип А	Тип Б										
15	95	75	310	520			60		62	55	М52	90	46	135
16	110	85	340	580			65		68	60	М56	100	55	150
17	120	90	415	600			75		80	70	М64	115	60	165
18	130	100	440	630			80		85	75	Трап. 70 × 10	130	62	180
19	150	115	480	660			90		95	85	Трап. 80 × 10	150	75	210
20	170	130	535	730			102		110	100	Трап. 90 × 12	164	80	230
21	190	145	580	800			115		125	110	Трап. 100 × 12	184	95	260
22	210	160	675	960			130		135	120	Трап. 110 × 12	205	100	280
23	240	180	730	1050			150		160	140	Трап. 120 × 16	240	120	330
24	270	205	820	1100			165		170	150	Трап. 140 × 16	260	135	360
25	300	230	840	1200			190		190	170	Трап. 160 × 16	290	150	400
26	320	250	850	1300			200		200	180	Трап. 170 × 16	320	160	440

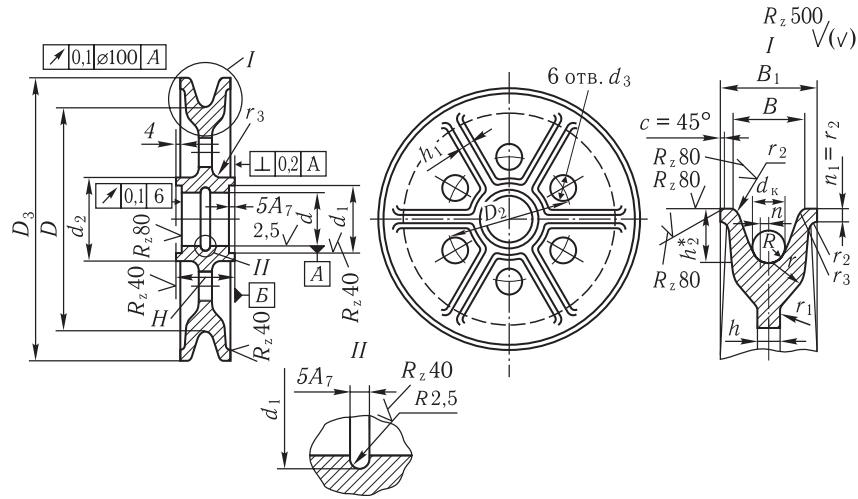
Примітки: 1. Розмір r_4 наведено для гаків, виготовлених методом гарячої штамповки. 2. Допускається відгин носика до 6 мм для гаків номерів 1—14 і до 10 мм для гаків номерів 15—26 у площині, яка перпендикулярна до площини креслення. 3. Довжина L зазначена без припуску, призначеного для перевірки механічних

Продовження дод. V

l_2	r	r_1	$r_2=r_4$	r_3	r_5	r_6	r_7	r_8	r_9	r_{10}	r_{11}	Маса, кг, не більше		
												Тип А	Тип Б	
75	15,0	110	13,0	50	125	65	95	30					18,0	23,0
80	18,0	120		55	140	75	110	34					26,0	33,0
90	20,0	125	14,0	62	155	84	120	36	2,5				37,0	44,5
95	21,0	140	16,0	70	170	90	130	40					49,5	56,0
100	22,0	170	18,0	75	200	105	150	45					70,0	82,5
115	30,0	190	20,0	100	220	120	170	50					102,0	121,0
130	32,0	210	23,0	110	245	135	190	60	5,0				130,0	150,0
140	35,0	230	25,0	120	270	150	210	175,0					206,0	
150	40,0	280	30,0	130	320	170	240	65					262,0	312,0
175	44,0	300	35,0	140	350	190	270						353,0	400,0
190	45,0	330	38,0	150	390	210	300	75	7,5				520,0	600,0
210	48,0	360	40,0	165	420	230	340	100					585,0	695,0

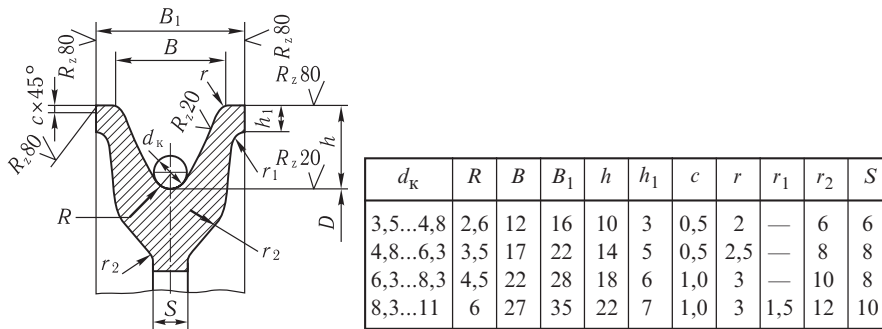
властивостей металу. 4. Допускається для підймальних машин і механізмів режимів роботи 6—1-ї груп довжину заготовок гаків типу Б збільшити на 150 мм (не більше). 5. На замовлення заготовки гаків номерів 1—14 допускається виготовляти без прилипка.

Розміри блоків канатів, мм



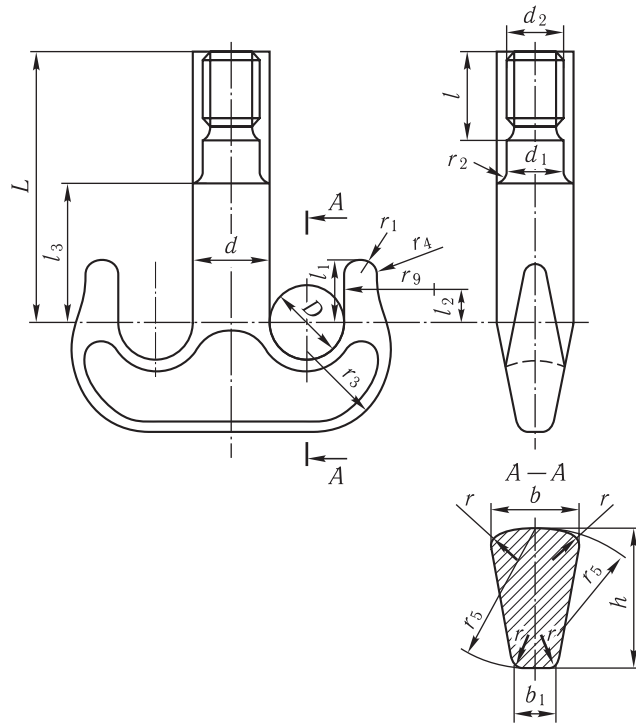
Діаметр каната	R	B	B ₁	h	r	r ₁	r ₂	r ₃	b
11...14	8	28	40	22	16	3	3	19	4
14...18	10	34	50	28	20	3	3,5	23	6
18...23	12,5	45	65	36	25	4	5,5	30	8
23...28,5	15,5	55	80	45	30	6	7	35	10
28,5...35	19,5	67	96	55	36	7,5	8,5	44	12
35...43,5	24,5	85	120	70	50	9	11	56	12

Профіль канавки блоків для сталевих канатів діаметром 3,5...11,0 мм



Найбільша вантажність гаків, т

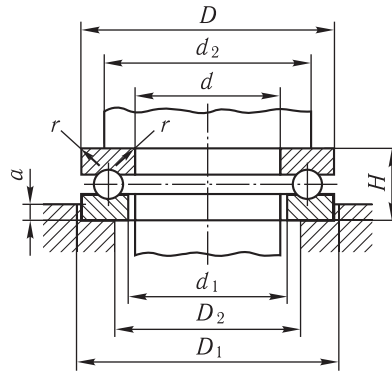
Номер заготовки гака	Машин і механізмів з ручним приводом	Машин і механізмів з машинним приводом для режимів роботи груп	
		3 і 4	5 і 6
<i>Однорогих</i>			
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	—	20,00	16,00
20	—	25,00	20,00
21	—	32,00	25,00
22	—	40,00	32,00
23	—	50,00	40,00
24	—	63,00	50,00
25	—	80,00	63,00
26	—	100,00	80,00
<i>Дворогих</i>			
1	8,0	6,3	5,0
2	10,0	8,0	6,3
3	12,5	10,0	8,0
4	16,5	12,5	10,0
5	20,0	16,0	12,5
6	—	20,0	16,0
7	—	25,0	20,0
8	—	32,0	25,0
9	—	40,0	32,0
10	—	50,0	40,0
11	—	63,0	50,0
12	—	80,0	63,0
13	—	100,0	80,0
14	—	—	100,0



Номер заготовки	D	d	d_1	d_2	b	b_1	$h(r_5)$	L	
								Тип А	Тип Б
1	60	56	50	M48	35	18	60	230	475
2	70	62	55	M52	40	20	70	260	520
3	80	68	60	M56	45	22	75	280	580
4	90	80	70	M64	50	25	85	325	640
5	100	85	75	Трап. 70 × 10	60	30	95	360	700
6	115	95	85	Трап. 80 × 10	65	32	110	420	760
7	125	110	100	Трап. 90 × 12	75	38	120	470	820
8	145	125	110	Трап. 100 × 12	85	42	140	525	875
9	160	135	120	Трап. 110 × 12	95	48	150	590	940
10	180	160	140	Трап. 120 × 16	105	52	170	660	1000
11	200	170	150	Трап. 140 × 16	115	58	180	727	1050
12	220	190	170	Трап. 160 × 16	130	65	210	800	1150
13	250	200	180	Трап. 170 × 16	150	75	235	860	1175
14	280	220	200	Трап. 180 × 16	165	85	270	900	1200

Гаки дворогі.
Заготовки, типи, конструкція і розміри, мм

l	l_1	l_2	l_3	r	r_1	r_2	r_3	r_4	Маса, кг		
									Тип А	Тип Б	
70	50	22	70	10	10	3	65	100	8	12	
75	55	25	80		12		80	115	11	17	
80	60	28	85		15		100	125	11	21	
90	70	30	100	15	16	4	115	145	20	30	
95	80	35	110		20		125	165	28	39	
100	85	40	120		22		135	180	41	55	
115	95	45	130	18	25	5	160	200	60	78	
130	115	50	150		26		175	230	90	112	
140	130	55	170		30		200	260	126	155	
150	140	65	180	22	30	6	220	280	159	206	
175	165	70	205				25	240	310	228	265
190	180	80	220				35	265	330	302	357
205	200	95	250	30	40	10	300	360	400	471	
230	210	100	260				35	330	400	530	620



Умовні позначення підшипників	d	D	H	d_1	r	d_2	D_2	D_1	a
<i>Легка</i>									
8201	12	26	11	12,2	1	22	18	28,5	3
8202	15	32	12	15,2		25	22	32,5	
8204	20	40	14	20,2		32	28	40,5	
8205	25	47	15	25,2		38	34	47,5	
8206	30	52	16	30,2		43	39	52,5	
8207	35	62	18	35,2	1,5	52	45	62,5	3,5
8208	40	68	19	40,2		57	51	68,5	
8209	45	73	20	45,2		62	56	73,5	
8210	50	78	22	50,2		67	61	78,5	
8211	55	90	25	55,2		76	69	90,5	
8212	60	95	26	60,2	2	81	74	95,5	6
8213	65	100	27	65,2		86	79	101	
8214	70	105		70,2		91	82	106	
8215	75	110		75,2		96	89	111	
8216	80	115	28	80,2		101	94	116	
8217	85	125	31	85,2	2,5	109	101	126	7
8218	90	135	35	90,2		117	108	136	
8220	100	150	38	100,2		130	120	151	
8222	110	160	39	110,2		140	130	161	
8224	120	170		120,2		150	140	171	
8226	130	190		130,3	166	154	191		
8228	140	200	46	140,3	2,5	176	164	202	9
8230	150	215	50	150,3		189	176	217	

Підшипники упорні однорядні. Розміри, мм [3]

Кульки		Вантажопідіймальна сила, Н		n, об/хв, для мастила		Маса m, кг
D_k	z	динамічна G	статична G_0	к	р	
<i>серія</i>						
3,56	10	8510	15100	5000	6300	0,034
5,56	12	9680	18240			0,041
7,14		15490	30010	4000	5000	0,080
7,94	13	20010	40220			0,12
	9,53	15	22560	46300	3150	4000
30990			66700	0,22		
36780		77490	2500	3150	0,27	
10,32	17	38740			88780	0,32
11,11		16	45120	103000	2000	3150
12,7	55520		126540	0,61		
13,49	17		64540	152050	2500	2500
12,7	19	150090		157940		
	13,49	21	67100	165780	1600	2000
74850		187370	0,86			
15,88	19	92900	234450	1250	1600	0,95
17,46	17	109870	284480			1,30
19,84		18	129480	328630	1000	1250
	135370		386500	2,40		
23,81	20	142240	405150	800	1000	2,60
	174610	556220	2,80			
23,02	18	174610	556220	800	1000	4,20
	187370	583690	4,50			
	22	212870	642740			6,50

Умовні позначення підшипників	d	D	H	d_1	r	d_2	D_1	D_2	a
<i>Середня</i>									
8305	25	52	18	25,2	1,5	41	35	52,5	5
8306	30	60	21	30,2		48	42	60,5	6
8307	35	68	24	35,2		55	48	68,5	
8308	40	78	26	40,2	2	63	55	78,5	8
8309	45	85	28	45,2		69	61	85,5	
8310	50	95	31	50,2		77	68	95,5	
8311	55	105	35	55,2	2,5	85	75	106	11
8312	60	110	36	60,2		90	80	111	
8313	65	115	40	65,2		95	85	116	
8314	70	125	44	70,2	3	103	92	126	12
8315	75	135	50	75,2		111	99	136	
8316	80	140	55	80,2		116	104	141	
8318	90	155	63	90,2	3,5	129	116	156	15
8320	100	170	70	100,2		142	128	171	
8321	110	190	75	110,2		158	142	191	
8324	120	210	80	120,2	4	174	156	212	18
8326	130	225	85	130,3		187	166	227	
8330	150	250	95	150,3		210	190	252	
8336	180	300	110	180,3	5	252	228	302	22
8340	200	340	110	200,3		284	256	342	
8368	340	540	160	340,4		6	460	420	542
<i>Важка</i>									
8420	100	210	85	100,2	4	166	144	212	20
8426	130	270	110	130,3	5	214	186	272	25

Продовження дод. IX

Кульки		Вантажопідіймальна сила, Н		n, об/хв, для мастила		Маса m, кг
D_k	z	динамічна G	статична G_0	к	р	
<i>серія</i>						
9,53	11	25210	48950	3150	4000	0,18
11,11		32270	66600		3150	0,27
11,91	12	40020	83380	2000	2500	0,39
13,49		50320	106920			0,55
14,29	13	58070	130470	1600	2000	0,69
15,88		69650	160880			1,0
18,26		90350	212870			1,34
19,05	14	102020	249770	1250	1600	1,43
20,64		117720	292330			2,1
22,23		135370	341380	1000	1250	2,7
25,4		167740	443400			2,8
26,99	13	180500	480680	800	1000	3,9
31,75		225800	642500			5,1
35,72		270700	813200			7,9
38,1		297200	928000	630	800	10,9
14	322700	1000000	500	630	16,7	13,3
44,45	15	432600	1451000	400	500	28,17
53,98	14	548300	2001200	315	400	43,6
76,2	16	968200	4561600	200	250	148
<i>серія</i>						
44,45	10	322700	969200	500	630	14,9
57,15		470800	599000	400	500	31,8

Значення коефіцієнта безпеки k_6 [5]

Додаток X

Механізми і вузли	k_6
Механізми ручних кранів, талі, ручні лебідки	1,0
Підймальні механізми всіх кранів, електроталі, монорейкові візки, лебідки з механічним приводом, приводи ліфтів	1,2
Приводи механізмів пересування візків і механізмів повороту кранів	1,3
Приводи механізмів пересування кранів, ходові колеса візків і опори механізмів повороту кранів, механізми пересування авто- і електронавантажувачів	1,4
Ходові колеса кранів	1,5

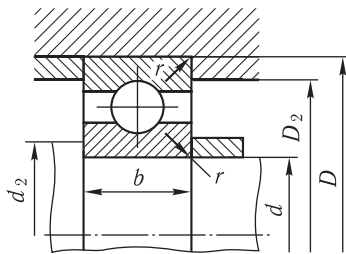
Додаток XI

Вузли механізмів. Підвіски гакові, технічні дані (див. рис. 2.12)

Вантажність, т	Група режиму роботи	Тип	Діаметр каната, мм	Розміри підвіски, мм								Позначення гака одного	Маса, кг
				D	D_1	B	b	b_1	b_2	H	h		
3,2	5	1	9,2	320	405	305	200	125	—	570	300,5	12Б	68
5	5	1	12	400	500	370	225	150	—	732	380,5	14Б	100
5	4	1	11	320	405	305	200	125	—	612	333,5	13Б	72
5	3	1	11	320	405	305	200	125	—	612	333,5	13Б	72
8	5	1	15	450	562	400	206	176	—	857	476,5	16Б	190
8	4	1	14	400	500	370	225	150	—	760	420,3	15Б	106
8	3	1	13	320	405	305	200	125	—	668	373,5	15Б	96
12,5	5	11	15	450	562	564	270	180	342	922	511	18Б	306
12,5	4	1	17,5	450	562	400	266	176	—	888	491	17Б	198
12,5	3	1	17	400	500	370	225	150	—	825	460	17Б	128
20	4	11	17,5	450	562	564	270	180	342	978	546	19Б	325
20	3	1	20	450	578	400	266	176	—	982	551	19Б	233
32	4	11	20	560	685	830	306	200	462	1187	660	21Б	586
32	3	11	20	450	578	578	290	200	434	1082	615	21Б	426
50	4	11	25	670	805	710	346	230	522	1463	820	23Б	980

Ресурс деталей підіймальних машин [5]

Група режиму роботи	Строк служби, роки (години)		
	підшипників кочення	зубчастих передач	валів
3	10 (1000)	15 (1500)	25 (2500)
4	5 (3500)	10 (7000)	15 (10000)
5	3 (5000)	10 (16000)	10 (16000)
6	3 (10000)	10 (32000)	10 (32000)

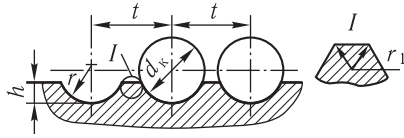


Шарикопідшипники радіальні однорядні [3]

Умовне позначення підшипника	d	D	B	r	d ₂	D ₂	Кульки		Орієнтовні розрахункові параметри				m, кг
							D _к	z	Вантажо-підіймальна сила, Н		n, об/хв, для мастила		
									G	G ₀	к	р	
<i>Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0</i>													
200	10	30	9	1	15	25	5,95	6	4600	2605	20000	25000	0,03
201	12	32	10		17	27	5,56	7	4685	2645			0,037
202	15	35	11	1,5	20	30	5,95	8	5855	3740	16000	20000	0,045
203	17	40	12		22	35	7,14	7	7375	4375			0,060
204	20	47	14	2	20	41	7,94	8	9810	6180	12500	16000	0,10
205	25	52	15		31	46	7,94		10780	6940			0,12
206	30	62	16	2,5	36	56	9,53	9	15000	10000	10000	12500	0,2
207	35	72	17		42	65	11,11		19700	13630			0,29
208	40	80	18	3	47	73	12,7	10	25110	17750	6300	8000	0,36
209	45	85	19		52	78			25210	19810			0,41
210	50	90	20	3	57	83	14,29	11	26970	19810	4000	5000	0,47
211	55	100	21		64	91			33350	25110			0,60
212	60	110	22	3	69	101	15,88	10	40310	30900	5000	6300	0,80
213	65	120	23		74	111	16,67		44040	34040			0,98
214	70	125	24	3	79	116	17,46	11	47870	37370	4000	5000	1,08
215	75	130	25		84	121	50910		41100	1,18			
216	80	140	26	3	90	130	19,05	10	55900	44500	3150	4000	1,40
217	85	150	28		95	140	19,84		64100	53000			1,80
218	90	160	30		100	150	22,23	10	73800	60500			2,20

Продовження дод. XIII

Умовне позначення підшипника	d	D	B	r	d_2	D_2	Кульки		Орієнтовні розрахункові параметри				m , кг
							D_k	z	Вантажо-підіймальна сила, Н		n , об/хв, для мастила		
									G	G_0	к	р	
<i>Середня серія діаметрів 3, серія ширин 0</i>													
304	20	52	15		27	45	9,53	7	12250	7785	12500	16000	0,14
305	25	62	17	2	32	55	11,51		17260	11370	10000	12500	0,23
306	30	72	19		37	65	12,3	8	21580	14810	8000	10000	0,34
307	35	80	21		44	70	14,29	7	25700	17550			0,44
308	40	90	23	2,5	49	80	15,08		31260	22260	6300	8000	0,63
309	45	100	25		54	90	17,46		37080	26190			0,83
310	50	110	27	3	60	100	19,05		47470	35600	5000	6300	1,08
311	55	120	29		65	110	20,64		54930	41790			1,35
312	60	130	31		72	118	22,23		62880	48460			1,70
313	65	140	33		77	128	23,81		71310	55620	4000	5000	2,11
314	70	150	35	3,5	82	138	25,4		80140	63220			2,6
315	75	160	37		87	148	26,99		87300	71470			3,1
316	80	170	39		92	158	28,58	8	94660	80140	3150	4000	3,6
317	85	180	41		99	165	30,16		102000	89270			4,3
318	90	190	43		104	175	31,75		107800	99080			5,1
319	95	200	45		109	185	33,34		117700	108890			5,7
320	100	215	47	4	114	200	36,51		135300	130400	2500	3150	7,0
321	105	225	49		118	210	38,1		141200	142200			8,2
322	110	240	50		124	225	41,28		157900	166700			9,8
324	120	260	55		134	245	42,86		166700	180500	2000	2500	12,3
326	130	280	58	5	148	262	44,45		176500	194200	1600	2000	15,2
330	150	320	65		168	302	50,8		212800	253000			27,6
<i>Важка серія діаметрів 4, серія ширин 0</i>													
405	25	80	21		35	70	16,67		28640	20400	8000	10000	0,5
406	30	90	23	2,5	40	80	19,05	6	36490	26680	6300	8000	0,72
407	35	100	25		45	90	20,64		42776	31290			0,93
408	40	110	27		50	100	22,23		49340	36290	5000	6300	1,2
409	45	120	29	3	55	110	23,02		59250	45570			1,52
410	50	130	31		62	118	25,4		67190	51990	4000	5000	1,91
411	55	140	33	3,5	68	128	26,99		77200	62480			2,3
412	60	150	35		72	138	28,58	7	83970	70040			2,8
413	65	160	37		78	148	30,16		90340	78080	3150	4000	3,4
414	70	180	42	4	84	166	34,93		110850	109960			5,3
416	80	200	48		95	185	38,1		125560	124580	2500	3190	7,0
417	85	210	52	5	105	190	39,69		133410	135370			8,0



Профілі канавок барабанів. Розміри, мм

Діаметр каната d_k	r (допустиме відхилення за H13)	r_1 (допустиме відхилення $\pm 0,1$)	h (допустиме відхилення $\pm 0,1$)	t	
				номінальний	допустиме відхилення
7,4...8	4,5	0,5	2,5	9	$\pm 0,2$
8...9	5	0,5	3	10	
9...10	5,5	1	3	11	
10...11	6	1	3,5	12,5	
11...12	6,5	1	3,5	13,5	
12...13	7	1,5	4	15	
13...14	7,5	1,5	4,5	16	
14...15	8,5	1,5	4,5	17	
15...16	9	1,5	5	18	
16...17	9,5	1,5	5,5	19	
17...18	10	1,5	5,5	20	
18...19	10,5	1,5	6	22	
19...20	11	2,5	6	23	
20...21,5	12	2,5	6,5	24	
21,5...23	12,5	2,5	7	26	
23...24,5	13,5	2,5	7,5	28	
24,5...26	14	2,5	8	29	
26...27,5	15	2,5	8,5	32	
27,5...29	16	2,5	9	34	
29...31	17	4	9,5	36	
31...33	18	4	10	38	
33...35	19	4	10,5	40	
35...37,5	21	4	11,5	42	
37,5...40	22	4	12	44	
40...42,5	23	4	13	48	
42,5...45,5	25	4	14	50	

Коефіцієнт запасу міцності k при розрахунку барабанів на стиск

Кран	k	
	для сталевих барабанів (відносно σ_T)	для чавунних барабанів (відносно σ_B)*
Гаковий з жорсткою і гнучкою підвісками траверси	1,5	4,25
Мульдомагнітний, магнітно-грейферний	1,4	4,0

*Тут σ_B — границя міцності чавуну на стиск.

Додаток XVI

Допустимі напруження на згин валів і осей з вуглецевої і легованої сталі

Границя міцності σ_B , МПа	[σ], МПа, при режимах		
	I — навантаження постійне за значенням і знаком	II — навантаження змінюється від нуля до максимуму, але не змінюється за знаком (пульсуюче)	III — навантаження змінюється за значенням і за знаком від $+M$ до $-M$ (симетрично)
392,0	128,0	69,0	39,0
490,0	167,0	74,0	44,0
588,0	196,0	93,0	54,0
687,0	226,0	108,0	64,0
785,0	265,0	127,0	73,0
980,0	324,0	147,0	88,0

Додаток XVII

Значення k_T для валів транспортувальних машин

Діюче навантаження	Поломка вала спричинює	
	зупинку машини	аварію
Враховується точно	1,5/1,9	1,7/2,2
Враховується наближено	1,7/2,2	1,9/2,5

Примітка. У чисельнику — запас міцності для валів і осей, які виготовляються з вуглецевих і легованих сталей, у яких $\sigma_B/\sigma_T \geq 1,4$; у знаменнику — при $\sigma_B/\sigma_T < 1,4$ (дод. XIX і XX).

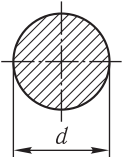
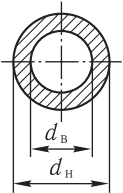
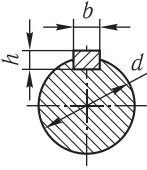
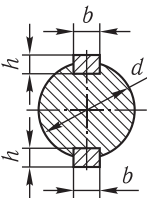
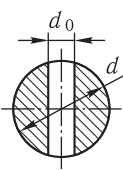
Додаток XVIII

Значення k_T для валів кранових механізмів [5]

Механізм	Застосування	Розрахункові варіанти					
		А, для груп режимів				Б	В
		3	4	5	6		
Підіймання	Крани: ручні гакові	—	—	—	—	1,6	—
	магнітні й мультимагнітні	1,8/2,3	2/2,5	2,2/2,8	2,3/3,0	1,8/2,3	—
	грейферні	—	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6	1,6/2	—
	ливарні, що транспортують гарячий метал	—	1,8/2,2	1,9/2,4	2,1/2,6	1,6/2	—
Пересування	Усі крани	1,6/2,1	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7	1,6/2,1	—
Повертання	Портальні й плаваючі крани	—	1,8/2,3	1,9/2,5	2,1/2,7	1,6/2,1	—
Змінення вильоту		—	2,1/2,7	2,3/3,0	2,5/3,2	1,9/2,5	1,5/1,9
З ручним приводом		—	—	—	—	1,5/1,9	—
Буферні пристрої	Усі крани і візки	1,7/2,2	1,9/2,4	2,0/2,6	2,2/2,8	1,7/2,2	—

Додаток XIX

Значення моментів інерції перерізів W , W_K і площ A

Поперечний переріз	$W, \text{м}^3$	$W_K, \text{м}^3$	$A, \text{м}^2$
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785d^2$
	$\frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{32d_H} \approx 0,1 \frac{d_H^4 - d_B^4}{d_H}$	$\frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{16d_H} \approx 0,2 \frac{d_H^4 - d_B^4}{d_H}$	$\frac{\pi(d_H^2 - d_B^2)}{4} \approx 0,785(d_H^2 - d_B^2)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx 0,1d^3e'$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16} \approx 0,2d^3e'_K$	$\frac{\pi d^2}{4} - \frac{bh}{2} \approx 0,785d^2e'_F$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,1d^3e''$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{8d} \approx 0,2d^3e''_K$	$\frac{\pi d^2}{4} - bh \approx 0,785d^2e''_F$
	$\approx 0,1d^3e$ (див. дод. XXI)	$\approx 0,2d^3e_K$	$\approx 0,785d^2e_F$

Значення поправкових коефіцієнтів

d , мм	Вал з однією шпонкою			Вал з двома шпонками		
	e'	e'_k	e'_F	e''	e''_k	e''_F
20...30	0,83	0,91	0,94	0,68	0,83	0,88
31...40	0,85	0,92	0,95	0,7	0,84	0,9
41...55	0,86	0,93	0,96	0,73	0,85	0,92
56...70	0,88	0,94	0,96	0,75	0,87	0,93
71...90	0,9	0,95	0,97	0,77	0,88	0,94
91...130	0,9	0,95	0,97	0,78	0,88	0,94
131...150	0,91	0,95	0,97	0,80	0,89	0,95
151...170	0,92	0,96	0,98	0,82	0,90	0,95
171...200	0,92	0,96	0,98	0,85	0,91	0,95
201...260	0,93	0,965	0,985	0,86	0,91	0,95
261...400	0,94	0,97	0,985	0,86	0,91	0,95

Значення поправкових коефіцієнтів (вал з отвором)

$\frac{d_0}{d}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
e	1,0	0,925	0,850	0,775	0,70	0,625	0,550	0,475	0,4	0,33	0,27	0,215	0,170
e_k	1,0	0,964	0,926	0,884	0,84	0,791	0,740	0,686	0,63	0,573	0,515	0,458	0,400
e_F	1,0	0,936	0,873	0,809	0,746	0,682	0,618	0,555	0,49	0,426	0,364	0,300	0,235

Значення критерію ν для різних видів концентрації напружень

Сталь	Характеристика матеріалу σ_T/σ_{-1}	$M_{\text{пмах кр}}^*/M_{\text{пмах ддл}}$	Пресова посадка	Напружена посадка	Посадка ковзання	Шпонка	Шліци	Галтель**, рівень $r/d = 0,02$ і поперечні отвори	Галтель, рівень $r/d = 0,1$	Гладенький вал
Вуглецева	1,2	4	2	1,5	1,25	1,5	2,5	2	1,5	—
		3	3	2	1,5	2	3	3	2	1,5
		2	3,5	3	3	3	3,5	4	3	2
		1,5	5	3,5	3,5	4	5	5	3,5	3
		1	7,5	5,5	5	5,5	7,5	7,5	5,5	3,5

Сталь	Характеристика матеріалу σ_r/σ_{-1}	$M_{\max \text{кр}}^*/M_{\max \text{дл}}$	Пресо́ва посадка	Напружена посадка	Посадка ковзання	Шпонка	Шліци	Галтель** рівень $r/d = 0,02$ і поперечні отвори	Галтель, рівень $r/d = 0,1$	Гладенький вал
Вуглецева	1,5	4	2,75	2	2	2	2,5	2,5	1,75	—
		3	3,5	3	3	3	3,5	3,5	2	1,5
		2	5,5	4	3,5	4	5,0	5,5	3,5	2
		1,5	7,5	5,5	5	5,5	7,0	7	5	3,5
		1	11	8	7,5	8	10	10	7	4
Легована	1,5	4	3	2,25	2	2,25	2,5	2,75	1,75	—
		3	4	3	3	3	3,5	3,5	3,0	1,5
		2	6	5	4	4	5,5	5,5	3,5	3
		1,5	8	6	5,5	6	7	7	5	3,5
		1	12	9	8	9	10	11	7	5
	1,8	4	4,25	3,25	3,75	3	3,5	3,5	2,5	—
		3	5,5	4	3,5	4	5	5	3,5	2
		2	9	6	5,5	6	7	7	5,0	3
		1,5	11,5	8	7,5	8	9	9	6	3,5
		1	17	13	11	11,5	13,5	13,5	9,5	5,5
	2,1	4	5,5	4	3,5	3,75	3,75	4	2,75	—
		3	7,5	5,5	5	5	5,5	5,5	3,5	2
		2	11	8	7,5	7,5	7,5	8	5,5	3,5
		1,5	15	11	9,5	10	10	10	9,75	4
		1	21,5	16	14	15	15	15,5	11	6

* $M_{\max \text{кр}}$ — найбільший короточасний згинальний момент у небезпечному перерізі; $M_{\max \text{дл}}$ — найбільший довгодіючий згинальний момент у тому самому перерізі.

** Див. дод. XXVI.

**Значення запасу міцності k
для валів кранових механізмів**

Механізм	Застосування	Для поковок і штамповок				Для литва			
		Група режиму роботи							
		3	4	5	6	3	4	5	6
Підіймання	Крани: з ручним приводом	1,3				1,6			
	гакові	1,4	1,6	1,7	1,9	1,7	1,8	2,0	2,2
	магнітні	—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
	грейферні	—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
	ливарні, що транспортують гарячий метал	—	1,8	2,0	2,2	—	2,1	2,3	2,3
Пересування	Усі крани	1,3	1,4	1,6	1,7	1,6	1,7	1,9	2,0
Повертання	Крани порталні й плавучі	—	1,5	1,6	1,7	—	1,7	1,9	2,0
Змінення вильоту		—	1,7	1,8	2,0	—	2,0	2,2	2,4
Інші механізми з ручним приводом		1,1				1,3			

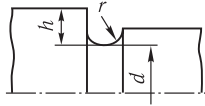
**Значення k для валів
транспортувальних машин**

Спосіб виготовлення заготовки вала	Поломка вала спричинює	
	зупинку машини	аварію
Поковка, штамповка	1,4/1,6	1,6/1,7
Литво	1,7/1,9	1,9/2,0

Примітка. У чисельнику — діючі навантаження, які враховуються точно, у знаменнику — наближено.

**Визначення коефіцієнтів
запасу міцності n_σ і n_τ**

Запас міцності відносно опору втомі	Формула
<i>Будь-який цикл змінення напружень</i>	
за нормальних напружень	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$
за дотичних напружень	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$
<i>Симетричний цикл змінення напружень</i>	
($\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_m = 0$)	
за нормальних напружень	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d \sigma_{\max}}$
за дотичних напружень	$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d \tau_{\max}}$
<i>Пульсуючий цикл змінення напружень</i>	
($\sigma_{\min} = 0$; $\sigma_a = 0,5\sigma_{\max} = \sigma_m$)	
за нормальних напружень	$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \left(\frac{k'_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} k_d + \psi_\sigma \right)}$
за дотичних напружень	$n_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\tau_{\max} \left(\frac{k'_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} k_d + \psi_\tau \right)}$



h/r	0,5					1			
	r/d								
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
σ_B^* , МПа	k_σ (згин)								
390	1,9	1,8	1,7	1,6	1,4	2,1	2,0	1,9	1,8
590	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	2,2	2,1	2,0	1,9
785	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6	2,3	2,2	2,1	2,0
980	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	2,4	2,35	2,25	2,15
1180	2,3	2,2	2,1	2,0	1,7	2,6	2,5	2,4	2,3

Додаток XXVII

Значення відношень коефіцієнтів $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ для валів з посаженими деталями

Діаметр вала, мм	Посадка	σ_B , МПа							
		390	490	600	690	700	890	980	1180
		$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ (згин)							
30	Пресова	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4,25
	Напружена	1,7	1,9	2,1	2,25	2,4	2,6	2,8	3,2
	Ковзання	1,5	1,6	1,8	1,95	2,1	2,3	2,4	2,8
50	Пресова	2,75	3,05	3,4	3,7	4,0	4,3	4,6	3,2
	Напружена	2,1	2,3	2,5	2,75	3,0	3,2	3,45	3,9
	Ковзання	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4
100 і більше	Пресова	2,95	3,3	3,6	3,9	4,25	4,6	4,9	5,6
	Напружена	2,2	2,5	2,6	2,95	3,2	3,5	4,0	4,2
	Ковзання	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6
		$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ (кручення)							
30	Пресова	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	Напружена	1,4	1,5	1,6	1,75	1,9	2,0	2,1	2,3
	Ковзання	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1
50	Пресова	2,05	2,2	2,5	2,6	2,8	3,1	3,3	3,6
	Напружена	1,6	1,9	2,0	2,15	2,3	2,1	2,6	2,7
	Ковзання	1,5	1,6	1,7	1,8	1,95	2,1	2,2	2,4
100 і більше	Пресова	2,2	2,4	2,6	2,8	2,95	3,2	3,3	3,8
	Напружена	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3	2,5	2,8	2,9
	Ковзання	1,55	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3	2,6

Примітки: 1. Для посадки кілець підшипників кочення значення $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ слід брати за графою, яка відповідає посадці. 2. Значення $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ і $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ для проміжних діаметрів валів визначають інтерполяцією.

Значення k_{σ} і k_{τ} для виточки

2			3		0,5...3,0				
r/d									
0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
k_{τ} (кручення)									
2,3	2,2	2,1	2,4	2,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
2,4	2,3	2,2	2,6	2,4	1,8	1,7	1,6	1,5	1,2
2,6	2,45	2,35	2,7	2,6	2,0	1,9	1,75	1,6	1,3
2,7	2,6	2,5	2,9	2,7	2,2	2,0	1,9	1,7	1,3
2,8	2,7	2,6	3,1	2,8	2,4	2,2	2,1	1,8	1,4

*Для проміжних значень σ_B коефіцієнти k_{σ} і k_{τ} визначають інтерполяцією.

Значення коефіцієнтів k_{σ}^n (k_{τ}^n)

Обробка	σ_B , МПа		
	390	790	1180
Шліфування $\left(\begin{matrix} 0,32 & 0,08 \\ \nabla & \dots & \nabla \end{matrix} \right)$	1	1	1
Обточування	1,05	1,1	1,25
Обдирання	1,2	1,25	1,5
Необроблена поверхня (окалина)	1,3	1,5	2,2

Значення коефіцієнтів ψ_{σ} і ψ_{τ}

σ_B , МПа	340...540	510...785	690...980	980...1190
ψ_{σ} (згин)	0	0,05	0,1	0,2
ψ_{τ} (кручення)	0	0	0,05	0,1

Визначення $z_{ц}$

Характер зміни напружень	Деталь	Формула
За один оберт вала	Обертові осі, вали, зубчасті й ходові колеса, вали черв'ячних коліс і черв'яків тощо	$z_{ц} = T_k T_{маш} \frac{TB}{100} 60n$

Продовження дод. ХХХ

Характер зміни напружень	Деталь	Формула
За один цикл роботи крана	Вали підйимального механізму, які працюють тільки на кручення; нерухомі осі гакових підвісок	$z_{\text{ц}} = T_{\text{к}} T_{\text{маш}} \frac{h}{4}$ (цикл: підймання з вантажем, опускання з вантажем; підймання без вантажу, опускання без вантажу)
При кожному ввімкненні механізму	Вали механізмів повертання і пересування, які працюють тільки на кручення; осі шарнірів стрілового пристрою; осі балансирів ходової частини	$z_{\text{ц}} = T_{\text{к}} T_{\text{маш}} h$

П р и м і т к а. $T_{\text{к}}$ — строк служби, років; $T_{\text{маш}}$ — кількість годин роботи крана за рік; n — частота обертання вала, об/хв; h — кількість увімкнень механізмів за годину; ТВ — тривалість включень, %.

Додаток ХХХІ

Коефіцієнти корисної дії η основних ланок кранових механізмів

Елементи	η для опор	
	ковзання	кочення
Відкриті зубчасті передачі:		
циліндричні	0,93...0,95	0,95...0,96
конічні	0,92...0,94	0,93...0,95
Закриті циліндричні зубчасті передачі (редуктори)	0,95...0,97	0,97...0,98
Черв'ячні передачі для черв'яка:		
одноходового		0,5...0,75
двоходового		0,75...0,80
Блоки і барабани для сталевих канатів	0,94...0,96	0,96...0,98
Зубчасті муфти		0,99
Механізми підймання вантажу:		
з циліндричними зубчастими колесами	0,75...0,80	0,80...0,85
з черв'ячною передачею		0,65...0,70
Механізми пересування кранів і візків:		
з циліндричними зубчастими колесами	0,75...0,85	0,80...0,90
з черв'ячною передачею		0,65...0,75
Механізми повертання:		
з передачею зубчастими колесами	0,70...0,80	0,75...0,85
з черв'ячною і зубчастою передачами		0,50...0,70

**Технічні дані кранових електродвигунів серії МТФ з фазовим ротором:
50 Гц, 220/380 і 500 В**

Тип електродвигуна	Потужність вала, кВт, при						Частота обертання, об/хв	Максимальний момент, Н · м	Момент інерції ротора, кг · м ²	Маса електродвигуна, кг
	ТВ, %				30 хв	60 хв				
	15	25	40	60						
МТФ 011-6	2	1,7	1,4	1,2	1,4	1,2	800	40	0,02125	51
							850			
							885			
							910			
МТФ 012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	2,2	1,7	785	57	0,02875	58
							840			
							890			
							920			
МТФ 111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	3,5	2,8	850	87	0,04875	76
							870			
							895			
							920			
МТФ 112-6	6,5	5,8	5	4	5	4	895	140	0,0675	88
							915			
							930			
							950			
МТФ 211-6	10,5	9	7,5	6	7,5	6	895	195	0,115	120
							915			
							930			
							945			
МТФ 311-6	14	13	11	9	11	9	925	320	0,225	170
							935			
							945			
							960			
МТФ 312-6	19,5	17,5	15	12	15	12	945	480	0,3125	210
							950			
							955			
							965			
МТФ 411-6	30	27	22	18	22	18	945	650	0,51	280
							955			
							965			
							970			
МТФ 412-6	40	36	30	25	30	25	960	950	0,675	345
							965			
							970			
							975			
МТФ 311-8	10,5	9	7,5	6	7,5	6	665	270	0,275	170
							680			
							695			
							710			
МТФ 312-8	15	13	11	8,2	11	8,2	680	430	0,39	210
							695			
							705			
							720			

Продовження дод. XXXII

Тип електро-двигуна	Потужність вала, кВт, при						Частота обер-тання, об/хв	Максимальний момент, Н · м	Момент інер-ції ротора, кг · м ²	Маса електро-двигуна, кг
	ТВ, %				30 хв	60 хв				
	15	25	40	60						
MTF 411-80	22	18	15	13	18	15	685 700 710 715	580	0,5378	280
MTF 412-8	30	26	22	18	26	22	705 715 720 730	900	0,75	345

Додаток XXXIII

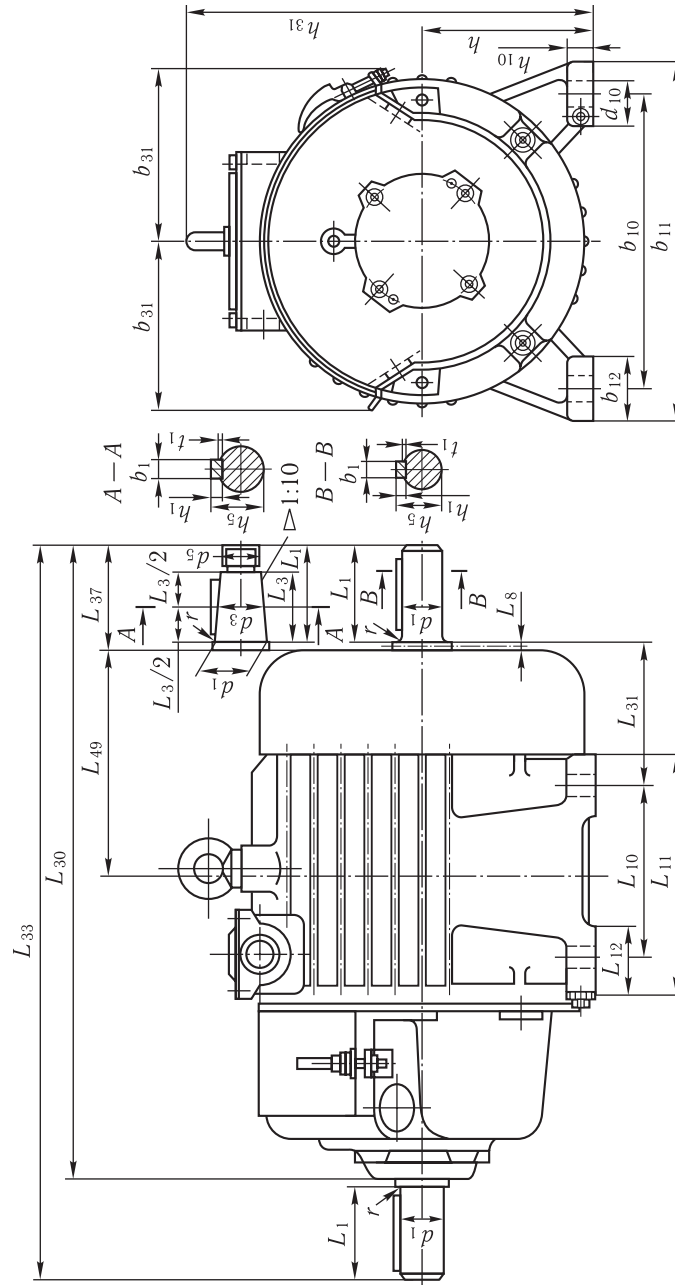
**Технічні дані кранових електродвигунів серії МТН з фазовим ротором:
50 Гц, 220/380, 240/415, 400 і 500 В**

Тип електро-двигуна	Потужність вала, кВт, при						Частота обер-тання, об/хв	Максимальний момент, Н · м	Момент інер-ції ротора, кг · м ²	Маса електро-двигуна, кг
	ТВ, %				30 хв	60 хв				
	25	40	60	100						
МТН 111-6	3,5	3	2,5	2	3	2,5	870 895 920 940	85	0,04875	76
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3	4,5	3,6	885 910 930 945	120	0,0675	88
МТН 211-6	8,2	7	5,6	4,2	7	5,6	900 920 940 955	200	0,115	120
МТН 311-6	13	11	9	7	11	9	925 940 955 965	320	0,225	170
МТН 312-6	17,5	15	12	9	15	12	945 950 960 965	480	0,3125	210
МТН 411-6	27	22	18	14	22	18	950 960 965 975	650	0,5	280
МТН 412-6	36	30	25	18	30	25	955 965 970 980	950	0,675	345

Продовження дод. XXXIII

Тип електро-двигуна	Потужність вала, кВт, при						Частота обер-тання, об/хв	Максимальний момент, Н · м	Момент інерції ротора, кг · м ²	Маса електро-двигуна, кг
	ТВ, %				30 хв	60 хв				
	25	40	60	100						
МТН 311-8	9	7,5	6	4,5	7,5	6	675 690 705 715	270	0,275	170
МТН 312-8	13	11	8,2	6	11	8,2	690 700 715 725	430	0,3125	210
МТН 411-8	18	15	13	10	15	13	695 705 710 720	580	0,5375	280
МТН 412-8	26	22	18	13	22	18	710 715 725 730	900	0,75	345
МТН 511-8	34	28	23	18	34	28	695 705 715 725	1020	1,075	470
МТН 512-8	45	37	31	25	45	37	695 705 715 725	1400	1,425	570
МТН 611-10	53	45	36	28	53	45	560 570 575 580	2360	4,25	900
МТН 612-10	70	60	48	35	70	60	560 565 575 580	3200	5,25	1070
МТН 613-10	90	75	60	40	90	75	570 575 580 585	4200	6,25	1240
МТН 711-10	125	100	80	65	125	100	580 584 588 592	4650	10,25	1550
МТН 712-10	155	125	100	80	155	125	580 585 590 593	5800	12,75	1700
МТН 713-10	200	160	125	100	200	160	582 586 590 593	7450	15	1900

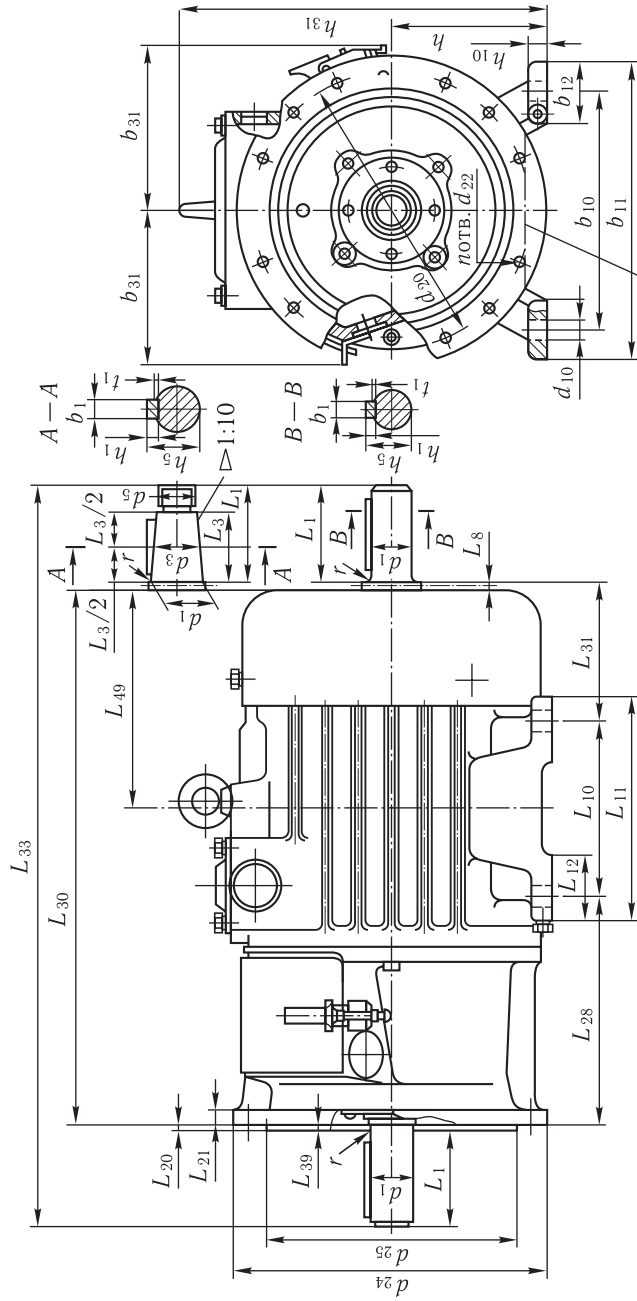
Габаритні й установчі розміри, мм, електродвигунів серій МТГ, МТН



Тип двигателя	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1
МТФ 011	8	180	230	50	133	28				112	7	31		302	60
МТФ 012															
МТФ (Н) 111	10	220	290	60	137	35	—	—	19	132	8	38	20	342	80
МТФ (Н) 112															
МТФ (Н) 211	12	245	320	65	158	40				160		43		385	
МТФ (Н) 311	14	280	350	75	176	50			24	180	9	53,5	23	444	110
МТФ (Н) 312															
МТФ (Н) 411	18	330	440	90	198	65	59,75	M42 × 3 кл. 3	28	225	11	64,88	26	527	140
МТФ (Н) 412															
МТН 511	20	380	600	106	212	70	64,75	M48 × 3 кл. 3	35	250	12	70,38	30	580	
МТН 512															
МТН 611	25	520	650	115	320	90	83,5	M64 × 4 кл. 3	42	315	14	90,75	50	770	170
МТН 612															
МТН 613															
МТН 711	32	640	790	145	383	110	101,75	M80 × 4 кл. 3	48	400	18	110,88	55	933	210
МТН 712															
МТН 713															

Тип двигуна	L_3	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{30}	L_{31}	L_{33}	L_{37}	L_{49}	r	t_1	Маса, кг
MTF 011			150	200		515,5	132	585	64,5	202,5		4	51
MTF 012		5				550,5	127	620		217,5			58
MTF (H) 111	—		190	240	60	583,5	140	673	86,5	228,5	5	5	76
MTF (H) 112			235	285		623,5	135	713		246			88
MTF (H) 211			243	306	70	700,5	150	820	118,5	263			120
MTF (H) 311		8	260	320	80	748	155	859,5	118	277,5		5,5	170
MTF (H) 312			320	380		823	170	934,5		322,5			210
MTF (H) 411			335	395	85	877	175	1027	147	336		5,88	280
MTF (H) 412	105	10	420	480		952,5	165	1102		368,5			345
MTH 511			310	400	110	1014	251	1164	150	396		6,38	470
MTH 512			390	480		1114	271	1264		456	10		570
MTH 611			345	446		1152	256	1335		409			900
MTH 612	130	15	445	546	120	1252	256	1435	189	459		6,75	1070
MTH 613			540	640		1347	256	1530		507			1240
MTH 711			440	580		1423	323	1645		523			1550
MTH 712	165	18	510	650	155	1493	323	1715	230	558		8,88	1700
MTH 713			590	730		1573	323	1795		598			1900

Габаритні й установчі розміри, мм, електродвигунів серії МТГ, МТН фланцевого виконання



Для МТГ(Н) 011, 012, 111, 112, 211

Тип двигуна	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1
MTF 011	8	180	230	50	133	28				255	14	280	215	112	7	31		302	60
MTF 012									19								20		
MTF (H) 111	10	220	290	60	137	36						330		132	8	38		342	80
MTF (H) 112																			
MTF (H) 211	12	245	320	65	158	40	—	—		300			250	160	43			385	
MTF (H) 311									24										110
MTF (H) 312	14	280	350	75	176	50					18	350		180	9	53,5	23	444	
MTF (H) 411																			
MTF (H) 412	18	330	440	90	198	65	59,75	M42 × 3 кл. 3	28	350		400	300	225	11	64,88	26	527	140
MTH 511																			
MTH 512	20	380	500	106	212	70	64,75	M48 × 3 кл. 3	35	400		450	350	250	22	70,38	30	580	

Продовження дод. ХХХV

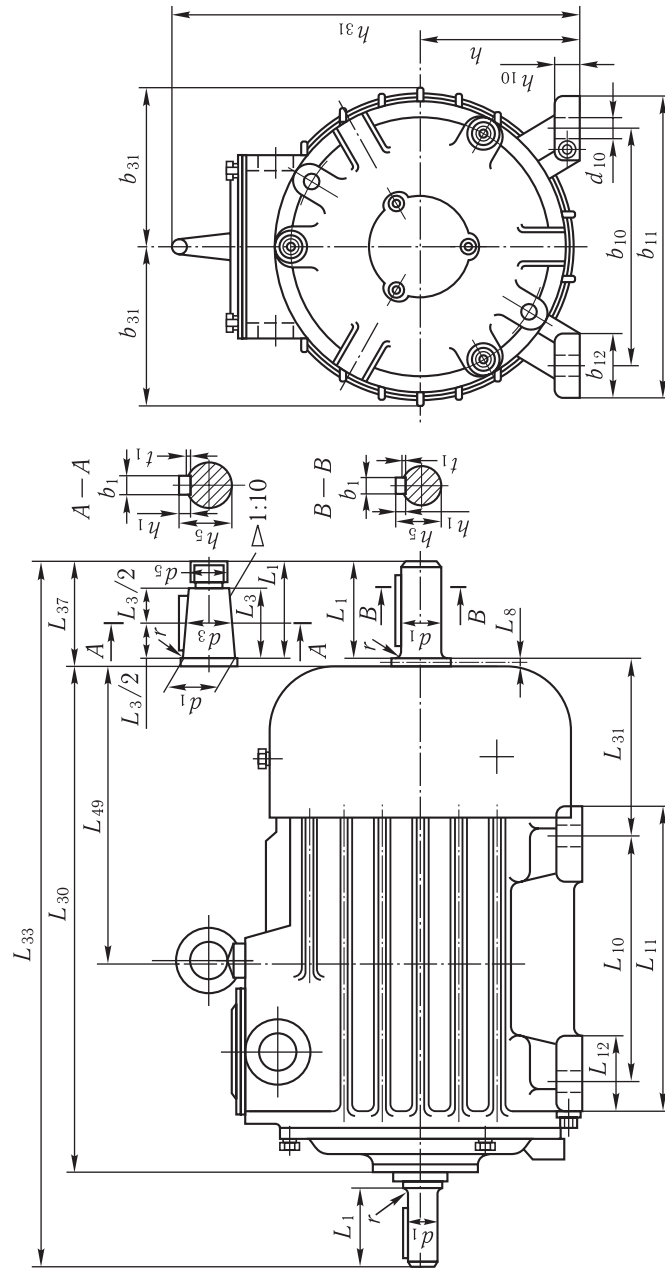
Тип двигуна	L_3	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{20}	L_{21}	L_{28}	L_{30}	L_{30}^*	L_{31}	L_{33}	L_{39}	L_{49}	r	t_1	Кількість отворів	Маса, кг
MTF 011		5	150	200		4	12		520	550	132	585		202,5		4		56
MTF 012			190	240	60			183	555	585,5	127	620		217,5				63
MTF (H) 111			235	285			14		586	616,5	140	673		228,5			4	82
MTF (H) 112	—								626	656,5	135	713		246	5	5		94
MTF (H) 211			243	306	70			207	701	731,5	150	820	0	263				129
MTF (H) 311		8	260	320	80		16	224	742	771,5	155	859,3		277,5		5,5		183
MTF (H) 312			320	380		5			817	846,5	170	934,5		322,5				223
MTF (H) 411			335	395	85		18	237	880	910	175	1027		336			8	295
MTF (H) 412	105	10	420	480					955	985	165	1102		368,5	10	5,88		360
MTN 511			310	400	110		22	326	1014	1045	251	1164		396		6,38		490
MTN 512			390	480					1114	1145	271	1264		456				590

*Тільки для вертикально-фланцевого виконання двигуна з одним кінцем вала.

**Технічні дані кранових електродвигунів серії МТКФ
з короткозамкненим ротором: 50 Гц, 220/380 і 500 В**

Тип електро- двигуна	Потужність вала, кВт, при						Частота обер- тання, об/хв	Максимальний момент, Н · м	Пусковий момент, Н · м	Момент інер- ції ротора, кг · м ²	Маса електро- двигуна, кг
	ТВ, %				30 хв	60 хв					
	15	25	40	60							
МТКФ 011-6	2	1,7	1,4	1,2	1,4	1,2	780 835 875 900	42	42	0,02	47
МТКФ 012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	2,2	1,7	785 835 880 915	67	67	0,0275	53
МТКФ 111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	3,5	2,8	825 850 885 915	105	104	0,045	70
МТКФ 112-6	6,5	5,8	5	4	5	4	845 870 895 920	175	175	0,065	80
МТКФ 211-6	10,5	9	7,5	6	7,5	6	800 840 880 910	220	210	0,11	110
МТКФ 311-6	14	13	11	9	11	9	880 895 910 930	390	380	0,2125	155
МТКФ 312-6	19,5	17,5	15	12	15	12	900 915 930 945	600	590	0,3	195
МТКФ 411-6	30	27	22	18	22	18	905 915 935 950	780	720	0,475	255
МТКФ 412-6	40	36	30	25	30	25	910 920 935 950	1000	950	0,6375	315
МТКФ 311-8	10,5	9	7,5	6	7,5	6	660 670 690 705	330	320	0,275	155
МТКФ 312-8	15	13	11	8,2	11	8,2	675 690 700 710	510	470	0,3875	195
МТКФ 411-8	22	18	15	13	18	15	660 680 695 705	670	650	0,5375	255
МТКФ 412-8	30	26	22	18	26	22	675 690 700 710	1000	950	0,75	315

Габаритні й установчі розміри, мм, електродвигунів серій МТКФ, МТКН



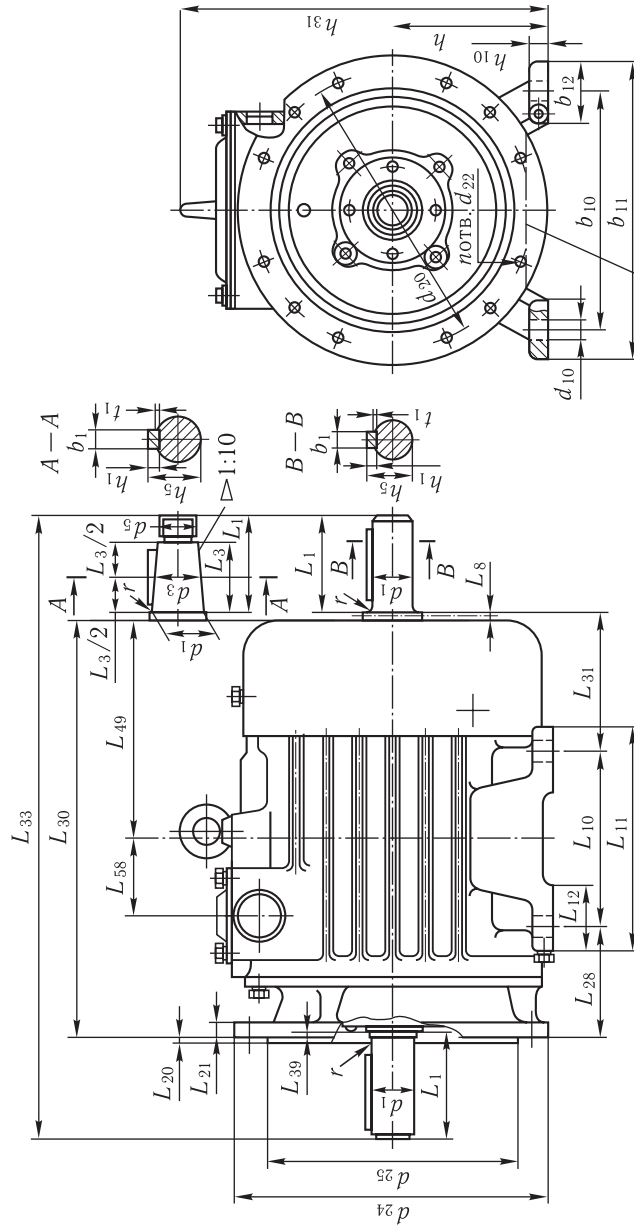
Продовження дод. ХХХVІІ

Тип електро- двигуна	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1
МТКФ 011	8	180	230	50	118	28				112	7	31		302	60
МТКФ 012	10	220	290	60	134	35			19	132	8	38	20	342	80
МТКФ 111	12	245	320	65	156,5	40	—		24	160		43		385	110
МТКФ 112	14	280	350	75	180	50				180	9	53,5	23	444	
МТКФ 311	18	330	440	90	211	65	М42 × 3 кл. 3		28	225	11	64,88	26	527	140
МТКФ 411															
МТКФ 412															

Продовження дод. ХХХVІІІ

Тип електро- двигуна	L_3	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{30}	L_{31}	L_{33}	L_{37}	L_{49}	r	t_1	Кінці валів	Маса, кг
МТКФ 011			150	200		415,5	132	485	64,5	202,5		4		47
МТКФ 012		5	190	240	60	450,5	127	520	64,5	217,5				53
МТКФ 111						484,5	140	574	86,5	228,5	5	5	Циліндричні	70
МТКФ 112	—		235	285		524,5	135	614	86,5	246				80
МТКФ 211		8	243	306	70	586	150	706	118,5	263				110
МТКФ 311			260	320		637	155	748,5	118	277,5				155
МТКФ 312			320	380	80	712	170	823,5	118	322,5		5,5		195
МТКФ 411			335	395	85	749	175	899	147	336			Конічні	255
МТКФ 412	105	10	420	480		824	165	974	147	368,5	10	5,88		315

Габаритні й установчі розміри, мм, електродвигунів серій МТКФ, МТКН фланцевого виконання



Для МТКФ(Н) 011, 012, 111, 112, 211 та 211

Продовження дод. ХХХVIII

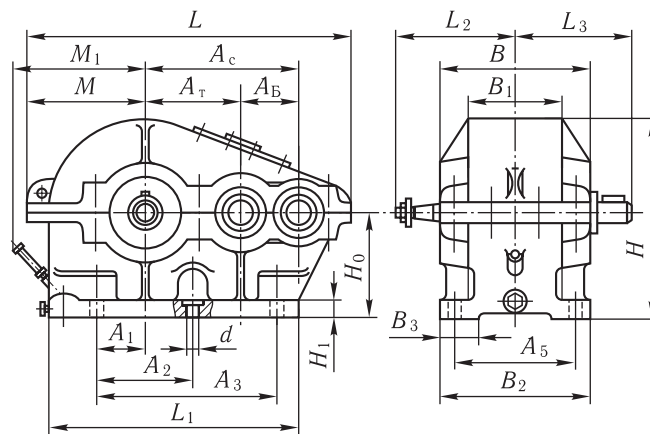
Тип електро- двигуна	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	d_1	d_3	d_5	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h	h_1	h_5	h_{10}	h_{31}	L_1	L_3		
МТКФ 011	8	180	230	50	28			19	255	14	280	215	112	7	31	20	302	60			
МТКФ 012																					
МТКФ 111	10	220	290	60	35			24	300		330	250	132		38		342	80			
МТКФ 112																					
МТКФ 211	12	245	320	65	40	—	—			18	350		160	8	43		385	110			
МТКФ 311																					
МТКФ 312	14	280	350	75	50					18	350		180	9	53,5	23	444				
МТКФ 411																					
МТКФ 412	18	330	440	90	65	59,75	M42 × 3 кл. 3	28	350		400	300	225	11	64,88	26	527	140	105		
МТКФ 412																					

Продовження дод. ХХХVIII

Тип електро- двигуна	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{20}	L_{21}	L_{28}	L_{30}	L_{30}^*	L_{31}	L_{33}	L_{39}	L_{49}	L_{58}	r	t_1	Кіль- кість от- ворів	Кінці валів	Ма- са, кг
МТКФ 011	5	150	200	4	12	96	421	449	132	485	202,5	42	202,5	42	4				51
МТКФ 012																			
МТКФ 111	8	235	285	60	14	98	488	516	140	574	228,5	62	228,5	62	5	4	4	Цилін- дричні	77
МТКФ 112																			
МТКФ 211	8	243	306	70	104	104	588	616	150	706	11	263	88,5	88,5	5	5	4		87
МТКФ 311																			
МТКФ 312	10	320	380	80	16	118,5	631	659	155	748,5	5	277,5	106	136	5,5	5,5			164
МТКФ 411																			
МТКФ 412	10	335	395	85	18	117	752	780	175	899	8	336	133,5	176	10	5,88	8	Конічні	270
МТКФ 412																			

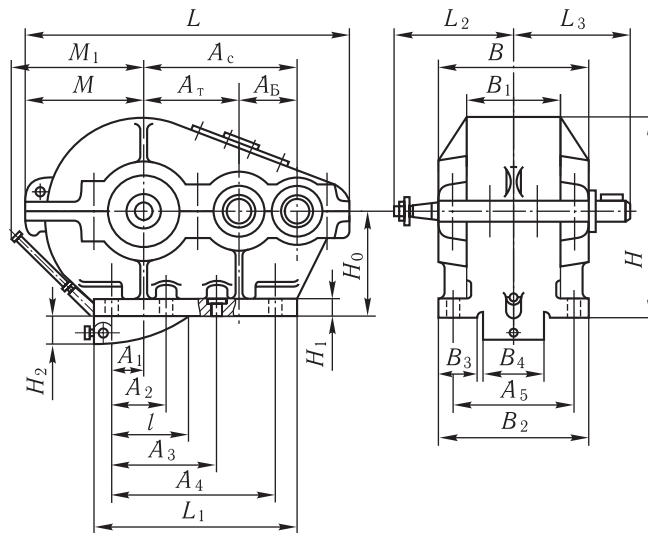
*Тільки для вертикального фланцевого виконання двигуна з одним кінцем вала.

Основні розміри, мм, і маса редуктора [22]
 Редуктори Ц2-250; Ц2-300; Ц2-350; Ц2-400; Ц2-500



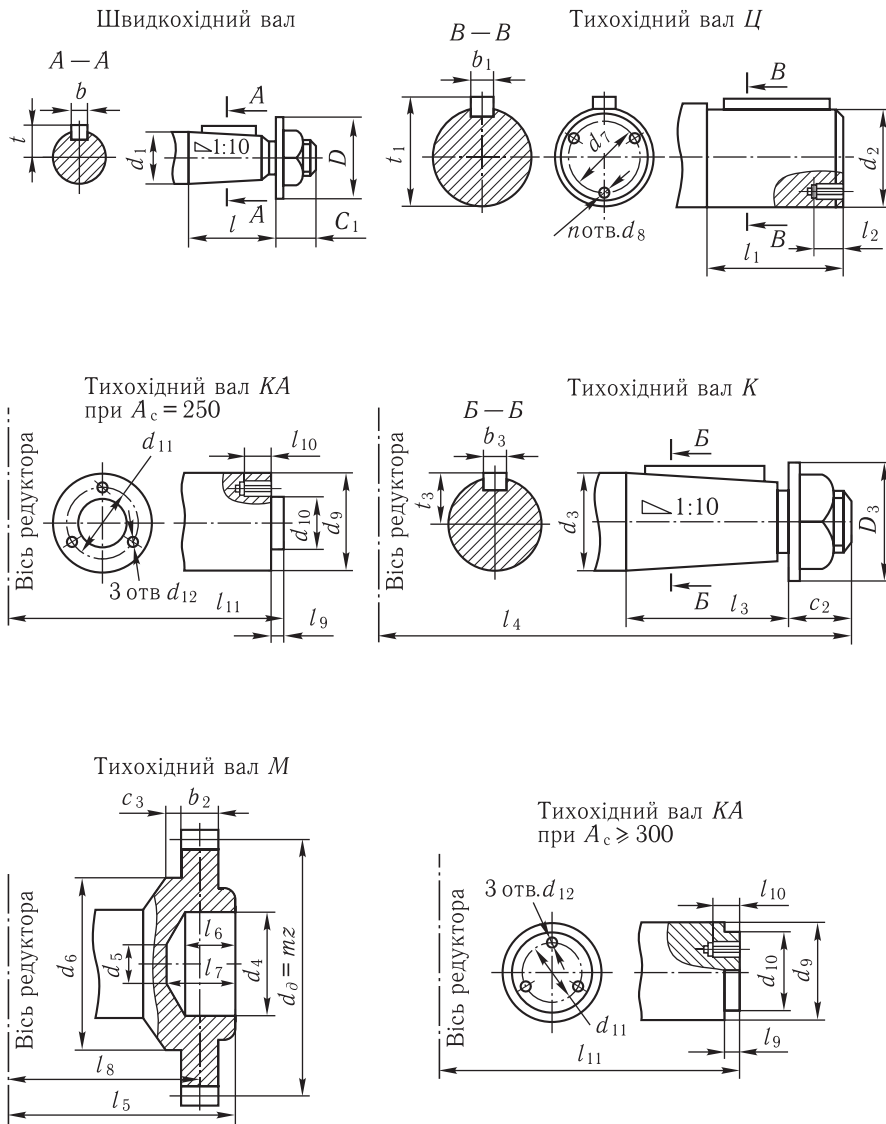
Типо-розмір редуктора	A_c	A_6	A_T	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H_0
Ц2-250	250	100	150	75	285	—	—	210	260	167	260	60	—	160
Ц2-300	300	125	175	90	350	—	—	250	300	202	300	70	—	190
Ц2-350	350	150	200	100	200	400	—	280	330	228	330	70	—	212
Ц2-400	400	150	250	150	250	500	—	320	380	256	380	85	—	265
Ц2-500	500	200	300	190	320	640	—	360	440	310	440	100	—	315
Ц2-650	650	250	400	190	260	520	515	470	560	404	560	100	284	315
Ц2-750	750	300	450	225	300	—	565	560	650	463	650	120	320	355

Редуктори Ц2-650; Ц2-750



Типо-розмір редуктора	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	M	M_1	l	d	Кількість отворів	Маса (без масла), кг
Ц2-250	310	18	—	515	400	220	253	182	247	—	22		85
Ц2-300	362	22	—	620	475	255	288	215	275	—	26	4	136
Ц2-350	409	25	—	700	550	300	313	238	300	—	26		204
Ц2-400	505	27	—	805	640	325	358	287	340	—	33	6	317
Ц2-500	598	30	—	985	785	390	413	340	385	—	39		505
Ц2-650	695	36	95	1270	910	480	473	443	410	515	46		1090
Ц2-750	783	40	100	1455	1040	570	—	498	445	565	46	8	1650

Розміри, мм, кінців вала і застосовувані підшипники



Продовження дод. XL

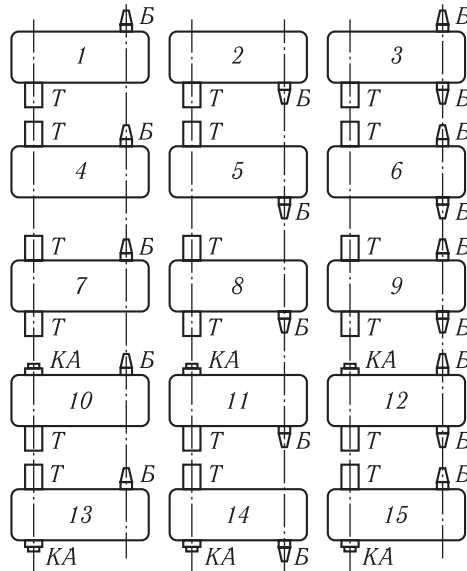
Тихохідний вал										
кінець (Ц)				Конічний кінець						
b_1	d_7	d_8	n	d_3	l_3	l_4	c_2	t_3	b_3	D_1
18	32	10	2	65	108	280	32	34	18	100
20	50	12	2	75	108	300	35	39,5	20	110
22	50	12	2	85	135	345	35	44	22	125
25	50	12	2	95	135	375	40	49	25	140
28	80	12	3	110	170	445	40	57	28	175
36	80	12	3	140	205	550	45	73	36	210
40	105	16	3	170	245	650	55	88	40	250

Продовження дод. XL

Тихохідний вал							Застосовувані підшипники
З кінцем для приєднання командоапарата (КА)							
$d_9(d_{11})$	$d_{10}(h_8)$	d_{11}	d_{12}	l_9	l_{10}	l_{11}	
70	25	40	6	5	15	145	2306; 7208; 7214; 2007116
80	60	40	8	5	20	165	2307; 7310; 7216; 2007118
90	75	55	8	5	20	180	2308; 7311; 7218; 2007120
100	75	55	8	5	20	205	2310; 7514; 7220; 2007124
120	75	55	8	5	20	235	2312; 7517; 7224; 2007128
150	75	55	8	5	20	295	2314; 7522; 7230; 2007132
180	75	55	8	5	20	340	2316; 7526; 7536; 2007138

валу з вінцем для зубчатої муфти (з боку вінця).

Додаток XLI



**Виконання кінця
тихохідного вала**

Виконання	Позначення	Схема складання
Циліндричний	Ц	1...15
Конічний	К	1...15
З вінцем для зубчастої муфти	М	1...6 10...15
Для приєднання командоапарата	КА	10...15

Додаток XLII

Кількість зубців у редукторах

Загальне передатне число	Ступені редуктора			
	I		II	
	Шестірня	Колесо	Шестірня	Колесо
8,32	28	59	20	79
9,8	25	62		
12,41	21	66		
16,3	21	66	16	83
19,88	18	69		
24,9	15	72		
32,42	12	75		
41,34	12	75	13	86
50,94	10	77		

Потужність, кВт, на швидкохідному валу редукторів

Типорозмір редуктора	Частота обертання швидкохідного вала, об/хв	Група режиму роботи	Загальне передатне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-250	600	3	29,0	25,0	20,5	13	11	9,5	7	6,2	5,2
		4	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
		5	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3,0	2,6
		6	9,6	8,2	6,7	4,6	4,2	3,6	3,0	2,0	1,7
	750	Н	7,9	6,7	5,3	3,6	2,9	2,3	1,8	1,2	1,0
		3	33,0	30,5	25,5	18,5	15,0	12,5	10,5	7,5	6,5
		4	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
		5	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3,0
	1000	6	12,0	10,1	8,1	5,5	4,9	4,1	3,6	2,4	2,0
		Н	9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2
		3	37,0	30,5	25,0	20,0	17,0	14,0	11,5	9,8	8,2
		4	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
1500	5	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5,0	4,2	3,5	
	6	14,5	12,1	10,7	7,2	5,9	5,0	4,3	2,9	2,7	
	Н	12,0	10,0	8,0	6,0	4,9	3,9	3,0	2,0	1,6	
	3	56,5	49,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17,0	13,0	11,5	
Ц2-300	600	4	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
		5	25,1	21,3	18,3	13,7	12,0	10,1	7,1	5,5	4,7
		6	22,1	18,6	14,7	9,9	9,0	7,1	5,5	3,8	3,2
		Н	18,1	15,3	12,1	8,1	7,4	5,8	4,5	3,0	2,3
Ц2-300	600	3	38,5	33,0	26,5	23,0	19,0	15,0	11,5	9,5	7,5
		4	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	5,6
		5	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2
		6	15,3	13,1	10,8	7,2	6,8	5,8	4,8	3,3	2,8
	750	Н	11,6	9,8	7,7	5,8	4,7	3,8	2,3	1,8	1,4
		3	46,0	40,0	33,5	29,0	24,0	19,0	14,5	11,5	10,0
		4	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
		5	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8
	1000	6	17,4	14,7	12,8	8,7	7,7	6,6	5,8	3,9	3,2
		Н	14,5	12,2	9,7	7,3	6,0	4,8	3,6	2,2	1,2
		3	49,0	43,0	35,5	31,5	29,0	20,0	18,0	14,0	12,5
		4	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7
1500	5	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9	
	6	22,9	19,4	15,3	10,3	9,9	7,8	7,0	4,7	4,4	
	Н	16,1	13,6	10,8	8,6	7,0	6,3	4,5	2,8	2,3	
	3	68,5	62,5	53,0	43,0	40,0	33,0	27,5	21,0	18,5	
Ц2-300	1500	4	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
		5	39,6	33,6	28,9	20,6	20,0	16,2	13,5	8,9	7,6
		6	34,7	29,5	23,3	15,7	12,9	11,3	8,5	5,8	5,2
		Н	24,4	20,1	15,8	14,4	11,7	9,4	6,0	4,2	3,6

Типорозмір редуктора	Частота обертання швидкохідного вала, об/хв	Група режиму роботи	Загальне передатне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-350	600	3	62,0	54,5	49,5	35,8	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5
		4	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
		5	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13,0	11,0	7,2	6,3
		6	20,6	17,7	16,1	10,9	10,0	8,6	7,3	5,0	4,2
		H	17,1	16,0	12,5	8,5	7,0	5,5	4,3	2,9	2,3
	750	3	76,0	65,0	55,0	44,0	36,0	30,0	20,0	18,5	15,0
		4	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
		5	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3
		6	26,0	21,8	17,6	13,2	11,5	9,9	8,7	5,9	4,9
		H	21,4	18,0	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9
	1000	3	80,0	78,0	62,0	47,0	43,5	36,0	27,5	22,0	20,0
		4	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
		5	42,8	39,0	33,0	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9,0
		6	34,5	28,6	23,0	15,6	14,0	11,9	10,3	7,1	6,5
		H	28,7	23,9	19,2	12,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9
	1500	3	134	117,5	96,5	71,0	59,5	54,0	40,0	31,5	27,5
4		97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4	
5		59,0	50,0	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4	
6		52,0	43,7	34,6	23,4	19,1	15,2	11,8	8,9	7,7	
H		43,0	36,2	28,7	19,4	15,9	12,6	10,7	7,3	5,9	
Ц2-400	600	3	98,0	97,0	80,5	70,0	60,0	49,5	39,0	29,5	24,5
		4	63,0	55,0	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3
		5	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12,0	12,0	9,4
		6	40,5	34,9	29,4	21,3	19,7	16,4	10,0	9,7	8,1
		H	33,5	28,4	22,4	16,7	13,6	10,9	8,4	5,7	4,6
	750	3	102,5	102	91,0	86,5	71,5	60,0	48,5	36,5	30,5
		4	63,5	58,8	53,6	53,6	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9
		5	53,0	45,2	39,2	38,9	30,0	21,6	13,1	13,8	9,8
		6	48,6	42,7	34,2	25,6	22,6	19,3	12,9	11,5	9,6
		H	55,6	46,3	37,3	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7
	1000	3	138	137	111	92,0	77,0	70,5	54,0	43,5	39,7
		4	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24,0
		5	65,0	57,4	43,6	42,8	33,6	26,8	16,8	16,8	11,9
		6	61,2	52,7	42,2	30,3	24,9	23,2	15,0	13,8	10,0
		H	55,5	46,3	37,3	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7
	1500	3	179	178	158	138	116	96,0	80,0	62,0	54,5
4		102,0	91,3	81,0	81,0	64,0	49,5	36,8	36,8	31,0	
5		82,3	70,0	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9	
6		81,8	68,3	57,2	45,3	37,3	29,7	20,0	17,4	15,0	
H		77,4	65,2	56,0	37,7	30,9	24,7	19,0	14,3	11,6	
600	3	210	188	152	117	103,5	86,5	66,5	51,0	42,0	
	4	137,0	120,0	113,0	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8	
	5	102,0	90,6	77,0	53,3	51,0	44,1	28,7	24,1	20,4	

Типорозмір редуктора	Частота обертання швидкохідного вала, об/хв	Група режиму роботи	Загальне передатне число								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-500	6	Н	64,0	54,5	45,0	32,5	31,0	26,6	21,6	13,5	12,0
			57,8	49,0	38,7	26,3	23,6	19,0	14,3	10,0	8,0
	750	3	245	221	187	136	123	103	83,0	64,0	52,5
		4	163,0	140,0	112,0	103,0	89,2	75,6	52,7	42,2	37,0
		5	121,0	106,0	84,7	61,0	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3
		6	87,5	74,0	59,0	40,0	39,0	33,0	29,3	20,2	16,8
		Н	72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10,0
	1000	3	301	257	218	159	134,5	122	100	75,0	67,5
		4	197,0	178,0	143,0	122,0	104,0	91,7	68,6	58,5	49,0
		5	145,0	132,0	103,2	74,2	65,4	52,8	40,2	37,2	28,5
		6	115	87,0	77,0	52,5	42,5	40,0	35,0	24,0	22,0
		Н	97,0*	82,0	64,0	44,0	36,0	31,4	24,0	16,5	13,5
	1500	3	415	396	324	239	201	166	139	107	94,0
		4	248,0	217,0	189,0	174,0	147,0	116,0	83,0	82,2	68,5
		5	194,0	169,0	145,0	98,7	87,7	74,0	53,5	44,5	38,3
6		160	149	117	80,0	65,4	52,0	43,4	29,2	26,5	
Н		132*	123*	97,0*	66,0	54,0	43,0	36,4	25,0	20,2	
Ц2-650	600	3	368	326	261	217	188	156	124,5	94,5	79,0
		4	266	240	199	159	137	113	89,5	64,4	58,2
		5	204	177	148	118	102	83,6	57,3	56,0	41,7
		6	169	149	123	87,1	80,0	68,5	51,7	39,2	33,4
		Н	141*	122*	100	67,0	55,9	44,5	34,3	23,4	19,1
	750	3	432	374	321	258	222	187	150,5	125	95,5
		4	315	264	234	189	162	137	110	84,5	69,8
		5	220	191	164	148	116	99,5	83,5	63,5	47,1
		6	206	174	146	101	88,5	77,6	67,6	46,5	38,9
		Н	172*	145*	120*	88,6	68,4	55,6	42,6	29,5	23,8
	1000	3	525	470	390	305	274	233	174,5	146	122
		4	360	315	263	223	198	171	128	107	89,1
		5	270	238	195	167	149	111	75,7	75,7	55,0
		6	253	226	188	177	106	91,0	74,3	54,4	48,1
		Н	222*	191*	157*	107	89,4	72,2	56,9	39,0	31,7
1500	3	—	610	530	430	360	310	260	200	170	
	4	—	396	331	314	268	221	162	152	125	
	5	—	308	252	230	197	151	99,6	89,5	73,7	
	6	—	294	230	186	152	125	99,0	69,6	60,8	
	Н	—	267*	221*	157*	127*	105	83,1	57,6	47,5	

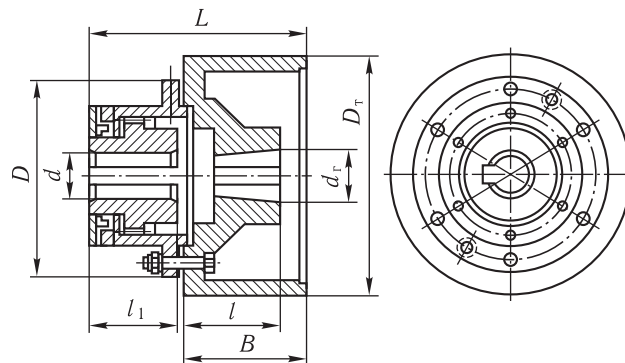
Примітка. Значення потужностей, які позначені зірочкою, можуть бути реалізовані тільки за наявності спеціального охолодження редуктора.

Граничне консольне навантаження, кН, на кінці тихохідного вала

Типорозмір редуктора	Група режиму роботи				
	3	4	5	6	Н
Ц2-250	20,000	18,000	12,500	6,300	6,300
Ц2-300	25,000	22,500	14,000	8,000	8,000
Ц2-350	32,000	25,000	18,000	10,000	10,000
Ц2-400	32,000	25,000	20,000	14,000	10,000
Ц2-500	50,000	40,000	25,000	20,000	14,000
Ц2-650	83,000	71,000	45,000	25,000	20,000
Ц2-750	100,000	85,000	63,000	32,000	32,000

Примітки: 1. Консольні навантаження, які наведено в таблиці, вважають прикладеними в середині шийки циліндричного або конічного кінця і в середині гнізда зубчастого вала по осі зубчастого вінця. 2. Якщо консольне навантаження діє одночасно на два кінці тихохідного вала, то навантаження на кожен з них не повинне перевищувати 50 % значень, які зазначено для 4-ї групи режиму роботи.

Габаритні розміри, мм, і технологічна характеристика зубчастих муфт з гальмовими шківками



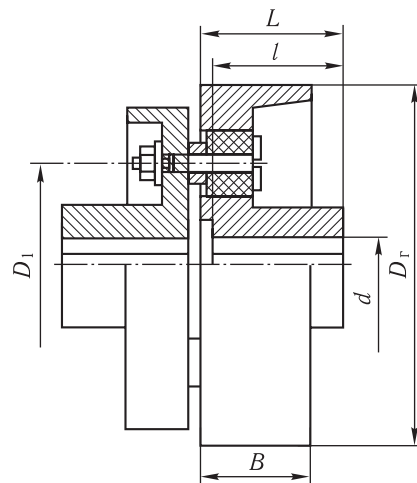
Діаметр гальмового шківа D_r , мм	Найбільший крутний момент, який передає муфта, Н · м	Зубчасте зчеплення		D	B	L	l	d	d_1	l_1	Маса муфти, кг	Момент інерції муфти, кг · м ²
		модуль, мм	кількість зубців z									
200	700	2,5	30	170	95	170	112	40...55	50...69,5	55	15,8	0,075
300	3200	3,0	40	220	145	232,5	123...145	40...55	50...69,5	85	41	0,4625

Продовження дод. XLV

Діаметр гальмового шківа D_T , мм	Найбільший крутний момент, який передає муфта, Н · м	Зубчасте зчеплення		D	B	L	l	d	d_1	l_1	Маса муфти, кг	Момент інерції муфти, кг · м ²
		модуль, мм	кількість зубців z									
400	5750	3,0	48	250	185	297	158...189,5	55	60...89,5	105	86,5	1,35
500	8600	3,0	50	290	205	325	185	65	90	115	132,2	3,50

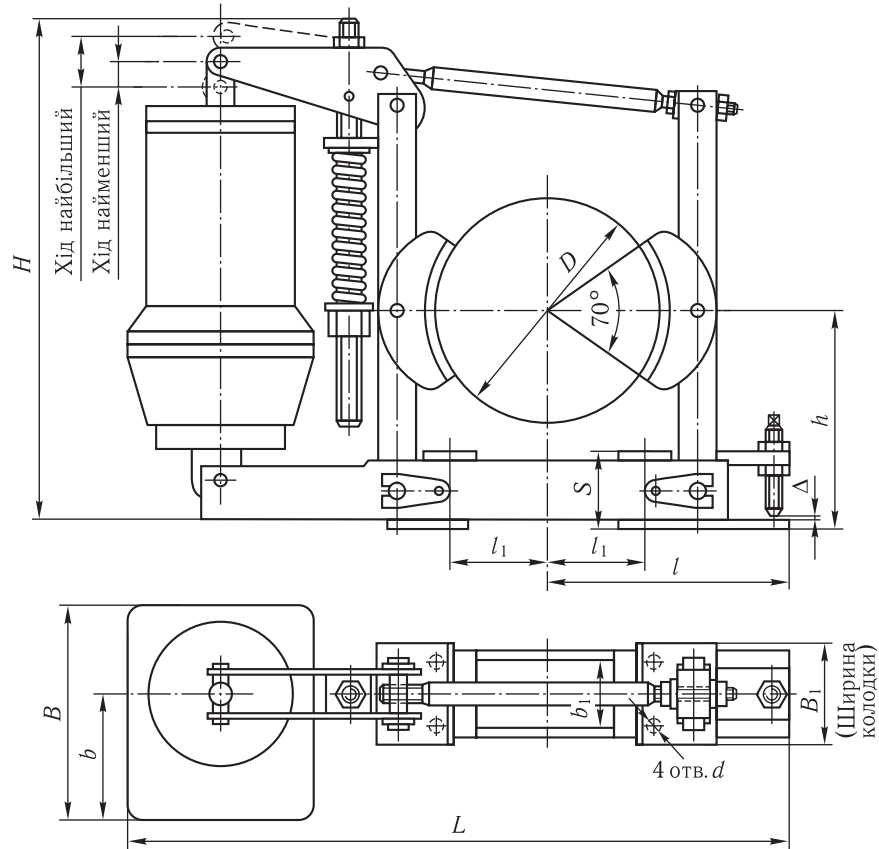
Додаток XLVI

Габаритні розміри, мм, і технологічна характеристика пружних втулково-пальцевих муфт з гальмовими шківами



Діаметр гальмового шківа D_T , мм	B	d	D_1	L	l	Кількість пальців	Маса, кг	Момент інерції I_M , кг · м ²
200	70	40	115	100	80	4	7,6	0,075
250	90	40	135	100	80	4	14,0	0,175
300	90	50	170	130	110	6	21,5	0,350
400	120	60	210	160	110	6	41,0	1,250

Колодкові гальма типу ТТ змінного струму. Характеристика і розміри, мм



Типорозмір гальма	Гальмівний момент найбільший, Н · м	Гальмовий шків		Відхід колодки найбільший, мм	Тривалість, с			Допустимі		Маса, кг
		діаметр, мм	ширина, мм		загальмування найменше	розгальмування найменше	загальмування і розгальмування найменші	кількість ввімкень за годину	тривалість ввімкнення	
ТТ-160	100	160	75	1,0	0,2	0,2	2	720	100 %	18,8
ТТ-200	200	200	95	1,3	0,4	0,2	8			35,5
ТТ-250	400	250	105	1,2	0,25	0,4	4			72,2
ТТ-320	800	320	135	1,65	0,4	0,25	4			89,0

Продовження дод. XLVII

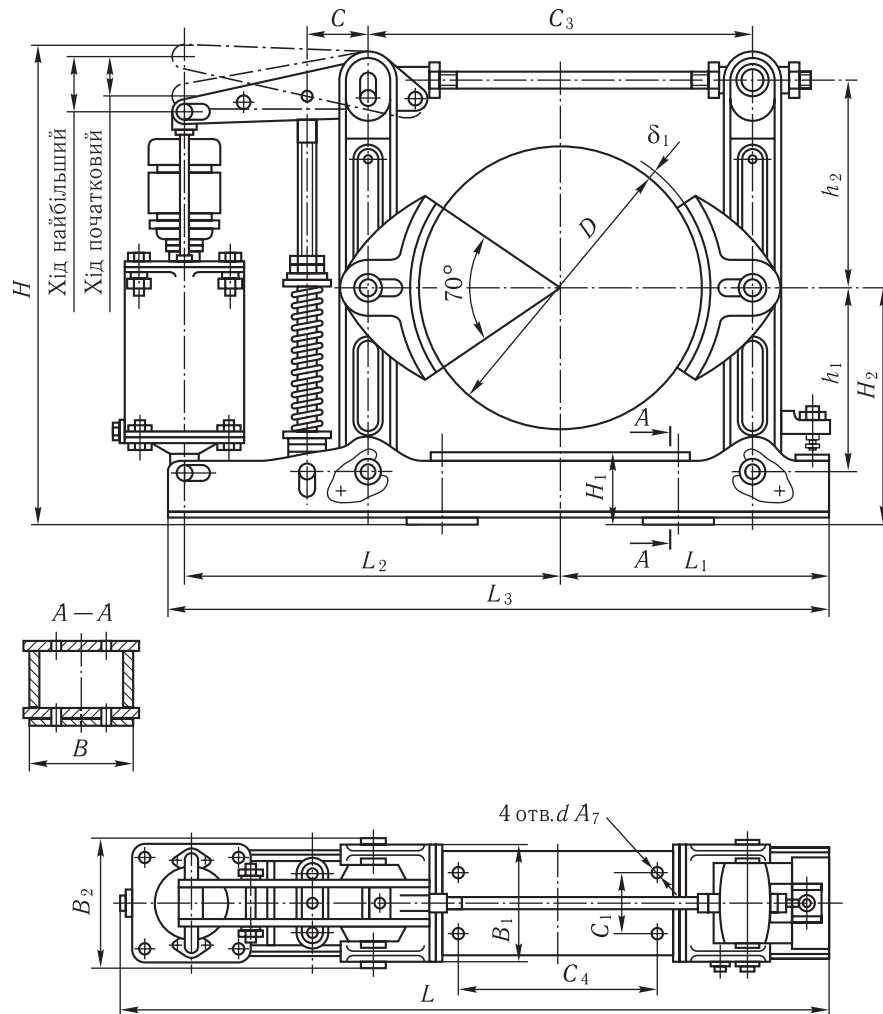
Гідроштовхач

Типо-розмір гальма	Тип	Тягове зусилля найбільше, Н	Хід поршня, мм	Електродвигун			
				Тип	Потужність, Вт	Частота обертання, об/хв	Рід струму і напруги
ТТ-160	ТЭГ-16	160	25	ДГТ-200	200	2850	Трифазний, 220/380 В
ТТ-200	ТЭГ-25	250	32	ДГТ-200	200	2850	
ТТ-250	ТЭГ-25	250	50	ДГТ-200	200	2850	
ТТ-320	ТГ-50	500	50	АМ	200	2850	

Продовження дод. XLVII

Типо-розмір гальма	D	L	l	l_1	B	B_1	b	b_1	H	h	d	Хід		
												s	початковий	найбільший
ТТ-160	160	445	150	70	168	70	102	36	336	125	13	40	11	23
ТТ-200	200	551	195	90	196	90	120	48	390	170	13	50	14	28
ТТ-250	250	610	250	110	196	100	120	60	418	200	18	60	30	45
ТТ-320	320	735	295	140	212	130	120	80	500	250	18	80	30	45

**Колодкові гальма з гідроштовхачем.
Характеристика і розміри, мм**

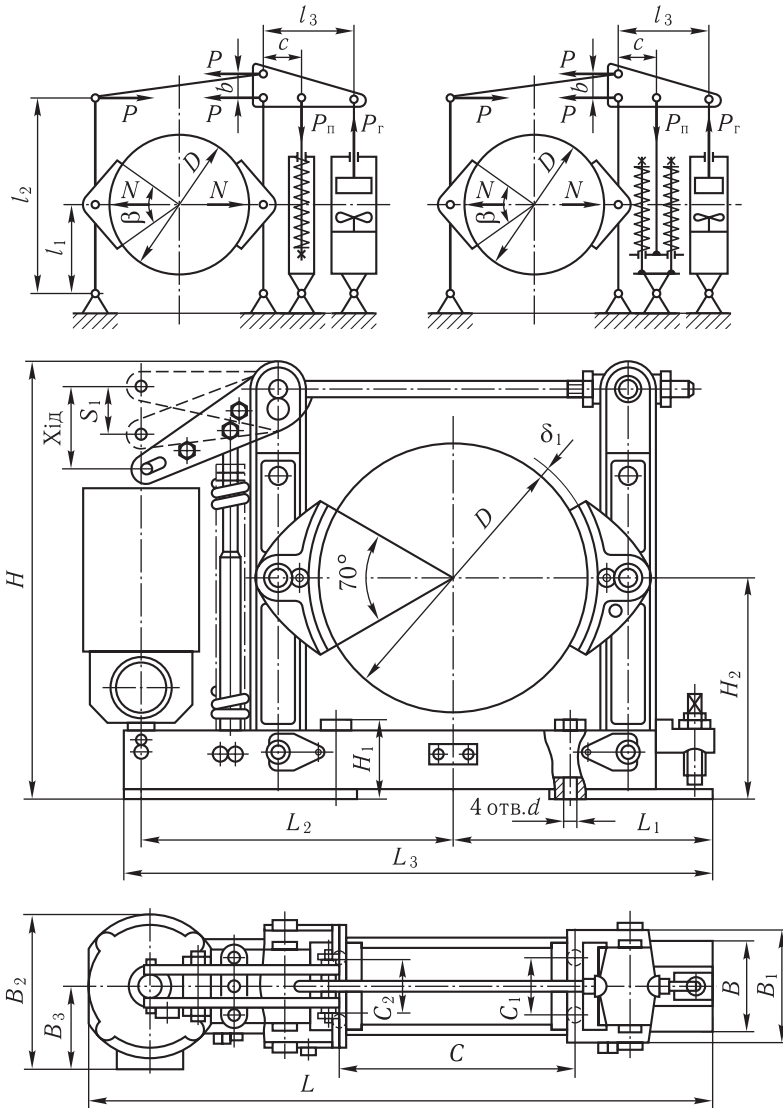


Колодкові гальма з електрогідравлічними штовхачами типів ТЭГ і ТГМ

Розрахункові схеми гальм

ТКГ-200 і ТКГ-300 м

ТКГ-400...ТКГ-800

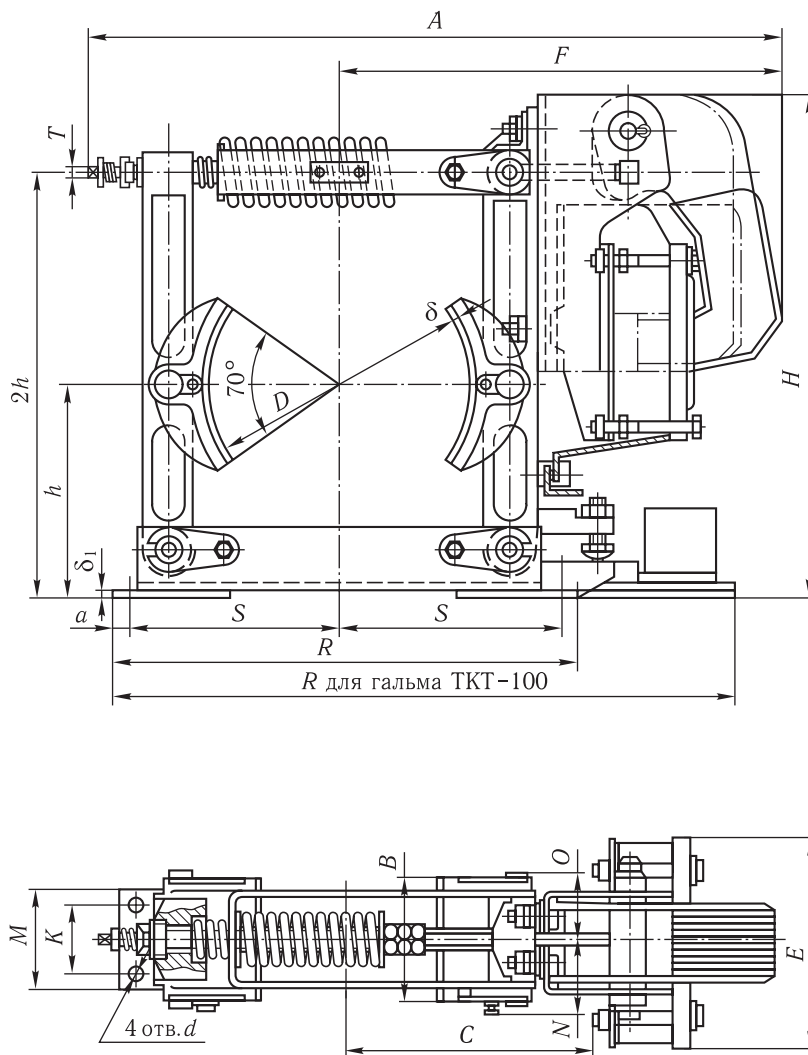


Колодкові гальма ТКГ з гідроштовхачем Т-160Б

Типорозмір гальма	Гальмівний момент, Н · м	Відхід колодки, мм	D	B	B ₁	B ₂	B ₃	C ₄	C ₁	C ₂	C ₃	H	H ₁	H ₂	h ₁	h ₂	L	L ₁	
																			300
ТКГ-200 м	300		200	90	90	213	121		60			400							
ТКГ-200	250	1,0	200	90	90	213		350	80	120		436	7	170			613	205	
ТКГ-300 м	800	1,2	300	140	140	227	125	300		150		526	12	240			771	285	
ТКГ-400 м	1500	1,4	400		180	227		340	90	90		630	114	320			935	380	
ТКГ-500 м	2500	1,6	500	160	200			410	100	100		795	132	400			1184	448	
ТКГ-600	5000	1,75	600	320	240	271		500	126		780	945	132	475	380	420	1428	560	
ТКГ-700	8000	1,8	700	260	280	295		610	150		890	1081	172	550	430	470	1583	625	
ТКГ-800	12500	2,1	800	300	320	342		700	180		1020	1216	176	600	480	545	2020	695	

Типорозмір гальма	L ₂	L ₃	δ ₁	s ₁	d	Маса гальма, кг	Двигун			Плечі важелів, мм				Ширина шків, мм	
							Тип	Зусилля, Н	Хід, мм	l ₁	l ₂	b	c		l ₃
ТКГ-200 м	300	525	6	22	18	34,2	ТЭГ-25	250	32	135	305	22	60	170	95
ТКГ-200	302,5	540				37,6	ТГМ-25	250	32						
ТКГ-300 м	405	706			22	92	ТГМ-50	500	50	190	430	30	75	210	145
ТКГ-400 м	470	870	8	30	25	145	ТГМ-80	800	50	250	525	32	75	210	185
ТКГ-500 м	630	1110				210	ТГМ-80			315	665	45	106	325	205
ТКГ-600	715	1300				434			60	380	800	50	115	325	250
ТКГ-700	805	1455	8		38	605	Т-160Б	1600	90	430	900	40	150	360	290
ТКГ-800	990	1710				840			140	480	1025	40	175	480	330

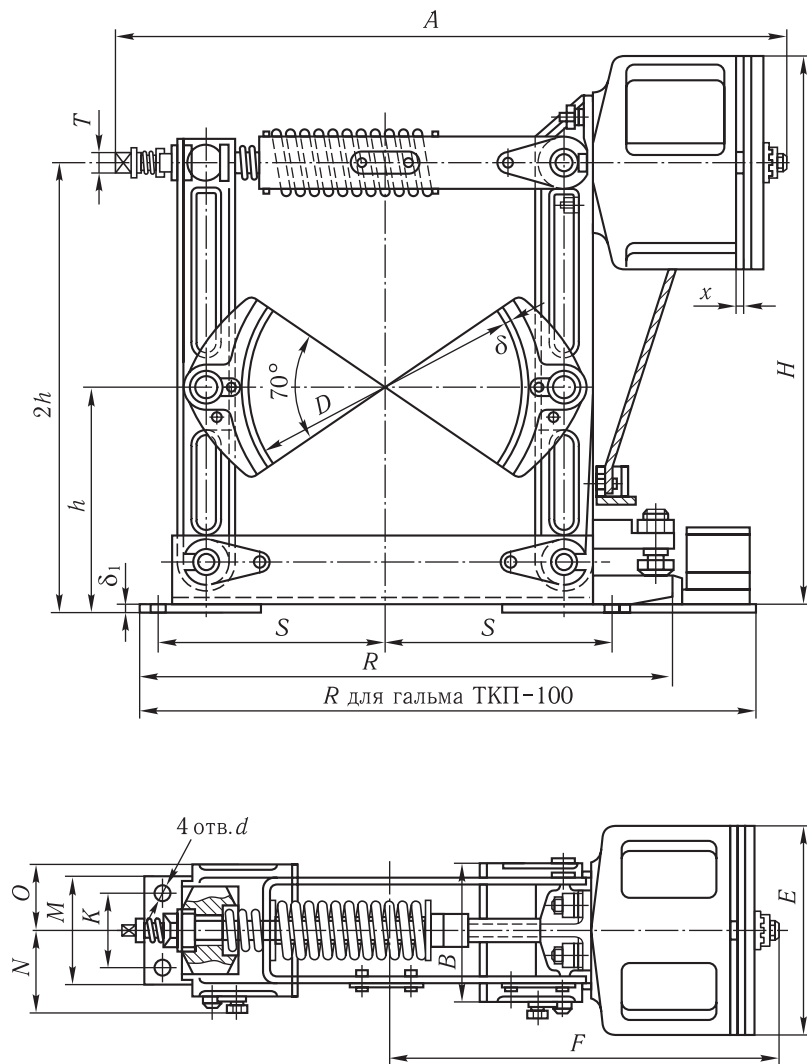
Колодкові гальма типу ТКТ змінного струму.
Характеристика і розміри, мм



Типорозмір гальма	Ширина гальмової колодки В, мм	Діаметр гальмового шківа D, мм	Гальмівний момент, Н · м, для ТВ, %		Тиск × 10 ⁻⁴ , Па	Відхід колодки, мм		Тип магніту	Маса гальма, кг
			25 і 40	100		нормальний	максимальний		
ТКТ-100	70	100	20	11	11,8	0,4	0,6	МО-100Б	12
ТКТ-200/100	90	200	40	22	8,8	0,4	0,6	МО-100Б	25
ТКТ-200	90	200	160	80	17,7	0,5	0,8	МО-200Б	37
ТКТ-300/200	140	300	240	120	7,8	0,5	0,8	МО-200Б	68
ТКТ-300	140	300	500	200	15,7	0,7	1,8	МО-300Б	92

Типорозмір гальма	A	E	F	H	K	M	N	O	R	S	T	δ	h	δ ₁	d	a	c
ТКТ-100	336	130	208	239	40	65	46	37	300	110	8 × 8	4	100	6	13	15	120
ТКТ-200/100	475	130	260	395	60	90	55	47	400	175	11 × 11	6	170	8	18	20	180
ТКТ-200	518	177	333	407	60	90	55	47	400	175	11 × 11	6	170	8	18	20	212
ТКТ-300/200	670	177	400	605	80	120	81	72	560	250	14 × 14	8	240	12	22	20	270
ТКТ-300	775	243	485	570	80	120	81	72	560	250	14 × 14	8	245	12	22	20	280

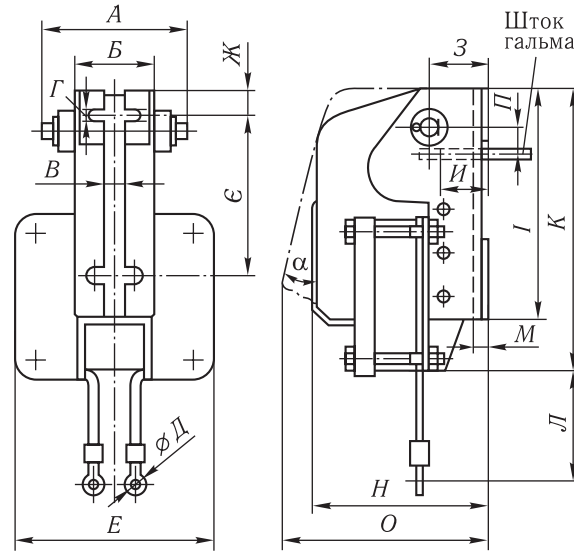
Колодкові гальма типу ТКП постійного струму.
Характеристика і розміри, мм



Типорозмір гальма	Ширина гальмової колодки B , мм	Діаметр гальмового шківa D , мм	Гальмівний момент, Н·м, для ТВ, %		Тиск $\times 10^{-4}$, Па	Відхід колодки, мм		Момент магніту, Н·м, для ТВ, %		Тип електромагніту	Маса гальма, кг	Хід штоку	
			25	40		нормальний	максимальний	25	40			нормальний	максимальний
ТКП-100	70	100	20	16	13,7	0,4	0,6	2,5	2	МП-100	12,5	1,2	2
ТКП-200/100	90	200	40	32	14,7	0,4	0,6	2,5	2	МП-100	25	1,2	2
ТКП-200	90	200	160	130	19,6	0,5	0,8	10	8	МП-200	34	2	3
ТКП-300/100	140	300	240	200	8,8	0,5	0,8	10	8	МП-200	65	2	3
ТКП-300	140	300	500	440	18,6	0,7	1,0	21,5	18	МП-300	84	2,5	4

Типорозмір гальма	A	E	F	H	K	M	N	O	R	S	T	δ	h	δ_1	d
ТКП-100	352	132	224	274	40	65	46	37	300	110	8 × 8	4	100	6	13
ТКП-200/100	498	132	272	415	60	90	55	47	400	175	11 × 11	6	170	8	18
ТКП-200	543	178	327	437	60	90	55	47	400	175	11 × 11	6	170	8	18
ТКП-300/100	675	178	395	577	80	120	81	72	560	250	14 × 14	8	240	12	22
ТКП-300	715	223	435	606	80	120	81	72	560	250	14 × 14	8	240	12	22

Технічна характеристика і габаритні розміри, мм, гальмових електромагнітів змінного струму типу МО для короткоходових гальм



Тип електромагніту	Момент електромагніту, Н · м, для ТВ, %		Кут повороту α , град	Момент маси якоря, Н · м	Плече штока П, мм	Хід якоря, мм		Хід штоку, мм		Робота розгальмування, Н · м, для ТВ = 40/100 %
	40	60				нормальний	максимальний	нормальний	максимальний	
МО-100Б	5,5	3	7,5	0,5	22	12	18	2,0	3,0	0,72/0,39
МО-200Б	40	20	5,5	3,6	40	14	21	2,5	3,8	3,48/1,89
МО-300Б	100	40	5,5	9,2	46	18	27	3,0	4,4	9,6/3,84

Тип електромагніту	А	Б	В	Г	Д	Е	Є	Ж	З	И	І	К	Л	М	Н	Ма-са, кг
МО-100Б	102	58	14	9	5,5	130	85	18	37	32	143	182	100	7	107	4,4
МО-200Б	133	80	16	13	5,5	175	140	27	74	60	235	297	135	9	174	16,5
МО-300Б	184	110	17	17	7,0	243	224	40	104	90	310	387	150	10	227	40,0

Примітка. Електромагніти виготовляють на напругу 220, 380 і 500 В.

Додаток ЛІІ

Коефіцієнти k_1 і k_2 для розрахунків зубчастих муфт кранів з машинним приводом

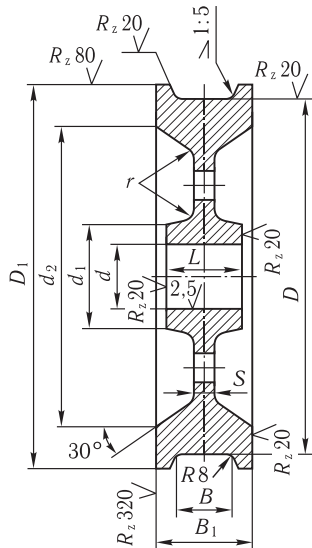
Механізм	k_1	k_2 для груп режимів роботи механізмів			
		3	4	5	6
Підіймання вантажу гакових кранів	1,3				
Те саме кранів, які транспортують розплавлені метали	1,5	1,1	1,2	1,3	1,5
Змінення вильоту	1,4				
Пересування і повертання	1,4				

Примітка. Для зубчастих муфт барабанів коефіцієнт k_1 слід збільшити на 20...25 %.

Додаток ЛІІІ

Розміри зачеплень стандартних зубчастих муфт з прямолінійною твірною зубців

Номер муфти	Найбільший момент, який передає муфта, кН · м	Модуль m , мм	Кількість зубців z	Ширина зубця b , мм	Товщина зубця s_1 , мм
1	0,71	2,5	30	12	3,65
2	1,4	2,5	38	15	3,65
3	3,15	3	40	20	4,35
4	5,6	3	48	25	4,35
5	8	3	56	25	4,35
6	11,8	4	48	30	5,83
7	19	4	56	35	5,83
8	23,6	4	62	35	5,83
9	30	6	46	35	8,91
10	50	6	56	40	8,91
11	71	8	48	45	11,92
12	100	8	54	50	11,92
13	150	10	48	60	14,91
14	200	10	54	65	14,91
15	250	10	58	70	14,91
16	375	12	56	75	17,80
17	560	12	64	90	17,80
18	750	12	72	90	17,80
19	1000	12	80	100	17,80

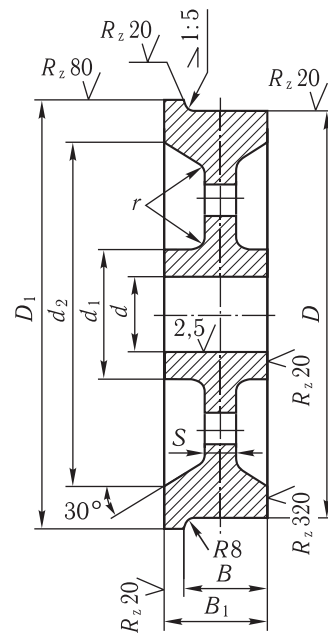


Колеса кранові дворобордні.
Розміри, мм [26]

D	D_1	d	d_1	d_2	B	B_1	L	s	r	Теоретична маса, кг, не більше
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	290	55	85	220	70	110	110			30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	40
400	450	95	150	350		130	130	25	25	80
										90
500	550	115	175	440	100	150	150	35	35	140
560	600	100	310	500	90	130	180			20
630	680	135	200	530	100	150	150	40	40	200
					130	180				220
710	770	145	220	600	110	160	160	40	40	280
					130	180				300
		200	300	620	150	200	200	60	60	420
		155	240	710	110	170	170	40	40	380
800	880	220	360	680	150	210				230
900	980	190	280	820	130	190	190	45	45	460
					150	210				520
1000	1080	220	340	860	170	250	230	70	70	930

Примітка. Приклад умовного позначення кранового дворобордного колеса, діаметр якого $D = 400$ мм і ширина поверхні кочення $B = 100$ мм: колесо К2Р-400 × 100.

Колеса кранові одноробордні. Розміри, мм



D	D_1	d	d_1	d_2	B	B_1	s	r	Теоретична маса, кг, не більше
200	230	50	80	175	65	80	18	18	15
250	290	60	85	215	70	90	18	18	20
320	360	65	95	285	80	100	18	20	30
400	450	85	130	360	105	130	22	20	60
500	550	105	155	442	125	150	28	30	120

Примітка. Приклад умовного позначення кранового одноробордного колеса діаметром $D = 400$ мм: колесо К1Р-400.

Розміри безробордних кранових коліс, мм

D	320	400	500	560	630	710
B	100	100	100	120	120	120

Одно- і дворебордні колеса. Найбільші допустимі навантаження · 10⁻⁴, Н

Швидкість пересування, м/хв	Навантаження на колеса для режимів роботи груп														
	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	5	6			
	160/P8*			200/P11			250/P15			320/P24					
20	2,68	1,54	1,08	0,77	4,25	2,32	1,63	1,16	5,83	5,00	3,68	12,3	10,20	6,50	5,15
40	2,29	1,26	0,87	0,62	3,46	1,90	1,32	0,94	5,83	4,15	2,97	12,3	8,45	5,90	4,20
63	1,98	1,10	0,78	0,54	2,98	1,65	1,15	0,82	5,20	3,62	2,60	12,3	7,45	5,15	3,66
80	1,86	1,02	0,71	0,51	2,80	1,54	1,07	0,77	7	4,85	3,88	12,3	6,85	4,78	3,40
100	1,73	0,96	0,66	0,48	2,63	1,44	1,00	0,72	4,66	3,16	2,25	11,5	6,40	4,45	3,18
120	1,62	0,90	0,62	0,44	2,44	1,34	0,94	0,67	4,22	2,96	2,10	10,8	6,00	4,20	2,97
160	1,51	0,88	0,5	0,10	2,29	1,25	0,88	0,62	3,95	2,75	1,97	10,1	5,58	3,30	2,77
	400/P38			500/KP70			560/KP70			630/KP70					
20	21,8	18,8	12,8	9,65	29,6	22,9	16,5	16,5	35,6	30,2	21,6	40,9	40,9	35,0	26,0
40	21,8	15,9	11	7,9	26,7	18,8	14,3	14,3	35,3	24,6	17,6	40,9	40,9	29,6	21,0
63	21,8	13,8	9,6	7,5	23,5	16,4	11,7	11,7	30,8	21,6	15,6	36,6	36,6	25,8	18,4
80	21,8	12,8	9,0	6,6	32	22,0	15,3	10,9	40	28,8	20,0	49	34,5	24,0	17,1
100	21,8	12,0	8,4	6,0	20,6	14,4	10,2	10,2	26,8	18,8	13,4	32,2	32,2	22,3	16,0
120	20,0	11,2	7,8	5,6	19,2	13,4	9,5	9,5	25,6	17,5	12,5	30,0	30,0	20,9	15,0
160	19,0	10,4	7,4	5,2	17,8	12,4	8,9	8,9	28,4	16,3	11,7	28,0	28,0	19,5	14,1

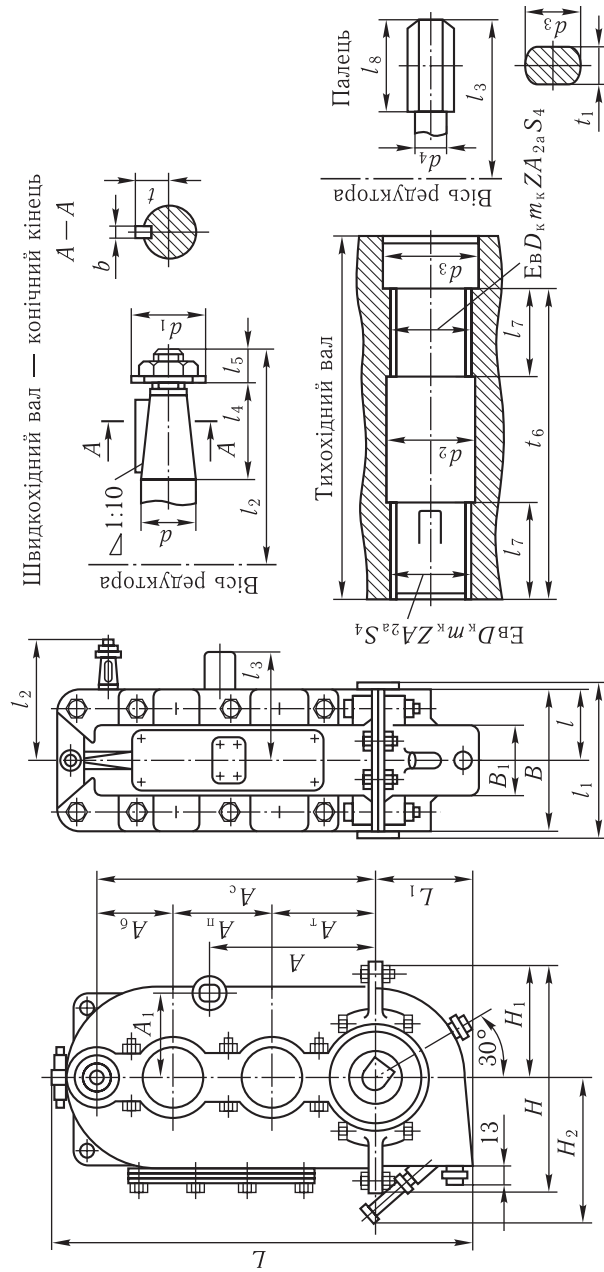
*У чисельнику — діаметр колеса, мм, у знаменнику — тип рейки.

Безребордні колеса. Найбільші допустимі навантаження · 10⁻⁴, Н

Швидкість пересування, м/хв	Навантаження на колеса для режимів роботи груп											
	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	5	6
	320/P24*											
20	10,2	8,50	6,10	20,7	16,0	11,4	29,6	25,4	19,4	500/КР70		
40	10	6,95	4,94	18,7	13,0	9,30	29,6	22,3	17,0	500/КР70		
63	8,8	6,10	4,32	16,3	11,3	8,05	27,8	19,4	13,8	500/КР70		
80	11	5,65	4,00	15,3	10,6	7,55	26,0	18,1	12,9	500/КР70		
100	7,55	5,25	3,75	14,2	9,90	7,05	24,4	17,0	12,0	500/КР70		
120	7,1	4,85	3,50	13,2	9,20	6,58	22,6	15,8	11,0	500/КР70		
160	6,6	4,60	3,26	12,4	8,65	6,10	21,1	14,6	10,5	500/КР70		
	560/КР70											
20	35,6	30,6	25,5	40,9	35,0	30,6	47,3	40,5	35,4	710/КР70		
40	35,6	29,2	20,7	40,9	35,0	24,8	47,3	40,5	30,6	710/КР70		
63	35,5	25,6	18,1	40,9	30,4	21,6	47,3	37,3	26,6	710/КР70		
80	40	23,7	16,9	40,8	28,3	20,2	47,3	34,9	24,8	710/КР70		
100	31,8	22,2	15,7	38,1	26,4	18,8	46,5	32,4	23,1	710/КР70		
120	29,8	20,7	14,8	35,5	24,7	17,7	43,5	30,3	21,5	710/КР70		
160	27,6	19,3	13,8	33,1	23,0	16,7	40,8	28,4	20,2	710/КР70		

*У чисельнику — діаметр колеса, мм, у знаменнику — тип рейки.

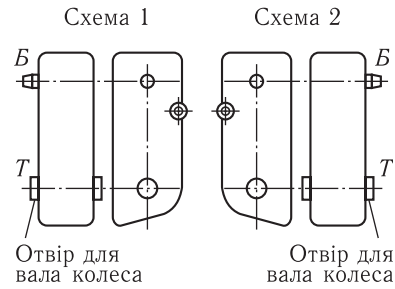
Розміри редукторів типу ВКН, мм [22]



Типо-розмір редуктора	Міжосьова відстань				A_1	B	V_1	H	H_1	H_2	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	Маса (без масла), кг, не більше
	A_c	A_T	$A_{п}$	A_6													
ВКН-280	280	105	100	75	90	150	90	244	122	173	455	100	76	152	140	120	40
ВКН-320	320	120	100	100	105	160	102	292	146	200	526	125	81	162	145	130	52
ВКН-420	420	155	140	125	135	200	116	354	177	235	650	150	101	202	185	155	100
ВКН-480	480	195	160	125	160	230	146	414	207	260	753	185	116	232	200	185	140
ВКН-560	560	210	200	150	180	255	156	448	224	280	860	195	127,5	257	215	202,5	202
ВКН-630	630	245	210	175	205	300	207	518	256	310	998	240	151	302	285	240	315

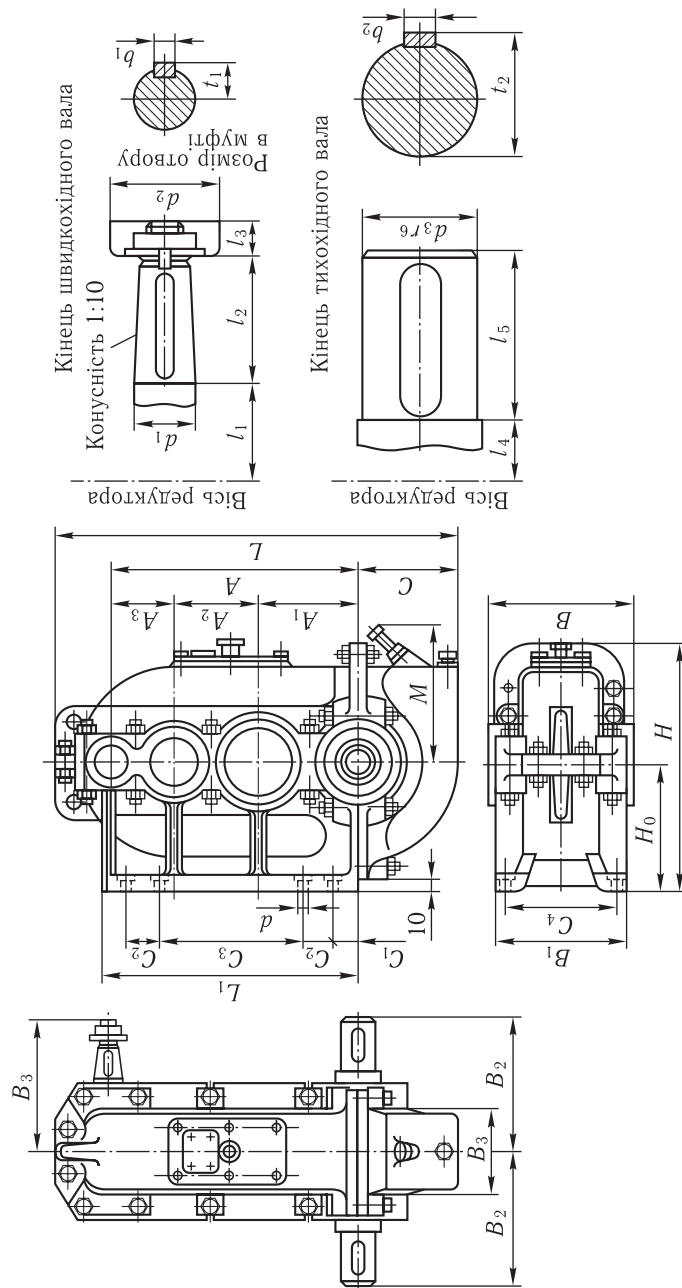
Типо-розмір редуктора	Швидкохідний вал							Тихохідний вал						Палець						
	l_2	l_4	l_5	b	d	d_1	t	l_1	l_6	l_7	d_2	d_3	D	Мо-дуть m	Кіль-кість зуб-ців, z	l_3	l_8	d_4	d_5	t_1
ВКН-280	140	45	15	8	25	40	14,5	152	127	35	43	50	42	2,5	16	120	45	20	28	20
ВКН-320	145	45	15	8	25	40	14,5	162	137	40	43	50	42	2,5	16	130	50	25	32	25
ВКН-420	185	60	20	8	25	40	14,5	202	166	37	51	65	50	2,5	18	155	55	32	40	32
ВКН-480	200	60	20	8	30	45	16,5	232	196	60	71	75	70	2,5	26	185	70	40	50	40
ВКН-560	215	60	20	10	35	45	19,5	257	221	60	81	85	80	2,5	30	202,5	75	50	60	50
ВКН-630	285	85	25	12	40	58	21,5	302	266	70	96	100	95	2,5	36	240	90	60	70	60

Характеристика редукторів типу ВКН



Типорозмір редуктора	Передатне число	Максимальна потужність P на швидкохідному валу для режимів роботи груп, кВт							
		3	4	5	6	3	4	5	6
ВКН-280	10	$n = 750$ об/хв				$n = 1000$ об/хв			
	16	4,3	2,0	1,8	1,6	6,0	2,0	1,9	1,8
	31,5	3,0	1,4	1,2	1,1	4,0	1,7	1,5	1,4
	50	1,4	1,0	0,9	0,8	1,9	1,0	0,9	0,8
		0,9	0,7	0,6	0,5	1,0	0,8	0,7	0,6
ВКН-320	12,5	6,5	3,1	2,7	2,4	8,1	3,4	3,0	2,8
	20	3,6	2,4	1,8	1,6	5,6	2,8	2,2	2,0
	40	2,5	1,7	1,2	1,1	2,8	1,8	1,2	1,1
	63	1,2	0,9	0,7	0,6	1,7	1,1	0,7	0,6
ВКН-420	16	7,8	5,0	4,8	4,5	9,1	6,0	6,5	5,4
	25	5,0	3,5	3,0	3,0	6,1	4,9	4,4	3,9
	50	2,8	2,1	1,6	1,2	3,5	2,8	2,2	1,9
	80	2,3	1,8	1,3	1,0	3,1	2,2	1,7	1,3
	125	1,6	1,2	1,0	0,9	1,7	1,4	1,2	1,0
ВКН-480	20	11,7	7,3	4,8	4,6	14,4	9,0	6,3	5,3
	31,5	8,3	5,0	4,0	3,3	10,3	6,6	4,8	4,1
	63	4,7	3,4	2,5	2,0	5,9	4,1	3,0	2,5
	100	3,3	3,3	2,2	1,8	4,1	3,0	2,7	2,2
ВКН-560	20	19,9	13,3	9,7	8,2	23,1	16,6	12,1	9,7
	25	15,5	11,6	8,2	7,5	21,9	14,1	10,3	9,1
	40	10,7	7,8	6,5	5,5	13,9	10,0	7,9	6,7
	50	8,8	6,5	5,5	4,8	12,1	8,6	6,7	5,9
	80	5,9	4,4	3,9	3,3	7,8	5,5	4,8	4,2
ВКН-630	20	26,7	19,1	18,0	15,5	35,8	24,6	22,9	20,6
	25	20,8	15,0	15,1	11,5	26,6	19,6	18,6	15,4
	31,5	18,0	13,0	12,7	9,8	23,1	19,2	15,6	13,1
	40	14,4	10,4	10,8	7,8	18,2	13,0	12,1	9,9
	50	11,8	8,6	9,2	6,6	14,9	10,9	11,3	8,2
	62	10,8	7,1	8,0	5,7	12,7	9,2	9,9	6,9
	80	8,2	6,0	7,0	5,0	10,4	7,4	8,7	6,1
	100	6,5	4,7	5,5	4,1	8,3	5,8	6,9	5,1
	125	5,9	4,1	5,0	3,8	7,5	4,7	6,6	4,5

Розміри редукторів типу ВК, мм



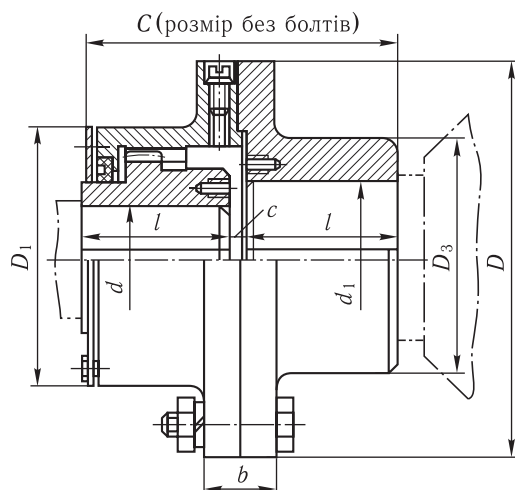
Типорозмір редуктора	Міжцентрові відстані				Основні розміри					C	L ₁	B ₁	C ₁	B ₄	H ₀	M
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	H	L	B ₂	B ₃							
ВК-350	350	130	130	90	225	320	575	180	197,5	125	280	220	50	131	150	235
ВК-400	400	165	130	105	245	395	665	230	207,5	150	407	240	50	151	190	245
ВК-475	475	210	160	105	255	450	790	255	242,5	200	482	250	50	165	220	325
ВК-550	550	220	190	140	285	480	880	285	257,5	215	557	280	50	195	235	340
ВК-600	600	240	220	140	285	528	950	285	257,5	235	607	280	50	195	255	355
ВК-800	800	300	280	220	460	671	1240	400	390	290	710	450	70	324	325	460

Типорозмір редуктора	Отвори під фундаментні болти				Кінець швидкохідного вала					Кінець тихохідного вала					Підшипники	Маса найбільша, кг			
	Кількість	C ₂	C ₃	C ₄	d	l ₁	l ₂	l ₃	d ₁	l ₁	b ₁	d ₂	l ₄	l ₅			d ₃	l ₂	b ₂
ВК-350	4	—	185	185	17	117,5	60	20	30	16,5	8	55	125	55	35	38,5	10	206, 208	117
ВК-400	6	155	—	205	17	127,5	60	20	30	16,5	8	55	145	85	55	60	16	206, 208, 212	149
ВК-475	8	180	200	215	17	132,5	85	25	40	21,5	12	75	150	105	65	70,5	18	208, 214	205
ВК-550	8	70	320	245	17	147,5	85	25	40	21,5	12	75	170	115	80	87	24	208, 212, 217	272
ВК-600	8	70	375	245	17	147,5	85	25	40	21,5	12	75	170	115	80	87	24	208, 212, 217	296
ВК-800	8	120	330	400	25	280	85	25	50	28	16	85	275	125	95	103	28	320, 410, 412	845

Характеристика редукторів типу ВК

Типорозмір редуктора	ВК-350			ВК-400			ВК-475			ВК-550			ВК-600			ВК-800											
	І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ	І	ІІ	ІІІ									
Виконання	49,49	30,56	14,67	10,69	85,39	41,23	21,0	15,95	109,61	52,92	29,06	19,68	126,78	68,28	32,9	17,72	126,29	68,02	32,93	17,74	151,117	31,6					
Передатне число																											
Частота обертання, об/хв	ТВ, %	Підводжувана потужність, кВт																									
600	15	0,80	1,3	2,6	3,4	1,1	2,2	4,1	5,4	1,4	2,8	6,0	7,0	1,7	3,2	6,4	11,5	1,7	3,2	6,4	11,5	1,7	3,2	6,4	11,5	8,2	18,2
	25	0,70	1,1	2,2	3,0	0,90	1,9	3,6	4,7	1,2	2,4	5,2	6,1	1,5	2,8	5,6	10,0	1,5	2,8	5,6	10,5	1,5	2,8	5,6	10,5	7,1	15,8
	40	0,60	1,0	1,9	2,5	0,80	1,6	3,0	4,0	1,0	2,0	4,4	5,2	1,3	2,3	4,7	8,5	1,3	2,3	4,7	8,5	1,3	2,3	4,7	8,5	6,0	13,5
750	15	1,0	1,6	3,2	3,9	1,4	2,7	5,1	6,6	1,8	3,4	7,4	8,2	2,1	4,0	7,6	14,2	2,1	4,0	7,6	14,2	2,1	4,0	7,6	14,2	9,3	25,0
	25	0,90	1,4	2,8	3,4	1,2	2,4	4,4	5,7	1,5	3,0	6,5	7,1	1,9	3,4	6,6	12,3	1,9	3,4	6,6	12,3	1,9	3,4	6,6	12,3	8,1	21,7
	40	0,75	1,2	2,3	2,9	1,0	2,0	3,8	4,9	1,3	2,5	5,5	6,0	1,6	2,9	5,6	10,5	1,6	2,9	5,6	10,5	1,6	2,9	5,6	10,5	6,9	18,4
1000	15	1,3	2,1	4,0	4,7	1,8	3,6	6,7	8,4	2,3	4,4	9,2	9,6	2,8	5,2	9,4	18,4	2,8	5,2	9,4	18,4	2,8	5,2	9,4	18,4	11,0	28,0
	25	1,2	1,8	3,5	4,0	1,5	3,1	5,8	7,3	2,0	3,8	8,1	8,3	2,5	4,5	8,2	16,0	2,5	4,5	8,2	16,0	2,5	4,5	8,2	16,0	9,6	24,4
	40	1,0	1,6	3,0	3,4	1,3	2,8	4,9	6,2	1,7	3,2	6,9	7,1	2,1	3,9	6,9	13,6	2,1	3,9	6,9	13,6	2,1	3,9	6,9	13,6	8,1	21,0

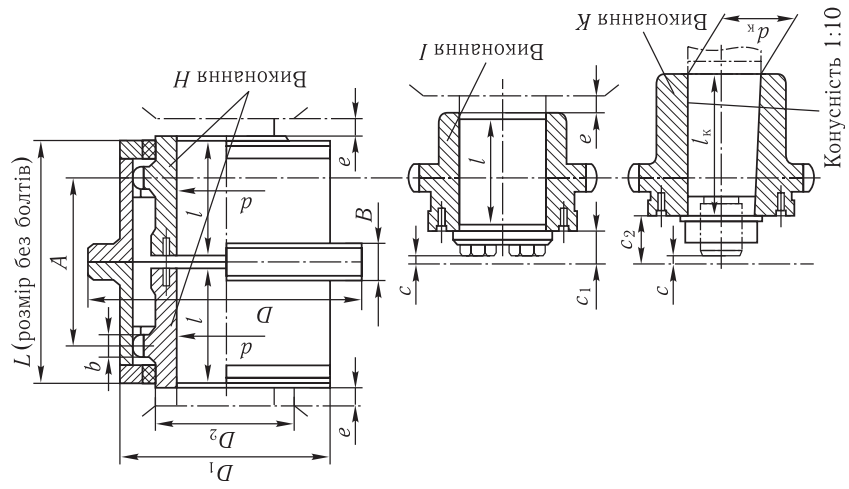
**Габаритні розміри, мм, і технічна характеристика зубчастих муфт
типу МЗП для з'єднання валів діаметром 25...220 мм
із застосуванням проміжного вала**



Но- мер муфт	Діаметр, мм		Крут- ний момент, кН · м	Макси- мальна частота обер- тання, об/хв	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>C</i>	Маса ком- плекту, кг	Момент інерції муфти, кг · м ²
	<i>d</i>	<i>d</i> ₁			не більше							не менше	не більше	
1	40	60	0,71	6300	170	110	55	95	115	34	55	2,5	20,5	0,06
2	50	70	1,4	5000	185	125	70	110	145	34	70	2,5	31	0,1175
3	60	90	3,15	4000	220	150	90	145	175	40	85	2,5	51	0,2175
4	75	100	5,6	3350	250	175	110	170	215	40	105	2,5	76	0,450
5	90	120	8	2800	290	200	130	190	240	50	115	5	115	0,875
6	105	130	11,8	2500	320	230	110	210	260	50	125	5	170	1,50
7	120	150	19	2120	350	260	170	240	290	50	140	5	218	2,50
8	140	170	23,6	1900	380	290	190	270	330	50	160	5	337	4,125
9	160	190	30	1700	430	330	210	280	340	50	165	5	355	5,125
10	180	210	50	1400	490	390	260	320	370	50	180	5	505	10,0
11	220	250	71	1250	545	445	300	380	405	60	200	5	750	18,75

Муфти зубчасті типу МЗ загального призначення

Додаток LXIV

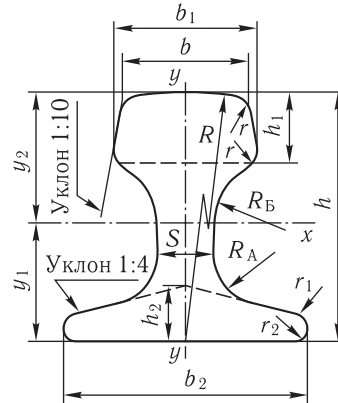


Номер муфти	Диаметр, мм, не больше		Максимальный кру- тительный момент, кН · м	Максимальная частота оборота, об/хв	A	D	D ₁	D ₂	L	B	l	l _к	C	C ₁	C ₂	e	Масса, кг	Момент инерции муфты, кг · м ²
	не больше	не меньше																
1	40	38	0,71	6300	49	170	110	55	115	34	55	55	2,5	11	18	12	10,2	0,03
2	50	55	1,4	5000	75	185	125	70	145	34	70	80	2,5	13	22	12	14,3	0,0525
3	60	55	3,15	4000	95	220	150	90	170	40	85	80	2,5	15	25	18	24	0,105
4	75	75	5,6	3350	125	250	175	110	215	40	105	105	2,5	17	28	18	38	0,2125
5	90	95	8	2800	145	290	200	130	235	50	115	130	5	22	35	25	57	0,45
6	105	—	11,8	2500	160	320	230	140	255	50	125	—	5	25	—	25	80	0,70
7	120	120	19	2120	185	350	260	170	285	50	140	165	5	25	40	30	110	1,15
8	140	150	23,6	1900	210	380	290	190	325	50	160	200	5	30	45	30	163	2,075
9	160	—	30	1700	220	430	330	210	335	50	165	—	5	30	—	30	187	3,55
10	180	—	50	1400	245	490	390	260	365	50	180	—	5	30	—	30	262	7,0
11	220	—	71	1250	280	545	445	300	405	60	200	—	5	35	—	35	382	13,75

МУВП-25	25	120	125	28	4	130	4750	4,43	0,00775
МУВП-28	28							4,31	0,0075
МУВП-30	30							6,98	0,0155
МУВП-32	32							6,85	0,01525
МУВП-35	35	140	165	42	6	240	4000	6,67	0,015
МУВП-36	36							6,60	0,01475
МУВП-38	38							6,49	0,0145
МУВП-40	40	170				450	3500	13,2	0,04375
МУВП-42	42		226					13,0	0,043
МУВП-45	45							12,7	0,04225
МУВП-48	48					700		17,4	0,0415
МУВП-50	50	190		55	8		3000	17,1	0,06825
МУВП-55	55							16,3	0,06625
МУВП-60	60	220	286			1100	2650	24,0	0,130
МУВП-65	65							23,0	0,1275
МУВП-70	70	250	288	70		2000	2240	36,9	0,2925
МУВП-75	75							37,5	0,285
МУВП-80	80							76,4	0,965
МУВП-85	85	320	350	85		4000	1700	73,4	0,9425
МУВП-90	90							73,0	0,920
МУВП-95	95				10			71,2	0,8975
МУВП-100	100							151	2,90
МУВП-110	110	400	432	110		8000	1400	145	2,80
МУВП-120	120							139	2,70
МУВП-125	125							228	7,025
МУВП-130	130	490	515	130		15000	1190	225	6,90
МУВП-140	140							244	7,475
МУВП-150	150							236	7,225

Примітки: 1. При виборі муфти перевагу віддають розмірам 1-го ряду. 2. На виконання II не поширюється.

Рейки кранові. Характеристика і розміри, мм



Тип рейки	b	b_1	b_2	S	h	h_1	h_2	R	R_A	R_B	r	r_1	r_2
КР50	50	55	90	20	90	25	20	300	18	26	6	5	1,5
КР60	60	65,5	105	24	105	27,5	22	350	20	32	6	5	1,5
КР70	70	76,5	120	28	120	32,5	24	400	23	38	6	6	1,5
КР80	80	87	130	32	130	35	26	400	26	44	8	6	1,5
КР100	100	108	150	38	150	40	30	450	30	50	8	8	2
КР120	120	129	170	44	170	45	35	500	34	56	8	8	2
КР140	140	150	190	50	190	50	40	600	32	63	10	10	3

Тип рейки	Площа поперечного перерізу рейки $\times 10^4, \text{ м}^2$	Відстань до центра ваги $\times 10^2, \text{ м}$		Момент інерції $\cdot 10^8, \text{ м}^4$		Момент опору $\times 10^6, \text{ м}^3$			Теоретична маса 1 м, кг
		y_1	y_2	I_x	I_y	$W_1 = \frac{I_x}{y_1}$	$W_2 = \frac{I_x}{y_2}$	$W_3 = \frac{I_y}{b_2/2}$	
КР50	38,02	4,32	4,68	357,54	111,42	82,76	76,40	24,76	29,85
КР60	50,99	4,83	5,67	654,60	195,88	135,52	115,45	37,31	40,03
КР70	67,30	5,93	6,07	1081,99	327,16	182,46	178,12	54,53	52,83
КР80	81,13	6,43	6,57	1547,40	482,39	240,65	235,52	74,21	63,69
КР100	113,32	7,60	7,40	2864,73	940,98	376,94	387,12	125,46	88,96
КР120	150,44	8,43	8,57	4923,79	1694,83	584,08	574,54	199,39	118,10
КР140	195,53	9,84	9,16	7427,23	2483,40	754,35	811,02	261,41	153,49

Шпали і рейки для підкранової колії будівельних баштових кранів



Тиск на ходове колесо $\times 10^{-4}$, Н	Напівшпали***					Тип рейки	Розмір підкладки (ширина \times довжина \times товщина), мм
	Тип	Довжина, мм	Ширина нижньої постелі, мм	Висота, мм	Відстань між осями (крок), мм		
До 15	ІІА; ІІБ	1375*	230	150	700	Р33	150 \times 230 \times 12*
15...20	ІА; ІБ	1375	250	180	600	Р38	160 \times 280 \times 14
20...22	ІА; ІБ	1375	250	180	600	Р43	160 \times 300 \times 16
22...25*	ІА; ІБ	1375	250	180	550	Р50	160 \times 300 \times 16
25...28*	ІА; ІБ	1375	250	180	550	Р65	160 \times 380 \times 16

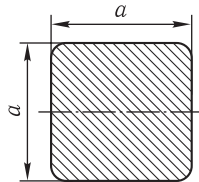
*Для кранів з тиском на колесо до $15 \cdot 10^4$ Н допускається застосовувати шпали 900 мм завдовжки і встановлювати рейки на шпали без підкладок.

**Для кранів з тиском на ходове колесо понад $22 \cdot 10^4$ і до $28 \cdot 10^4$ Н дозволяється застосовувати рейки попереднього, менш важкого типу з обов'язковим зменшенням кроку шпал до 500 мм.

***Шпали для рейкових колій мають бути 1-го і 2-го сортів. Для рейкової колії баштових кранів застосовують півшпали.

Продовження дод. LXVII

Показник, одиниця	Тип рейки				
	Р75	Р65	Р50	Р43	Р38
Маса 1 м, кг	74,44	64,64	51,63	44,65	38,42
Висота, мм:					
рейки H	192	180	152	140	135
голівки	46	35,6	33	30,3	28,7
Ширина, мм:					
голівки по верху	71,8	72,8	70	70	68
підшови рейки B	150	150	132	114	114
Товщина шийки (мінімальна), мм	20	18	16	14,5	13
Відстань, мм:					
від торця рейки до осі першого болтового отвору	96	96	66	56	56
від осі першого отвору до осі другого	220	220	150	110	110
від осі другого отвору до осі третього	—	—	140	160	160
від низу підшови до осі болтових отворів	80,4	78,5	68,5	62,5	59,5
Маса рейки, кг, завдовжки, м:					
12,5	930	807	645	558	480
25	1860	1615	1290	1116	—



Додаток LXVIII

Розміри квадратних підкранових рейок, мм

Сторона квадрата, мм	40	50	60	70	80	100
Маса 1 м рейки, кг	12,5	19,5	28	38,5	50	78,5

Додаток LXIX

Значення зведених модулів пружності й допустимих напружень місцевого змінання

Матеріал колеса	Зведений модуль пружності, Н/м ²	Твердість поверхні обода НВ	Допустиме напруження місцевого змінання $[\sigma]_{зм}$, МПа	
			при лінійному контакті	при точковому контакті
Сталь 45	$2,1 \cdot 10^{11}$	≤ 217 (300...400)	441 (735)	1078 (1764)
Сталь 75		≤ 241 (300...400)	339 (833)	1274 (2156)
Сталь 65Г		≤ 269 (300...400)	588 (833)	1372 (2156)
Сталь 40ХН		≤ 255 (300...400)	539 (833)	1274 (2156)
Сталь 55ЛП		≤ 217 (300...400)	441 (735)	1078 (1666)
Сталь 33ХГС-Л		≤ 202 (300...400)	490 (784)	1176 (1960)
Чавун СЧ15-32	$1,25 \cdot 10^{11}$	163...229	245	588
Чавун СЧ35-56	$1,6 \cdot 10^{11}$	217...272	343	784

Додаток LXX

Механічні характеристики вуглецевих конструкційних сталей груп I і II

Сталь	Границя міцності, МПа	Відносне видовження, %	Границя текучості при розтяганні, МПа	Границя витривалості, МПа		
				при розтяганні	при згинанні	при крученні
10	333	31	206	118...147	157...216	78...118
10кп	314	33	186	—	—	—
20	322	25	245	118...157	167...216	98...127
20кп	382	27	225	—	—	—
30	490	21	294	167...206	196...265	108...137
35	529	20	314	167...216	216...294	127...176
40	568	19	333	176...235	225...314	137...186
45	598	16	353	186...245	245...333	147...196
50	527	14	372	196...255	265...343	157...206
60	673	12	402	216...274	304...372	176...216
30Г	539	20	314	—	—	—
50Г	647	13	392	—	—	—

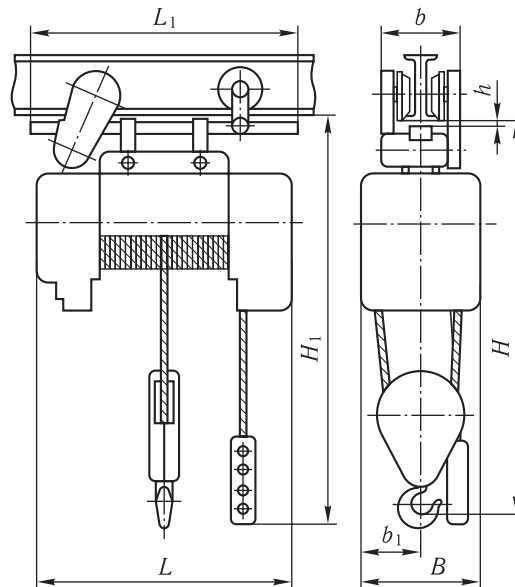
Примітки: 1. Група I — з нормальним складом мангану, група II — з підвищеним. В обох випадках сталь поставляють за хімічним складом і механічними характеристиками. 2. Границя міцності відносно видовження і границі текучості при розтяганні наведена, інші характеристики — за літературними джерелами. 3. Сталь 20 відповідає сталі марки Ст3, сталь 35 — Ст5 і сталь 45 — Ст6.

Характеристика пересуваних талів

Вантаж- ність, т	Висота підняття, м	Швидкість, м/хв		Номинальна потужність електродвигуна, кВт, не більше			Номери про- філів дво- таврових блоків для підвісного шляху	Найменший радіус за- крутлення шляху, м	Розрахункові навантаження на коток, Н, не більше	Маса талія, кг, для висоти підняття, м		
		під- маня	пере- суван- ня	під- маня	пере- суван- ня	6				12	18	
0,25	6	8,0	20 або 32	0,60	0,08	18М; 14М	0,5	1127,8	85	—	—	
	6	8,0	20 або 32	0,75	0,12	18М; 24М	0,5	3187,2	96	—	—	
0,50	12; 18	8,0/2,7	40/13	0,75/0,25	0,18/0,06	18М; 24М	0,8	—	125	—	—	
	12; 18	8,0	20 або 32	0,75	0,12	18М; 24М	0,8	—	—	111	126	
1,00	6; 12;	8,0	20 або 32	1,70	0,18	18М; 24М; 30М; 36М	1,0; 1,5	4903,3	195	220	245	
	18	8,0/2,7	40/20	1,50/0,50	0,25/0,12	24М; 30М; 36М	1,0; 1,5	5148,5	230	250	275	
2,00	6; 12;	8,0	20 або 32	1,70+0,18	0,18	18М; 24М; 30М; 36М	1,5	9806,7	290	325	360	
	18	8,0/2,7	40/13	3,00/1,00	0,37/0,12	24М; 30М; 36М	1,0; 1,5	10 885,4	360	395	430	
3,20	6	8,0/1,0	20 або 32	3,00 + 0,40	0,40	24М; 30М; 36М	1,5	14 513,8	325	360	395	
	6	8,0	20 або 32	5,00	0,60	30М; 36М; 45М	1,5	14 710,0	470	—	—	
5,00	12; 18	8,0/0,6	40/20	5,00 + 0,60	—	30М; 36М; 45М	1,5; 2,0	14 710,0	510	—	—	
	12; 18	8,0	20 або 32	5,00	0,60	30М; 36М; 45М	1,5; 2,0	14 513,8	—	515	560	
5,00	6; 12;	8,0/2,7	40/20	5,00/1,70	0,75/0,37	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	15 200,3	—	600	650	
	18	8,0/0,6	20 або 32	5,00 + 0,60	0,60	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	14 710,0	—	555	600	
5,00	6; 12;	8,0	20 або 32	7,50	1,20	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	21 674,6	700	755	815	
	18	8,0/2,7	40/20	7,50/2,50	1,50/0,80	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	22 555,3	840	890	940	
5,00	6; 12;	8,0/0,5	20 або 32	7,50 + 0,60	1,20	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	22 555,3	740	795	855	
	18	8,0/0,5	20 або 32	7,50 + 0,60	1,20	30М; 36М; 45М	2,0; 2,5	22 555,3	740	795	855	

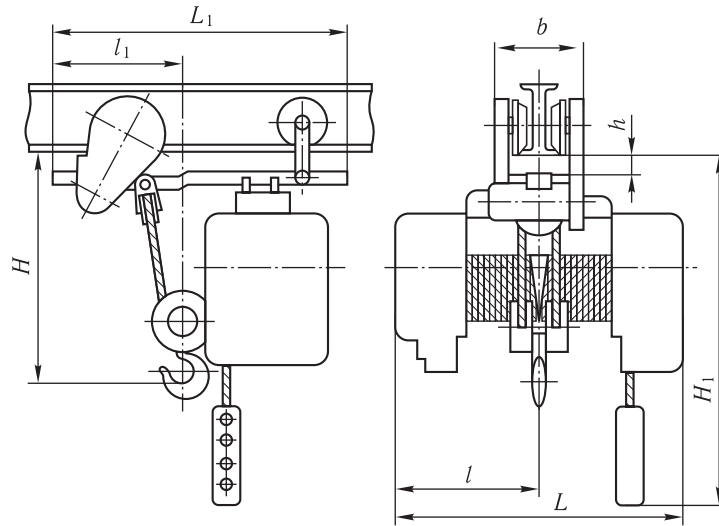
Примітки. 1. Номинальні потужності електродвигунів, що наведені у вигляді суми: більше число — потужність основ-
ного двигуна, менше — потужність двигуна мікроприводу; у вигляді дробу: чисельник — потужність на швидкохідному валу
двигуна, знаменник — на тихохідному. 2. Швидкості: у чисельнику — потужність основного електродвигуна, у знаменнику —
електродвигуна мікроприводу.

Талі ТЕ (виконання 5). Розміри, мм



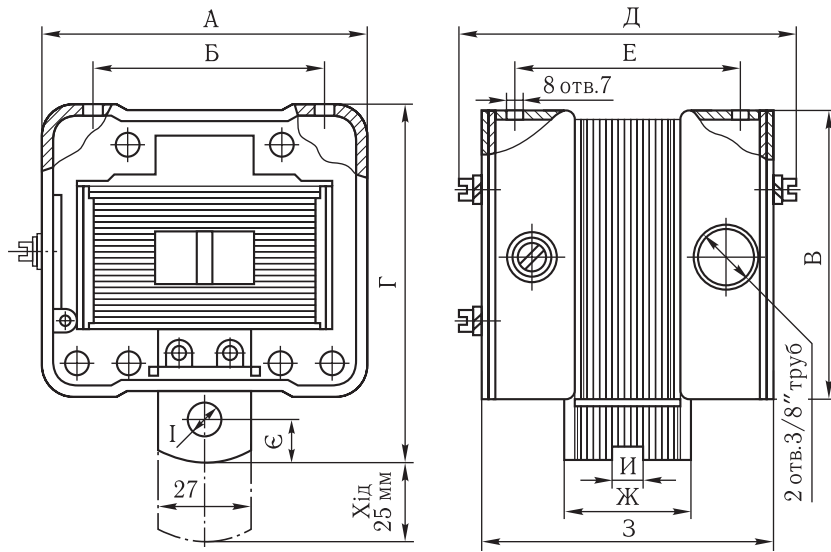
Позначення	Вантажність, т	Висота підняття, м	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>H</i>	<i>H</i> ₁	<i>h</i> , не менше	<i>L</i>	<i>L</i> ₁
			не більше						не більше	
ТЕ025-511	0,25	6	210	570	110	550	5500	20	640	650
ТЕ050-511		6					5700		560	600
ТЕ050-521	0,5	12	390	450	250	780	11 700		725	765
ТЕ050-531		18					17 700		915	955
ТЕ100-511	1,0	6					5900		655	695
ТЕ100-521		12	330	325	160	855	11 900		870	920
ТЕ100-531		18					17 900		1085	1135
ТЕ200-511	2,0	6					6000		800	800
ТЕ200-521		12	370	370	185	1150	12 000		1020	960
ТЕ200-531		18					18 000		1260	1200
ТЕ320-511	3,2	6					6300		915	955
ТЕ320-521		12	440	390	220	1310	12 300		1145	1185
ТЕ320-531		18					18 300		1375	1415
ТЕ500-511	5,0	6					6500		1000	950
ТЕ500-521		12	500	400	250	1520	12 500		1200	1150
ТЕ500-531		18					18 500		1410	1360

Талі ТЕ (виконання б). Розміри, мм



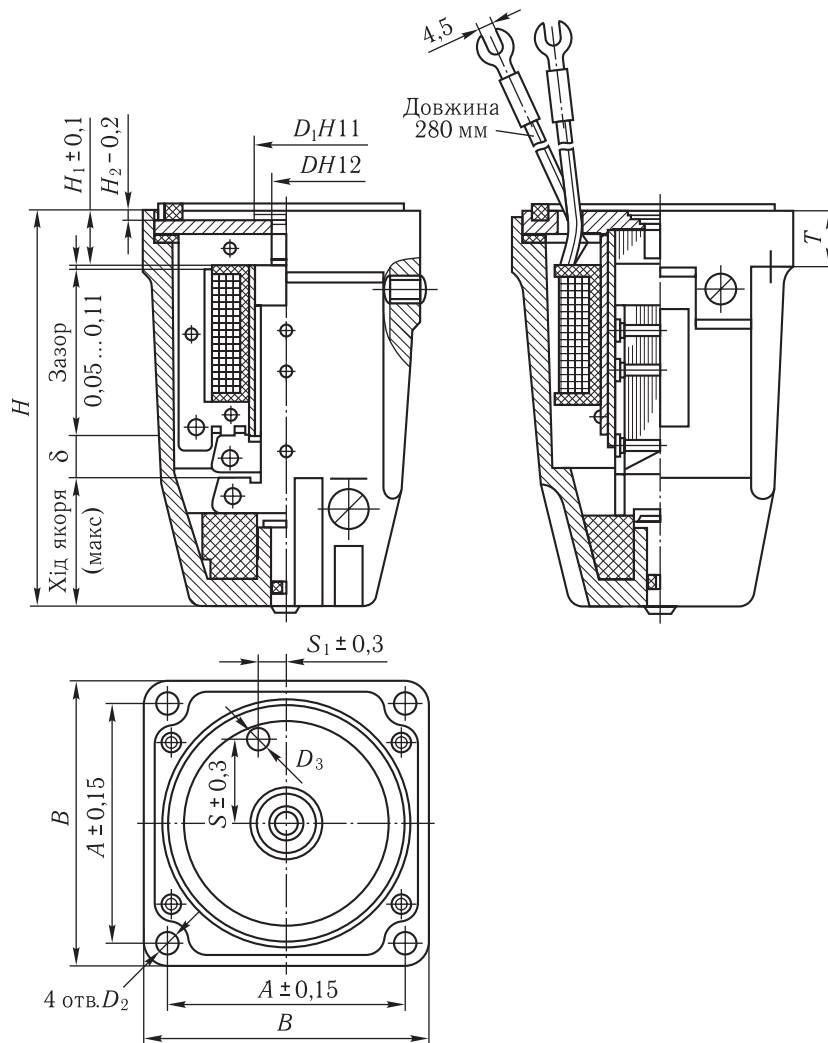
Позначення	Вантажність, т	Висота підняття, м	b	H	H_1	h , не менше	L	L_1	l	l_1
			не більше				не більше			
ТЕ050-611	0,5	3	450	470	2400	20	560	735	310	310
ТЕ100-611	1,0	4	325	530	3400		655	790	330	360
ТЕ100-621		9			8400		870		440	
ТЕ200-611	2,0	3	370	680	2500		800	900	400	450
ТЕ200-621		6			5500		1020		500	
ТЕ320-611	3,2	3	390	800	2700		915	1055	480	500
ТЕ320-621		6			5700		1145		600	
ТЕ500-611	5,0	3	400	840	2700		1040	1150	530	600
ТЕ500-621		6			5700		1240		630	

Електромагніти серії МІС.
Технічні дані, розміри, мм



Позначення	А	Б	В	Г	Д	Е	Є	Ж	З	И	І	Технічні дані			
												Номинальний хід якоря, мм	Тягове зусилля, Н	Маса якоря, кг	Маса магніту, кг
МІС-4100	94	70	86	104	99	69	9	37	87	12	8,2	25	42	0,56	2,5
МІС-5100					115	85		52	103				60	0,8	3,3

Електромагніти однофазні змінного струму маслонаповнені серії МТ.
Розміри, мм, характеристика



Продовження дод. LXXV

Габарит	Тип	Хід якоря, мм	A	B	D	D ₁	D ₂	D ₃	H	H ₁	H ₂	S	S ₁	T	Маса, кг	
															якоря	електромагніту
4	МТ 4206	5,10	60	70	6,5	16	5,2	6,3	95	14	2,5	21	7	15	1,144	0,920
5	МТ 5206		100	0,178					0,980							
6	МТ 6206	5	64	76	6,2	9,8	118	123	18	3	29	22	7	15	0,222	1,260
7	МТ 7206		10	80											92	10

Продовження дод. LXXV

Габарит	Тип	Режим роботи ТВ, %	Номинальне тягове зусилля, Н	Кількість циклів за 1 год	Хід якоря, мм	Обмеження ходу якоря, мм
4	МТ 4206	100 (40)	10	3600	10	5
	МТ 4216	15	16	2400		
5	МТ 5206	100 (40)	16	2400	10	5
	МТ 5216	15	25	1200		
6	МТ 6206	100 (40)	25	2400	10	5
	МТ 6216	15	40	1200		
7	МТ 7206	100 (40)	40	1800	15	5; 10
	МТ 7216	15	63	1200		

Примітки: 1. Електромагніти, призначені для тривалого режиму роботи (ТВ = 100 %), допускають роботу також у повторно-короткочасному режимі (в дужках). 2. Максимальна тривалість одного циклу при роботі електромагнітів у повторно-короткочасному режимі 10 хв. 3. Тягове зусилля електромагнітів з обмеженим ходом якоря має відповідати тій точці тягової характеристики електромагніту з максимальним ходом якоря, яка відповідає значенню обмеженого ходу.

**Коефіцієнт ϕ зменшення допустимих напружень
при поздовжньому згинанні центрально стиснутих стрижнів [14]**

Гнуч- кість стриж- ня λ	Сталі		Сплави		Гнуч- кість стриж- ня λ	Сталі		Сплави	
	ВСт3кп, ВСт3, Ст3	10Г2СД, 15ХСНД	АМг6	Д16-Т		ВСт3кп, ВСт3, Ст3	10Г2СД, 15ХСНД	АМг6	Д16-Т
0	1,00	1,00	1,00	1,00	110	0,52	0,39	0,273	0,141
10	0,99	0,98	0,998	0,990	120	0,45	0,33	0,230	0,118
20	0,97	0,95	0,997	0,980	130	0,40	0,29	0,196	0,101
30	0,95	0,92	0,943	0,835	140	0,36	0,25	0,169	0,087
40	0,92	0,89	0,830	0,700	150	0,32	0,23	0,143	0,076
50	0,89	0,84	0,785	0,568	160	0,29	0,21	—	—
60	0,86	0,78	0,628	0,455	170	0,26	0,19	—	—
70	0,81	0,71	0,538	0,352	180	0,23	0,17	—	—
80	0,75	0,63	0,460	0,269	190	0,21	0,15	—	—
90	0,69	0,54	0,388	0,210	200	0,19	0,13	—	—
100	0,60	0,46	0,332	0,171	—	—	—	—	—

Характеристика наспинних вантажів

Вантаж	Густина у розпушеному стані ρ_p , т/м ³	Кут природного укусу в стані спокою ϕ_c , град	Середній коефіцієнт тертя у стані спокою	
			об сталь f_2	об гуму f_1
Антрацит сухий, дрібний, грудковий	0,80...0,95	45	0,84	—
Агломерат залізної руди	1,7...2,0	45	0,8...1,0	—
Глина суха, дрібногрудкова	1,0...1,5	50	0,75	—
Гравій рядовий	1,6...1,9	30...45	0,8	—
Земля ґрунтова суха	1,2	30...45	0,8	—
Земля формувальна вибита	1,25...1,30	30...45	0,46...0,71	0,46...0,61
Вапняк дрібногрудковий	1,2...1,5	40...45	0,56	—
Борошно пшеничне	0,45...0,66	50...55	0,65	0,85
Пшениця	0,65...0,83	25...35	0,35...0,65	0,39...0,5
Пісок сухий	1,10...1,65	30...35	0,32...0,7	0,46
Цемент сухий	1,0...1,3	40	0,3...0,65	0,64
Щебінь сухий	1,8	35...45	0,47...0,53	0,60
Вугілля кам'яне (рядове)	0,65...0,8	30...45	0,42	0,57
Пісок вологий	1,15...1,7	—	0,52...0,81	0,56
Глинозем	1,02...1,05	—	0,4...0,54	0,46...0,48

Граничний кут нахилу конвейєра β

Насипний вантаж	β°	Насипний вантаж	β°
Земля волога, пухка, ґрунт вологий	20...24	Вугілля буре, рядове	18...20
Глина сира	18...20	Сіль кам'яна	18...23
Апатит	20	Руда великогрудкова	18...20
Цемент	10...12	Руда подрібнена	20...25
Кокс кам'яновугільний	17...20	Пісок сухий чистий	15
Подрібнений камінь, вапняк	18	Пісок рядовий з кар'єру	18...22

Значення коефіцієнта f і тягового фактора e^f/α

Барaban	Вологість атмосфери	Коефіцієнт f	e^f/α при куті обхвату, град/град									
			180/3,14	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,19	2,32	
Чавунний або сталевий	Дуже волога	0,10	1,60	1,75	1,87	2,19	2,57	2,87	3,25	3,51	4,84	5,34
З дерев'яною або гумовою футерівкою		0,15	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	4,84	5,34	7,05	8,17
Чавунний або сталевий	Волога	0,20	2,18	2,49	2,83	3,70	4,81	5,75	7,05	8,17	12,35	18,78
З дерев'яною або гумовою футерівкою		0,25	2,56	3,0	3,51	4,81	6,58	8,17	10,50	12,35	18,78	28,51
Чавунний або сталевий	Суха	0,30	3,0	3,61	4,33	6,27	9,02	11,62	15,60	18,78	23,00	28,51
З дерев'яною футерівкою		0,35	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	23,00	28,51		
З гумовою футерівкою		0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	23,00	28,51		

Типи і види конвеєрних стрічок

Тип стрічки	Основна характеристика стрічки	Вид транспортованого вантажу	Вид стрічки	Позначення стрічки	Тип тканини, міцність, Н/мм	Клас гуми обкладок	Товщина обкладок, мм	
							робочій частині	верхній
1	Багатопрокладкова з захисною прокладкою під гумовою робочою обкладкою і гумовими бортами	Руди, міцні породи грудками розміром до 500 мм Руди, міцні породи грудками розміром до 350 мм, вапняк грудками до 500 мм Вугілля грудками розміром до 700 мм і породи грудками до 500 мм	Загального призначення Морозостійка	1.1 1.1М 1.2 1.2М	Синтетична, 400	А Б М	8	2
							10	3
							10	3
							6	2
							8	2
							8	2
2	Багатопрокладкова з двосторонньою гумовою обкладкою і гумовими бортами	Руди, міцні гірські породи грудками до 100 мм; вапняк та інші абразивні матеріали грудками розміром до 150 мм Вугілля рядове та інші малоабразивні матеріали грудками до 150 мм	Загального призначення Морозостійка	2.1 2.М	Синтетична, 100...300	А Б М	6	2
							8	2
							8	2
							6	2
							8	2
							8	2
		Матеріали з температурою до 100 °С: високоабразивні й абразивні малоабразивні та неабразивні	Загального призначення Морозостійка	2.2 2.М	Синтетичні, 100...200 Комбіновані (поліефір, бавовна), 55 Синтетична, 100...200	Б М	5	2
							5	2
							8	2
							6	2

Тип стрічки	Основна характеристика стрічки	Вид транспортованого вантажу	Вид стрічки	Позначення стрічки	Тип тканини, міцність, Н/мм	Клас гуми обкла-док	Товщина	
							обкла-док, мм	робочої по-верхні
3	Багатопроклад-кова з двоесто-ронньою гу-мовою обклад-кою і гумовими бортами	Матеріали з температу-рою до 150 °С: високоабразивні й абразивні малоабразивні та неабразивні	Термостійка	2Т2	Синтетичні, 100...200	Т-2	8	2
							6	2
4	Багатопроклад-кова з односто-ронньою гумо-вою обкладкою і нарізними бор-тами	Матеріали з температу-рою до 200 °С: високоабразивні й абразивні малоабразивні та не-абразивні	Загального призначення	2Л	Синтетичні, 100...300	Т-3	10	3
							8	2
							6	2
5	Одно- і двопрот-кладкові з дво-сторонньою гу-мовою обклад-кою і нарізними бортами	Продукти сільського гос-подарства, неабразивні дрібні сипкі й пакетовані матеріали	Загального призначення	3	Синтетичні, 100...200	Б	4	2
							3	1
							3	0
5	Одно- і двопрот-кладкові з дво-сторонньою гу-мовою обклад-кою і нарізними бортами	Малоабразивні та не-абразивні матеріали, зокрема продукти сільського господарства	Загального призначення Харчова	3П	Синтетичні, 100 або комбіновані (поліефір і ба-вовна), 55	Б	3	0
							2	0
							3	0
5	Одно- і двопрот-кладкові з дво-сторонньою гу-мовою обклад-кою і нарізними бортами	Продукти сільського гос-подарства на конвесах з суцільним опорним на-стилом, дрібні матеріали	Загального призначення Харчова	4П	Синтетичні, 100 або комбіновані (поліефір і бавовна), 55	Б	2	1
							3	1
							3	1
5	Одно- і двопрот-кладкові з дво-сторонньою гу-мовою обклад-кою і нарізними бортами	Пакетовані матеріали, дрібні упаковані харчові продукти	Загального призначення Харчова	4П	Синтетичні, 100 або комбіновані (поліефір і бавовна), 55	Б	1	1
							2	1
							2	1

Міцність тканин

Тип тканини		Номинальна міцність при розриванні прокладки, Н/мм		Відносне видовження по основі, %, понад
		по основі	по утку	
Тканина з основою та утком з поліамідних ниток	ТА-400, ТК-400	400	100	3,5
	МК-400	400	75	3,5
	ТА-300, ТК-300	300	50	3,5
	ТК-200	200	65	3,5
	ТА-100, ТК-200	100	60	3,5
Тканина з основою із поліефірних ниток і утком з поліамідних ниток		300	60	2,0
		200	55	2,0
Тканина з основою та утком з комбінованих ниток (поліефір і бавовна)		55	20	3,5

Примітка. Відносні видовження зазначено при навантаженні, що становить 10 % від номінальної міцності.

Параметри гумотканинного каркасу

Кількість тягових прокладок каркаса	Товщина (розрахункова), мм, гумотканинного каркасу							
	комбінованого (поліефір і бавовна)	синтетичного (поліамід)					синтетичного (поліефір і поліамід)	
		Номинальна міцність тягової прокладки по основі, Н/мм						
	55	400/100	400/75	300	200	100	300	200
1	1,2	—	—	—	—	1,1	—	—
2	2,4	—	—	—	—	2,2	—	—
3	3,6	9,0	6,0; 6,9	5,7; 6,6	4,8; 5,7	3,3; 4,2	6,3	5,1
4	4,8	12,0	8,0; 9,2	7,6; 8,8	6,4; 7,6	4,4; 5,6	8,4	6,8
5	6,0	15,0	10,0; 11,5	9,5; 11,0	8,0; 9,5	5,5; 7,0	10,5	8,5
6	7,2	18,0	12,0; 13,8	11,4; 13,2	9,6; 11,4	6,6; 8,4	12,6	10,2

Примітки: 1. У чисельнику — міцність по основі, у знаменнику — по утку.
2. Друге значення у колонках — розрахункова товщина для теплостійких і негорючих стрічок.

Характеристика гумотросових стрічок

Тип стрічки	Розрахункова міцність, Н/мм ширини	Максимальний допустимий робочий натяг, Н/мм ширини	Товщина стрічки, мм	Маса 1 м ² стрічки, кг	Ширина стрічки, мм	Крок тросів, мм	Діаметр троса, мм
2РТЛ 1500	1500	180	18	28	800...2000	9	4,2
РТЛ 1500-01	1500	180	22	33	1000...2000	15	6,0
РТЛ 2000	2000	240	21	37	1000...2000	18	7,5
РТЛ 2500	2500	300	26	43	1000...2000	14	7,5
РТЛ 3150	3150	280	27...33	46...54	1200...2000	14	8,2
РТЛ 4000	4000	500	29...33	52...57	1600...2000	20	10,6
2РТЛ 5000	5000	600	29...33	55...60	1600...2000	17	10,6
2РТЛ 6000	6000	720	35	72	1800...2500	19	12,9

Ширина стрічки і діаметри барабанів, мм

Ширина стрічки	Діаметр привідних барабанів	Діаметр неprivідних барабанів				Ширина стрічки	Діаметр привідних барабанів	Діаметр неprivідних барабанів			
		натяжних	кінцевих	оборотних	відхильних			натяжних	кінцевих	оборотних	відхильних
400	250	200	—	—	Ролик	1000	500	400	—	—	Ролик
	400	320	—	250	250		630	500	—	320	320
500	250	200	—	—	Ролик	1000	800	630	630	500	400
	400	320	—	250	250		1000	800	800	630	500
	500	400	400	320	250		1250	1000	1000	800	630
650	250	200	—	—	Ролик	1200	630	500	—	—	Ролик
	400	320	—	250	250		800	630	630	500	400
	500	400	400	320	250		1000	800	800	630	500
	630	500	500	400	320		1250	1000	1000	800	630
800	400	320	—	—	Ролик	1400	1600	1250	1250	1000	800
	500	400	—	320	320		800	630	630	400	400
	630	500	500	400	320		1000	800	800	630	500
	800	630	630	500	400		1250	1000	1000	800	630
	1000	800	800	630	500	1600	1250	1250	1000	800	

Додаток LXXXV

Діаметри, мм, ділільних кіл зірочок для розбірних ланцюгів

Кількість зубців зірочки	Крок t ланок ланцюга, мм				
	63	80	100	160	250
6	245,3	311,5	388,8	621,1	960,2
8	324,6	412,2	514,7	822,3	1284,1
9	364,4	462,6	577,8	923,9	1442,5
10	404,0	513,1	640,8	1025,1	1599,8
12	483,7	614,1	767,4	1227,6	1917,3
13	523,8	665,0	831,0	1329,2	2075,9
16	643,6	817,4	1021,5	1632,7	2551,3
20	803,6	1020,1	1274,7	2039,2	3187,5
25	1003,8	1274,3	1593,2	2546,7	
30	1203,7	1528,5	1909,7	3054,0	

Додаток LXXXVI

Діаметри ділільних кіл зірочок для пластинчастих ланцюгів

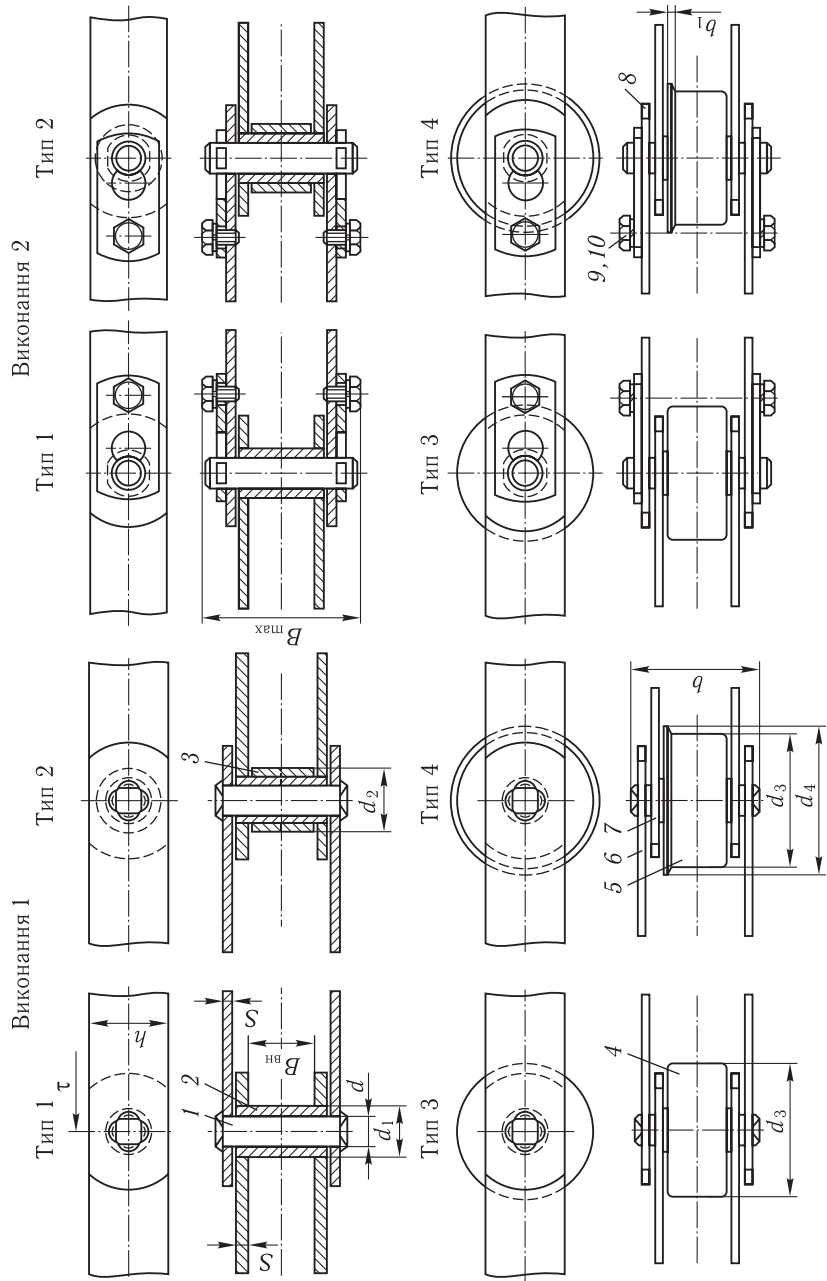
Кількість зубців зірочок z	d_0 , мм, при кількості зубців n зірочок на один крок ланцюга			
	1	2	3	4
6	2,0000	—	—	—
7	2,3048	—	—	—
8	2,6131	—	—	—
9	2,9238	—	—	—
10	3,2361	—	—	—
11	3,5495	—	—	—
12	3,8637	—	—	—
13	4,1786	2,1525	—	—
14	4,4939	—	—	—
15	4,8097	2,4586	—	—
16	5,1258	—	—	—
17	5,4423	2,7695	—	—
18	5,7588	—	—	—
19	6,0756	3,0794	2,1014	—
20	6,3925	—	2,2027	—
21	6,7095	3,3913	—	—
22	7,0266	—	2,4068	—
23	7,3439	3,7070	2,5095	—
24	7,6613	—	—	—
25	7,9787	4,0211	2,7165	2,0757
26	8,2963	—	2,8204	2,1525
27	8,6138	4,3362	—	2,2282
28	8,9319	—	3,0281	—
29	9,2490	4,6507	3,1325	2,3796
30	9,5668	—	—	2,4586
31	9,8846	4,9662	3,3409	2,5350
32	10,2023	—	3,4465	—
33	10,5203	5,2883	—	2,6909

Продовження дод. LXXXVI

Кількість зубців зірочок z	d_0 , мм, при кількості зубців n зірочок на один крок ланцюга			
	1	2	3	4
34	10,8379	—	3,6539	2,7695
35	11,1560	5,6017	3,7577	2,8466
36	11,4737	—	—	—
37	11,7913	5,9166	3,9672	3,0007
38	12,1093	—	4,0718	3,0794
39	12,4278	6,2341	—	3,1570
40	12,7455	—	4,2837	—
41	13,0639	6,5509	4,3901	3,1333
42	13,3820	—	—	3,3913
43	13,6993	6,8680	4,6021	3,4699
44	14,0178	—	4,7067	—
45	14,3356	7,1853	—	3,6280
46	14,6536	—	4,9175	3,7070
47	14,9720	7,5038	5,0230	3,7857
48	15,2898	—	—	—
49	15,6085	7,8138	5,2330	3,9408
50	15,9260	—	5,3367	4,0211
51	16,2439	8,1380	—	4,1001
52	16,5616	—	5,5484	—
53	16,8809	8,4560	5,6562	4,2579
54	17,1984	—	—	4,3362
55	17,5163	8,7739	5,8636	4,4121
56	17,8354	—	5,9707	—
57	18,1535	9,0890	—	4,5722
58	18,4717	—	6,1807	4,6507
59	18,7893	9,4063	6,2866	4,7321
60	19,1073	—	—	—
61	—	9,7238	6,4979	4,8901
62	—	—	6,6027	4,9662
63	—	10,0441	—	5,0447
64	—	—	6,8163	—
65	—	10,3604	6,9204	5,2019
66	—	—	—	5,2883
67	—	10,6808	7,1336	5,3612
68	—	—	7,2377	—
69	—	10,9984	—	5,5212
70	—	—	7,4501	5,6017
71	—	11,2727	7,5556	5,6838
72	—	—	—	—
73	—	11,635	7,7671	5,8358
74	—	—	7,8730	5,9166
75	—	11,951	—	6,0101
80	—	—	8,5079	—
85	—	—	9,0375	6,7897
90	—	—	—	7,1853
95	—	—	—	7,5831

Примітка. Діаметр діляльного кола зірочок для пластинчастих ланцюгів
 $D_0 = td_0$, де t — крок ланцюга.

Ланцюги тягові пластинчасті. Розміри, мм, і маса 1 м ланцюга, кг



Номер ланцюга	Руйнівне навантаження, кН, не менше	Крок ланцюга, мм															
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	
M20	20	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M28	28	—	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M40	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M56	56	—	—	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M80	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M112	112	—	—	—	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
M160	160	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	—	—	—	—	—
M224	224	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	—	—	—	—
M315	315	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	—	—	—
M450	450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	—	—
M630	630	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	—
M900	900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—
M1250	1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—
M1800	1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x

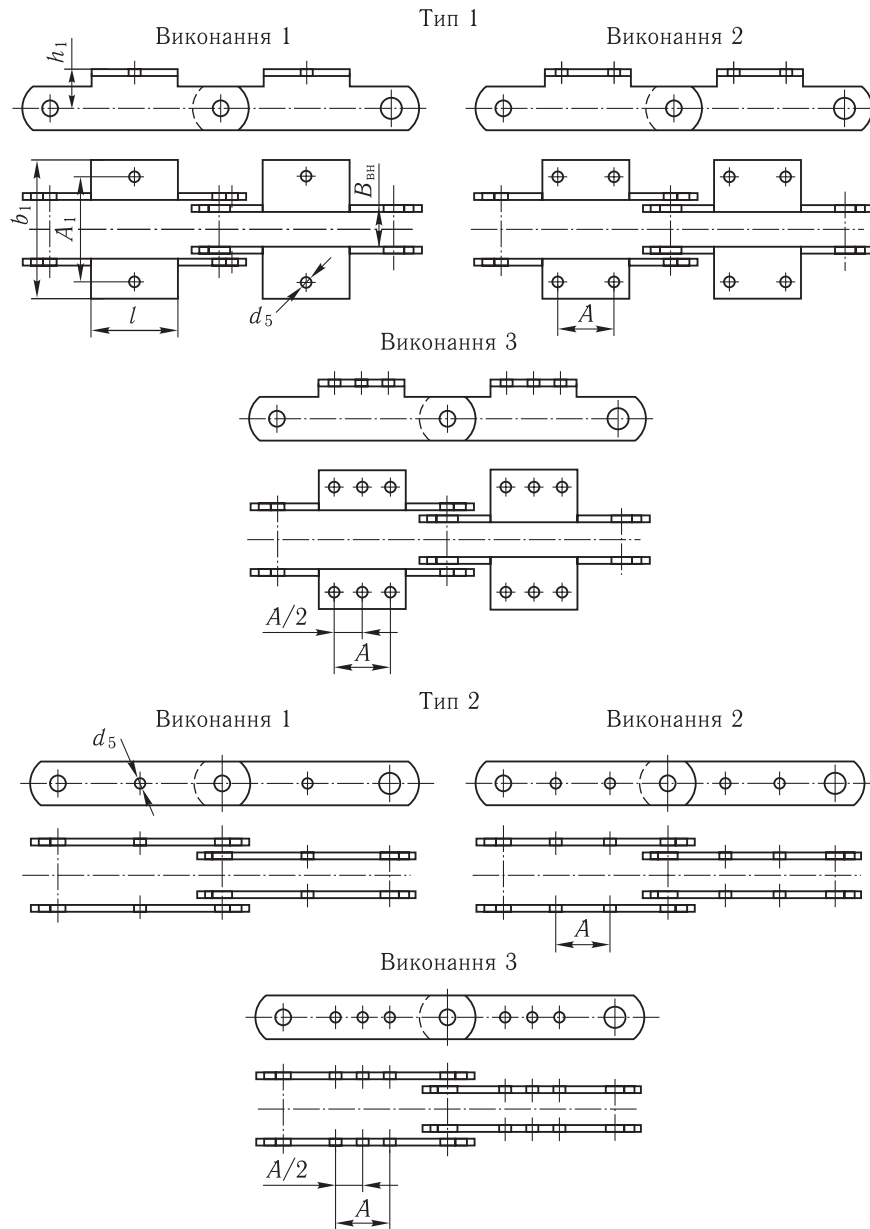
Примітки: 1. Виготовляти коткові ланцюги, позначені знаком «х», не рекомендується. 2. Знаком «—» позначено ланцюги, які треба виготовляти згідно зі стандартом.

Валіка	Діаметр				Відстань між внутрішніми пластинами $V_{вн}$ не менше	Ширина пластини h , не більше	Товщина S	Довжина валіки b , не більше	Ширина ланцюга V_{max} не більше	Ширина ребор-ди котка b_1 , не більше
	валіки	ролика	котка	реборди котка						
6,0	9,0	12,5	25	35	15	18	2,5	35	49	3,5
7,0	10,0	15,0	30	40	17	20	3,0	40	56	4,0
8,5	12,5	18,0	36	45	19	25	3,5	45	63	4,5
10,0	15,0	21,0	42	55	23	30	4,0	52	72	5,0
12,0	18,0	25,0	50	65	27	35	5,0	62	86	6,0
15,0	21,0	30,0	60	75	31	40	6,0	73	101	7,0
18,0	25,0	36,0	70	90	36	45	7,0	85	117	8,5
21,0	30,0	42,0	85	105	42	56	8,0	98	134	10,0
25,0	36,0	50,0	100	125	47	60	10,0	112	154	12,0
30,0	42,0	60,0	120	150	55	70	12,0	135	185	14,0
36,0	50,0	70,0	140	175	65	85	14,0	154	214	16,0
44,0	60,0	85,0	170	210	76	105	16,0	180	254	18,0
50,0	71,0	100,0	200	250	90	120	20,0	230	310	22,0
60,0	85,0	118,0	236	276	110	150	22,0	260	370	24,0

Маса 1 м ланцюга, кг, не більше

Тип ланцюга	Руйнівне навантаження, кН	Крок ланцюга <i>l</i> , мм														
		40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
1	20	12,06	1,14	1,05	0,96	0,93	0,88	0,85	—	—	—	—	—	—	—	—
	28	—	1,58	1,45	1,34	1,26	1,20	1,15	1,10	—	—	—	—	—	—	—
	40	—	—	2,10	2,05	1,90	1,76	1,70	1,65	1,58	—	—	—	—	—	—
	56	—	—	3,34	3,06	2,82	2,62	2,46	2,38	2,30	—	—	—	—	—	—
	80	—	—	—	4,80	4,40	3,95	3,80	3,66	3,47	3,30	—	—	—	—	—
	112	—	—	—	7,26	6,00	5,80	5,30	5,05	4,80	4,55	4,40	—	—	—	—
	160	—	—	—	—	9,15	8,20	7,75	7,05	6,64	6,28	5,95	5,75	—	—	—
	224	—	—	—	—	—	12,70	11,40	10,70	9,80	9,28	8,76	8,45	8,00	—	—
	315	—	—	—	—	—	—	15,90	15,60	13,60	12,60	12,00	11,47	10,98	—	—
	450	—	—	—	—	—	—	—	21,60	20,00	18,60	17,20	16,80	15,78	15,30	—
	630	—	—	—	—	—	—	—	—	29,50	27,60	25,80	24,60	23,00	22,20	21,50
	900	—	—	—	—	—	—	—	—	44,50	41,60	37,65	35,35	33,65	32,00	30,75
	1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	61,20	57,10	52,90	50,60	48,00	46,00
	1800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74,20	73,40	73,10	68,50	66,10
	2	20	1,42	1,27	1,16	1,04	1,00	0,93	0,808	—	—	—	—	—	—	—
28		—	1,84	1,64	1,50	1,40	1,30	1,22	1,16	—	—	—	—	—	—	—
40		—	—	2,38	2,28	2,10	2,00	1,82	1,75	1,70	—	—	—	—	—	—
56		—	—	3,23	3,45	3,15	2,85	2,65	2,55	2,37	—	—	—	—	—	—
80		—	—	—	5,40	4,90	4,35	4,10	3,90	3,67	3,46	—	—	—	—	—
112		—	—	—	8,40	6,40	6,10	5,90	5,46	5,15	4,80	4,65	—	—	—	—
160		—	—	—	—	10,60	9,35	8,70	7,80	7,25	6,75	6,30	6,05	—	—	—
224		—	—	—	—	—	14,30	12,70	11,70	10,60	9,95	9,27	8,86	8,20	—	—
315		—	—	—	—	—	—	18,10	16,40	15,00	13,70	12,90	12,17	11,53	—	—
450		—	—	—	—	—	—	—	24,80	22,40	20,60	18,70	18,00	16,77	15,98	—
630		—	—	—	—	—	—	—	—	33,30	30,65	28,20	26,40	24,60	23,40	22,50
900		—	—	—	—	—	—	—	—	51,30	46,90	41,90	38,75	36,40	34,00	32,50
1250		—	—	—	—	—	—	—	—	—	69,90	64,00	58,40	55,00	54,40	48,60
1800		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	86,20	88,40	81,00	74,70	71,10

Типи і розміри, мм, спеціальних пластин



Продовження дод. LXXXVIII

Номер ланцюга	Виконання спеціальних пластин	Крок t	A	d_s	h_1	A_1	b_1 , не більше	l , не більше
M20	1	40	—	6,6	16	54	84	15
	1	50	—					20
	1; 2	63	20					40
	1; 2	80	35					55
	1; 2; 3	100	50					70
	1; 2; 3	125	75					95
	1; 2; 3	160	110					130
M28	1	50	—	9,0	20	64	100	20
	1	63	—					30
	1; 2	80	25					55
	1; 2; 3	100	40					70
	1; 2; 3	125	65					95
	1; 2; 3	160	100					130
	1; 2; 3	200	140					170
M40	1	63	—	9,0	25	70	112	30
	1; 2	80	20					50
	1; 2; 3	100	40					70
	1; 2; 3	125	65					95
	1; 2; 3	160	100					130
	1; 2; 3	200	140					170
	1; 2; 3	250	190					220
M56	1	63	—	11,0	30	88	140	30
	1	80	—					40
	1; 2	100	25					60
	1; 2; 3	125	50					85
	1; 2; 3	160	85					120
	1; 2; 3	200	125					160
	1; 2; 3	250	175					210
M80	1	80	—	11,0	35	96	160	30
	1	100	—					40
	1; 2	125	50					85
	1; 2; 3	160	85					120
	1; 2; 3	200	125					160
	1; 2; 3	250	175					210
	1; 2; 3	315	240					275

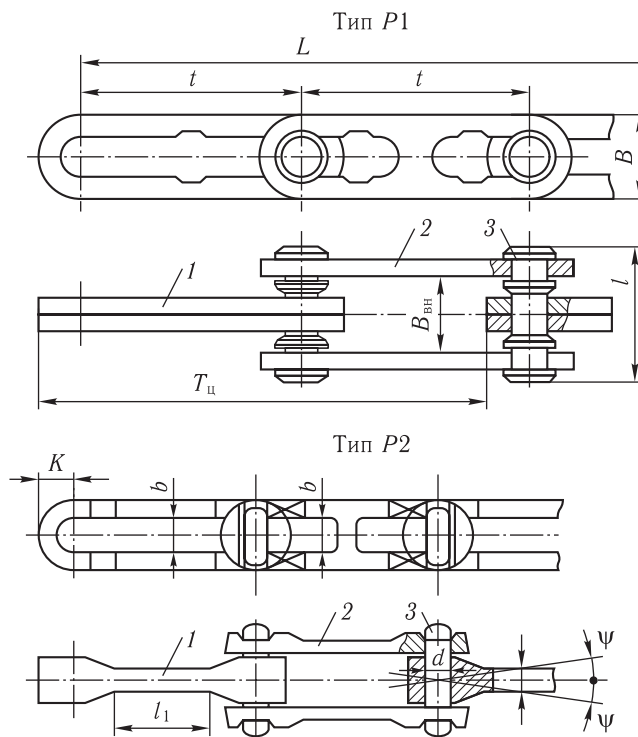
Продовження дод. LXXXVIII

Номер ланцюга	Виконання спеціальних пластин	Крок t	A	d_s	h_1	A_1	b_1 , не більше	l , не більше
M112	1	80	—	14	40	110	184	40
	1	100	—					50
	1; 2	125	35					80
	1; 2; 3	160	65					110
	1; 2; 3	200	100					145
	1; 2; 3	250	150					195
	1; 2; 3	315	215					260
	1; 2; 3	400	300					345
M160	1	100	—	14	45	124	200	50
	1	125	—					60
	1; 2	160	50					95
	1; 2; 3	200	85					130
	1; 2; 3	250	145					190
	1; 2; 3	315	200					245
	1; 2; 3	400	285					330
	1; 2; 3	500	385					430
M224	1	125	—	18	55	140	228	50
	1	160	—					90
	1; 2	200	65					120
	1; 2; 3	250	125					180
	1; 2; 3	315	190					245
	1; 2; 3	400	275					330
	1; 2; 3	500	375					430
	1; 2; 3	630	500					555
M315	1	160	—	18	65	160	250	60
	1; 2	200	50					105
	1; 2; 3	150	100					155
	1; 2; 3	315	155					210
	1; 2; 3	400	240					295
	1; 2; 3	500	340					395
	1; 2; 3	630	470					525
M450	1	200	—	18	75	180	280	70
	1; 2	250	85					140
	1; 2; 3	315	155					210
	1; 2; 3	400	240					295
	1; 2; 3	500	300					355
	1; 2; 3	630	430					485
	1; 2; 3	800	600					655

Продовження дод. LXXXVIII

Номер ланцюга	Виконання спеціальних пластин	Крок t	A	d_s	h_1	A_1	b_1 , не більше	l , не більше
M630	1	250	—	24	90	230	380	80
	1; 2	315	100					175
	1; 2; 3	400	190					265
	1; 2; 3	500	300					375
	1; 2; 3	630	300					375
	1; 2; 3	800	400					475
	1; 2; 3	1000	400					475
M900	1	250	—	30	110	280	480	80
	1; 2	315	65					155
	1; 2; 3	400	155					245
	1; 2; 3	500	240					330
	1; 2; 3	630	300					390
	1; 2; 3	800	400					490
	1; 2; 3	1000	400					490
M1250	1	315	—	36	130	330	580	100
	1; 2	400	100					210
	1; 2; 3	500	190					300
	1; 2; 3	630	300					410
	1; 2; 3	800	400					510
	1; 2; 3	1000	400					510
M1800	1	400	—	42	150	380	680	150
	1; 2	500	155					280
	1; 2; 3	630	240					365
	1; 2; 3	800	300					425
	1; 2; 3	1000	400					525

Ланцюги тягові розбірні. Розміри, мм



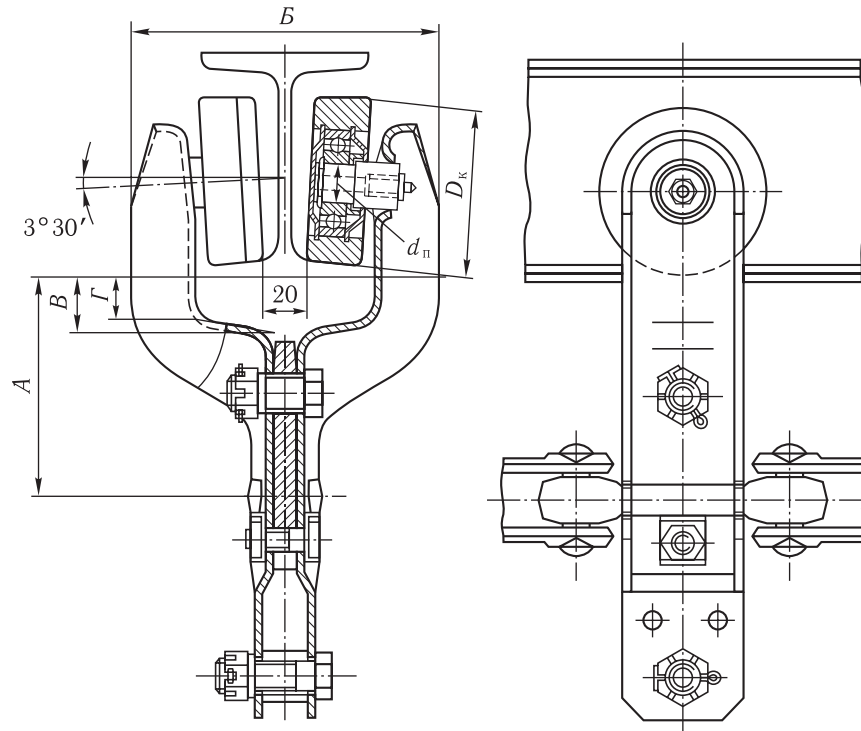
Параметр і розмір	Розрахунковий крок ланки t							
	63	80	100	160	250			
Крок зачеплення номінальний $T_{ц}$	126	160	200	320	500			
граничне відхилення $\Delta T_{ц}$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$			$\pm 3,0$			
Ширина ланки B , не більше	18	30	42	32	37	40	59	59
Відстань $B_{вн}$ між зовнішніми ланками, не менше	15	21	32	27	27	34	42	42
Довжина валика l , не більше	35	48	73	56	60	73	92	92

Продовження дод. LXXXIX

Параметр і розмір	Позначення ланцюгів типу P2							
	63–45	80–106	80–290	100–160	100–220	160–290	160–400	250–400
Діаметр валика номінальний d	8	12	18	14	16	18	24	24
Ширина внутрішньої ланки, не менше b	9	13	19	15	17	19	26	26
Товщина внутрішньої ланки в середній частині s , не більше	7	13	20	16	18	20	24	24
Висота головки K , не більше	9	16	21	17	19	21	33	33
Довжина впадини внутрішньої ланки l_1 , не менше	30	32	50	40	40	63	63	100
Кут повороту ланок у площині осей шарнірів φ , град, не менше	3 і 13*							
Навантаження, кН, не менше пробне Q_{II}	27	60	174	96	132	174	240	240
руйнівне Q_p	45	106	290	160	220	290	400	400
Подовження загальне, % при пробному навантаженні δ_{II} , не більше	1,8							
при розриві δ_p , не менше	4,5							
Маса 1 м ланцюга, кг, не більше	1,4	3,2	8,7	3,8	5,2	5,7	9,1	8,0

*Розмір стосується ланцюгів, які використовують у конвеєрах з просторовою траєкторією.

Характеристика кареток конвеєрів з розбірним ланцюгом



Позначення	Крок ланки ланцюга t , мм	Діаметр котка D_k , мм	Найбільше навантаження $F_{ст}$, Н	Профіль шляху — двотаврова балка	Розмір каретки, мм				Маса кг, не більше
					A	Б, не більше	В, не менше	Г, не менше	
80—65	80	65	2500	10	75	125	20	12	3,0
100—80	100	80	5000	12	105	155	25	17	7,5
				14					
160—125	160	125	8000	16	125	200	35	20	13,0
				18					

Примітки: 1. Найбільше навантаження $F_{ст}$ на каретку відповідає вантажо-несівній особливості каретки в стані покою на горизонтальній ділянці шляху. 2. Корисне навантаження визначається залежно від умов роботи конвеєра: швидкості руху ходової частини, тривалості дії навантажень на каретки, значень складових сил від натягу тягового ланцюга конвеєра на вертикальних поворотах шляху і т. ін. 3. У разі виконання кареток зі спеціальними підшипниками допускається застосовувати котки діаметрами D_k , які відрізняються від наведених у таблиці в межах $\pm 5\%$.

Характеристика редукторів типу КДВ-М1

Виконання	Передатне число	Максимальна потужність на швидкохідному валу, кВт					
		для 1500 об/хв			для 1000 об/хв		
		КДВ-200М1	КДВ-250М1	КДВ-350М1	КДВ-200М1	КДВ-250М1	КДВ-350М1
I	2124	0,13	0,32	0,80	0,09	0,22	0,54
II	1815	0,15	0,38	0,95	0,10	0,25	0,63
III	1382	0,20	0,50	1,23	0,13	0,33	0,82
IV	1052	0,26	0,65	1,62	0,17	0,43	1,08
V	801	0,34	0,85	2,14	0,23	0,57	1,42
VI	634	0,43	1,1	2,7	0,28	0,72	1,80
VII	501	0,55	1,4	3,5	0,36	0,90	2,27
VIII	397	0,69	1,7	4,34	0,46	1,15	2,87
IX	350	0,76	1,9	4,9	0,51	1,3	3,26
X	263	1,05	2,5	6,4	0,65	1,7	4,32
XI	203	1,32	3,3	8,44	0,87	2,2	5,6
XII	160	1,96	4,1	10,7	1,1	2,8	7,1

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Александров М. П.* Подъемно-транспортные машины. — М.: Высш. шк., 1985.
2. *Асинхронные двигатели 4А:* Справ. / А. Э. Кравчик, М. М. Шлаф, В. И. Афонин, А. Е. Соболенская. — М.: Энергия, 1982.
3. *Бейзельман Р. Д., Цыткин Б. В., Перель Л. Я.* Подшипники качения: Справ. — М.: Машиностроение, 1975.
4. *Бондарев В. С.* Расчет и выбор параметров специальных ленточных конвейеров. — К.: Вiпол, 1995.
5. *Расчеты* крановых механизмов и их деталей / ВНИИПТМАШ. — М.: Машиностроение, 1971.
6. *Гидравлическое* оборудование: Кат.-справ.: В 2 ч. — М.: НИИИМаш, 1987. — Ч. 2.
7. *Гидропривод* подъемно-транспортных машин. РТМ 24.195.01-72. 6-73-21. — М.: НИИИФормтяжмаш, 1973.
8. *Гребеник В. М., Цапко В. К.* Надежность металлургического оборудования. — М.: Металлургия, 1980.
9. *Грузоподъемные* краны: В 2 кн.: Сокр. пер. с нем. — М.: Машиностроение, 1981. — Кн. 1—2.
10. *Евневич А. В.* Транспортные машины и комплексы. — М.: Недра, 1975.
11. *Заблонский К. И.* Детали машин. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1985.
12. *Иванченко Ф. К.* Подъемно-транспортные машины. — К.: Вища шк., 1993.
13. *Казак С. А.* Статистическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. — Свердловск: Изд. УПИ, 1987.
14. *Киселев В. А.* Строительная механика. — М.: Стройиздат, 1986.
15. *Кочаев В. П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977.
16. *Крановое* электрооборудование: Справ. / Под ред. А. А. Рабиновича. — М.: Энергия, 1979.
17. *Курсовое* проектирование грузоподъемных машин / С. А. Казак, В. Е. Дусве, Е. С. Кузнецов и др. — М.: Высш. шк., 1989.
18. *Надежность* в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций. РД 50-694-90. Метод. указания. — М.: Изд-во стандартов, 1991.
19. *Орлов П. И.* Основы конструирования: В 2 кн. — М.: Машиностроение, 1988. — Кн. 1—2.

20. *Петухов П. З., Ксюнин Г. П., Серлин Л. Г.* Специальные краны. — М.: Машиностроение, 1985.
21. *Расчеты* грузоподъемных и транспортирующих машин / *Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабанов.* — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1978.
22. *Редукторы:* Справ. пособие. — Л.: Машиностроение, 1972.
23. *Решетов Д. Н.* Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989.
24. *Спиваковский А. О., Дьячков В. К.* Транспортирующие машины. — М.: Машиностроение, 1983.
25. *Справочник по электрическим машинам:* В 2 т. / Под ред. *И. П. Копылова, Б. К. Клокова.* — М.: Энергоатомиздат, 1988. — Т. 1—2.
26. *Справочник по кранам:* В 2 т. / Под ред. *А. И. Дукельского.* — М.: Машиностроение, 1973. — Т. 1—2.
27. *Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов (ПБ10-77-94)* / Госгортехнадзор России. — СПб., 2001.
28. *Олейник А. М., Поминов И. Н.* Эскалаторы. — М.: Машиностроение, 1973.
29. *Передачи* цевочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей. РТМ 31.4005-76 / ЦБНТИ ММФ. — М., 1977.
30. *Федорова З. М., Лукин И. Ф., Нестеров А. П.* Подъемники. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1976.
31. *Общесоюзные нормы технологического проектирования шахтных подъемных установок* / МУП СССР. — М., 1986.
32. *Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів.* — Х.: «Форт», 2002.

ЗМІСТ

Передмова	3
Розділ 1. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН	5
1.1. Групи класифікації (режими роботи) кранових механізмів і кранів у цілому.	
Продуктивність кранів	5
1.2. Розрахункові навантаження на механізми та елементи конструкцій кранів	13
1.3. Керування приводами механізмів кранів	17
1.4. Урахування динамічних навантажень у розрахунках кранових механізмів	24
1.5. Продуктивність транспортувальних машин	26
1.6. Динамічні сили в стрічкових конвеєрах	28
1.7. Динамічні сили в ланцюгових конвеєрах	31
1.8. Загальна характеристика матеріалів для виготовлення підйімально-транспортувальних машин	34
1.9. Вимоги до будови вантажопідймальних кранів	37
Розділ 2. РОЗРАХУНОК МОСТОВОГО КРАНА	45
2.1. Короткі відомості про мостові крани, їхнє призначення і конструктивне виконання. Вихідні параметри для розрахунків	45
2.2. Розрахунок підйімального механізму	49
2.3. Розрахунок механізму пересування кранового візка	109
2.4. Розрахунок механізму пересування крана	124
2.5. Розрахунок металоконструкції моста крана	142
2.6. Розрахунок електроталів	171
Розділ 3. РОЗРАХУНКИ ПОВОРОТНИХ СТІЛОВИХ КРАНІВ	192
3.1. Крани з поворотною колоною	192
3.2. Крани з нерухомою колоною	214
Розділ 4. РОЗРАХУНОК ПЕРЕСУВНОГО БАШТОВОГО КРАНА	227
4.1. Загальні відомості	227
4.2. Визначення нормативних і випадкових складових навантажень	237

4.3. Розрахунок пересувного баштового крана, що стоїть вільно, з підйнятною стрілою	240
4.4. Розрахунок вантажної характеристики крана	244
4.5. Розрахунок механізму підймання вантажу	247
4.6. Розрахунок механізму повертання	252
4.7. Розрахунок механізму пересування крана	263
4.8. Розрахунок механізму змінення вильоту стріли	270
4.9. Розрахунок механізму змінення вильоту гака баштового крана з горизонтальною стрілою і вантажним візком	277
4.10. Розрахунок стійкості баштового крана	281
Розділ 5. РОЗРАХУНОК ПНЕВМОКОЛІСНИХ КРАНІВ	288
5.1. Визначення розмірів і мас стрілових самохідних кранів	289
5.2. Розрахунок підймального механізму	298
5.3. Визначення опору пересуванню крана і параметрів механізму	302
5.4. Стійкість пневмоколісних кранів	310
Розділ 6. РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМІВ КРАНА	316
6.1. Вимоги до об'ємного гідروприводу	316
6.2. Розрахунок гідроприводів підймальних механізмів мостового крана	325
6.3. Розрахунок механізмів переміщення візка і моста	332
6.4. Розрахунок гідроприводу механізму повертання порталного крана	333
6.5. Розрахунок механізму змінення вильоту стріли	334
Розділ 7. РОЗРАХУНОК ПІДЙОМНИКІВ	348
7.1. Призначення і загальна характеристика підйомників	348
7.2. Розрахунок скіпової підймальної установки з циліндричними барабанами ...	353
7.3. Розрахунок шахтної клітьової підймальної установки	372
7.4. Розрахунок пасажирського ліфта	385
Розділ 8. РОЗРАХУНКИ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ З ГНУЧКИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ	402
8.1. Розрахунок стрічкового конвеєра	402
8.2. Розрахунок стрічкового конвеєра з нахилом у бік транспортування матеріалу	430
8.3. Розрахунок стрічкового конвеєра-живильника	436
8.4. Розрахунок крутопохилого стрічкового конвеєра з притисною стрічкою	439
8.5. Розрахунок конвеєра з рифленою стрічкою	457
8.6. Розрахунок крутопохилого конвеєра з високими поперечними перегородками на стрічці	462
8.7. Розрахунок вертикального стрічкового конвеєра	468
8.8. Розрахунок скребкового конвеєра з верхньою робочою віткою	475
8.9. Розрахунок пластинчастого конвеєра	484
8.10. Розрахунок трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою	489
8.11. Розрахунок підвісного вантажонесівного конвеєра з просторовою трасою	494
8.12. Розрахунок візкового конвеєра	499
8.13. Розрахунок вантажоведучого штангового конвеєра-штовхача	501
8.14. Розрахунок стрічкового ківшового елеватора	506
8.15. Розрахунок ланцюгового ківшового елеватора	515

Розділ 9. РОЗРАХУНКИ ТРАНСПОРТУВАЛЬНИХ МАШИН БЕЗ ГНУЧКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА	520
9.1. Розрахунок гвинтового конвеєра	520
9.2. Розрахунок транспортувальної труби	524
9.3. Розрахунок привідного роликowego конвеєра	525
9.4. Розрахунок хитних інерційних конвеєрів	529
9.5. Розрахунок вібраційних конвеєрів	533
9.6. Розрахунок гідротранспортної установки	539
9.7. Розрахунок пневмотранспортувальної установки	541
Розділ 10. РОЗРАХУНКИ ЕСКАЛАТОРІВ	548
10.1. Призначення і конструктивне виконання ескалаторів	548
10.2. Тяговий розрахунок сходового полотна ескалатора з приводом у головній частині	554
10.3. Тяговий розрахунок сходового полотна ескалатора з проміжним приводом	575
10.4. Тяговий розрахунок поручневої установки	589
10.5. Визначення параметрів цівкового зачеплення проміжного приводу	598
10.6. Динамічні розрахунки ескалаторів	605
<i>Додатки</i>	616
<i>Список використаної та рекомендованої літератури</i>	730

Навчальне видання

*Бондарев Валентин Степанович
Дубинець Олександр Іванович
Колісник Микола Прокопович
Бондарев Сергій Валентинович
Горбатенко Юрій Павлович
Барабанов Василь Якович*

ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Розрахунки
підйомальних
і транспортувальних
машин

Оправа художника *В. О. Гурлева*
Художній редактор *Г. С. Муратова*
Технічний редактор *А. І. Омоховська*
Коректори: *Л. М. Байбородіна,
Н. М. Мельник, Н. Г. Потаніна*
Комп'ютерна верстка *Н. П. Довлетукаєвої*

Підп. до друку 26.12.2008. Формат 60 × 84/16. Папір офс. № 1.
Гарнітура Times New Roman. Офс. друк. Ум. друк. арк. 42,78.
Обл.-вид. арк. 45,00. Тираж 500 пр. Вид. № 10636. Зам. № 119

Видавництво «Вища школа», вул. Гоголівська, 7г, м. Київ, 01054
Від. збуту: тел.: (044) 486-37-42; тел./факс: (044) 486-32-44
e-mail: v_skola@i.com.ua
<http://www.vyshcha-shkola.com.ua>

Свідоцтво про внесення до Держ. реєстру
від 04.12.2000 серія ДК № 268

Надруковано у ВАТ «Видавництво «Поділля»»,
просп. Миру, 59, м. Хмельницький, 29015

Свідоцтво про внесення до Держ. реєстру
від 16.12.2004 серія ДК № 2036