

Розділ I. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ

Розділ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ Й КЛАСИФІКАЦІЯ

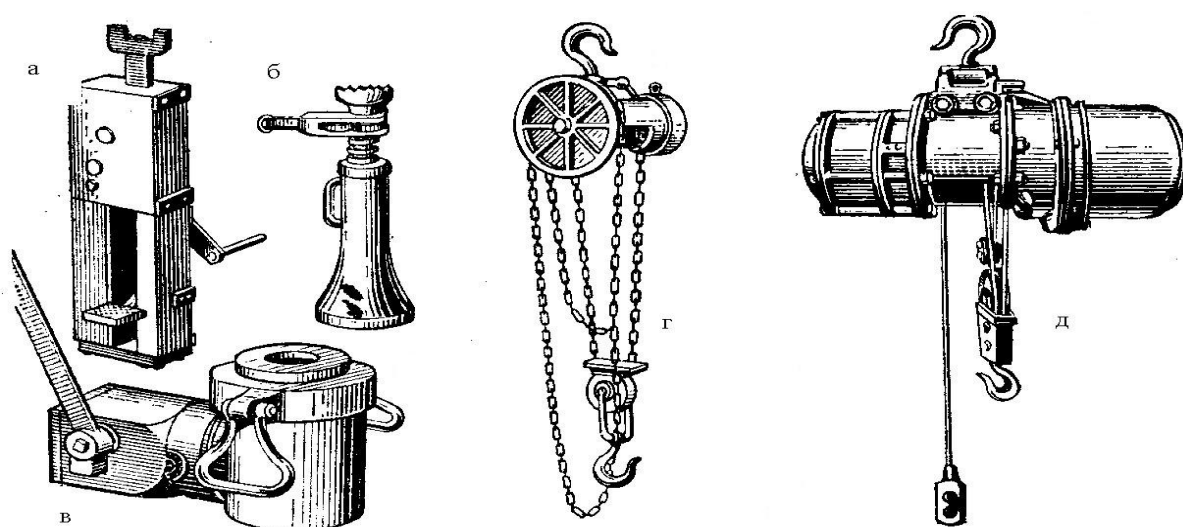
Вантажопідйомні машини – це машини циклічної дії, призначені для підйому й переміщення вантажів на невеликі відстані в межах певної площі промислового підприємства.

По *призначенню* вантажопідйомні машини умовно розділяють на загального й спеціального призначення. Машини **загального призначення** є до деякої міри універсальними. Їх використовують у виробничих умовах для виконання тільки підйомно-транспортних операцій. **Спеціальні** вантажопідйомні машини використовують для підйому й переміщення певних видів вантажів або для виконання підйомно-транспортних операцій при спеціальних технологічних процесах. У конспекті лекцій розглянуті в основному вантажопідйомні машини загального призначення.

По *конструктивнім* виконанню вантажопідйомні машини класифікують на **піднімальні механізми** (домкрати, талі й ін.), **підйомники**, **вантажопідйомні крани**, **навантажувачі й маніпулятори**.

1.1. Піднімальні механізми й домкрати.

Домкрати, призначені для підйому вантажів на невелику висоту (від 0,15 до 0,7 м), застосовують переважно при ремонтних і будівельно-монтажних роботах. Основна відмінність домкратів від інших вантажопідйомних машин полягає в тому, що підйом вантажу домкратами проводиться без



Малюнок 1.2- Піднімальні механізми

вантажозахватних пристроїв. Деякі домкрати можуть робити горизонтальне переміщення піднятого вантажу на невелику відстань. Домкрати можуть бути виконані переносними й стаціонарними. По конструкції домкрати розділяють на рейкові, гвинтові й гідравлічні. Привод домкратів може бути ручним і механічним.

Рейкові домкрати (Рис.1.2,а) мають завжди ручний привод. Їхня вантажопідйомність становить 0,5-10 т. Вони бувають важільно- та зубчаторейковими.

Гвинтові домкрати (Рис.1.2,б) можуть мати ручний або електричний привод. Якщо у важільно-рейкових домкратах кожне переміщення вантажу по висоті дорівнює кроку зуба рейки, а в зубчато-рейкових домкратах – кроку храпового колеса, у гвинтових домкратах вантаж можна встановлювати по висоті з більшою точністю.

Гідравлічні домкрати виконують із ручним і машинним приводами. Для цих домкратів (Рис.1.2,в) характерні плавність ходу й точна установка вантажу, що піднімається. На відміну від гвинтових домкратів гідравлічні мають високий КПД. У порівнянні з рейковими й гвинтовими гідравлічні домкрати мають значно більшу вантажопідйомність (до 750 т).

Талі. Ручні талі (Рис.1.2,г) (з ручним приводом) роблять підйом вантажу за допомогою вантажних пластинчастих або зварених каліброваних ланцюгів, що приводяться в рух вручну за допомогою приводних зірочок. Вантажний ланцюг утворює поліспасть кратністю 2; 3 і рідше 4.

Таль (Рис.1.2, д) з **електричним приводом (електроталь)** компактна й підвішується до нерушливих опор (балкам, колонам, стінам і т.д.) за допомогою болтів або гаків або до візків, що переміщаються по монорейковому шляхові. Вантажопідйомність електроталей становить 0,1-15 т. Висота й швидкість підйому вантажу відповідно не більш 30 м і 0,05-0,15 м/с.

Лебідками називають вантажопідйомні машини, у яких як робочого елемента, що навивається на барабан або, що обгинає канатоведущий шків або зірочку, використовують канат або ланцюг. Лебідки призначені для підйому й переміщення вантажів по горизонтальному або похилому шляху при ремонтних, будівельно-монтажних і інших роботах, а також для механізації транспортування вантажів.

Лебідками також називають механізми підйому вантажопідйомних кранів і підйомників, механізми зміни вильоту або пересування візків кранів, якщо в цих механізмах використовують канати або ланцюги.

1.2. Підйомники. Підйомником називають вантажопідйомну машину перериваного (циклічного) або безперервної дії для підйому вантажу й людей у спеціальних грузонесущих пристроях, що рухаються по твердих вертикальних (іноді похилим) напрямним або рейковому шляху. По способу передачі впливу від привода до грузонесущим пристроям розрізняють *канатні, ланцюгові, рейкові, гвинтові й плунжерні* підйомники. Переважне поширення одержали канатні підйомники, у яких грузонесущі пристрої підвішені на сталевих канатах, що обгинають

канатоведущие шківі або, що навиваються на барабани піднімальних лебідок. У підйомниках з канатоведущими шківіями, що передають тягове зусилля завдяки силам тертя, грузонесущією пристрою (кабіна, кліть, скіп, платформа, візок або вагон) урівноважуються іншими такими ж пристроями або противагою (у пасажирських ліфтах – тільки противагою), що також рухаються по напрямних. У барабанних підйомниках зрівноважування зменшує навантаження на привод.

Підйомники мають, як правило, електричний або рідше гідравлічний привод.

1.3. Вантажопідйомні крани. Одним з найпоширеніших засобів механізації вантажно-розвантажувальних робіт на промислових підприємствах, будівельних майданчиках, у річкових і морських портах, на залізничному транспорті і т.д. є вантажопідйомні крани, що забезпечують підйом вантажу, переміщення його на незначну відстань і опускання за допомогою вантажозахватного пристрою.

По *конструктивнім виконанню* вантажопідйомні крани розділяють на крани: **мостового типу**, до яких ставляться бруківки, козлові й мостові перевантажувачі, кабельні й мосто-кабельні; **крани штабелери; стрілового типу**, до яких ставляться баштові, порталні й консольні; **самохідні** крани, що включають гусеничні, залізничні, пневмоколісні, плавуч, що крокують.

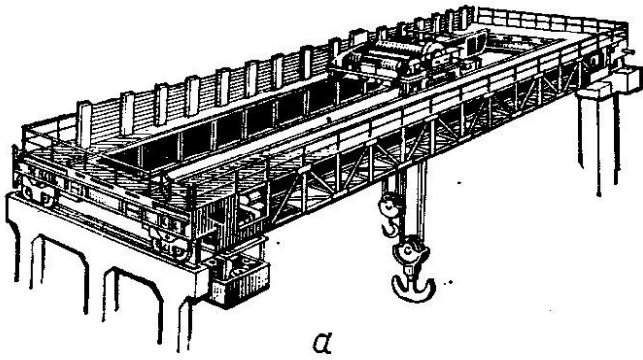
По *конструкції вантажозахватного пристрою* крани розділяють на **крюкові**, призначені для роботи з різними штучними вантажами; **грейферні** – для роботи із сипучими матеріалами; **магнітні** – для транспортування сталевих і чавунних вантажів; **кліщові** – для ящиків, бочок, мішків і т.п.; **траверсні**, обладнані, наприклад, вакуумними захватами; **автоматичні** захвати (спредери) – для транспортування контейнерів.

По *виду переміщення* вантажопідйомні крани бувають стаціонарні й пересувні.

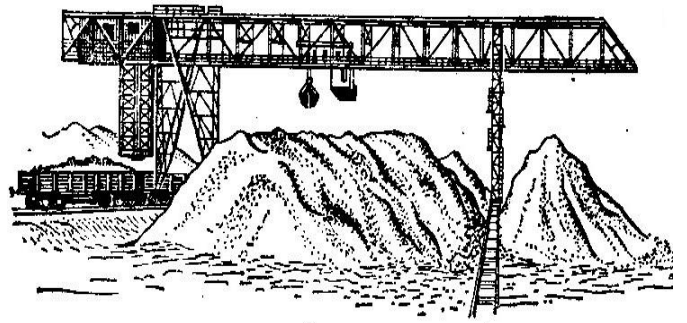
По *конструкції ходового пристрою* крани розділяють на рейкові, пневмоколісні, гусеничні, канатні, що крокують, плавучі.

По *виду привода* механізмів крани бувають із ручним, електричним, гідравлічним, пневматичним

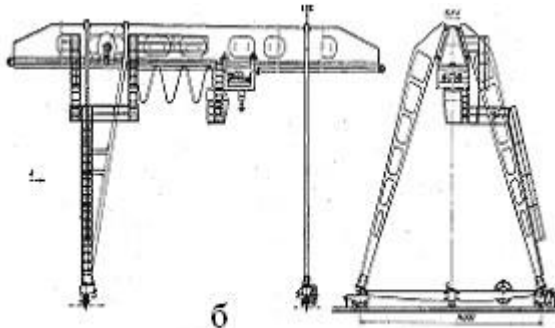
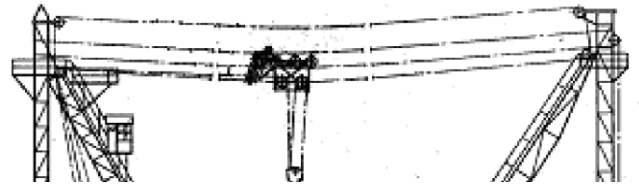
Крани мостового типу призначені для обслуговування в основному майданчиків прямокутної форми. Найпоширенішими кранами мостового типу (мал. 1.3) є бруківки (а), козлові (б) і мостові перевантажувачі (в), кабельні (г) і мосто-кабельні (д).



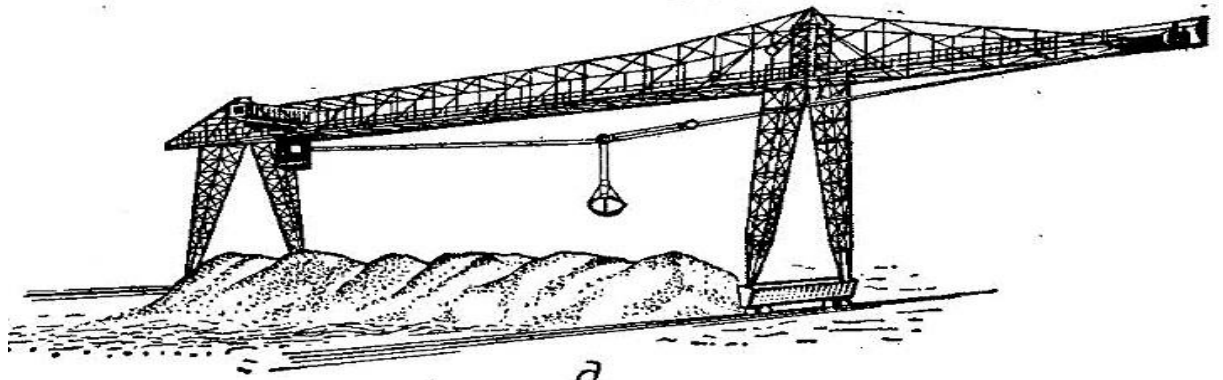
a



B



б



в

Малюнок 1.3- Крани мостового типу.

Мостові крани залежно від призначення можна розділити на наступні основні групи: загального призначення, спеціального призначення (з поворотним візком, з висувною поворотною й неповоротною стрілою й ін.), металургійні (ливарні, для роздягання злитків, кувальні, колодцевые, із гнучким підвісом траверси, з підхватами, магнітні, грейферні й ін.).

Мостові крани загального призначення, постачені в основному вантажним гаком, призначені для виконання масових вантажно-розвантажувальних робіт.

Мостові крани спеціального призначення, постачені спеціальними вантажозахватними пристроями, призначені для роботи з певними вантажами.

Залежно від конструкції моста мостові крани ділять на однобалкові й двухбалочные. Однобалковий міст складається з головної балки, з'єднаної із двома кінцевими балками. Двухбалочний міст має дві головні балки, з'єднані двома кінцевими балками.

Стрілові крани є найпоширенішим типом кранів. Їх можна розділити на дві основні групи: пересувні (основний тип кранів) і стаціонарні. По *конструктивних* особливостях ходової частини й зоні обслуговування стрілові крани діляться на крани, що пересуваються на більші відстані **мобільні** крани (залізничні, пневмоколісні, гусеничні), і крани, що **пересуваються на порівняно** невеликі відстані відповідно до фронту робіт на майданчику, що обслуговується (баштові, порталні, пересувні, настінні й ін.). На мал. 1.4, а наведений стрілової залізничний кран, на мал. 1.4, б – пневмоколісний кран і на мал. 1.4, в – гусеничний кран.

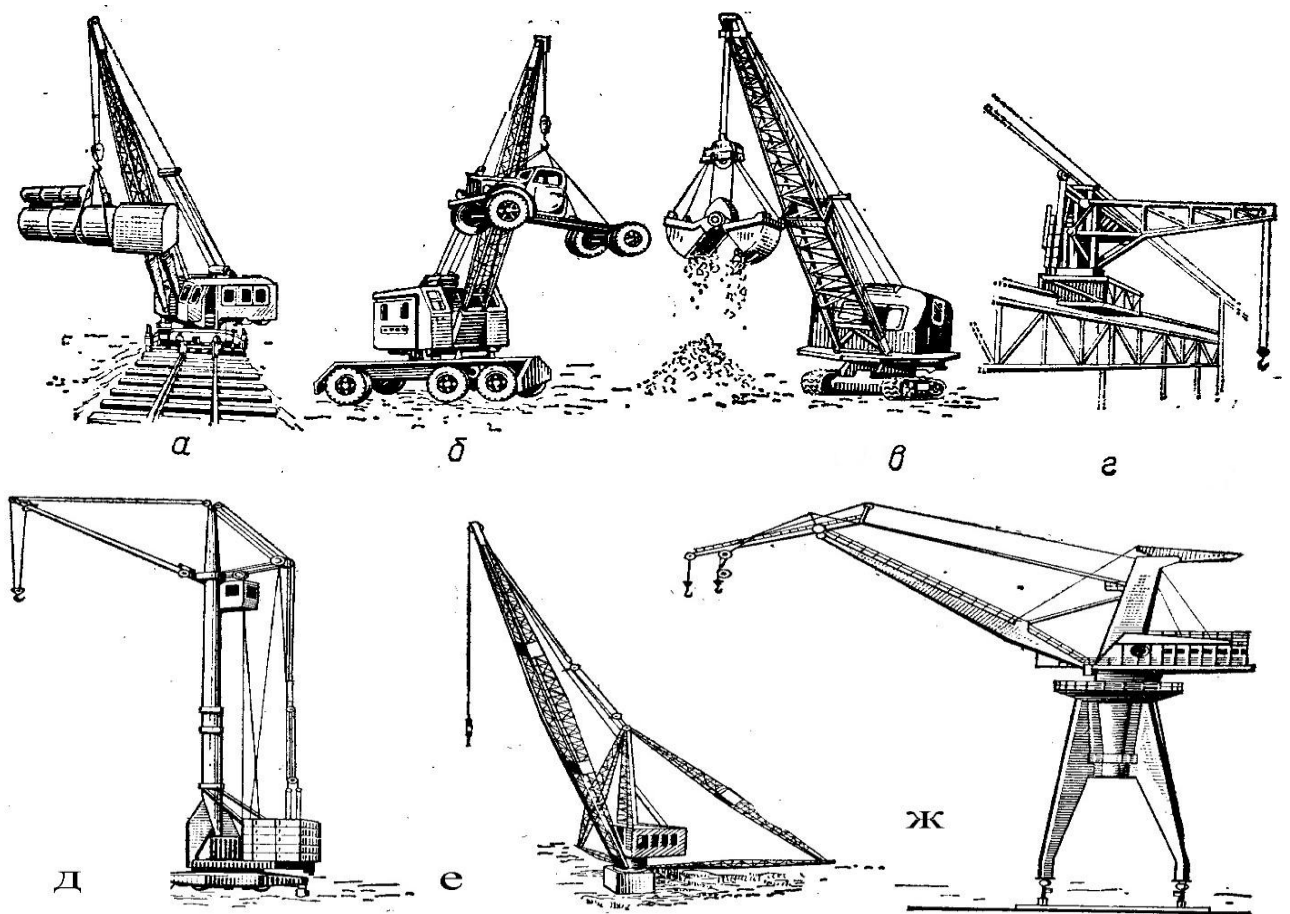
Для обслуговування робіт у цехових прольотах і на інших порівняно вузьких і довгих майданчиках застосовують пересувні консольні крани (мал. 1.4, г), що рухаються по рейках, покладених уздовж прольоту.

У житловім і промисловім будівництві основним типом кранів є баштовий кран (мал. 1.4, д).

Стаціонарні поворотні крани можна розділити на крани із зовнішніми опорами й крани, установлені на фундаменті (мал. 1.4, е). Вони застосовуються для обслуговування порівняно невеликих площ секторної й кільцевої форм. Для вантажно-розвантажувальних робіт у морських і річкових портах, на гідротехнічних спорудженнях установлюють порталні крани (мал. 1.4, ж), змонтовані на потужних самохідних порталах.

При ремонті й будівництві кораблів, для монтажу бурових установок у море, для усунення наслідків аварій, підйому затонулих кораблів і інших робіт застосовують плавучі крани (плавучий кран «Витязь» вантажопідйомністю 1000/1600 т з високими морехідними й технічними параметрами).

Окремий клас спеціальних кранів являють собою кранывертолеты, для будівельних робіт у важкодоступних місцях.



Малюнок 1.4- Крани стрілецькі.

1.4. Роботи маніпулятори.

Робот – це автоматична машина, призначена для виконання у виробничому процесі рухових і керуючих функцій, що заміняють аналогічні функції людину при переміщенні предметів виробництва або технологічного оснащення.

Промислові роботи призначені для механізації й автоматизації різноманітних трудомістких вантажно-розвантажувальних операцій.

Вантажопідйомність промислових роботів становить від 1 до 1000 кг і більш. До промислових роботів умовно відносять також маніпулятори з біотехнічним (ручним) керуванням і маніпулятори з інтерактивним керуванням, у яких реалізується поперемінно керування від оператора з автоматичним керуванням.

Розділ 2. ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН.

2.1 Основні параметри.

Вантажопідйомні машини характеризуються наступними основними параметрами: вантажопідйомністю, швидкостями руху окремих механізмів, режимами роботи, прольотом, вильотом, висотою підйому вантажозахватного пристрою. Значення цих параметрів повинні відповідати рекомендаціям стандартів.

Вантажопідйомністю машини називають масу номінального (максимального) робочого вантажу, на підйом якого розрахована машина. Ця величина характеризує інерційні й гравітаційні властивості тіла, що транспортується, не залежить від прискорення вільного падіння в пункті дії машини й вимірюється в одиницях маси (кілограмах, тоннах). На відміну від поняття маси сила ваги, що визначає силу притягання тіла до землі, залежить від прискорення вільного падіння в пункті дії й вимірюється в одиницях сили (Н, кН). Вага тіла – це сила, з якої тіло під дією сили ваги впливає на опору. Якщо опора нерухова щодо землі або тіло рухається рівномірно й прямолінійно, вага тіла дорівнює силі ваги. При підйомі із прискоренням вага тіла більше сили ваги й, навпаки, при спуску із прискоренням вага тіла менше сили ваги. Надалі вантажопідйомність (маса) позначена Q , а вага – G . Співвідношення між вагою G (Н) і масою Q (кг) рівно $G = Qg$ (тут g – прискорення вільного падіння, м/с²).

Крани самохідні й баштові крім вантажопідйомності характеризуються вантажним моментом добутком, що є, ваги вантажу на виліт стріли. Цей параметр визначає стійкість крана проти перекидання в процесі його роботи.

Вильотом стріли називають відстань по горизонталі від осі обертання поворотної частини крана до осі вантажозахватного органа.

Швидкості руху різних механізмів вибирають залежно від вимог технологічного процесу, у якому бере участь дана вантажопідйомна машина, від характеру роботи, від типу машини і її потребної продуктивності. Відповідними стандартами встановлені нормальні ряди швидкостей для різних кранів. *Швидкість підйому* вантажу, що залежить від вантажопідйомності крана й ряду технологічних факторів, у сучасних мостових кранах звичайно не перевищує 25–30 м/хв; *швидкість пересування моста* крана становить 100–120 м/хв, *швидкість пересування візків* мостових кранів звичайно 35–50 м/хв.

Відстань по горизонталі між осями рейок кранового шляху є *прольотом* крана. Прольоти мостових кранів повинні бути вв'язані із прольотами будинків. Для мостових кранів їх ухвалюють за ДСТ 534-78.

Висота підйому для баштових і стрілових кранів – це відстань від рівня кранового шляху до вантажозахватного органа, що перебуває у верхньому робочім положенні. Для кранів мостового типу висотою підйому є відстань від рівня підлоги до верхнього положення вантажозахватного пристрою.

Оскільки крани можуть працювати з вантажами нижче рівня шляхи, уведені такі параметри як глибина опускання й діапазон підйому. Під глибиною опускання розуміють відстань від рівня кранового шляху до вантажозахватного органа, що перебуває в нижньому припустимім положенні. Діапазон підйому – це відстань по вертикалі між верхнім і нижнім робочими положеннями вантажозахватного органа.

Відстань між поздовжніми осями, що проходять через середину опорних поверхонь ходового пристрою вантажопідйомного крана (візка) називають *колією*.

2.2 Техніко-економічні показники.

Годинна продуктивність:

$$P = ZQ$$

де Q , – номінальна вантажопідйомність крана; Z – число робочих циклів у годину. При роботі крана з вантажами масою Q_1, Q_2 і ...

$$P = Z_1Q + Z_2Q + \dots$$

Кількість циклів у годину:

$$Z = 3600/t_u$$

де t_u – тривалість циклу роботи, с.

Питома металоємність:

$$K_G = m_k / (QL)$$

де m_k – маса крана; QL – пролітний (вантажний) момент

Питома енергоємність:

$$K_p = \Sigma P / Q$$

де ΣP – сумарна потужність усіх установлених на крані електродвигунів.

Питома вартість:

$$K_c = C / G$$

де C – вартість крана; G – маса крана.

2.3. Режим роботи.

Вантажопідйомні машини характеризуються роботою при *повторнократковременних включеннях*, при яких вантажозахватний пристрій і вантаж роблять періодичні зворотно-поступальні рухи, а механізми послідовно змінюють напрямок руху. Так, робота механізму підйому складається із процесів підйому й опускання вантажу, підйому й опускання вантажозахватного пристрою без вантажу, а робота механізмів повороту й пересування – з рухів в одну й іншу сторону з вантажем і без нього.

Кожний цикл характеризується чергуванням періодів роботи й технологічних пауз. У періоди пауз двигун не включений і механізм не працює. Цей час використовується для завантаження й розвантаження вантажозахватного пристрою й для підготовки проведення наступного етапу роботи механізму.

Кожний процес руху можна розділити на *період несталого руху*, протягом якого відбувається розгін (період пуску) або затримка (період гальмування) обертових мас, що поступально рухаються й, вантажу й механізму, а також на період руху з *постійною швидкістю* (період усталеного руху).

Цикл роботи крана включає переміщення вантажозахватного пристрою до вантажу, підйом і переміщення вантажу, звільнення вантажозахватного пристрою й повернення його у вихідне положення. Повний час циклу роботи механізму вантажопідйомної машини складається із часу пуску $\sum t_{\Pi}$, часу руху зі швидкістю, що встановився, $\sum t_y$, часу гальмування $\sum t_t$ і часу пауз $\sum t_o$

$$t_{\text{ц}} = \sum t_{\Pi} + \sum t_y + \sum t_T + \sum t_o$$

Відносна тривалість включення:

$$ПВ = (t_{\Pi} / t_{\text{ц}}) \cdot 100\% \quad (2.1)$$

При розрахунках ПВ тривалість циклу роботи двигуна не понад 10 хв, а для механізмів – протягом однієї години. Інтенсивність роботи механізму визначається також наступними коефіцієнтами:

коефіцієнтом використання протягом доби:

$$K_c = \frac{\text{число часов роботи в сутки}}{24}$$

коефіцієнтом використання протягом року:

$$K_r = \frac{\text{число днів роботи в году}}{365}$$

коефіцієнтом використання протягом години:

$$K_q = t_{\text{раб}} / 60$$

де $t_{\text{раб}}$ – час роботи механізму протягом години, хв; коефіцієнт використання крана по вантажопідйомності:

$$K_{GP} = Q_{CP} / Q$$

де Q_{CP} – середнє значення маси вантажу, що піднімається, за зміну, т; Q – номінальна вантажопідйомність, т.

Режим роботи механізмів регламентує ДЕРЖСТАНДАРТ 25835–83, згідно з яким усі механізми вантажопідійомних машин залежно від умов їх використання розділяють на шість груп режиму роботи, обумовлених **класом використання й класом нагрюження**.

Класи використання механізмів, що характеризують інтенсивність використання механізму при експлуатації й установлені залежно від загального часу роботи T , тобто від часу знаходження даного механізму в русі протягом заданого терміну служби n_r , (у літах), що впливають: A0, A1, A2, A3, A4, A5, A6.

Класи нагрюження механізму характеризують відносно навантаження механізму у відповідності зі спектром навантажень і залежать від значення коефіцієнта нагрюження ДО:

клас нагрюження	B1	B2	B3	B4
коефіцієнт До	до 0,125	0,125...0,25	0,25...0,50	0,50...1,0

До введення ДЕРЖСТАНДАРТ 25835-83 визначення режиму роботи механізмів робили згідно із правилами Госгортехнадзора, якими були встановлені наступні режими роботи вантажопідійомних машин, обумовлені сукупністю умов їх експлуатації: з ручним приводом (Р); з машинним приводом – легкий (Л), середній (З), важкий (Т) і досить важкий (ВТ) режими роботи. Основним недоліком цієї класифікації по режимах роботи було те, що вона не містить достатньої інформації, необхідної для проектування крана і його елементів, і не пов'язана з дійсною довговічністю крана. Зразкова відповідність групи режимів роботи механізмів, установлюваних ДЕРЖСТАНДАРТ 25835-83 і правилами Госгортехнадзора, що впливає:

Група режиму роботи механізмів (ДЕРЖСТАНДАРТ 25835–83)	1, 2, 3	4	5	6
Режим роботи згідно із правилами Госгортехнадзора	Л	С	Т	ВТ

2.4. Розрахункові навантаження.

Згідно з існуючими нормами розрахунки вантажопідійомних машин повинні проводитися з урахуванням усіх навантажень, що виникають у різних умовах експлуатації.

Основними є три розрахункові випадки:

I - відповідає нормальним умовам експлуатації крана при нормальних навантаженнях і швидкостях;

II - відповідає максимальним робітником і максимальним динамічним навантаженням у періоди різких пусків, реверсів, екстрених гальмувань і граничних вітрових навантажень робочого стану крана. При цьому можуть виникати пробуксовки приводних коліс, спрацьовування муфт граничного моменту, електрозахисту та ін.;

III - максимальні навантаження. Неробочий стан крана поза приміщенням при нерушливих механізмах і без вантажу. На кран діють, крім власної ваги, більші вітрові навантаження, а іноді навантаження від снігу й зледеніння.

Під час перевезення й монтажі елементи крана можуть зазнати більшим перевантаженням, що необхідно враховувати ще в стадії проектування.

Для випадку I деталі механізмів і металоконструкції розраховують на витривалість, довговічність і зношування. Для кранів легкого режиму металоконструкцію на витривалість не розраховують.

У випадку II деталі механізмів і металоконструкції розраховують на міцність щодо границь текучості; здійснюють розрахунок на вантажну стійкість крана.

У випадку III виконують розрахунки на міцність металоконструкції, гальм пристроїв проти викрадення крана, механізмів зміни вильоту стріли, опорноходових і поворотних пристроїв.

Власну стійкість крана розраховують при найнебезпечнішому (по навантаженнях) положенні стріли.

На витривалість деталі розраховують по еквівалентних навантаженнях згідно із графіками завантаження механізму в часі; якщо графіків ні, те по усереднених графіках використання механізмів, побудованим на основі узагальненого досвіду експлуатації. Спектр навантажень, що визначає умови нагруження деталі, оцінюється за допомогою наведеного розрахункового навантаження.

Розділ 3. ПРИВОДИ МАШИН.

3.1. Загальні відомості.

Під приводом розуміється система, що полягає із двигуна, апаратури керування й проміжної передачі від двигуна до робочого механізму.

Привод можна розділити на силовий, за допомогою якого приводяться в рух робочі органи машини, і привод керування, що здійснює керування двигунами, гальмами, муфтами й т.п. *По виду енергії*, використовуваної для створення рушійного моменту або зусилля, привод буває ручний, електричний, гідравлічний, пневматичний, від двигунів внутрішнього згорання, паровий. Крім того, у вантажопідійомних машинах часто використовують комбінований привод: електрогідравлічний, електропневматичний, привод від двигунів внутрішнього згорання в комбінації з електроприводом і ін.

Тип привода вибирають із урахуванням його особливостей і конкретної вантажопідійомної машини.

Широко розповсюджений раніше паровий привод (, що має такі недоліки, як громіздкість і більша маса, низький КПД, тривалість розпалювання парового казана, необхідність в обслуговуванні парового казана при перервах у роботі крана) у цей час майже повністю витиснутий приводом від двигунів внутрішнього згоряння.

3.2. Ручний привод.

Ручним приводом постачають крани малої вантажопідйомності. працюючі з малими швидкостями підйому вантажу, повороту або пересування, а також лебідки, талі й домкрати.

Продуктивність вантажопідйомних машин з ручним приводом в основному залежить від зусилля, що прикладається робітником до приводної рукоятки або тягового колеса. Причому це зусилля по різних причинах (стомлюваність робітника й ін.) не є постійним. Тому для машин, що працюють у напруженому режимі, доцільно застосовувати механічний або автоматичний привод керування.

При розрахунках елементів механізмів з ручним приводом на міцність виходять із зусилля, що прикладається до приводної рукоятки й рівного 800 Н. У механізмі з тяговим ланцюгом це зусилля становить 1200 Н.

3.3. Електричний привод.

У вантажопідйомних машинах застосовують електропривод із двигунами постійного й змінного струму. Основною **перевагою** двигунів постійного струму є можливість регулювання швидкості в широких межах і одержання механічних характеристик, що найбільше повно задовольняють вимогам, пропонованим до роботи вантажопідйомних машин. Крім того, двигуни постійного струму мають більшу перевантажувальну здатність і більш напруженим режимом роботи.

Електропривод із двигуном змінного струму в порівнянні із приводом постійного струму має більш низьку вартість і меншими витратами при експлуатації, внаслідок більш простої й надійної конструкції. Крім того, електродвигуни змінного струму одержують електроенергію безпосередньо з мережі, а для електродвигунів постійного струму потрібні індивідуальні або цехові перетворювальні пристрої.

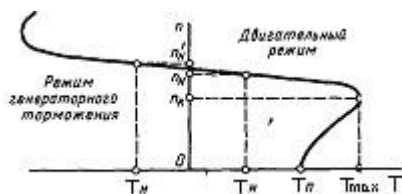
У вантажопідйомних машинах використовують спеціальні кранові, металургійні двигуни й двигуни загальнопромислового призначення. Спеціальні кранові двигуни відрізняються від двигунів загальнопромислового застосування підвищеною перевантажувальною здатністю й надійністю роботи при частих пусках і зупинках. Перевантажувальна здатність електродвигунів оцінюється коефіцієнтом

$$\lambda = T_{\max} / T_n$$

де **T_{max}** і **T_n** – відповідно максимальний і номінальний моменти, що розвиваються двигуном.

Для кранових електродвигунів змінного струму коефіцієнт λ становить 2,5–3,4, а двигунів постійного струму в межах 2,5–4,0. Кранові двигуни мають підвищену механічну міцність, можуть працювати із частими перевантаженнями, а також із частотою обертання, що перевищує в 2, 5 рази номінальну. В електроприводі вантажопідйомних машин застосовують кранові асинхронні двигуни серії МТКФ і металургійні двигуни серії МТКН із короткозамкненим ротором і серій МТФ і МТН із фазним ротором, розраховані на номінальну напругу 220, 380 і 500 В, і кранові двигуни постійного струму серій МП, ДП, КПДН із номінальною напругою 110, 220 і 440 В. Широке застосування знаходять також асинхронні короткозамкнені двигуни загальнопромислового призначення серії 4АС із підвищеним ковзанням, серії 4АР з підвищеним пусковим моментом і асинхронні фазні двигуни серій АК і АСК.

Асинхронний короткозамкнений двигун є найбільш простим по конструктивним виконанню й надійним в експлуатації. Характеристика його наведена на мал. 3.1.



Малюнок 3.1– Характеристика асинхронного короткозамкненого двигуна: n_n , n_k – відповідно номінальна й критична частота обертання; n_n' – номінальна частота обертання в режимі генераторного гальмування; T_{max} , T_n , T_n – відповідно максимальний, пусковий (початковий) і номінальний моменти двигуна.

Асинхронні короткозамкнені двигуни застосовують для привода лебідок, талів, монорейкових візків, однобалкових мостових кранів, легких кранів і тихохідних підйомників, тобто в тих випадках, коли не потрібно регулювання швидкості й має місце невисоке число включень у годину. При застосуванні короткозамкнених двигунів у механізмах пересування необхідно перевірити відсутність пробуксовки приводних коліс при розгоні.

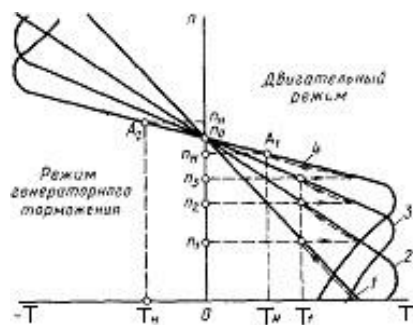
При T_{max} частота обертання двигуна падає до нуля, тобто двигун зупиняється („перекидається”).

Частота обертання (про/хв) магнітного поля статора асинхронного двигуна:

де f – частота змінного струму, Гц, p – число пар полюсів статорної обмотки.

Таким чином, номінальну частоту обертання асинхронного двигуна можна змінювати шляхом зміни числа пара полюсів статора. Двигуни, у яких використаний такий спосіб зміни частоти обертання, називають многоскоростними. **Асинхронний двигун з фазним ротором на**

відміну від коротко-замкненого двигуна дозволяє регулювати швидкості приводного механізму, що досягається зміною опору в ланцюзі ротора двигуна. При введенні резисторів у ланцюг ротора механічна характеристика (мал. 3.2) асинхронного двигуна трансформується так, що максимум моменту зміщається убік менших значень частоти обертання, причому чим більше опір резисторів, тим більше цей зсув. Зі збільшенням опору ланцюги ротора частота обертання двигуна (при постійному моменті) зменшується, а механічні характеристики стають менш твердими. Регульовальні властивості асинхронного двигуна з фазним ротором сприяють більш плавному розгону механізму в порівнянні з короткозамкненим двигуном. При цьому пусковий струм значно знижується.



Малюнок 3.2- Механічні характеристики асинхронного двигуна з фазним ротором.

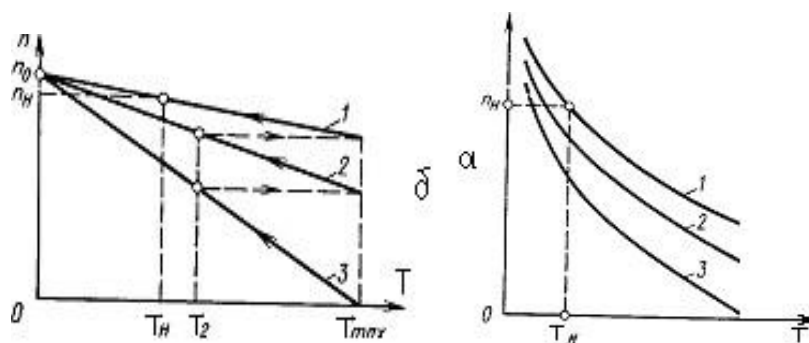
На мал. 3.2 пунктирними лініями й стрілками показана зміна моменту при розгоні двигуна. Перехід з характеристики на характеристику, тобто з одного щаблі на інший щабель роторного резистора, проводиться вручну або автоматично.

Асинхронний двигун з фазним ротором знаходить найбільш широке застосування в кранах. Його використовують для привода всіх кранових механізмів, при тривалій роботі зі зниженими швидкостями.

Властивості електропривода із двигуном постійного струму залежать від способу підключення обмоток збудження. Для привода вантажопідйомних машин застосовують двигуни паралельного порушення (шунтові), двигуни послідовного порушення (серієсні) і двигуни змішаного порушення (компаундні).

Регулювання швидкості двигуна *паралельного порушення* проводиться або зміною опору в ланцюзі якоря, або зміною опору в ланцюзі обмотки збудження, або зміною напруги, поданого до двигуна. Перші два способи регулювання застосовують при живленні двигуна від загальної мережі постійного струму, а останній – при живленні двигуна від окремого джерела постійного струму з регульованою напругою, наприклад від окремого генератора.

На мал. 3.3, а наведено сімейство механічних характеристик шунтових двигунів при різних опорах у ланцюзі якоря й постійнім максимальнім порушенні двигуна. Твердість механічних характеристик знижується зі збільшенням опору в якірному ланцюзі. При повністю введеним опорі момент змінюється по штучній характеристиці 3, при частково введеним опорі – по характеристиці 2, при повністю виведеним опорі – по характеристиці 1, яку називають природньою. Двигуни паралельного порушення допускають застосування всіх гальмових режимів роботи: генераторного з рекуперацією електроенергії в мережу, противовключення й динамічного гальмування. При живленні двигуна паралельного порушення від спеціального генератора постійного струму утворюється так звана система «генератор-двигун» (система Г-Д). Ця система має найкращі регульовальні властивості в порівнянні з іншими системами електропривода, але має досить більшу вартість при виготовленні.



Малюнок 3.3- Механічні характеристики двигуна постійного струму: а – паралельного, б – послідовного порушення (1 – природні; 2, 3 – штучні).

Двигуни *послідовного порушення* приводяться в дію за допомогою пускових резисторів у ланцюзі якоря так, що в міру збільшення частоти обертання по черзі виводяться секції реостата. Особливістю серієсних двигунів є м'якість їх природньої й штучних механічних характеристик (мал. 3.3, б), причому ця м'якість збільшується при зменшенні моменту. Двигуни послідовного порушення частіше використовують для привода механізмів підйому кранів. Тому що маса вантажів, що піднімаються, змінюється в широких межах, підйом вантажів великої маси механізмом із двигуном послідовного порушення відбувається з меншою швидкістю, а підйом вантажів малої маси – з більшою швидкістю. Це сприяє збільшенню продуктивності вантажопідйомних машин. Через те, що частота обертання двигуна (див. мал. 3.3, б) послідовного порушення при зменшенні навантаження зростає, механізм із таким двигуном повинен завжди мати деяке навантаження T_0 щоб уникнути досягнення двигуном неприпустимо високої частоти обертання. Двигуни послідовного порушення можуть працювати у всіх гальмових режимах: генераторному, противовключення й динамічного гальмування.

Властивості двигунів **змішаного порушення** є проміжними між двигунами паралельного й послідовного порушення. Звичайно швидкість частоти обертання регулюють зміною зовнішнього опору в ланцюзі якоря. Двигуни змішаного порушення призначені для привода механізмів пересування й повороту кранів.

Керування приводними електродвигунами вантажопідйомних машин (включення двигунів у мережу, реверсування, розгін до номінальної частоти обертання, відключення і т.д.) роблять за допомогою магнітних пускачів, контакторів, контролерів або релейноконтакторних систем керування, названих магнітними контролерами.

Тиристорне керування електродвигунами останнім часом знаходить усе більш широке застосування. Тиристорний електропривод має такі важливі якості, як надійність роботи, високий КПД, малі розміри й маса, невелика потужність керування тиристорами, широкі регульовальні можливості, певною мірою універсальність застосування і т.д. За допомогою тиристорів і відповідних систем керування можливе здійснення реверсування двигунів, переклад їх з рухового режиму роботи в будь-який гальмовий режим, одержання необхідних механічних характеристик. Особливо сприятливі можливості виникають при використанні тиристорного електропривода в системах автоматичного керування вантажопідйомних машин.

Токоподвод до вантажопідйомних машин або механізмів кранів здійснюється за допомогою гнучких кабелів, троллеїв і кільцевих струмоприймачів.

3.4. Привод від двигунів внутрішнього згорання.

Цей привод у порівнянні з електричним приводом не залежить від джерел живлення. Однак привод від двигунів внутрішнього згорання має незначну перевантажувальну здатність, неможливість реверсування й нестійкістю роботи при малій частоті обертання. Цей двигун не може розвинути достатній пусковий момент, тому спочатку роблять його пуск вхолосту, а потім за допомогою фрикційної муфти приєднують до нього робочі механізми вантажопідйомної машини. Неможливість реверсування двигунів внутрішнього згорання приводить до необхідності застосування спеціальних реверсивних пристроїв – механічних, електричних і ін.

Для передачі крутного моменту від двигуна внутрішнього згорання до робочих механізмів крана використовують механічну, електричну або гідравлічну передачу. При електричній передачі дизель пускає в хід електричний генератор від якого електроенергія надходить до електродвигунів робочих механізмів. Такий кран називають дизель-електричним. Кран з механічною передачею є дизель-механічним. Крім того, на кранах із приводом від внутрішнього згорання застосовують комбіновані передачі (електромеханічні, гідромеханічні й ін.).

Привод від двигунів внутрішнього згорання знаходить застосування на автонавантажувачах і різних пересувних кранах. Спеціальні двигуни, призначені для вантажопідйомних машин, промисловістю не випускаються. На самохідних стрілових кранах і

автонавантажувачах використовують в основному транспортні дизелі або автомобільні карбюраторні двигуни, а на плавучих кранах знаходять застосування також судові дизелі.

3.5. Гідравлічний і пневматичний привод.

Основними *перевагами гідравлічного приводу* в порівнянні з електроприводом, які обумовили його застосування у вантажопідйомних машинах, є:

плавне безступінчасте регулювання швидкості руху робочих органів машин; більша переважувальна, здатність; менша маса й розміри, що доводяться на одиницю переданої потужності; мала інерційність привода, що особливо важливо для машин, що працюють у повторно-короткочасному режимі, тому що робота, чинена приводом або гальмом у періоди пуску й гальмування, суттєво залежить від моменту інерції обертових частин або маси частин, що поступально рухаються, привода; порівняльна простота здійснення автоматизації керування й захисту; висока надійність і довговічність.

До недоліків гідроприводу можна віднести більшу вартість, обумовлену необхідністю високої точності виготовлення, труднощі попередження витоків робочої рідини, погіршення роботи при низьких температурах, необхідність частої заміни робочої рідини й т.п.

Робочий тиск масла не більш 32 Мпа.

Пневматичний привод застосовують в основному в підйомниках і легких кранах з обмеженою висотою підйому, лебідках і талях, а також для керування механізмами кранів із приводом від двигуна внутрішнього згоряння. Для роботи у вибухонебезпечній середовищі, коли використання електродвигунів неприпустимо, також застосовують пневмопривод.

Для створення поступального переміщення, наприклад, вантажного гнучкого елемента служать пневматичні циліндри з поступальним переміщенням штока. У талях і лебідках, у яких піднімальний канат навивається на барабан, енергія стисненого повітря перетвориться в механічну енергію вантажу, що піднімається, за допомогою роторних пневмомоторів, які виконані поршневыми або рідше шестеренними.

Гідностями пневматичного привода є простота конструкції, легкість керування, плавність роботи, простота регулювання швидкості зусиль, що й розвиваються, у широких межах, велике припустиме число включень у годину. Основними *недоліками*, що перешкоджають поширенню пневмопривода у вантажопідйомних машинах, є труднощі застосування в пересувних кранах з живленням від загальної мережі стисненого повітря, низький КПД внаслідок значних витоків повітря через ущільнення й втрат енергії при дросельнім керуванні при підйомі вантажу масою, меншої номінальної, висока вартість експлуатації.

Тиск стисненого повітря в системах із пневмоприводом перебуває в межах 0,3-0,8 Мпа.

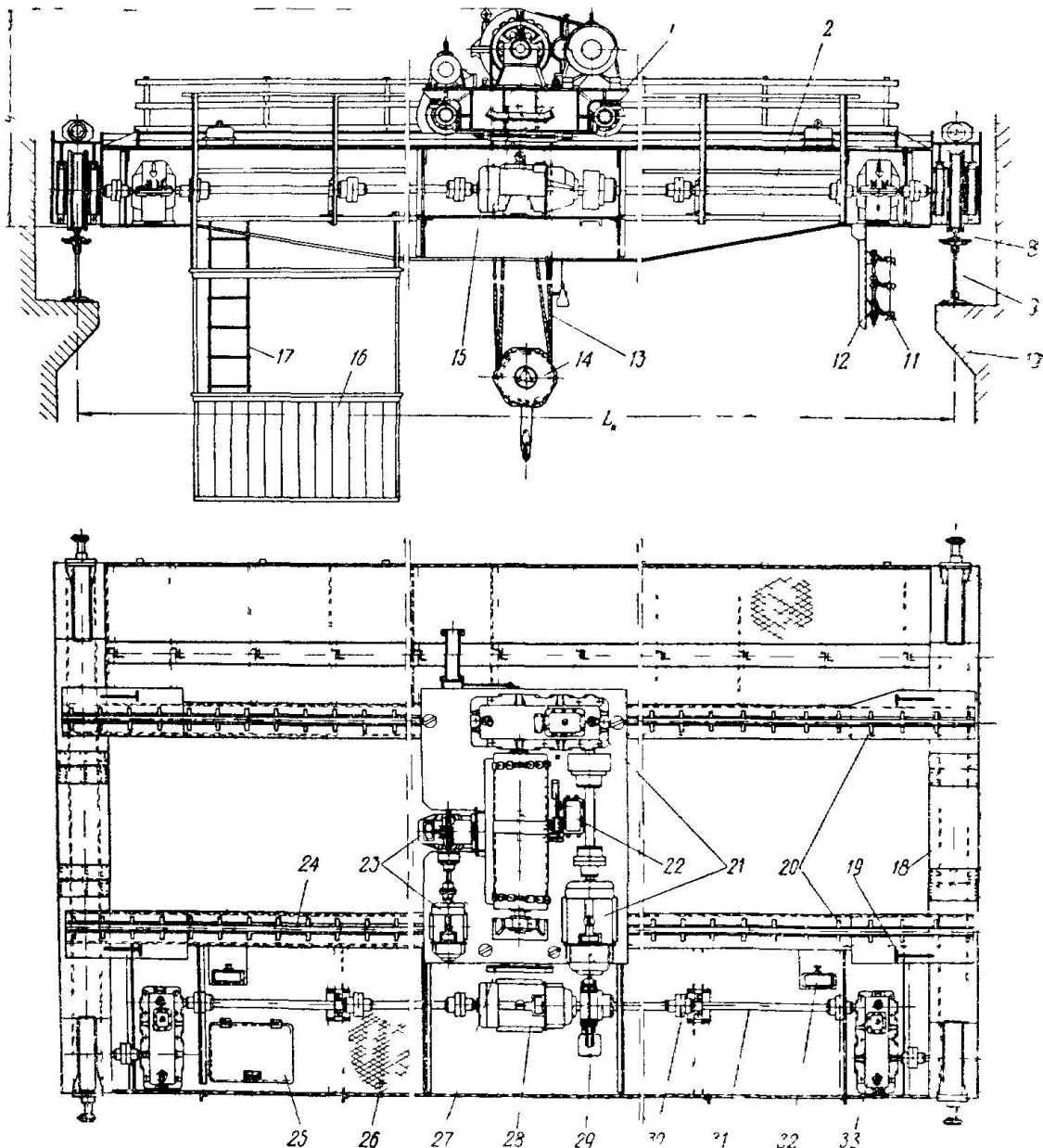
Розділ 4. МОСТОВІ КРАНИ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У цей час існує дуже велика кількість кранів різних конструкцій і призначення. Але найпоширеніші так звані мостові крани. Вони застосовуються там, де потрібно обслуговувати більші площі цехів, складів і т.п.

Механізми мостових кранів, їх вузли й деталі зустрічаються й в інших видів кранів. Тому вивчення цього класу піднімальних машин ми починаємо з розгляду пристрою мостового крана.

4.1. Загальний пристрій мостового крана.

Мостовий кран (рис 4.1) одержав таку назву тому, що основною його частиною є міст, що рухається, перекинутий через проліт цеху або складу, що обслуговується краном.



Малюнок 4.1- Мостовий електричний кран.

Міст складається із двох головних поздовжніх балок (ферм) 20, обпертих на поперечні кінцеві балки 18. У нижніх кутах кінцевих балок кріпляться букси (корпуса підшипників) ходових коліс. На цих колесах кран переміщається уздовж цеху по рейках 8, покладеним на підкранові балки 9.

У свою чергу підкранові балки опираються на колони 10. Останні встановлюються уздовж цехи на деякій відстані друг від друга, називаному кроком колон. Відстань же між осями колон, обмірюване поперек цеху, називається прольотом цеху.

Відстань **LK** між осями підкранових рейок називають прольотом крана, а відстань **У** між осями крайніх ходових коліс, обмірюване уздовж кінцевої балки, – базою крана.

Крім головних ферм, міст крана має ще допоміжні горизонтальні ферми 2, що надають мосту необхідну твердість у горизонтальній площині. Звичайно ці ферми несуть настил 26 з рифленого заліза й поруччя, утворюючи з боків моста галереї.

На одній з галерей розміщується механізм пересування моста (крана). Він складається з електродвигуна 28, трансмісійного вала 31 з муфтами 30, гальма 29 і редукторів 33, тихохідні вали яких з'єднані з валами ходових коліс.

На верхніх поясах головних ферм моста покладені рейки 24, по яких пересувається візок 1. Відстань *l_т* між осями цих рейок називається колією візка.

Рама візка зварюється з листової сталі товщиною 5-8 мм. У кутах рами монтуються ходові колеса з буксами, а на верхній панелі – механізм пересування візка 23 і механізм підйому вантажу 21 з поліспастром 13 і вантажозахватним пристроєм 14.

Більш докладний пристрій кранового візка показано на мал. 4.2

Підведення струму до крана здійснюється через струмознімач 12 (мал. 4.1) і троллеї 11, укріплені на ізоляторах до підкранових колонів.

Від струмознімача струм підводить до розподільного щита й пусковій апаратурі, розташованим у кабіні машиніста 16. Кабіна прикріплена або в кінця, або посередині однієї з головних ферм. З кабіни машиніст може піднятися на міст по сходах 17 через люк 25.

Підведення струму до двигуна механізму пересування моста нескладний, тому що цей двигун нерухливий щодо кабіни. Двигуни ж механізмів підйому й пересування, візка одержують електроживлення від троллеїв, розміщених на другій галереї моста.

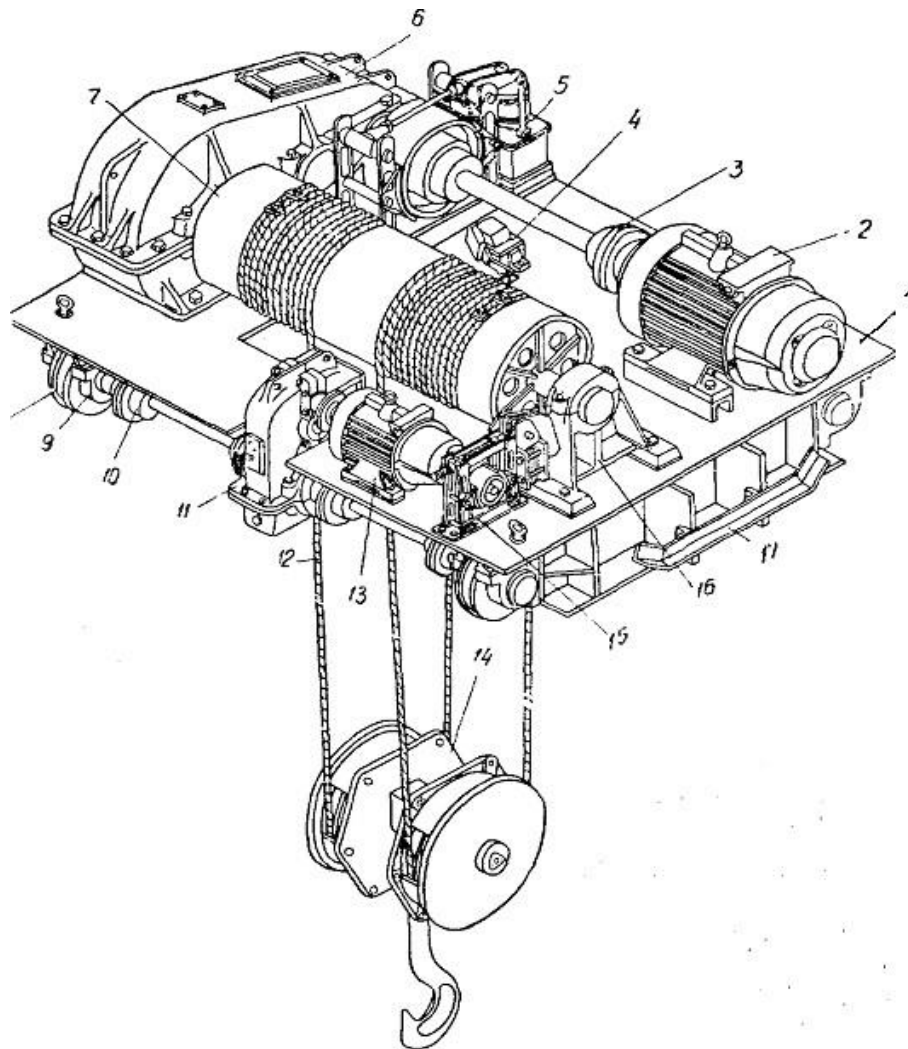
Для запобігання аварій і забезпечення безпеки обслуговування й керування на мостових кранах застосовуються різного роду вимикачі й упори.

Для автоматичного вимикання візка при її підході до кінцевих балок застосовують кінцеві вимикачі типу КУ-501. Звичайно два такі вимикачі 32 (мал. 4.1) встановлюються по кінцях однієї з головних ферм і включаються в ланцюг управління двигуна механізму пересування візка.

У нормальному стані контакти вимикача замкнені, а керуючий важіль утримується пружинним механізмом у вертикальному положенні. Коли візок наближається до кінцевої балки, її лінійка 27 насувається на важіль кінцевого вимикача й відхиляє його. При цьому контакти вимикача розмикаються, відключається двигун і включається гальмо механізму пересування візка.

Якщо за якимись причинами гальмо не зупинить візок на заданому шляху, вона впирається в упори 19 (мал. 4.1.) пружинними або гумовими буферами.

Після зупинки в тупику механізм пересування візка можна включити тільки для руху у зворотну сторону.



Малюнок 4.2- Візок мостового крана:

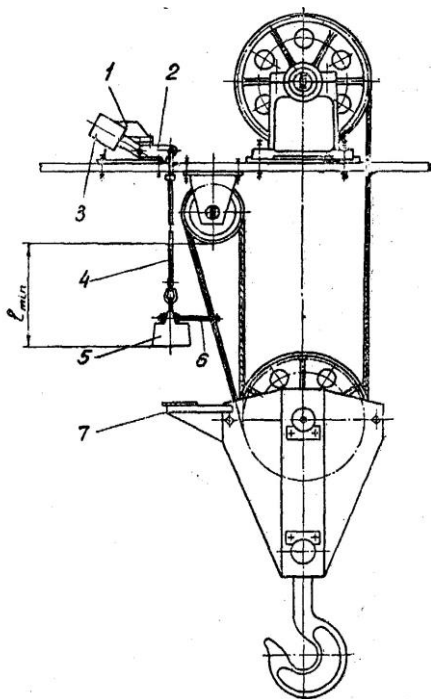
1 – рама; 2 – електродвигун підйому вантажу; 3 – зубчаста муфта приводна з гальмовим шківом (МПТ); 4- кінцевий вимикач механізму підйому; 5 – гальмо механізму підйому; 6 – редуктор (РМ, Ц 2); 7 – барабан; в-ходове колесо; 9 – буксу; 10 – муфта зубчаста із проміжним валом; 11 – вертикальний редуктор механізму пересування візка: 12 – канат поліспасти; 13 - електродвигун механізму пересування: 14 – крюковая підвіска; 15- гальмо механізму

пересування; 16 – зовнішня опора барабана; 17- лінійка кінцевого вимикача механізму пересування візка.

У цьому випадку лінійка звільнить важіль кінцевого вимикача, пружинний механізм поверне його у вертикальне положення, замкнеть контакти, і електричне коло знову підготується для нормальної роботи механізму пересування візка.

Кінцеві вимикачі типу КУ-501 застосовуються й для автоматичного вимикання механізму ходу моста при підході крана до тупика або при зближенні двох кранів, що працюють на одній підкрановій колії. У цьому випадку вимикачі й лінійки встановлюються на кінцевих балках так, щоб при зближенні кранів лінійка одного насувалася на важіль кінцевого вимикача іншого крана й навпаки. Для автоматичної зупинки кранів у тупиках лінійки зміцнюють на конструкціях будинку або підкранової колії.

На мал. 4.3. показаний пристрій для автоматичного вимикання механізму підйому вантажу при підході рухливий обоймиці поліспасти до граничного верхнього положення. Кінцевий вимикач 1 типу КУ-503 устанавлюється на рамі візка. У нормальнім положенні важіль 2 кінцевого вимикача під дією вантажу 5 упирається в раму візка. При підйомі обоймиці, майданчик 7 піднімає вантаж 5, натяг канатика 4 поменшається й противага 3 поверне важіль 2 проти годинникової стрілки. При цьому контакти вимикача розімкнуться й механізм зупиниться.



Малюнок 4.3- Установка кінцевого вимикача механізму підйому вантажу.

Тепер механізм підйому можна включити тільки на спуск, При спуску обоймиці грузик 5 звільниться й поверне ричать у вихідне положення; контакти' кінцевого вимикача замкнуть і електрична схема підготується до нормальної роботи.

Щоб під час підйому обоймиці грузик 5 не відхилився від майданчика 7, його постачають скобою 6, через яку пропускають канат поліспасти.

4.2. Характеристики мостових кранів.

Основною характеристикою мостових кранів служить їхня вантажопідйомність Q , т. Відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ наші заводи будують мостові крани загального призначення наступних грузоподъемностей: 5; 10; 15; 15/3; 20/5; 30/5; 50/10; 75/20; 100/20; 125/20; 150/30; 200/30; 250/30 т. Дробове число означає, що візок крана має два механізми підйому: один – відповідно чисельнику, іншої – знаменнику. При вантажопідйомності допоміжного підйому 15 т і більш на крані може бути влаштований другий крановий візок.

Мостові крани більшої вантажопідйомності виготовляються для спеціальних цілей. Наприклад, сталерозливні крани стояться на 350 і 630 т. Крани для турбінних залів гідроелектричних станцій мають вантажопідйомність 450/100 т і більш.

Проліт $L_k = 11 \dots 32$ м.

Висота підйому вантажу H визначається місцевими умовами й звичайно коливається в межах від 12 до 34 м.

Швидкість V , м/с (не більш)	підйому вантажу	0,5
	пересування візка	0,5
	пересування моста	2,0

Розділ 5. ЕЛЕМЕНТИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

5.1. Піднімальні блоки й поліспасти.

У кранах підйом вантажу здійснюється переважно за допомогою канатоблочних систем, деякі типи яких показані на мал. 5.1.

На схемах позначене:

F – вага вантажу, що піднімається;

F_0 – натяг канату в барабана без обліку твердості канату й сил тертя в підшипниках блоків (ідеальний випадок);

D – діаметр барабана.

Нерухливий блок (мал. 5.1, а) застосовується тільки для зміни напрямку руху канату. Виграшу в силі при цьому не відбувається, тому

$$F_0 = F \quad (5.1)$$

Довжина канату, що навивається на барабан:

$$l = H \quad (5.2)$$

де H – висота підйому вантажу.

Швидкість навівання канату на барабан (окружна швидкість на барабані) V_0 у цьому випадку дорівнює швидкості підйому вантажу, тобто:

$$V_0 = V \quad (5.3)$$

Крутний момент на барабані:

$$T = F_0 D / 2 = FD / 2 \quad (5.4)$$

Нерухливий блок – це блок, вісь якого нерухлива.

Рухливий блок (мал. 5.1, б) застосовується для виграшу в силі, тому що:

$$F_0 = F / 2 \quad (5.5)$$

але при цьому на барабан треба навити канат довжиною

$$l = 2H \quad (5.6)$$

Отже, щоб робити підйом вантажу зі швидкістю V , канат треба намотувати зі швидкістю:

$$V_0 = 2V \quad (5.7)$$

Крутний момент:

$$T = F_0 D / 2 = FD / 4 \quad (5.8)$$

Рухливий блок – це блок, вісь якого переміщається в просторі.

Поліспастом називають систему рухливих і нерухливих блоків, що огинаються гнучким елементом (канатом або ланцюгом), використовувану для виграшу в силі (силові поліспасти) або швидкості (швидкісні поліспасти).

Кратний поліспаст (мал. 5.1, в) використовується для виграшу в силі:

$$F_0 = F / Z = F / 4 \quad (5.9)$$

де Z – число галузей канату в поліспасті ($Z = 4$).

Відповідно збільшується довжина канату, що *навивається*, $l=ZH$, а, отже, і швидкість навівання канату на барабан:

$$V_0 = ZV = 4V \quad (5.10)$$

Відношення швидкостей:

$$U_n = V_0 / V \quad (5.11)$$

називають передаточним числом або кратністю поліспасти. Очевидно, що для кратних поліспастів:

$$U_n = Z \quad (5.12)$$

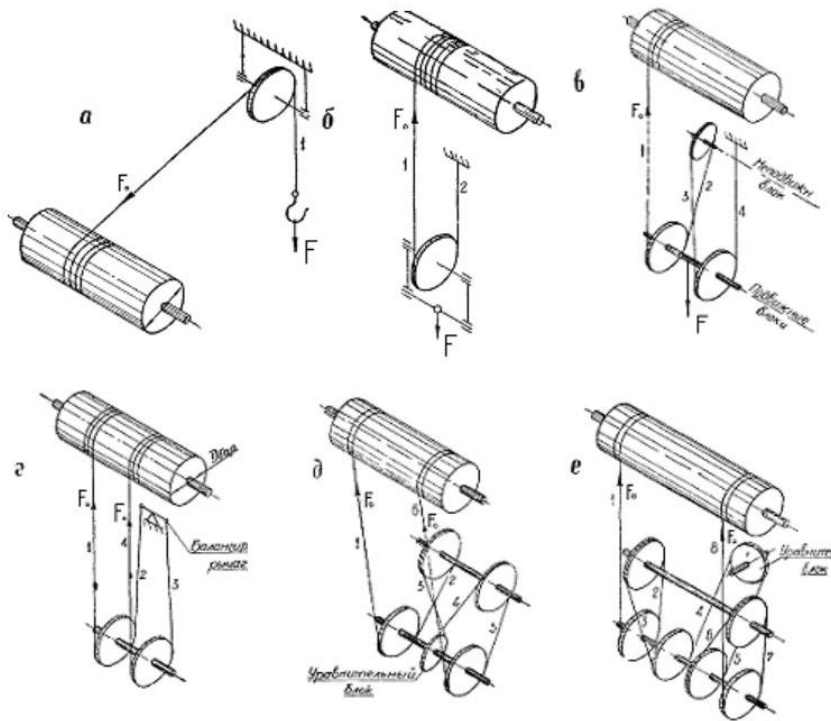
Крутний момент:

$$T = F_0 D / 2 = FD / (2Z) \quad (5.13)$$

У кратних поліспастів (мал. 5.1, в) галузі канату **1** намотується безпосередньо на барабан вантажі, **що тому піднімаються, переміщуються** по похилій прямій, тому що канат при навивці переміщається уздовж барабана.

Здвоєні поліспасти зображені на мал. 5.1, г, д, е. У них на барабан намотуються дві галузі канату, а середина канату перебуває на так званому зрівняльному блоці (мал. 5.1, д, е).

Зрівняльний блок при роботі поліспасти майже не обертається й служить тільки для вирівнювання натягу галузей канату, розташованих по обидві сторони від нього. Іноді замість зрівняльного блоку встановлюється балансирний важіль (мал. 5.1, г).



Малюнок 5.1- Піднімальні блоки й поліспасти: а – нерухливий блок; б – рухливий блок; в – кратний поліспаст; г, д, е – здвоєні поліспасти з 4, 6 і 8-ю несучими галузями канату.

Натяг кожної галузей канату здвоєного поліспасти, як і в одинарного (кратного) поліспасти, рівно $F_0 = F / Z$
однак окружне зусилля на барабані буде:

$$F' = 2F_0 \quad (5.14)$$

Крутний момент:

$$T = F'D / 2 = 2F_0 D / 2 = 2FD / (2Z) \quad (5.15)$$

Довжина канату, намотуваного на барабан:

$$l = ZH \quad (5.16)$$

Оскільки на барабан намотуються одночасно дві галузі, то співвідношення швидкостей буде таке:

$$V_0 = VZ / 2 \quad (5.17)$$

Передаточне число здвоєного поліспасти рівно:

$$U_n = Z / 2 \quad (5.18)$$

Опору й КПД нерушливих блоків (мал. 5.2, а).

Швидкість канату при огибании нерушливого блоку не змінюється. При русі канату нерушливий блок приводиться в обертання силами тертя, що виникають між канатом і струмком (канавкою) блоку. При цьому натяг S_2 галузей, що збігає, канату буде більше натягу S_1 галузей, що набігає, на опір твердості канату й опір тертя в підшипниках блоку:

$$S_2 = S_1 + W_{ж} + W_T \quad (5.19)$$

де $W_{ж}$ – опір твердості канату, наведене до обода блоку; W_T – опір у підшипниках блоку, наведене до обода блоку.

У цій формулі не врахований додатковий опір тертя канату про реборду блоку в момент набігання й збігання канату, що виникає при відхиленні канату від площини блоку.

Внаслідок твердості канат при набіганні на блок не відразу входить у його струмок, а при збіганні не відразу здобуває прямолінійне положення. Натяг S_1 (мал. 5.2, б) прикладене на плечі $D/2 + b$, а зусилля $S_1 + W_{ж}$ – на плечі $D/2 - c$.

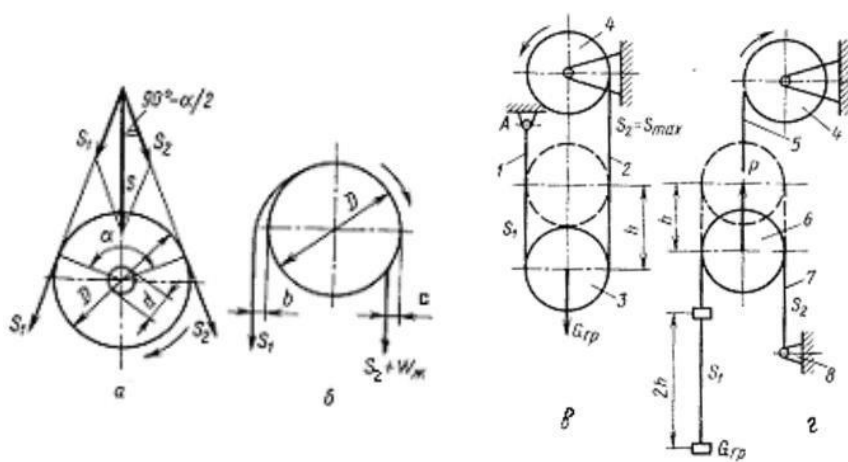
Із суми моментів сил, що діють на блок, маємо:

$$S_1(D/2 + b) = (S_1 + W_{ж})(D/2 - c)$$

звідки

$$W_{ж} = S \frac{b + c}{0,5D - c} = \Psi S_1 \quad (5.20)$$

де Ψ – коефіцієнт твердості, обумовлений, що експериментально й показує, яку частина робочого натягу становить опір твердості канату.



Малюнок 5.2- Схема для визначення опорів на блоках: а, б – нерушливому; в, г – рухливому.

Для визначення опору тертя в опорі блоку розглянемо загальний випадок, що коли набігає, що й збігає галузі канату не паралельні. При визначенні рівнодіючої S сил натягу S_1 і S_2 і для розрахунків опору тертя в опорі блоку можна з достатньою точністю прийняти $S_1=S_2$ (мал. 5.2, а), тому що опір твердості канату в порівнянні з робочим натягом незначно.

Тоді

$$S = 2S_1 \sin \alpha / 2$$

де α – кут обхвату блоку канатом.

Момент, створюваний силами тертя в опорі діаметром d :

$$T_T = Sfd / 2$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках блоку.

Опір у підшипниках блоку, прикладене до його обода

$$W_T = T_T / (0,5D) = Sfd / D = 2S_1 f \sin \alpha / 2(d / D) \quad (5.21)$$

У такий спосіб

$$S_2 = S_1 + \Psi S_1 + 2S_1 f \sin(\alpha / 20) / (d / D)$$

Якщо на галузі канату натягом S_1 буде діяти сила ваги вантажу F , то коефіцієнт корисної дії нерухливого блоку буде являти собою відношення корисної роботи $S_1 H$ до витраченої роботи $S_2 H$ (тут H – висота підйому вантажу):

$$\eta = \frac{S_1 H}{S_2 H} = \frac{1}{1 + \Xi + 2f \sin \alpha / 2(d / D)}$$

З аналізу цієї формули видно, що зі збільшенням кута обхвату α і твердості канату зменшується коефіцієнт корисної дії блоку. При $\alpha = 180^\circ$

$$\eta = \frac{1}{1 + \Xi + 2fd / D} \quad (5.22)$$

Таким чином, при підйомі вантажу канатом, що обгинають нерухливий напрямний блок, робочий натяг галузей, що набігає:

$$S_1 = S_2 \eta \quad \text{або} \quad S_H = S_C \eta \quad (5.23)$$

У розрахунках значення КПД блоків звичайно ухвалюють незалежно від твердості канату й кута обхвату.

Опору в рухливих блоках і КПД .

Розглянемо систему з рухливим блоком для виграшу в силі, що має блок 3, вісь якого переміщається в просторі (мал. 5.2, в). Один кінець канату нерухомо закріплений на конструкції (крапка А), інший кінець – на барабані 4. Сила ваги вантажу, що піднімається, прикладена до осі блоку. При підйомі вантажу в

галузях, що набігає, 1 створюється натяг S_1 , а в, що збігає

$S_2 = S_{max}$. В ідеальному випадку (без обліку опорів) $S_1 = S_2 = F/2$. При обліку опорів при підйомі вантажу галузі канату, що набігає на барабан, повинна мати натяг $S_2 > F/2$. При підйомі вантажу на висоту H на барабан намотується канат довжиною $2H$. Позначивши швидкість підйому вантажу через V , швидкість галузей канату, що набігає на барабан через V_0 , знаходимо $V_0 = 2V$. Швидкість канату в галузі 1 дорівнює нулю, а в галузі 2 – $2V$.

Максимальний натяг канату з урахуванням опорів визначають, виходячи з наступних співвідношень:

при підйомі вантажу:

$$S_1 > S_2 \quad S_1 = S_2 \eta$$

$$F = S_1 + S_2 = S_2(1 + \eta)$$

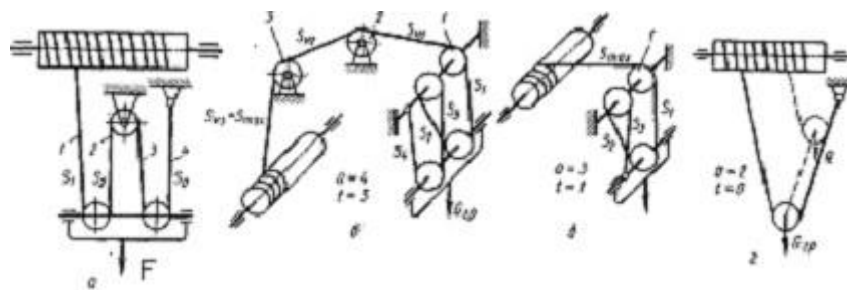
$$S_{max} = S_2 = F / (1 + \eta)$$

Коефіцієнт корисної дії рухливого блоку

$$\eta' = \frac{FH}{S_2 2H} = \frac{1 + \eta}{2} \quad (5.24)$$

У розрахунках КПД рухливих і нерухливих блоків ухвалюють однаковими.

У багатьох кранах з конструктивних міркувань механізм підйому вантажу розташований не над крюковою підвіскою. У цьому випадку з'являється необхідність в установці між поліспастом і барабаном нерухливих напрямних блоків 1, 2, 3 (мал. 5.3, б, в).



Малюнок 5.3- Схеми одинарних поліспастів.

КПД поліспасти. Для визначення максимального натягу $S_{\max}=F_0$ канату при підйомі вантажу розглянемо схему на мал. 5.2, в. Сила ваги вантажу, що піднімається, F прикладена до гака. У стані спокою натяг у всіх галузях канату однаково

$$S_1 = S_2 = S_3 = S_4 = F / 4 \quad (5.25)$$

При підйомі вантажу натяг кожної галузей канату внаслідок наявних у системі опорів порізного (з обліком 5.23)

$$S_2 = S_1\eta \quad S_3 = S_2\eta = S_1\eta^2 \quad S_4 = S_3\eta = S_1\eta^3$$

Тоді:

$$F = \Sigma S_i = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3)$$

$$S_1 = F / (1 + \eta + \eta^2 + \eta^3) \quad (5.26)$$

У цій формулі вираження в дужках представляє геометричну прогресію, визначивши її, одержимо

$$F = S_1 \frac{1 - \eta^4}{1 - \eta}$$

Звідки:

$$S_1 = F \frac{1 - \eta}{1 - \eta^4}$$

Коефіцієнт корисної дії поліспасти:

$$\eta_{\Pi} = \frac{FH}{4S_1H}$$

де FH – корисна робота; $4S_1H$ – витрачена робота.

Підставляючи в цю формулу (5.26) одержимо:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}{4} \quad (5.27)$$

У поліспасті по мал. 5.2, у кратність $U_{\Pi}=4$, тому вираження (5.27) можна записати в загальному виді:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{U_{\Pi}-1}}{U_{\Pi}} = \frac{1}{U_{\Pi}} \frac{1 - \eta^{U_{\Pi}}}{1 - \eta} \quad (5.28)$$

5.2. Гнучкі вантажні органи.

Сталеві дротові канати є основним типом гнучких органів, застосовуваних у вантажопідйомних машинах. Вони мають наступні гідності:

- високу міцність;
- невелику погонну масу;
- гнучкість у всіх напрямках;
- можливість роботи на високих швидкостях;
- безшумність роботи, більші довговічність і надійність;
- внаслідок великої пружності знижують динамічні навантаження в – механізмах і металоконструкціях.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, застосовуваних залежно від умов експлуатації (мал. 5.5).

Канати виготовляють із високоміцного сталевого дроту діаметром 0,2– 3 мм ($\sigma_B = 1300 \dots 2600$ МПа); у вантажопідйомних машинах застосовують канати з $\sigma_B = 1600 \dots 2000$ МПа, тому що при більших σ_B підвищується твердість і знижується довговічність. Така міцність досягається багаторазовим холодним волочінням у комбінації з термічною й хімічною обробкою. Довжина канатів, що випускаються заводами, становить 250, 500, 1000 м (до 1500 м по спеціальних замовленнях). Дроту на машинах звиваються в пасмі, а пасма навколо сердечника – у канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари пасом мають більший діаметр дроту, однак при цьому підвищується їхня твердість.

Канати випускають трьох сортів: В (вищий), І і ІІ.

Класифікація:

– **по типу свивки:** канати із крапковим торканням (ТК) окремих дротів між шарами при різносторонній свивке; канати з лінійним торканням (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічній свивке; канати з точечно-лінійним торканням (ТЛК), де два шари дротів звиті в одну сторону, а третій – у протилежну (мал. 5.5);

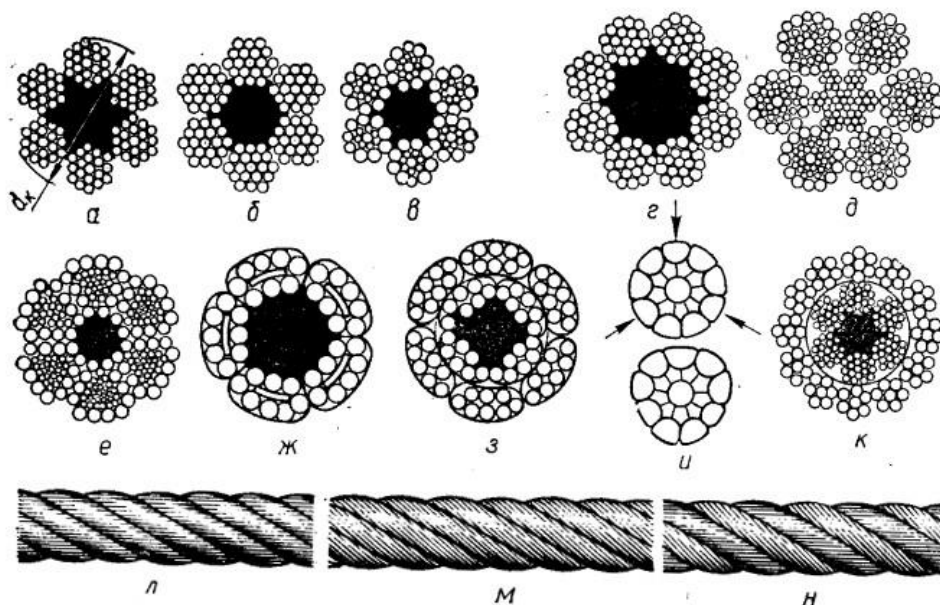
– **по напрямкові свивки:** права й ліва;

– **по виду свивки:** хрестова, де дроту в пасмах звиті в одну сторону, а пасма в канат – у протилежну; однобічна (паралельна)– напрямок свивки дротів у пасмі й пасом у канату збігаються; комбінована, у якій дроту в пасмі звиті у взаємнопротилежних напрямках, а пасма в канат звиті вправо або вліво;

- по кількості пасом: одне-, трьох-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцятипрядные.

На мал. 5.5 наведені наступні типи канатів: а – шестирядные ТК 6х9, б – шестирядные ЛК 6х9, в – шестирядные ЛК-0 6х19, г – восьмирядные ЛК-Р 8х19, д – шестирядные ЛКЛ-РО 6х36 з металевим сердечником, е – трехграннорядные, ж – овалнорядные, з – плоскорядные, і – з радіально обтиснутими пасмами, до – двохарові 12х7 + 6х19, л – хрестової, м – однобічної, до – комбінованої свивки.

Нові (семипрядные) канати із центральним металевим пасмом на 15% міцніше шестирядных. Восьмирядные канати застосовують у кранах з малим діаметром барабана, а також у підйомниках з канатоведущими шківками.



Малюнок 5.4- Сталеві дровові канати.

Останнім часом розроблені нові конструкції канатів з фасонними пасмами: тригранні, овалнорядные й плоскорядные. У цих канатах зменшуються контактні напруги в ринках шківків і підвищується їхня довговічність.

Канати однобічної свивки мають меншу твердість, більший термін служби (до 50%) у порівнянні з канатами хрестової свивки, але їм властивий істотний недолік – саморозкручування. Тому такі канати застосовують тільки в підйомниках.

Дослідженнями встановлене, що значною мірою працездатність канату визначають конструкція і якість сердечників. Сердечники в канату служать опорою пасом, надають канату гнучкість і втримують змащення. У канатах застосовують в основному органічні сердечники (з рослинних волокон – пеньки). Вони надають канату гнучкість і добре втримують змащення; часто заміняють прядив'яні сердечники пластмасовими.

У канатах, призначених для роботи в зоні високих температур, ставлять сердечники азбестові або з м'якого дроту, при більших динамічних навантаженнях застосовують пружинні сердечники.

При свивке канату дротика випробовують глибоку пружно-пластичну деформацію. У канату вони перебувають у напружено-деформованому стані.

Пошуки конструкцій канатів з меншими контактними напругами привели до створення канатів з радіально обтиснутими пасмами, з яких звивають канат високої міцності (на 15% вище звичайній конструкції).

Останнім часом усе частіше застосовують двошарові канати з підвищеною еластичністю внаслідок малого діаметра дроту (мал. 5.4, к).

При роботі сталеві канати випробовують спільну дію напруг розтягання, крутіння, вигину й контактних. Поки немає практично придатних теоретичних розрахунків канатів на довговічність. Експериментами встановлено, що довговічність канатів залежить від співвідношення діаметрів блоку (барабана) і канату D/d_k і розрахункового коефіцієнта запасу міцності: чим менше це відношення й запас міцності, тем нижче довговічність канату.

Основними причинами передчасного виходу канату з ладу є: неправильний вибір конструкції канату, матеріалу струмка блоків, абразивне зношування, нерегулярна або неякісна змащення, а також допущення перевантажень і, особливо, динамічних впливів. Перегини канату на блоках викликають знакозмінні напруги й сприяють утомі металу дротів. Особливо сильно знижують довговічність зворотні перегини канатів.

Для підвищення довговічності канату необхідно прагнути до зменшення числа блоків і уникати перегинів у протилежних напрямках. Термін служби канатів однобічної свивки в 1,25...1,5 рази більше, ніж хрестової внаслідок більшої довжини контакту дротиків з поверхнею торкання й меншої твердості.

На довговічність канатів впливають матеріал і футеровка блоків. Чавунні блоки збільшують термін служби канату приблизно в 1, 3 рази в порівнянні зі сталевими; блоки з футерованими струмками (капроном, текстолітом, алюмінієм) підвищують довговічність канатів приблизно в 2 рази. Алюмінієву футеровку застосовують при високих температурах навколишнього середовища й великій запыленности.

Ступінь зношування канату визначається числом обірваних дротиків на довжині одного кроку. Госгортехнадзором установлена гранична норма обірваних дротиків залежно від конструкції канату (5-14%). Для виявлення внутрішніх ушкоджень канату застосовують дефектограф.

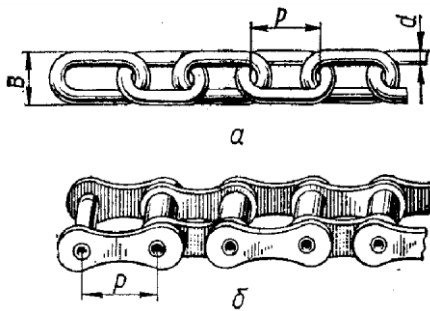
Розрахунки канатів на міцність по нормах Госгортехнадзора зводиться до визначення розривного зусилля, по яким вибирають тип і розміри канату

$$F_p \geq KF_{\max} \quad (5.29)$$

де K – коефіцієнт запасу міцності канату; вибирають залежно від призначення машини й режиму її роботи: $K=5\dots6$ для кранів, $K=9$ для підйомників з людьми.

Розрахунки на довговічність по відношенню $D/d_k=18\dots30$, де D – діаметр блоку (барабана); d_k – діаметр канату.

Вантажні ланцюги в піднімальних механізмах застосовуються рідше, чим канати, по наступних причинах:



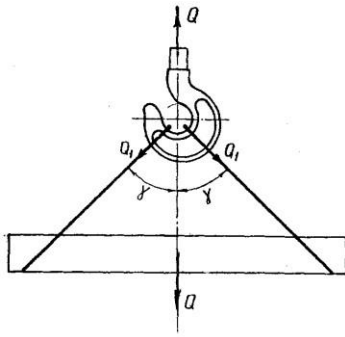
- більша маса;
- менша надійність;
- неможливість контролювати якість ланцюга при роботі;
- не допускають високих швидкостей і поштовхів навантажень через небезпеку раптового розриву;

- більш висока вартість і ін.

Малюнок 5.5– Вантажні ланцюги

По конструкції вони діляться на зварені (мал. 5.5, а) і пластинчасті (мал. 5.5, б). Зварені ланцюги застосовуються в телях, піднімальних механізмах малої вантажопідйомності й з ручним приводом, а також для підвішування вантажу до гаків. Виготовляють зварені ланцюги зі сталі 10, СтЗЦ, Ст2 ($\sigma_B=370\dots450$ Мпа) без домішок сірки й фосфору, щоб уникнути червоно- і холодноламкості.

Способи зварювання: електродугова, ковальська, горнова. Після виготовлення для зняття внутрішніх напружень ланцюги отжигают. Зварені ланцюги проходять випробування на розрив під навантаженням, рівній половині руйнівного навантаження. При цьому не повинне бути залишкових деформацій.



По **конструкції** зварені ланцюги розрізняють на короткозвенные, коли крок ланцюга $p=2,6d$ і длиннозвенные $p=3,6d$; по **ступеню точності** – калібровані (відхилення становлять: по кроку $\pm 0,03d$, по ширині ланки $\pm 0,05d$) і некалібровані ($\pm 0,1d$). Калібровані короткозвенные ланцюги застосовують у якості приводних. Розрахунки ланцюгів скрутний, тому що кожна

ланка на блоках або барабані випробовує

Малюнок. 5.6- Схема складні деформації – розтягання, вигину у дві підвішування вантажу на стропах

площинах, контактні напруги і є статично невизначеною системою. Тому ланцюги, як і канати, вибирають по *розривнім зусиллю* (5.29) відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 2319–70, ухвалюючи коефіцієнт запасу міцності: для машинного привода $DO=6...8$, для ручного $DO=3$.

Максимальний натяг ланцюга F_{max} залежить не тільки від ваги вантажу й кількості галузей, але й від кута їх нахилу γ (мал. 5.6). Чим більше кут γ , тим більше натяг галузі; при $\gamma \approx 90^\circ$ F_{max} прямує до нескінченності.

Припустимий кут $\gamma \leq 60^\circ$.

Розрахунки на довговічність $D/d \geq 20$

Гідності зварених ланцюгів: більша гнучкість у всіх напрямках, простота конструкції, малі габарити ланцюгового привода. *Недоліки:* більша маса, недостатня надійність внаслідок того, що не виключається раптовість розривів, більша чутливість до динамічних навантажень, малі припустимі швидкості руху ланцюги (0,5...1,5 м/с), що й обмежує їхнє застосування (менше значення – на зірочках, більше – на гладких барабанах).

Пластинчасті ланцюги складаються із пластин, з'єднаних між собою валиками. Число пластин залежить від вантажопідйомності й може бути рівно 2...12. Застосовують пластинчасті ланцюги в таях і піднімальних механізмах з напрямними, при більших навантаженнях і малій висоті підйому, де потрібні невеликі габарити привода й мала витяжка тягового органа. Їх виготовляють зі сталі 40, 45, 50 ($\sigma_d = 570...600$ МПа) і випробовують, як і зварені. Вибирають ланцюги по розривнім зусиллю (5.29).

Пластинчасті ланцюги мають ті ж недоліки, що й зварені, але більш надійні в роботі, тому що немає звареного стику й елементи ланцюги виконані з міцної сталі; вони забезпечують більш плавну роботу привода, чому зварені ланцюги.

Порівняльний аналіз канатів і ланцюгів:

– по погонній масі (при однаковім руйнівнім навантаженні) зварені ланцюги важче канатів в 7...11, пластинчасті – 9...13;

– по довговічності: для канатів, ланцюгів $D/d_k \geq 18...30$ $D/d \geq 20$

Таким чином, блоки для канатів потрібні більших розмірів;

– по надійності: у канатів про руйнування судять по обривах окремих дротів, а ланцюги рвуться раптово;

– по швидкостях руху: канати працюють спокійно й безшумно при будь-яких швидкостях, для ланцюгів зварених $v \leq 1,5$ м/с, пластинчастих – $v \leq 0,25$ м/с.

Таким чином, ланцюги мають перевага перед канатами в тихохідних піднімальних механізмах з невеликою висотою підйому, для яких особливо важлива компактність і мінімальна вага.

5.3. Блоки й зірочки.

Блоки. Для напрямку гнучких тягових органів застосовують жолобчасті блоки (мал. 5.8, а). Їх виготовляють в основному литтям із сірого СЧ 15 або модифікованого чавуну; стали марки 25Л (для більших навантажень і важких режимів роботи). Блоки більших діаметрів виконують звареної конструкції зі сталі.

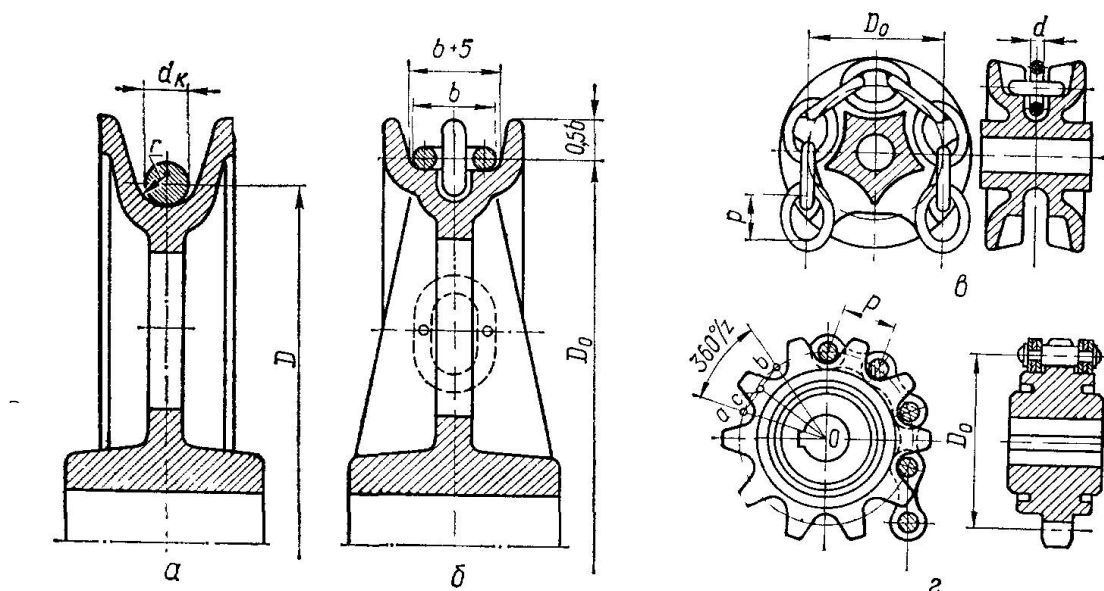
Діаметр блоку визначають із умов довговічності канату:

- діаметр блоку по центру канату $D \geq ed_k$
- діаметр по дну ринви $D_1 \geq (e-1)d_k$ (5.30)

Значення коефіцієнта e залежить від типу машини й режимів роботи механізму ($e=18...30$).

Діаметр зрівняльного блоку не впливає на довговічність канатів, тому ухвалюють

$$D_y = (0,6...0,8)D \tag{5.31}$$



Малюнок 5.7- Канатні й ланцюгові блоки й зірочки

Щоб уникнути защемлення канатів у струмках і збільшення довговічності канату радіус ринви ухвалюють більше радіуса канату: $r=(0,6...0,7)d_k$; висота ринви $h=(2...2,5)d_k$; у блоках, установлених на кінці стріли крана, щоб уникнути зіскакування канату із блоку, висота ринви збільшена до $h=(5...6)d_k$.

Блоки, як правило, монтують на підшипниках кочення, що сприяє підвищенню КПД поліспасти.

Для підвищення довговічності блоків і канатів практикується футеровка ринви пластмасами, капроном і алюмінієм. При цьому термін служби збільшується в 2-2,5 рази.

Блок для зварених каліброваних ланцюгів показаний на мал. 5.7, б.

Зірочки. Приводні зірочки (мал. 5.7, в) для каліброваних зварених ланцюгів виготовляють зі сталі або чавуну. Гнізда й кругові пази в зірочці виконані відповідно до форми й розмірами ланок у дві взаємно перпендикулярних площинах. Тому зірочка являє собою багатогранник, довжина грані якого дорівнює довжині ланки ланцюга. Вона захоплює ланцюг, що набігає, ланки якої лягають у поглиблення, і створює силу натягу.

Для одержання компактного ланцюгового привода з мінімальними габаритами й масою найменша кількість гнізд на зірочці звичайно $z=5$. Орієнтовно діаметр зірочки

$$D_0 = (20...30)d \quad (5.32)$$

де d – діаметр прутка сталі, з якого зварений ланцюг.

Зірочки пластинчастих ланцюгів (мал. 5.7, г) виготовляють зі сталі Ст4, Ст5, сталі 20 куванням, прокаткою (найбільш прогресивний і економічний спосіб) і литтям зі сталі 25Л. Вони являють собою зубчасті колеса, зуби яких захоплюють ланцюг і створюють крутний момент.

Початковий діаметр зірочки

$$D_0 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z}} \quad (5.33)$$

де z – число зубів зірочки.

Для зменшення габаритів привода ухвалюють $z=8...10$.

5.4. Канатні барабани.

У механізмах застосовують барабани (мал. 5.9):

- з нарізний і гладкої поверхнями;
- з намотуваним канатом і фрикційні;
- циліндричні, конічні й криволінійної форми;

- по способу виготовлення барабани бувають: литі із чавуну (СЧ 15) або сталі (сталь 25Л); зварені зі сталі – тонколистовий з торованими канавками (для легких умов роботи) або з товстостінних труб з нарізними канавками й зварювально-литі.

У більшості вантажопідйомних машин застосовують барабани із гвинтовими канавками для намотування канату в один шар. Призначення канавок – зменшити напруга зминання, усунути тертя між сусідніми витками, а отже, зменшити зношування й підвищити довговічність канату. Багат шарова навивка канату дозволяє скоротити довжину барабана, але при цьому збільшується зношування канату й швидкість навивки стає змінною. Тому барабани з такою навивкою мають обмежене застосування.

У нарізних барабанах з обох кінців передбачені реборди, барабани для здвоєних поліспаств виконують без реборд.

Загальний вид установки барабана 6 з редуктором 1 наведений на мал. 5.9, а. Кінець вихідного вала 2 редуктора має фасонну форму: на зовнішній поверхні нарізані зуби 4, а усередині – виточення, куди поміщений сферичний підшипник 3, що забезпечує статично визначену систему привода й компенсацію перекосів при монтажі. На внутрішній частині втулки 5, скріпленої з барабаном, нарізані зуби, які входять у зачеплення, утворюючи зубчасту муфту, через яку крутний момент передається на барабан. Профілі канавок на барабані показані на мал. 5.9, б. Для правильного укладання канату на барабан, особливо при багат шаровій навивці, застосовують канатоукладчики (мал. 5.9, в): від ланцюгової передачі 4 приводиться в обертання гвинт 1 із правою(лівою) різьбленням, що переміщає каретку 2 по напрямної 3. Хід каретки за кожний оберт барабана дорівнює діаметру канату.

Барабани, як правило, мають циліндричну форму, але коли потрібне зміна натягу намотуваного канату за певним законом (у механізмах зміни вильоту й ін.), застосовують барабани конічної (мал. 5.9, г) або іншої форми, що забезпечує сталість крутного моменту привода. У тягових лебідках знаходять застосування фрикційні барабани

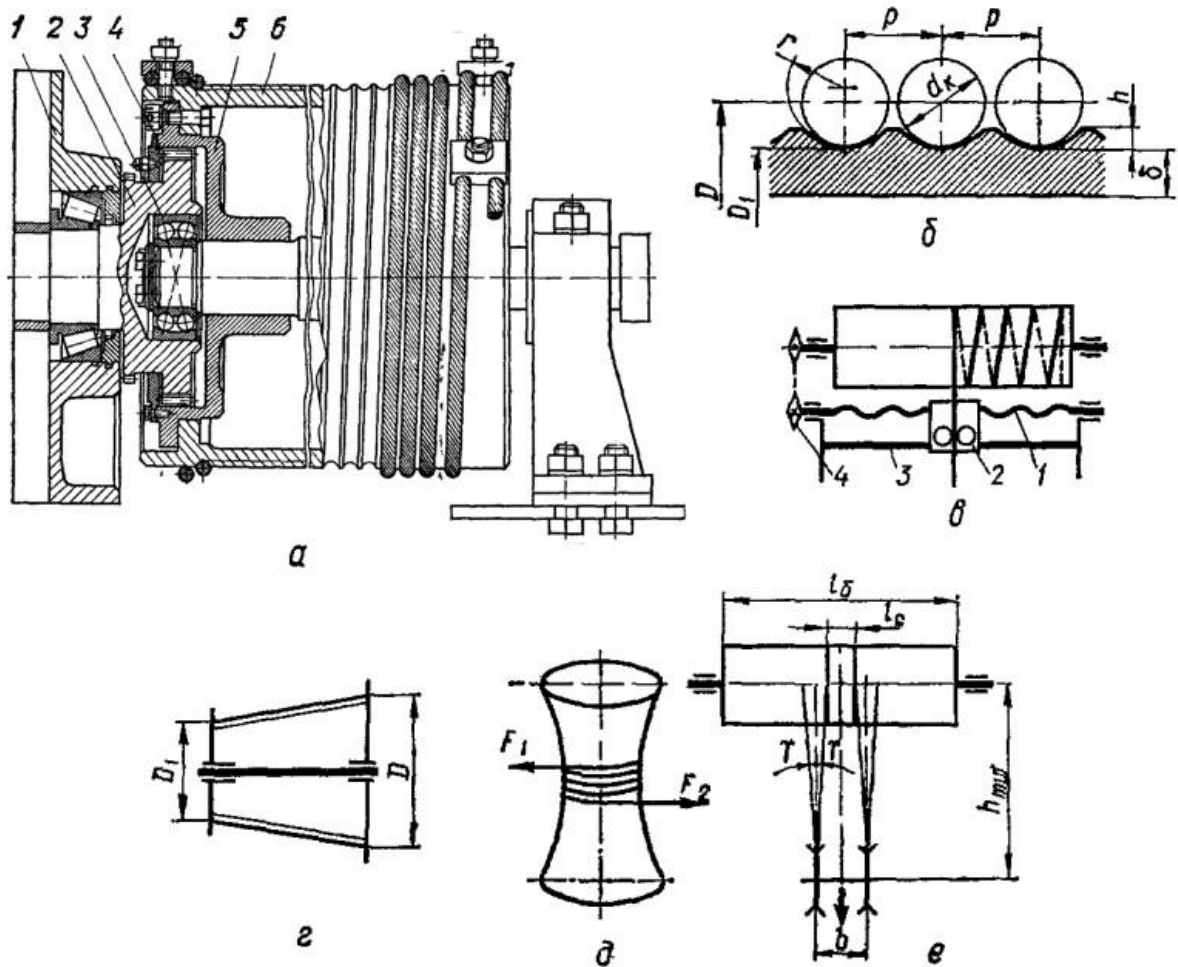
(мал. 5.9, д).

Діаметри барабана по осі канату й по дну канавок визначають відповідно по формулах (5.30), тобто ухвалюють такі ж значення, як і для блоків. Допускається зменшення діаметра барабана на 15% у порівнянні з діаметром блоку, тобто

$$D \geq 0,85ed_K \quad (5.34)$$

Профілі й розміри канавок на барабані (мал. 5.9, б) вибирають із умов забезпечення довговічної й надійної роботи канату. Радіус канавки $r=(0,6...0,7)d_K$, де d_K – діаметр канату; p – крок гвинтової лінії: $p=d_K+(2...3)$ мм або $p=1,1d_K$; глибина канавок для звичайних барабанів $h=(0,25...0,4)d_K$; для барабанів грейферних кранів і в інших випадках, де можливе ослаблення

натягу канату, щоб уникнути виходу канату з канавок останні виконують більш глибокими й з більшим кроком $p=1,4d_k$.



Малюнок 5.8- Канатні барабани

Довжина нарізної частини барабана, що характеризує його **канатоємкість** залежить від довжини намотуваного канату, обумовленого висотою підйому вантажу H , діаметром барабана D і числом галузей поліспасти z . Число витків нарізної частини барабана при одинарному поліспасті

$$(5.35) \quad n_B = \frac{HU_n}{\pi(D_1 + d_k)} + n_H + n_K$$

де n_H – число недоторканих витків, згідно з нормами Госгортехнадзора ухвалюють $n_H=1,5...2$; n_K – число витків для кріплення канату.

Довжина барабана

$$(5.35) \quad l = n_B p$$

Ширину реборд барабана вибирають конструктивно. Довжина барабана при здвоєних поліспадах

$$l = 2n_B p + l_1$$

(5.36)

де l_1 – довжина середньої (ненарізний) частини барабана, визначається конструктивно з умов кута, що допускається, відхилення γ канату на барабані (мал. 5., е).

Орієнтовно

$$l_1 = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma \quad (5.37)$$

де b – відстань між осями крайніх блоків крюкової підвіски; h_{\min} – відстань між осями барабана й блоків підвіски в крайньому верхньому положенні.

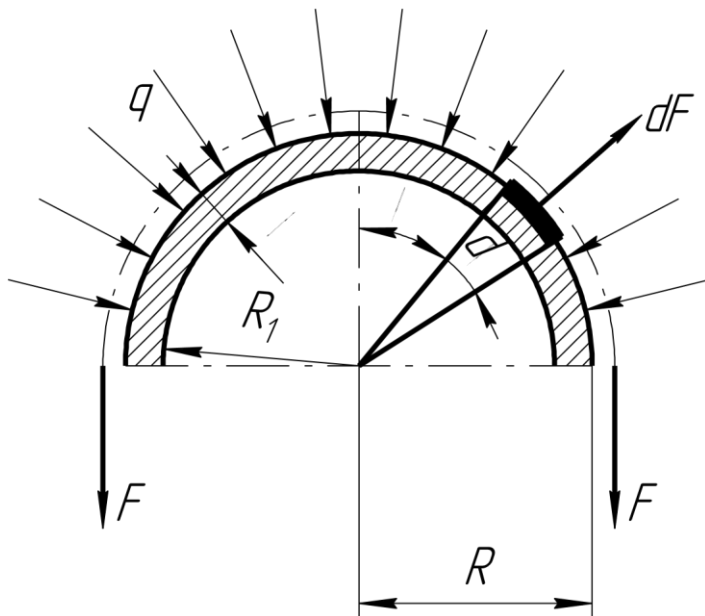
Довжина канату при багатошаровій навивці на барабан (канатоемкість барабана)

$$l = \pi n_b p (D_1 + D_2 + \dots) \quad (5.38)$$

де n_b – число витків у шарі; D_1 – діаметр барабана (по центру канатів) першого шару; D_2 – діаметр по другому шару і т.д.

У фрикційних барабанах тягових лебідок канат не намотується, а кілька постійних витків, перекочуючись, створюють тягове зусилля від сил тертя, що залежать від кута обхвату барабана канатом. Фрикційні барабани бувають циліндричної й коноидальної форми. Необхідне число витків визначається з умов створення необхідної сили тяги при невеликій зусиллі робітника.

Розрахунки на міцність. Товщину стінки барабана визначають із умов стиску, враховуючи, що він навантажений рівномірно розподіленою навантаженням внаслідок огибання його натягнутим канатом силою F (мал. 5.9). Виділимо з барабана кільце шириною p і замінимо дія відкинутої нижньої частини силами F .



Малюнок 5.9- До розрахунків барабана на міцність

Сила, що діє на елементарний майданчик на поверхні півкільця в межах кута $d\phi$

$$dF = R d\phi p q$$

де q – нормальний тиск. Сума проєкцій елементарних сил на вертикальну площину

$$2F = 2 \int_0^{\pi/2} dF \cos \varphi = 2 \int_0^{\pi/2} Rpq \cos \varphi d\varphi$$

Звідки

$$q = F / (Rp)$$

Максимальна напруга стиску усередині товстостінного циліндра, навантаженого рівномірним зовнішнім тиском, визначаємо по формулі Лямэ:

$$(5.39) \quad \sigma = q \frac{-2R^2}{R^2 - R_1^2}$$

Відомо, що $R+R_1 \approx 2R$, $R-R_1 = \delta$, де δ – товщина стінки барабана.

Тоді з деяким допущенням, підставивши ці значення у формулу (5.39), одержимо формулу для напруги стиску:

$$\sigma_c = F/p\delta \quad (5.39)$$

Що допускаються напруги відповідно для чавунних і сталевих

$$[\sigma_c] = \sigma_B / n \quad \sigma_c = \sigma_T / n \quad (5.40)$$

де n – запас міцності: для чавунних барабанів $n=4...4,25$; для сталевих – $1,4...1,5$.

Попередньо товщина стінки барабана може бути визначена по емпіричних формулах:
 $\delta=0,02D+(6...10)$ мм – для чавунних; $\delta=0,01D+3$ мм – для сталевих барабанів.

З условия технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

Крім деформацій стиску, стінка барабана в загальному випадку випробовує також деформації вигину й крутіння (мал. 5.10). На спільну дію напруг розрахунки роблять при довжині барабана $L \geq (3...4)D$:

напруга вигину

$$\sigma_H = M / W$$

де W – екваторіальний момент опору стінки барабана;

напруга крутіння

$$\tau = T / W_p$$

де W_p – полярний момент опору стінки барабана.

Сумарна напруга в стінці

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau^2}$$

Способи кріплення канату на барабані. Вузол кріплення канату на барабані є одним із самих відповідальних і до нього висувають високі вимоги надійності, простоти конструкції, відсутності гострих перегинів, зручності огляду й легкості заміни канату.

Розрізняють наступні способи кріплення канатів: зовнішніми планками

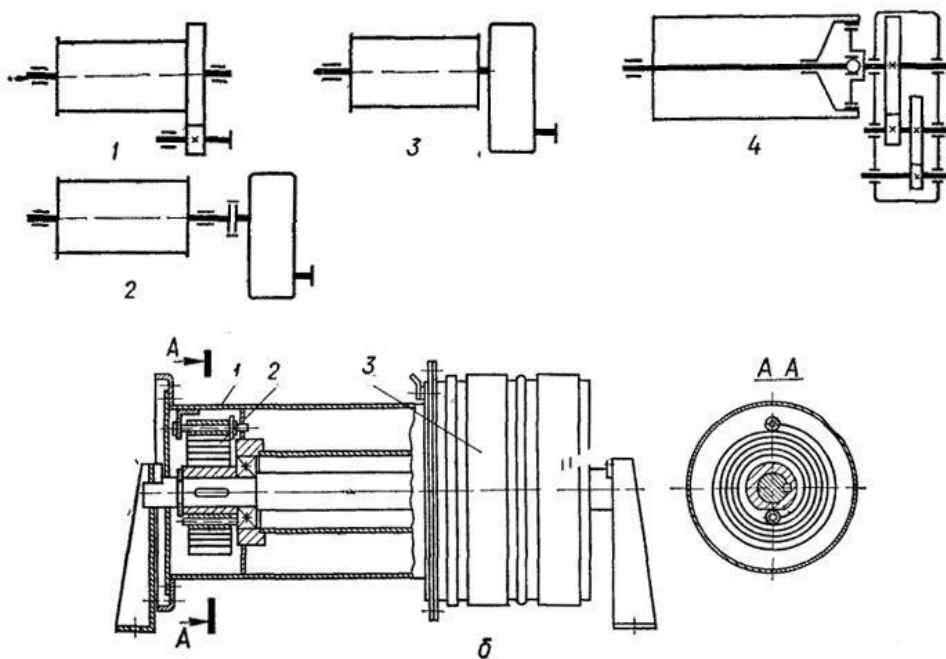
(мал. 5.11, а); внутрішньою притискною планкою (мал. 5.11, б); за допомогою клина (мал. 5.11, в). Планка притискає канат до барабана за допомогою одного або двох болтів. По нормах Госгортехнадзора планок повинне бути не менш двох або однієї із двома болтами.

Найбільше повно зазначеним вимогам відповідає спосіб кріплення зовнішніми планками. Інші два способи мають обмежене застосування. Кріплення внутрішньою притискною планкою застосовується в барабанах з багат шаровою навивкою канату, хоча це вимагає ускладнення вилівка барабана, а також утруднені огляд і заміна канату. Кріплення за допомогою клина застосовують при невеликих діаметрах канату (до 12 мм). Для забезпечення самогальмування клин виконують із ухилом 1/4-1/5. Недоліки цього кріплення такі ж способа, що як і предыдущего.

Канат утримується силою тертя між канатом і планкою, канатом і барабаном. Натяг канату перед притискною планкою значно менше натягу галузей канату через наявність на барабані постійно 1,5...2 витків:

$$F_K = F_{\max} / e^{f\alpha}$$

де f – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном; α – кут обхвату канатом барабана: $f = 0,1 \dots 0,16$, $\alpha = (3 \dots 4)\pi$.



Малюнок 5.12- Способи з'єднання барабана із приводом

Способи з'єднання барабана із приводом.

(мал. 5.12, а): 1 – за допомогою відкритої зубчастої передачі; 2 – за допомогою сполучної муфти, 3 – безпосереднім з'єднанням з редуктором, 4 – спеціальною зубчастою муфтою, вбудованої в барабан.

Схему 1 застосовують мало внаслідок істотного недоліку – відкритої зубчастої пари (у механізмах з ручним приводом).

Схема 2 широко поширена, характеризується блочністю конструкції, відсутністю надлишкових зв'язків, зручністю монтажу, надійна в роботі. Недоліки – порівняно більші габарити й маса, тому в кранових візках не застосовується.

Схема 3 – статично невизначена система багатоопорного вала, що тягне на собою нерівномірність розподілу реакцій опор, приводить до порушення точності зачеплення, крім того, застосування спеціального редуктора порушує принцип блочности конструкції.

Схема 4, незважаючи на гадану складність, має істотні переваги перед іншими: статично визначена система, блокова й компактна конструкція. Одна з опор барабана встановлена усередині виточення вала редуктора: сферичний підшипник опори компенсує неточність монтажу й деформацію валів (див. мал. 5.8, а).

Як було зазначено, у механізмах підйому з вантажним електромагнітом передбачений барабан для змотування токопідводящего кабелю. Привод цього барабана здійснюється від канатного барабана зубчастою або ланцюговою передачами або має самостійний привод. У конструкціях передач необхідно передбачити можливість відключення кабельного барабана при роботі крана без електромагніту. Натяг кабелю незначно й у якості привода може бути застосований пружинний привод.

Кабельний барабан із пружинним приводом (мал. 5.12, б) складається із циліндричного обода 1 для навивки кабелю, що обертається контактора 3 і спіральної пружини 2, один кінець якої закріплений на осі, а іншої – пов'язаний з обертовим барабаном. При опусканні вантажу кабельний барабан обертається примусово натягом кабелю, одночасно закручується спіральна пружина. При підйомі вантажу кабельний барабан приводиться в обертання пружиною.

Розділ 6. ВАНТАЖОЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ

Для захвату вантажів при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт застосовують різні вантажозахватні пристрої. На кранах, призначених для роботи з різноманітними штучними вантажами, у якості **універсального** вантажозахватного пристрою використовують *гаки* або *петлі*, до яких вантаж підвішують безпосередньо або за допомогою гнучких строп (канатних або ланцюгових) або за допомогою спеціальних вантажозахватних пристроїв.

У якості **спеціальних** вантажозахватних пристроїв використовують *клицьові, ексцентриккові* й інші захватів – для штучних вантажів (ящиків, бочок, мішків і т.п.); *грейфери* – для сипучих матеріалів; *піднімальні електромагніти* – для транспортування сталевих і чавунних вантажів (злитки, прокат, стружка й ін.); траверси з різними захватами (наприклад, з *вакуумними*) і інші пристрої.

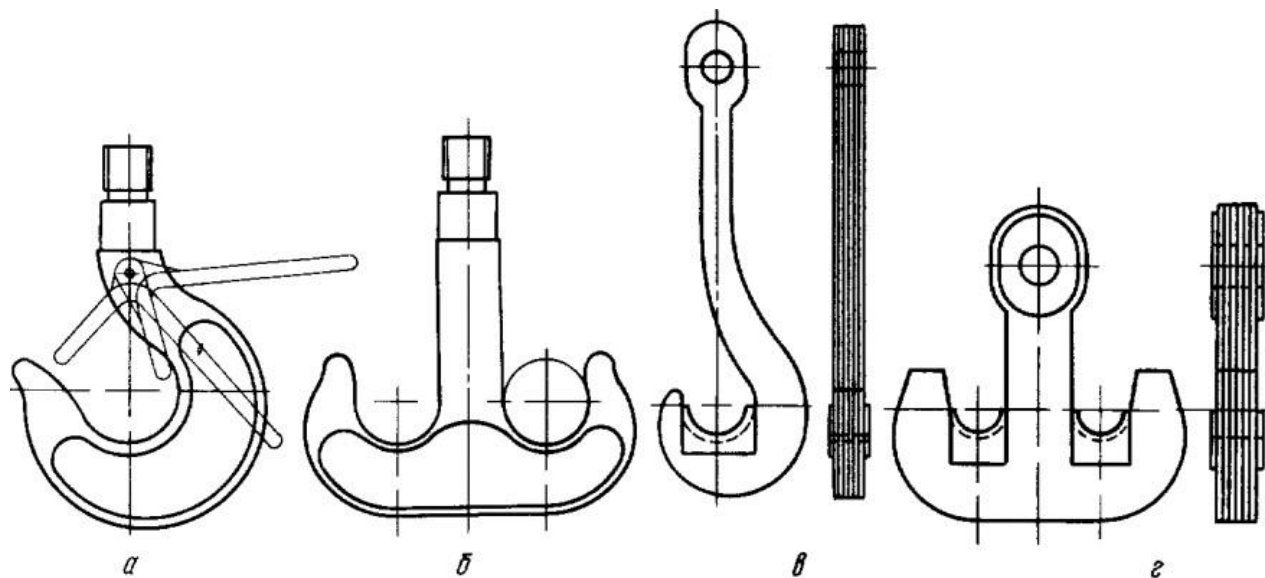
6.1. Вантажні гаки й петлі. Крюковые підвіски.

Вантажні гаки. У вантажопідйомних машинах і механізмах знаходять застосування куті (штамповані) і пластинчасті гаки. Куті й штамповані гаки розділяють на однорогі й дворогі.

Куті гаки виготовляють в основному зі сталі 20 (ДЕРЖСТАНДАРТ 1050-74) або зі сталі 20Г (ДЕРЖСТАНДАРТ 4543-71). Куті (штамповані) гаки виготовляють на дорогім і громіздкім ковальсько-пресовім устаткуванні. Виготовлення гаків литтям не знайшло широкого поширення, внаслідок можливої появи раковин, тріщин, жужільних і інших включень, які можуть з'явитися причиною їх поломки.

Гаки великої вантажопідйомності в основному виконані пластинчастими з окремих елементів, вирізаних з листової сталі. Для більш рівномірного завантаження пластин у зеве гака закріплюють вкладиші з м'якої сталі, зовнішня форма яких забезпечує укладання стропових канатів із плавними перегинами.

Вантажні гаки повинні бути постачені запобіжними замками, що запобігають мимовільне випадання знімного вантажозахватного пристрою.



Малюнок 6.1- Основні типи вантажних гаків: а – однорогий із замком; б – дворогий; в – однорогий пластинчастий; г – дворогий пластинчастий.

Допускається застосування гаків без запобіжних замків у порталних кранах, кранах, що транспортують розплавлений метал або рідкий шлаки, а також при використанні гнучких

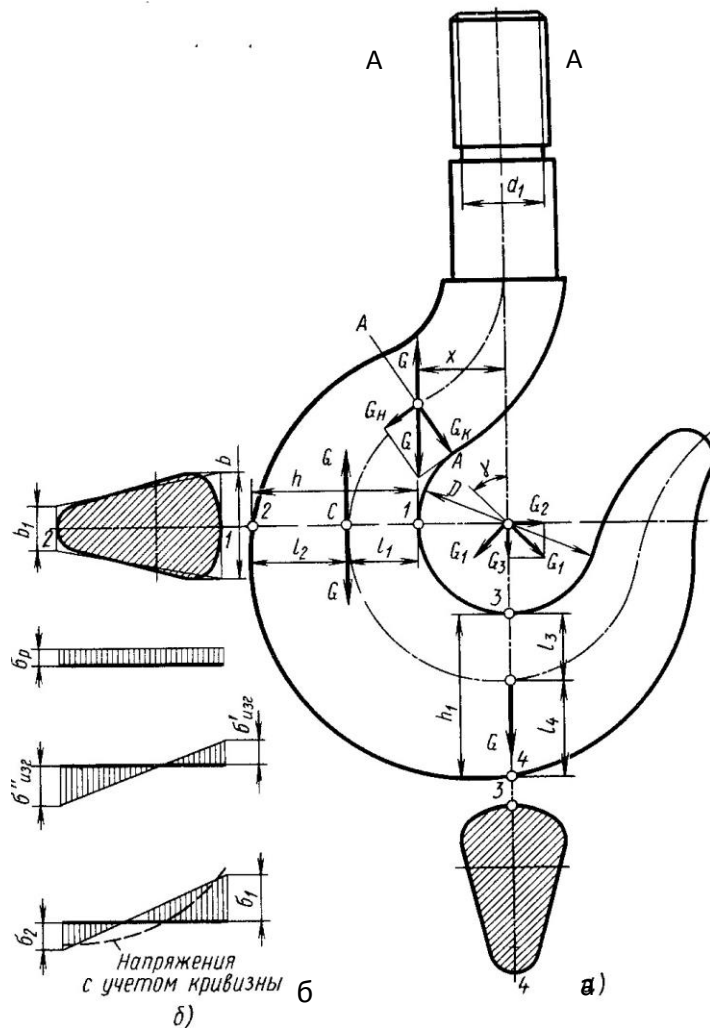
вантажозахватних пристроїв. Куті однорогі (штамповані) гаки (мал. 6.1, а) (ДЕРЖСТАНДАРТ 6627-74) мають вантажопідйомність 0,4- 20 т для машин і механізмів з ручним приводом; 0,32-100 т для машин і механізмів з машинним приводом при легені й середньому режимах роботи й 0,25-80 т при важкому й досить важкому режимах.

Куті (штамповані) дворогі гаки (ДЕРЖСТАНДАРТ 6628-73) мають вантажопідйомність 8-20 т для машин з ручним приводом і 5-100 т для машин з машинним приводом при важкому й досить важкому режимі роботи (мал. 6.1, б).

Пластинчасті гаки (ДЕРЖСТАНДАРТ 6619-75) виготовляють наступних типів: однорогі (мал. 6.1, в) вантажопідйомністю 40-315 т для ливарних кранів; дворогі (мал. 6.1, г) вантажопідйомністю 80-320 т для кранів загального призначення.

Кожний гак повинен витримувати статичне навантаження, що перевищує його вантажопідйомну силу на 25%.

Вихідним розміром при конструюванні однорогого гака є діаметр зева D (мал. 6.2, а), який ухвалюють із урахуванням умов розміщення в ньому двох галузей канату або звареному ланцюга. При виборі стандартизованого гака по вантажопідйомності не потрібен розрахунки його міцності.



Малюнок 6.2-Розрахункова схема одностороннього гака:
 а – схема навантаження; б – перетини 1-2 і епюри напруг

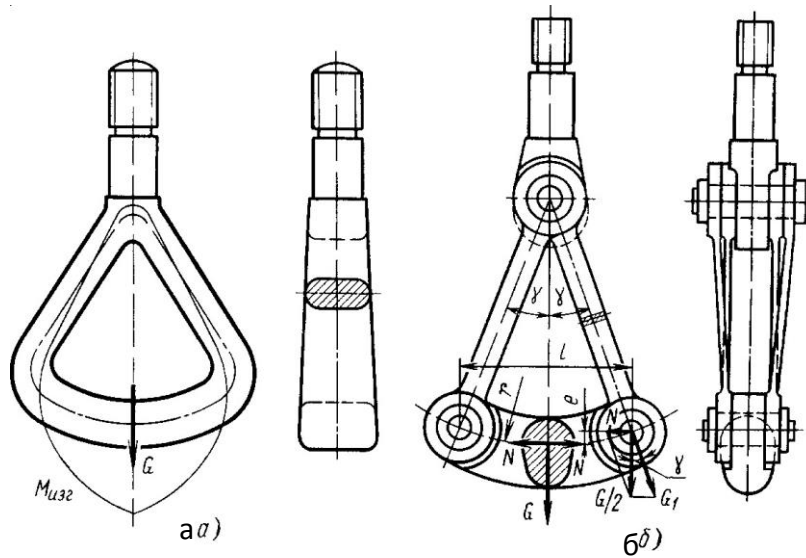
При проектуванні гака, форма й розміри або вантажопідйомність якого не відповідають стандартизованим, необхідно провести розрахунки його міцності. Оскільки вантажні гаки за формою можна віднести до брусів великої кривизни, а формули розрахунків на міцність більш зручні для перевірки напруг у перетинах із прийнятими розмірами, чому для безпосереднього визначення необхідних розмірів перетинів гака, то при проектуванні нових гаків доцільно спочатку приблизно визначити розміри перетинів гака без обліку кривизни, компенсуючи допущену неточність зменшенням напруг, що допускаються, а потім зробити уточнений перевірочний розрахунки на міцність із урахуванням кривизни.

Міцність перевіряється в перетинах:

- А-А - на розтягання;
- 1-2 - на розтягання й вигин;
- 3-4 - на зріз. При підвішуванні вантажу на стропах – на зріз, розтягання, вигин.

Вантажні петлі. У якості універсальних вантажозахватних пристроїв використовують також вантажні петлі, що мають меншу вагу в порівнянні з гаками тієї ж вантажопідйомності, внаслідок більш сприятливих умов нагрюження. Однак при підвішуванні вантажів стропа доводиться пропускати в отвір петлі.

Вантажні петлі виконують цельнокованими (мал. 6.3, а) або складовими (мал. 6.3, б) із шарнірно-з'єднаних елементів. Вантажні петлі виготовляють звичайно зі сталі 20 (ДЕРЖСТАНДАРТ 1050-74). Внаслідок більш чіткого нагрюження елементів складеної петлі розрахунки її значно простіше, а виготовлення не вимагає пресового встаткування.



Малюнок 6.3- Вантажні петлі.

Поперечку петлі слід розглядати як криволінійну статично визначену балку, навантажену в середньому перетині зосередженим навантаженням, рівній вантажопідйомній силі петлі G . Опорні реакції поперечки відомі по напрямкові й збігаються з поздовжніми осями бічних тяг, тому що тяги по кінцях обмежені шарнірами. Отже, бічні тяги складеної петлі сприймають тільки розтягувальне навантаження G . Поперечка петлі зивається моментом.

Осі шарнірів розраховують на напруги зминання в зонах їх сполучення з бічними тягами й поперечкою. Розрахунковим зусиллям у шарнірі є зусилля G_1 .

Цельнокованая петля являє собою тверду раму, яку слід розраховувати як статично невизначену систему з урахуванням її твердості.

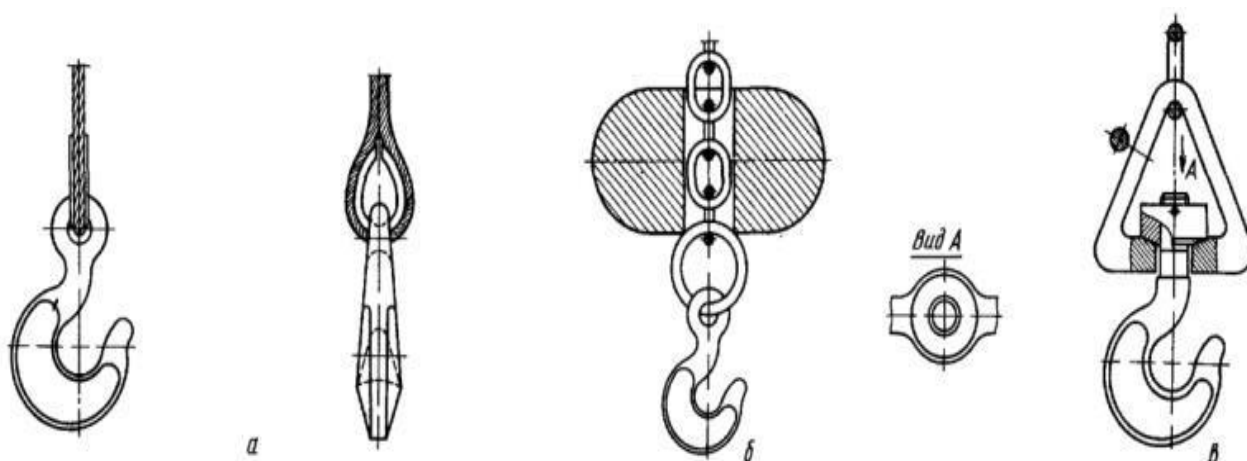
Орієнтовний розрахунки такої петлі можна зробити умовно, прийнявши елементи петлі виконаними шарнірно з'єднаними. Однак при цьому напруги, що допускаються, для тяг слід понизити на 20-25 %, а для поперечки підвищити на 10-15 %.

Крюковые підвіски служать для з'єднання вантажного гака з піднімальним канатом. Конструкція крюкової підвіски залежить від числа галузей канату, на яких підвішена підвіска, схеми запасування вантажного канату, числа й відносного розташування блоків, конструкції гака й т.п.

Найбільш простими крюковими підвісками є підвіски для однієї галузей канату. У цьому випадку один кінець канату виконаний з ковшем (мал. 6.5, а) або закріплений у конічній втулці із заливанням її металом. До втулки з вушком прикріплюють нестандартний гак з кільцем у хвостовій частині. У тих випадках, коли маса гака й звисаючої частини канату буде недостатньою для опускання гака без вантажу при роботі піднімального механізму на опускання вантажу, крюкову підвіску постачають спеціальним вантажем (мал. 6.4, б), при цьому для зручності з'єднання канату з гакком уводиться проміжний елемент у вигляді звареного ланцюга. Недоліком таких з'єднань гака й канату є обертання кінця канату щодо власної поздовжньої осі, що викликає обертання вантажу.

Для використання стандартного гака в підвіску для однієї галузей канату часто використовують так званий вертлюг, виконаний у вигляді трикутної рами (мал. 6.4, в). Нижня горизонтальна частина вертлюга має стовщення, у якому передбачений вертикальний отвір зі сферичною поверхнею під гайку. Стандартний гак фіксується у вертлюгу за допомогою гайки, нижня поверхня якої виконана також сферичною. Наявність сферичних поверхонь дозволяє гаку з вантажем самовстановлюватися по вертикалі, що виключає наявність згинального моменту у хвостовій частині гака.

Вертлюг підвішують до канату за допомогою кільця, ланцюги й ковша або за допомогою конічної втулки з вушком.

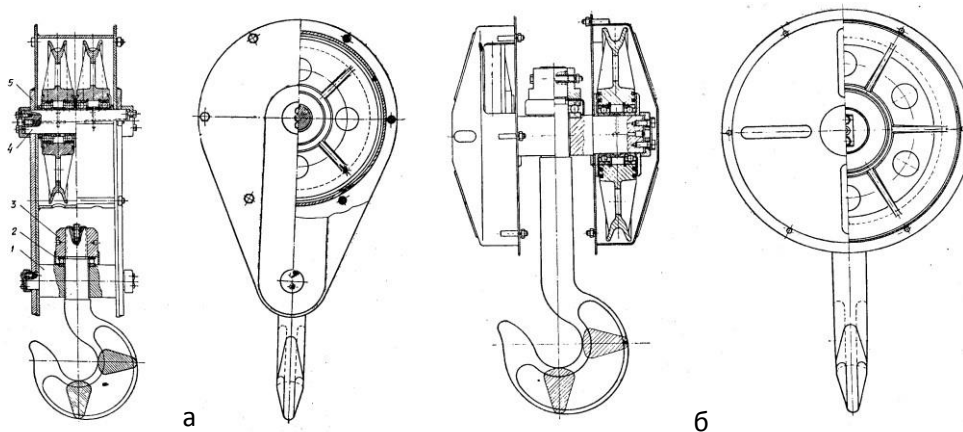


Малюнок 6.4- Крюковые підвіски для однієї галузей канату

Велике застосування знаходять підвіски вантажу на декількох галузях вантажного канату, коли зусилля з боку вантажного гака на канат передається через блоки. Розрізняють два типи крюкових підвісок: нормальні (мал. 6.5, а) і вкорочені (мал. 6.5, б).

Укорочена підвіска має менший розмір по висоті, тому можна здійснювати підйом вантажу на трохи більшу висоту в порівнянні з нормальною підвіскою. Слід помітити, що вкорочену підвіску можна застосовувати тільки при парній кратності поліспасти.

Гаки при навантаженнях більш 30 кН повинні бути виконані обертовими на кулькових закритих опорах. У нормальній крюковій підвісці гак з гайкою 3 на хвостовику за допомогою упорного шарикопідшипника 2 опирається на траверсу 1, яка шарнірно закріплена в отворах серг 5 і захисних щитках. У верхній частині серг і щитків є отвори, у яких нерухомо закріплена вісь 4 із блоками, що опираються на неї за допомогою підшипників. Шарнірне кріплення траверси 1 у сергах необхідно для того, щоб гак разом із траверсою можна було повернути щодо поздовжньої горизонтальної осі траверси, тим самим полегшуючи зачаливання вантажу. Між щитками розміщений зігнутий з листової сталі кожух, який призначений для запобігання випадання ослабленого канату зі струмка блоку. Зазор між кожухом і зовнішнім діаметром блоку становить 0,15-0,3 діаметра канату.



Малюнок 6.5- Крюковые підвіски:

а – нормальна; б – укорочена.

При непарній кратності зведеного поліспасти крюковые підвіски на осі блоків мають зрівняльний блок. Крюковые підвіски без зрівняльного блоку можуть бути використані при простих і зведених поліспастих.

Кожух або закріплений за допомогою болтів, виконуючи при цьому функції розпірної втулки, необхідної для з'єднання щитків між собою, або приварений до щитка. Відстань між щитками визначається при одному блоці в підвіску з умови розміщення гайки 3 вантажного гака

з упорним підшипником 2, а при декількох блоках – з умови розміщення блоків з радіальними підшипниками.

У більшості випадків блоки встановлені на підшипниках кочення. Так як при підйомі й опусканні вантажу блоки підвіски обертаються з різними швидкостями, у торцевій частині маточин між блоками передбачені спеціальні кільця, а з боку вільного торця – шайби. Кільця й шайби втримують змащення в порожнині підшипників блоків.

Для запобігання відгвинчування гайку 3 фіксують торцевою планкою, яку закріплюють у пазах на торцях гайки й хвостовика гака (мал. 6.5, б). Стопоріння гайки за допомогою штифтів, шплінтів і стопорного болта не допускається.

В укороченій крюкової підвісці (див. мал. 6.5, б) вантажний гак за допомогою гайки й упорного підшипника опирається на траверсу. На цапгах траверси закріплені блоки з підшипниками. Внутрішні кільця підшипників кочення блоків разом з розпірними втулками й щитком затягаються на цапфі траверси спеціальною шайбою. Між блоками передбачені ущільнювальні кільця.

6.2. Захвати для штучних вантажів

Продуктивність вантажопідйомної машини багато в чому залежить від способу підвішування (зачаливання) і звільнення вантажу. При роботі з масовими штучними вантажами певних розмірів (ящики, мішки, тюки й т.

п.) доцільно застосовувати різні захвати, що дозволяють скоротити час на захвата й звільнення вантажу, а також полегшити або зовсім ліквідувати ручна праця робітника на цих операціях. Захвати для деяких штучних вантажів наведені на мал. 6.6. Найбільше часто застосовують кліщові й ексцентрикові захвати, що втримують вантаж силами тертя.

Для забезпечення надійності втримання вантажу силами тертя часто робочу частину губок виконують із насічками або зубами, у той час як захвати розраховують без обліку насічки з коефіцієнтом запасу стискального зусилля $D_0=1,25-1,5$.

Кліщові симетричні захвати. Кліщові захвати по конструкції розділяють на захвати зі *стягуючої* (мал. 6.7, а) і *розпірної* (мал. 6.7, б) *важільними системами*; за принципом дії – на *напівавтоматичні* (захват вантажу автоматично, стиск – вручну) і *автоматичні*. Тому що вантаж утримується силами тертя, то до конструкції кліщових захватів пред'являють особливо високі вимоги надійності й безпеки роботи.

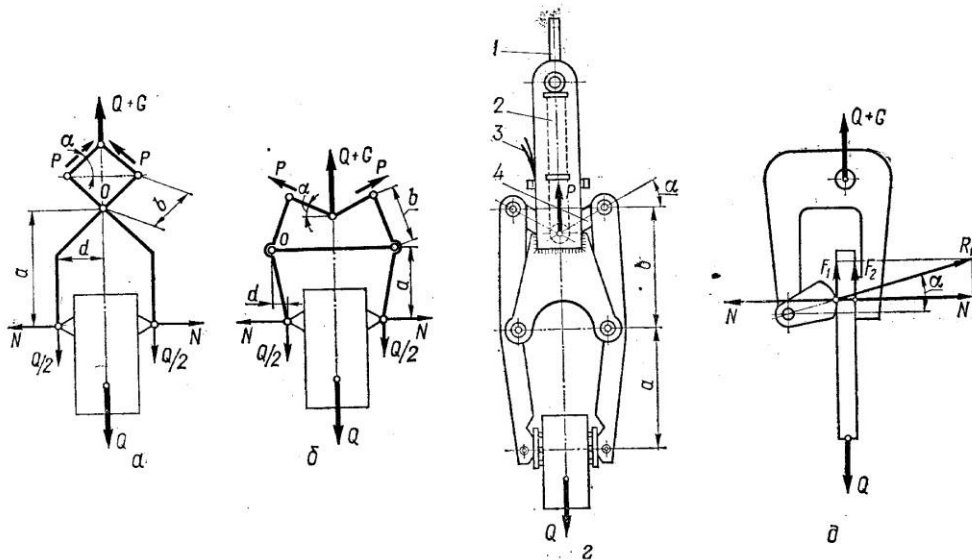
Розрахунки кліщових захватів зводиться до визначення геометричних, кінематичних і силових параметрів.

Сила натискання упорів (мал. 6.7, а, б) для надійного втримання вантажу з урахуванням коефіцієнта запасу

$$N = kQ / (2f) \quad (6.1)$$

де $k=1,3...1,5$ – коефіцієнт запасу; f – коефіцієнт тертя між робочими поверхнями; для гладкого металевому упору захвата по металу $f=0,12...0,15$, по дереву $0,3$; рифленого упору по металу $f=0,5$, по бетону $0,7$.

/ Рисунок 6.6- Кліщові (а) і ексцентрикові (б, в) захвати.



Малюнок 6.7- Розрахункові схеми захватів.

Зусилля в тязі з урахуванням ваги важелів G :

$$P = (Q + G) / (2 \sin \alpha) \quad (6.2)$$

де α – кут нахилу тяг.

Рівняння моментів сил, що діють на важіль, щодо крапки ПРО:

$$Na - 0,5Qd - Pb = 0$$

Підставивши значення N і F , одержимо співвідношення для визначення параметрів важільної системи кліщових захватів.

На мал. 6.7, г зображений вантажозахватний пристрій з гідравлічним приводом. Шток гідроциліндра, впливаючи на систему важелів, затискає або відпускає вантаж. Масло в циліндр подається шлангами. Керування захватом дистанційне або автоматичне. У порівнянні із гравітаційним гідравлічний пристрій має ряд переваг; постійна сила затиснення вантажу незалежна від його розмірів, легко здійснити дистанційне й автоматичне керування й ін. Зусилля, створюване штоком гідроциліндра для втримання вантажу:

$$P = k_0 Q a t g \alpha / (b f) \quad (6.3)$$

Діаметр поршня D знаходять із формули $P=0,785pd^2 \cdot 106$, де $k_0=0,8...0,9$ – коефіцієнт, що враховує опір від тертя поршня в циліндрі й штока в сальнику; p – тиск рідини (6...30 МПа).

Застосовують гідроциліндри із внутрішнім діаметром до 0,3 м при ході поршня до 2 м.

Ексцентрикові захвати (мал. 6.6, б, в) застосовуються для транспортування листових матеріалів. Зусилля затиснення створюються ексцентриковим кулачковим затискачем під дією сили ваги аркуша. Вони використовуються тільки для підйому твердих і міцних вантажів. Умова втримання вантажу (мал. 6.7, д):

$$N \geq kQ/(f_1 + f_2) \quad f_1 = F_1/N = \operatorname{tg} \alpha$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти тертя між ексцентриком і аркушем, скобою й аркушем; для підвищення f_1 на ексцентрику роблять насічку.

По зусиллях Q і N розраховують міцність і твердість конструкції захвата.

З умов самозатягування аркуша кут затискача ексцентрика повинен перебувати в межах $\alpha < 6...10^\circ$. Робоча поверхня ексцентрика профілюється по логарифмічній спіралі, що забезпечує сталість кута при різних товщинах аркушів.

При великому куті α вантаж ексцентриком не втримується; при малому – у значній мірі зростають розпірні зусилля й деформації пристрою, що може привести до повертання ексцентрика й падінню вантажу.

Тому для забезпечення надійності захвата кут слід ухвалювати трохи менше розрахункового.

Для підйому довгомірних вантажів застосовують траверси з декількома захватами. Правилами Госгортехнадзора заборонено застосовувати фрикційні захвати для підйому вибухових і отрутних вантажів, а також посудин з газом під тиском.

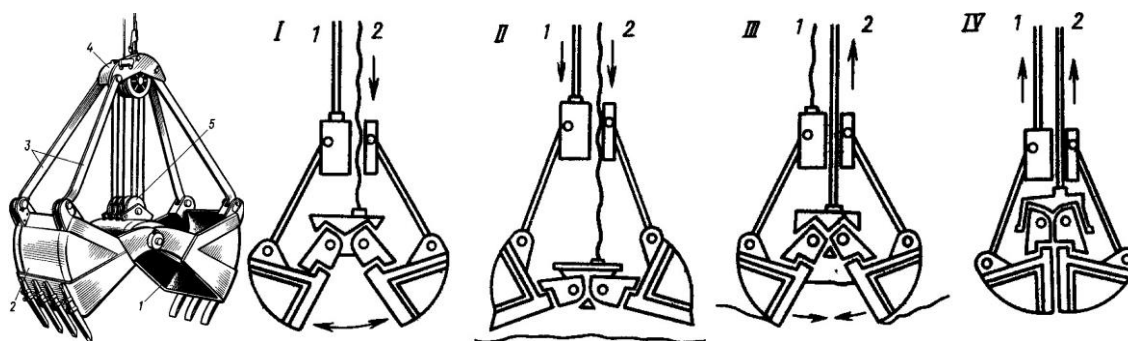
6.3 Грейфери.

Грейфером називають посудина, що розкривається, що напівавтоматично закривається й, застосований при перевантаженні різних сипучих і кускових матеріалів (пісок, вугілля, зерно, руда, камінь і т.п.). Грейфери бувають двухчелюстные й многочелюстные. Многочелюстные грейфери звичайно застосовують для перевантаження крупнокускового матеріалу (камінь, чавунні паці й т.п.).

Велике застосування в промисловості мають двухчелюстные грейфери. Вони складаються із двох щелеп 1 і 2 (мал. 6.8), шарнірно з'єднаних на нижній траверсі 5. За допомогою твердих тяг 3 щелепи підвішено до верхньої траверси 4.

Розрізняють дві принципові схеми двухчелюстных грейферів, що відрізняються системою підвіски їх до гнучкого елемента – двухканатные й одноканатні. У **двухканатном грейфері** один канат (піднімальний) закріплений на верхній траверсі, а другий (замикаючий) проходить до нижньої траверси. Двухканатные грейфери обслуговуються спеціальної грейферної

двухбарабанной лебідкою. Робота двухканатного грейфера, представленого на мал. 6.8, здійснюється в такий спосіб. При ослабленні замикаючого канату 2 вага грейфера повністю передається на піднімальний канат 1, закріплений на верхній траверсі. При цьому під дією загальної ваги нижньої траверси й щелеп нижня траверса опускається, розкриваючи щелепи грейфера (положення I). При опусканні з однаковими швидкостями піднімального канату 1 і ослабленого замикаючого канату 2 грейфер опускається на матеріал у розкритому виді (положення II). Закривання грейфера з одночасним зачерпыванием матеріалу здійснюється натягом замикаючого канату 2 при ослабленому піднімальному канату 1 (положення III). Для збільшення здатностей, що зачерпують, грейфера між його верхньої й нижньої траверсами замикаючий канат утворює поліспасть.

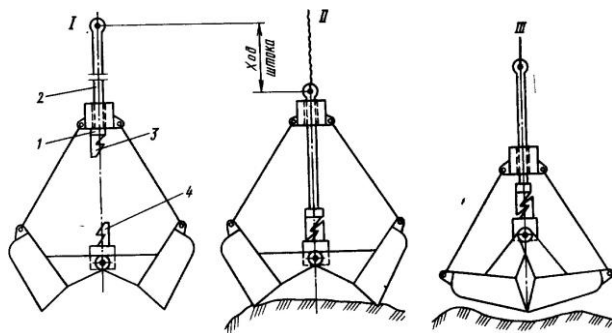


Малюнок 6.8- Схема роботи двухканатного грейфера

Впровадження ріжучих крайок щелеп у матеріал відбувається під дією сил ваги елементів грейфера. В останній момент зачерпывания матеріалу ріжучі крайки щелеп сходяться, грейфер закривається й вага грейфера з матеріалом сприймається замикаючим канатом 2. Закритий грейфер піднімається при русі обох канатів нагору (положення IV), причому вага грейфера з матеріалом може розподілятися нарівно на замикаючий і піднімальний канати або може передаватися тільки на замикаючий канат. Цей розподіл повністю залежить від конструкції грейферної лебідки й від навичок обслуговуючого персоналу. У закритому виді грейфер доставляється до місця розвантаження канат, що де замикає, послабляється (положення I) і грейфер розкривається. При цьому вантаж висипає. Потім цикл роботи грейфера повторюється спочатку.

Одноканатні грейфери на відміну від двухканатних підвішені на одному канаті. Принципова схема роботи одноканатного грейфера показана на мал. 6.9. Одноканатний грейфер постачаний замикаючим пристроєм, за допомогою якого він закривається й відкривається. У відкритім положенні підвішений грейфер верхньою траверсою опирається на штангу 2 замикаючого пристрою (положення I), при цьому щелепи грейфера відкриті під дією сил ваги щелеп грейфера й нижньої траверси. У відкритім положенні грейфер опускається на матеріал. Канат послабляється, і штанга 2, на нижньому кінці якої закріплений верхній гак 3 замикаючого

пристрою, опускається й зачіпається за нижній гак 4 (положення II). При натягуванні канату механізму підйому крана штанга 2 піднімається, захоплюючи за собою нижню траверсу, і грейфер закривається, одночасно зачерпуючи матеріал (положення III). Закритий грейфер з матеріалом піднімається й у такому виді доставляється до місця розвантаження. За допомогою системи важелів або спеціального троса роз'єднує гаки 3 і 4. При роботі механізму підйому на підйом звільнена нижня траверса під дією власної ваги й ваги вантажу опускається, щелепи грейфера розкриваються й вантаж висипає, а верхня траверса встановлюється у вихідне положення (положення I), підготувавши грейфер до початку нового циклу.



Малюнок 6.9- Схема роботи одноканатного грейфера

Замикаючі пристрої в одноканатних грейферах часто являють собою досить складну важільну систему, що включає пружинні амортизатори, гідравлічні або канатні демпфери, гідроштовхачі для розмикання щелеп і т.д.

Наявність тільки одного канату дозволяє використовувати кранові механізми з однобарабанными лебідками, підвішуючи штангу або грейферний канат на гак або з'єднуючи кінці грейферного й кранового канатів. Таким чином, при наявності одноканатного грейфера кран із крюковою підвіскою може бути використаний як для підйому штучних вантажів, так і для сипучих матеріалів при використанні одноканатного грейфера.

Однак поряд з позитивними факторами одноканатні грейфери мають істотні *недоліки*, до яких слід віднести насамперед складність замкового пристрою, що знижує надійність механізму в цілому, і схильність у піднятій положенні до обертання в горизонтальній площині. Крім того, зачерпывание матеріалу пов'язане зі значним переміщенням кінця грейферного канату (або штанги), особливо якщо в грейфері передбачений поліспасть. Таким чином, гак, на якому підвішений грейфер, до кінця зачерпывания матеріалу виявляється на значній висоті. Якщо кран має невелику висоту підйому вантажу, то вивантажувати матеріал на штабель або високу платформу буде неможливо.

Моторні грейфери навішують на гак будь-якого електричного крана й у цьому їх перевага перед двухканатними. При розвантаженні такого грейфера можна відкривати щелепи на необхідну величину й тим самим регулювати процес висипання матеріалу із грейфера, чого не

можна зробити в одноканатному грейфері. Керування щелепами здійснюється електричною лебідкою.

6.4 Електромагнітні й вакуумні захвати

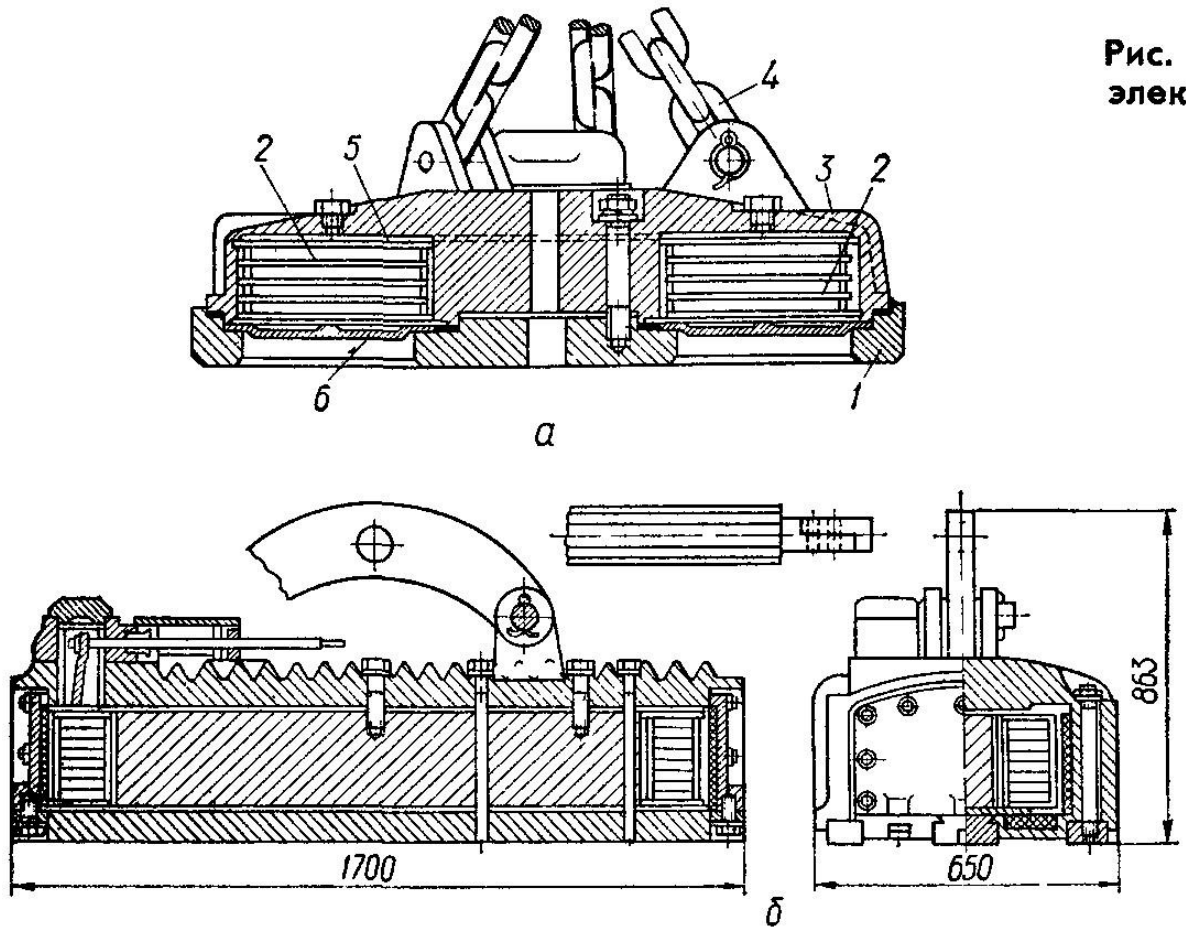
Вантажі притягаються й утримуються за рахунок електромагнітного або вакуумного впливу. Працюють захвати автоматично.

Піднімальні електромагніти є зручними й економічними й застосовуються для перевантаження вантажів зі сталі й чавуну будь-якої форми (злитків, плит, балок, металоконструкцій). *Переваги* електромагнітів: автоматизація захвата й розвантаження, дистанційне керування, можливість роботи з вантажами різної форми й високої температури, висока продуктивність кранів. Піднімальними електромагнітами частіше обладнають бруківки й, рідше, стрілові крани.

Піднімальна сила електромагнітів перебуває в межах від декількох сотень Н до 0,3МН.

Випускають їхньої круглої (мал. 6.10, а) і прямокутної (мал. 6.10, б) форми потужністю 0,4...18,5кВт. Найпоширеніші круглі електромагніти; прямокутні застосовують, в основному, для транспортування довгомірних вантажів (труб, балок, рейок і ін.), для чого використовують траверси з декількома електромагнітами.

Електромагніти працюють на постійному струмі, подводимом за допомогою кабелю від перетворювача, встановленого на крані.



Малюнок 6.10- Піднімальні електромагніти

Корпус електромагніту 3 виготовлений з малоуглеродистої сталі магнітною проникністю, що володіє високою. Котушка 2 виконана секційної в герметичній оболонці 5, розташована усередині корпуса й залита під тиском теплостійкою масою. Знизу вона захищена немагнітними шайбами 6 з високою механічною міцністю й зносостійкістю (высокомарганцовистая сталь) і втримується знизу полюсами 1.

Піднімальна сила електромагніту залежить від характеру й властивостей, що піднімається металу, температури його нагрівання. Якщо прийняти вантажопідйомність масивних вантажів (плит, злитків) за 100%, то при підйомі рейок, балок піднімальна сила електромагнітів зменшується до 50%, при підйомі скрапу до 2...7%, а при підйомі стружки всього 1,5...2,5%. Піднімальна сила знижується з підвищенням температури матеріалу (максимальна температура може доходити до 500°C, після чого губляться магнітні властивості), а також зі збільшенням у металі змісту марганцю й нікелю.

До *недоліків* піднімальних електромагнітів ставиться більша власна маса й небезпека відриву вантажу. Місця роботи кранів з піднімальними електромагнітами повинні бути обгороджені.

Для підвищення безпеки експлуатації піднімальні електромагніти постачають додатковими механічними пристроями, що втримують вантаж від падіння при зникненні струму. Застосовуються також буферні акумуляторні батареї із системою блокування, яке подає електроенергію від акумуляторів при зникненні напруги в мережі, а останнім часом запропоновані піднімальні електромагніти в комбінації з постійними магнітами, що виключають падіння вантажу.

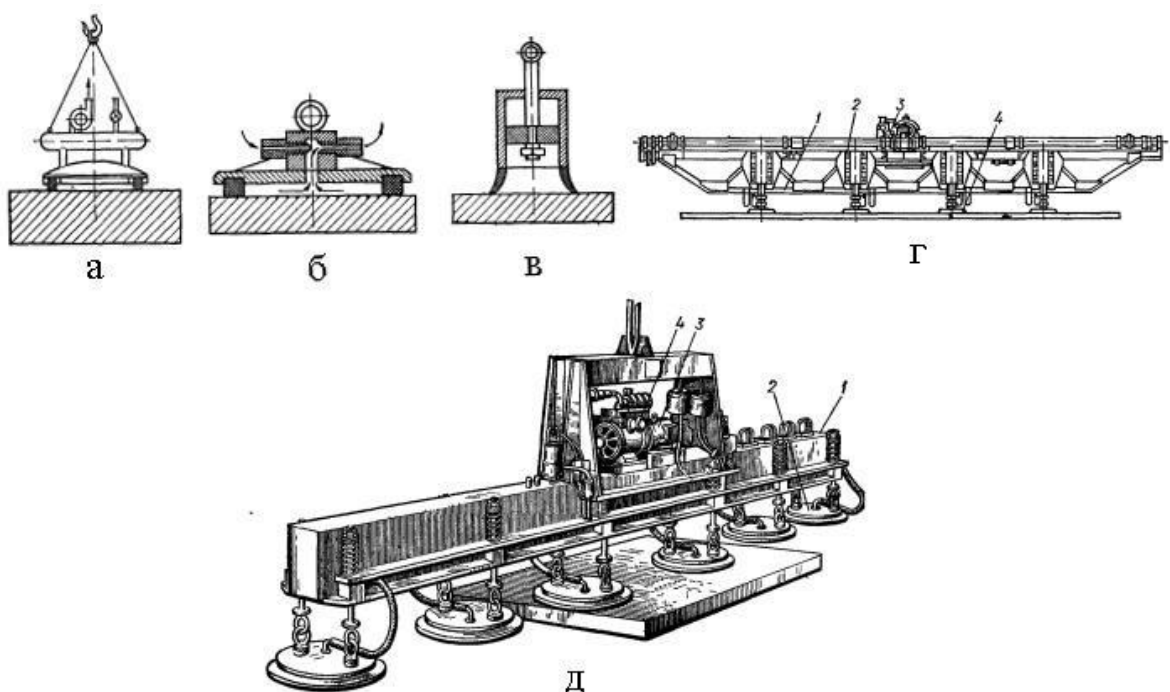
Вакуумні захвати засновані на тому, що в камері створюється розрідження повітря (вакуум) і під дією атмосферного тиску виникає сила притягання між вантажем і захватом

Переваги: зручність і швидкість захвата, наявність твердого зв'язку захвата з вантажем, що дозволяє легко змінити положення вантажу в просторі; схоронність поверхні, що особливо важливо для шліфованих і полірованих поверхонь. Вони застосовуються для підйому довгомірних і тонкостінних вантажів: листових кольорових металів, листового скла, фанери, дерев'яних, пластмасових і бетонних плит і ін. Маса вакуумних захватів стосовно маси вантажу, що піднімається, становить 8...10% (у траверсних захватів більше).

Застосування вакуумних захватів сприяє автоматизації й підвищенню продуктивності крана.

Залежно від способу створення вакууму в камері розрізняють: насосні (мал. 6.11, а), ежекторные (мал. 6.11, б) і безнасосні (мал. 6.11, в) захвати.

Найбільше поширення одержали захвати з вакуумними насосами, які можуть розташовуватися на одній рамі із загарбними камерами або на крані. Ежекторные захвати застосовують в основному в стаціонарних установках для підйому невеликих вантажів із гладкою поверхнею.



Малюнок 6.11- Вакуумні захвати

Гідності безнасосних вакуумних захватів: простота конструкції й незалежність від джерела енергії. *Недолік* – час утримання вантажу обмежене часом збереження робочого вакууму.

Для перевантажувальних робіт з різними вантажами застосовують вакуумні вантажозахватні пристрої із твердим кріпленням вакуумних захватів

(мал. 6.11, г) і підвішених на траверсі (мал. 6.11, д).

На фермах 1 мостового крана (мал. 6.11, г) попарно змонтовано вісім пневмоцилиндрів 2 з вакуумними захватами 4; на мосту крана розміщені вакуум-насос 3, ресивер і вакуумний груповий колектор для керування захватами. Вантажопідйомність навантажувача 4 т.

На мал. 6.11, д показаний підвісний вакуумний захват для крупноразмерних деталей (панелей, блоків і ін.). Захват складається з рами 1, що несе вакуумні тарілки 2, число й розташування яких міняється залежно від конфігурації вантажу. Електродвигун 3 надає руху вакуум-насосу 4.

Вакуумні грузозахваты успішно використовують для комплексної механізації монтажу крупноразмерних скляних панелей і вітрин. Пристрій змонтований на самохідній машині й дозволяє за допомогою спеціального механізму точно переміщати й установлювати скла.

Стрілові гусеничні крани, обладнані вакуумним захватом, можуть піднімати залізобетонні плити масою до 20 т.

Піднімальна сила вакуумного захвата

$$Q = kA(p_1 - p_2)$$

де $k=0,8...0,85$ – коефіцієнт, що враховує зміна атмосферного тиску й властивостей ущільнювача; A – площа вакуумної камери, m^2 ; p_1 – атмосферний тиск, Па; p_2 – залишковий тиск у камері, Па.

Гранична сила притягання $Q=7 \cdot 10^4 A$. Прийнято вважати, що на 1Н сили ваги вантажу потрібно (1,2...1,3) $10^{-5} m^2$ активної площі вакуумного захвата.

Вакуумні насоси повинні мати невеликі габаритні розміри й масу, велику швидкодію й надійно працювати при високих і низьких температурах навколишнього середовища. Тиск у системі перебуває в межах 1...15кпа (7,5...112 мм рт. ст.).

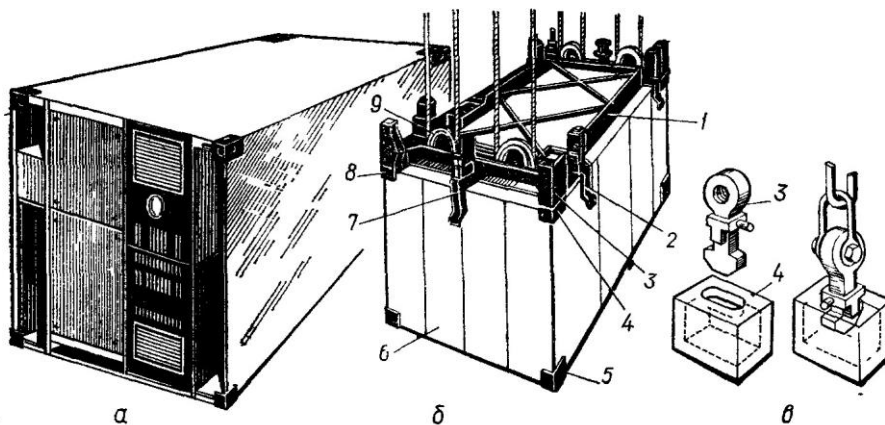
Контейнери з автоматичним захватом. Контейнери (мал. 6.12, а) – уніфіковані перевізні пристрої, пристосовані для механізованої передачі з одного виду транспорту на інший. Контейнери служать для перевезення й тимчасового зберігання штучних, сипучих і наливних

вантажів. Вони розділяються на універсальні й спеціальні. За останній час контейнерні перевезення одержали саме широке поширення.

Контейнеризація є одним з найважливіших напрямків удосконалювання транспортних процесів, механізації й автоматизації трудомістких вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Це потужний важіль підвищення ефективності вантажно-розвантажувальних робіт, продуктивності праці, економічності транспортування, скорочення експлуатаційних витрат виробництва. Економія становить 20-30% у порівнянні зі звичайним перевезенням штучних вантажів. Середня вартість навантаження на судно 1т контейнеризованого вантажу в десятки раз нижче, чим звичайного тарно-штучного вантажу.

Контейнери виготовляють зі сталі, алюмінію, склопластику, пластмаси, дерева, легенів алюмінієво-магнієвих сплавів, нержавіючих сталей, резиново-тканевих матеріалів.

Залежно від властивостей, що транспортуються вантажів контейнери класифікують на дев'ять типів: для перевезення порошкоподібних або зернистих вантажів, що вимагають захисту від атмосферних опадів; сипучих з підвищеною вологістю; штучних; наливних вантажів різної в'язкості; листового скла; швидкокопсувних вантажів і ін.



Малюнок 6.12- Контейнерні пристрої

По конструктивним виконанню контейнери розділяють на: непакетируемые, які в порожньому стані транспортуються без зміни обсягу; пакетируемые, які в порожньому стані входять один в іншій без зміни корпусу; складні.

За формою корпусу контейнери розділяють на циліндричні, форми паралелепіпеда, конусоподібні, пірамідальні, а по способу вивантаження на: перекидні; з бічним розвантаженням; з донним розвантаженням; із пневморазгрузкой.

Основними параметрами контейнерів є габаритні розміри й маса брутто. Обсяг і маса контейнерів надзвичайно різноманітні й змінюються відповідно від 9 до 60 м³ і 5,4 до 30 т. Відношення маси вантажу до корисного обсягу контейнера становить 0,4...0,6.

Контейнери з алюмінієвих сплавів і склопластов мають високу міцність, малу власну масу й максимальний корисний обсяг. Незважаючи на більшу вартість, алюмінієві контейнери досить економічні в експлуатації.

Для насипних вантажів (цемент, борошно, зерно, сіль, сода й ін.) застосовують спеціальні контейнери, які підрозділяються на тверді й м'які, що розвантажуються самопливом і примусово (стисненим повітрям).

Для підйому контейнерів застосовується кілька конструкцій автоматичних захватів. На мал. 6.12, б наведена проста конструкція захвата, змонтованого на рамі 1 і підвішеного на канатних блоках 9. По кутах контейнера прикріплені верхні 4, 8 і нижні 5 кутові фітинги. Захват наводиться на контейнер за допомогою напрямних фіксаторів 2, 7, що притискаються до стінок 6, потім замки 3 входять у кутові фітинги й повертаються в робоче положення.

На мал. 6.12, у показані положення замків у момент входу в кутові фітинги й у повернених положеннях для підйому контейнера.

Глава 7. ОСТАНОВЫ Й ГАЛЬМА

7.1. Загальні відомості

Гальмові пристрої є невід'ємною частиною вантажопідйомних машин і призначені для зупинки кранових механізмів, обмеження швидкості й утримання вантажу у всячому положенні. До гальмових пристроїв пред'являються високі вимоги забезпечення безпеки експлуатації вантажопідйомних машин.

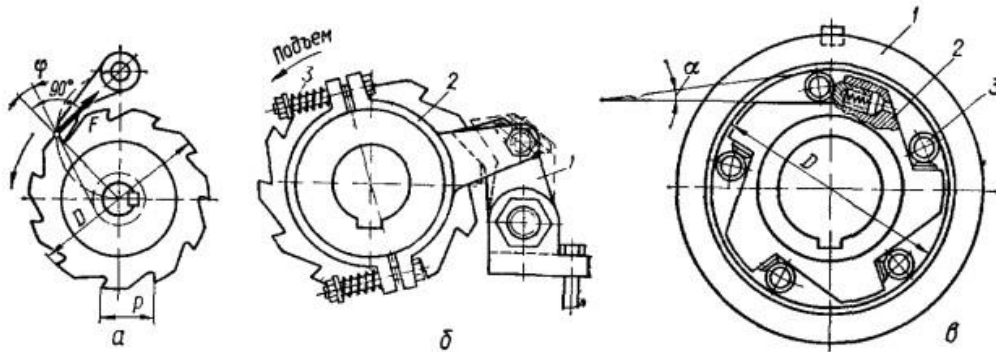
Згідно з нормами Госгортехнадзора гальма обов'язково повинні бути встановлені на всіх механізмах підйому, пересування й повороту, за винятком тихохідних механізмів пересування ($v_1 < 0,5$ м/с) і з ручним приводом.

У багатьох механізмах з електроприводом гальмування здійснюється самим електродвигуном одним з наступних способів: динамічним, противоключением і генераторним з рекуперацією енергії в мережу. У момент гальмування двигун перемикається на спеціальну гальмову схему. На гальмовому режимі електродвигуна здійснюється опускання вантажу, зупинка механізмів пересування і т.д. Остаточна фіксація зупинки будь-якого механізму завжди проводиться механічним гальмом у момент вимикання електродвигуна. При зникненні електроенергії в мережі автоматично включаються механічні гальма.

Усі гальмові пристрої можна розділити на дві основні групи: остановы й гальма.

Остановы призначені тільки для зупинки й утримання вантажу у всячому положенні. Вони виключають його мимовільне опускання й не перешкоджають підйому, тобто однобічної

дії. За принципом роботи останови можна розділити на храпові (мал. 7.1, а, б) і фрикційні (мал. 7.1, в).



Малюнок 7.1- Остановы

Храповий останов складається із храпового колеса й собачки (однієї або декількох). При підйомі вантажу собачка сковзає по зубах храпового колеса, а при припиненні дії рушійного моменту собачка впирається в зуб і перешкоджає зворотному руху вантажу, що піднімається. Храповий механізм установлюють, як правило, на швидкохідному валу привода, де розміри його мінімальні. З умов мінімального зусилля в храповому механізмі собачки слід установлювати під прямим кутом щодо зуба. Щоб собачка легко входила в западину, робочу сторону зуба храповика виконують похилою під кутом 20° . До храпового колеса собачка притискається пружиною або вантажем. Для зменшення динамічних навантажень у механізмі при замиканні храпового останова застосовують не одну, а кілька собачок, зрушених на частину кроку. У такій конструкції при припиненні дії рушійного моменту храпове колесо повернеться у зворотному напрямку (під дією моменту вантажу) не на крок, а тільки на частину його, не здобуваючи великої швидкості під дією падаючого вантажу. Удар при замиканні останова буде тем меншої сили, чим більше число собачок.

Храпові колеса виготовляють із чавуну марки СЧ-15-32, сталі 55 ЛП, 35 ЛП, сталі 45 залежно від навантажень, швидкостей і призначення механізму.

Розрахунки храпового механізму зводиться до визначення модуля храпового колеса з умови вигину зуба:

$$m = 17,5 \sqrt[3]{T / (\psi Z [\sigma_F])} \quad (7.1)$$

де T – крутний момент на валу храпового колеса, Н·м; ψ – відношення ширини зуба до модуля; Z – число зубів храпового колеса; $[\sigma_F]$ – напруги, що допускаються, вигину, Мпа.

З урахуванням динамічного характеру нагрюження $[\sigma_F]$ вибирають порівняно невеликими, ухвалюючи запас міцності $n=3...4$ для сталі й $n=5$ – для чавуну.

Число зубів храпового колеса ухвалюють $Z=6...25$.

При розрахунках собачки запас міцності беруть $n=6$.

Недоліки храпового механізму: ударний режим роботи, що викликає більші динамічні навантаження в приводній лінії механізму; значний шум; вигин вала храповою колеса.

Для усунення шуму застосовують різні пристрої, засновані на тому, що під дією сил тертя при обертанні вала на підйом собачка приділяється від зубів колеса. Пристрій (мал. 7.1, б) складається з хомута 2 з важелем, шарнірно з'єднаним із собачкою 1. Хомут зажимається на валу зусиллями пружини 3 і при повороті вала на підйом, завдяки силі тертя, важіль відводить собачку від зубів колеса. При повороті вала у бік спуска хомут уводить собачку в зачеплення. Є й інші способи відводу собачки від зубів колеса. Храпові останови застосовують в основному не самостійно, а в комбінації з деякими типами гальм.

Із фрикційних останових найбільше застосування знаходять **роликові останови** (мал. 7.1, в). Вони мають переваги перед храповими: відсутність ударів, шуму зусиль, що згинають.

Останов складається з нерухливого корпусу 7 втулки, що обертається, 2 і роликів 3, що перебувають у клинових пазах. При обертанні привода на підйом ролики перебувають у широкій частині паза й не перешкоджають повороту; при зміні напрямку обертання під дією сили ваги вантажу відбувається швидка зупинка механізму роликами, заклиненними в більш вузькій частині пазів, куди посилають їхні пружини. Зупинка й утримання вантажу у висячому положенні відбуваються за рахунок сил тертя між роликами й корпусом. У роликів остановах виникають більші контактні напруги, тому їх виготовляють зі сталей ШХ15, 40Х, В 10 (корпус і втулки); зі сталі В8, В8А, ШХ15 (ролики).

Заклинювання ролика є складним процесом перекошування пружного циліндра між двома пружними поверхнями. Заклинювання буде відбуватися в той момент, коли сили заклинювання, що діють на ролик у початковий момент, будуть прагнути втягнути ролик у клиновий простір між корпусом і втулкою. При однакових значеннях коефіцієнта тертя f між роликом і деталями останова величина α повинна задовольняти нерівності $\text{tg}(\alpha/2) < \text{tg}\varphi = f$. Для забезпечення саморозклинення ролика звичайно ухвалюють кут $\alpha = 6 \dots 8$.

При проектуванні останова звичайно ухвалюють число роликів $Z=3-4$; діаметр ролика довжина ролика $l = 0,125 \sqrt{TV, Z}$ і внутрішній діаметр корпусу $D=8d$.

Гальма. Гальмування механізмів здійснюється введенням більших сил тертя між обертовими шківом, дисками й нерухливими елементами (колодками, стрічками, дисками). Кінетична енергія мас, що рухаються, крана або його елементів при гальмуванні перетворюється в теплову, нагріваючи гальмо.

Існує багато типів гальм, які можна класифікувати по наступних ознаках:

– по напрямкові дії зусиль натискання на гальмовий елемент – з радіальним і осьовим замиканням;

– по конструкції робочого елемента колодкові, стрічкові, дискові;

– **по призначенню** – стопорні (для зупинки), спускні (для обмеження швидкості при опусканні вантажу);

– **по способу керування** – автоматичні й керовані;

– **по принципу действия** приводного зусилля – *закритого типу*, які постійно замкнені дією зовнішньої сили (пружини або вантажу), а розмикаються на час роботи механізму за допомогою електромагнітного, електрогідравлічного, електромеханічного приводів *відкритого типу*, що замикаються зусиллям оператора для зупинки механізму, і *комбіновані*, які в нормальних умовах працюють як відкритого типу, в аварійних – як закритого.

Гальма закритого типу більш безпечні в роботі. Гальма відкритого типу застосовують у механізмах, де потрібно плавна й точна зупинка (механізми пересування, повороту). Автоматичні гальма за принципом дії можуть бути тільки закритого типу, а керовані – відкритого або комбіновані. Комбіновані гальма застосовують порівняно рідко, наприклад, у механізмах повороту й пересування кранів.

Для збільшення гальмового моменту й зниження габаритних розмірів, маси й потужності привода гальм застосовують фрикційні матеріали з підвищеним коефіцієнтом тертя.

До фрикційних матеріалів гальм висувають наступні вимоги: високий і стабільний коефіцієнт тертя, достатня міцність і зносостійкість, термостійкість, невелика вартість.

Найбільше задовольняють цим вимогам ткани, формованні, пресовані й вальцьовані асбофрикционные матеріали. Саме широке поширення одержали фрикційні вальцьовані стрічки товщиною 5...10 мм.

Для більшої міцності й поліпшення умов відводу тепла в ткани стрічку включають каркас із мідної або латунного дроту й просочують бітумом і лляним маслом. Вальцьовану стрічку виготовляють із азбесту, каучуку з додаванням сірки для вулканізації.

Коефіцієнт тертя ткани азбестової стрічки $f=0,35$ температура, що^о допускається, 200 С; вальцьованої стрічки $f=0,42$, $t=220-250$ С.

Фрикційну стрічку кріплять до колодок або сталеві стрічки латунними або мідними заклепками щоб уникнути ушкоджень шківа, а в останніх конструкціях гальм приклеюють термостійким клеєм.

Зношування стрічки вважають орієнтовно в середньому 1 мкм за кожне включення гальма.

У тяжелонагружених гальмах застосовують фрикційні металокерамічні матеріали, які мають високі коефіцієнт тертя, стабільність і зносостійкість, допускають високі тиски (до 2...5 МПа). Вони забезпечують роботу гальм при високих температурах (до 500...1000° С) і виготовляються на мідній і залізній основах.

Гальмові шківні виконують литими із чавуну, стали 45Л або штампованими зі сталі 45 зі зміцненням робочої поверхні до твердості не менш НВ 350. Для поліпшення охолодження гальма

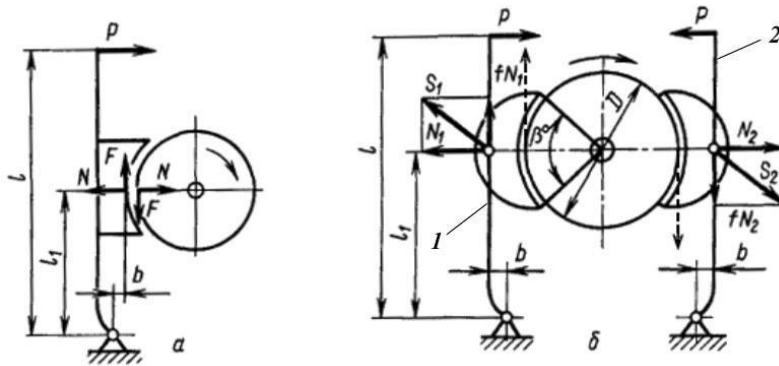
слід передбачати на внутрішній поверхні шківа ребра, що підсилюють рух повітря й тепловіддачу.

7.2 Колодкові гальма

У вантажопідйомних машинах застосовують різні конструкції колодкових гальм, що різняться між собою в основному схемами важільних систем.

Гальмування механізму колодковим гальмом відбувається в результаті створення сили тертя між гальмовим шківом, пов'язаним з одним з валів механізму, і гальмовою колодкою, з'єднаної за допомогою важільної системи з нерухливими елементами конструкції.

У найпростішому випадку одноколодкового гальма (мал. 7.2, а) замикаюча сила P , прикладена до гальмового важеля, створює зусилля натискання N колодки на гальмовий шків, внаслідок чого на обертовому шківі виникає сила тертя $F=Nf$, що протидіє обертанню механізму. Якщо момент від сили P більше моменту від рушійної сили, що діє на тому ж валу, то відбувається затримка швидкості руху й в остаточному підсумку повне припинення руху.



Малюнок 7.2- Розрахункові схеми гальм:

а – одноколодкового; б – двоколодкового

Гальмовий момент, створюваний одноколодковим гальмом:

$$T_T = fND/2$$

Звідки необхідне зусилля натискання колодки на шків:

$$N = 2T_T / (fD)$$

Необхідне значення зусилля P , що замикає гальмо, знаходять із умови рівноваги важеля щодо його осі обертання:

$$P = N(l_1 \pm fb)/l$$

Знаки «+» або «-» у рівнянні визначають напрямок обертання гальмового шківa. Для усунення залежності зусилля Р від напрямку обертання шківa важіль викривляють так, щоб $b=0$. На мал. 7.2, а умовно показаний зазор між колодкою й шківом при наявності сил тертя між ними.

При одноколодковій гальмі зусилля N натискання колодки на шків сприймається валом гальмового шківa й підшипниками вала, внаслідок чого збільшуються розміри вала й підшипників. Тому одноколодкові гальма застосовують досить рідко й тільки в ручних механізмах. Найбільше широко застосовують двоколодкові гальма з гальмовими колодками, шарнірно пов'язаними з гальмовим важелем (мал. 7.2, б).

Гальмовий момент, створюваний двоколодковим, гальмом, являє собою суму гальмових моментів, що розвиваються кожною гальмовою колодкою. З рівнянь рівноваги гальмових важелів при обертанні гальмового шківa за годинниковою стрілкою знаходимо (мал. 7.2, б):

для важеля 1

$$Pl = N_1(l_1 - fb) \qquad N_1 = PL(l_1 - fb)$$

для важеля 2

$$Pl = N_2(l_1 + fb) \qquad N_2 = PL(l_1 + fb)$$

Тому що момент $P \square$ однаковий для обох важелів, те очевидно, що зусилля N_1 і N_2 не рівні між собою.

Загальний гальмовий момент, створюваний гальмом:

$$T_T = f(N_1 + N_2)D/2 \qquad (7.2)$$

Рівнодіючі зусиль N і $F=Nf$ відповідно для першого й другого важелів:

$$(7.3) \qquad \begin{aligned} S_1 &= N_1 \sqrt{1+f^2} \\ S_2 &= N_2 \sqrt{1+f^2} \end{aligned}$$

Тому що $N_1 \neq N_2$, то $S_1 \neq S_2$.

Різниця між S_1 і S_2 є зусиллям, що згинають гальмовий вал:

$$(7.4)$$

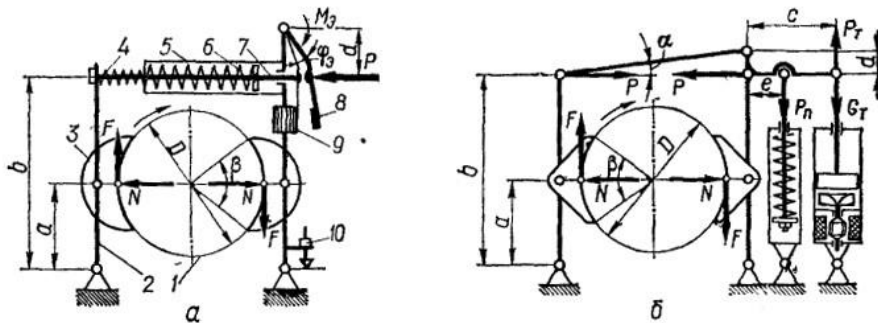
Аналіз останнього вираження показує, що зусилля, що згинає гальмовий вал, дорівнює нулю при плечі $b=0$, тобто при прямих гальмових важелях. Тому в сучасних конструкціях гальм щоб уникнути появи зусилля, що згинає гальмовий вал, застосовують гальма із прямими важелями. При цьому гальмові моменти, створювані кожною колодкою, будуть однаковими й незалежними від напрямку обертання гальмового шківa. Загальний гальмовий момент двоколодкового гальма при прямих важелях

$$T_T = fPDl\eta/l_1 \qquad (7.5)$$

де η – КПД важільної системи гальма, що враховує втрати на тертя в шарнірах важільної системи ($\eta=0,9\dots0,95$).

Двоколодкові гальма з електромагнітом (мал. 7.3) є основними у вантажопідйомних машинах і являють собою врівноважену систему, де практично відсутні зусилля, що згинають вал. Гальмо (мал. 7.3, а) складається зі шківів 1, гальмових важелів 2, у яких шарнірно закріплені колодки 3 із фрикційними накладками, робочої замикаючої пружини 6, що перебуває в скобі 5 і закріпленої на штоку 7, допоміжної пружини 4 (для швидкого відводу лівої колодки), клапана з якорем 8, котушки електромагніту 9 і регулювального гвинта 10 (для регулювання зазору між шківом і колодками).

При включенні приводного електродвигуна одночасно подається струм у котушку електромагніту 9, яка притягає якор, він штовхає вліво шток, стискає робочу пружину й колодки розходяться – гальмо розімкнуте. При вимиканні двигуна або зникненні електроенергії в мережі електромагніт втрачає свої властивості, пружина розтискається й притискає гальмові колодки до обертового шківів. Механізм під дією сили тертя зупиняється.



Малюнок 7.3- Схеми двоколодкових гальм: а – типу ТКТ, б – ТКГ.

Гальмові електромагніти бувають змінного (найчастіше) і постійного струму; короткоходовые (хід 2-4 мм) і плунжерні (хід 20-80 мм). Короткоходовые електромагніти бувають змінного однофазного струму типу МО-Б (клапанні) і постійного струму типу МП і ТКП; плунжерні електромагніти – змінного трифазного струму типу КМТ і постійного струму типу КМП.

Короткоходовые електромагніти встановлюють безпосередньо на гальмові важелі й тому конструкція гальма досить компактна. Вони можуть працювати в будь-якому положенні, а не тільки у вертикальному. Однак ці гальма не позбавлені й істотних **недоліків**: різкі удари якоря про сердечник і про шток можуть викликати поломку клапана в небезпечному перерізі; невелике число включень у годину (до 300); неможливість регулювання швидкості руху якоря й гальмового моменту під час гальмування; неоднакові моменти інерції гальмових важелів внаслідок закріплення клапанного електромагніту на одному з важелів, що створює при різкій замиканні динамічну неуврівноваженість гальмової системи й удари колодок про шків. Це є

причиною виникнення більших динамічних навантажень у гальмових системах і в лінії передач приводів.

У сучасних конструкціях гальм замість електромагнітів широко поширені більш надійні електрогідравлічні приводи (мал. 7.3, б).

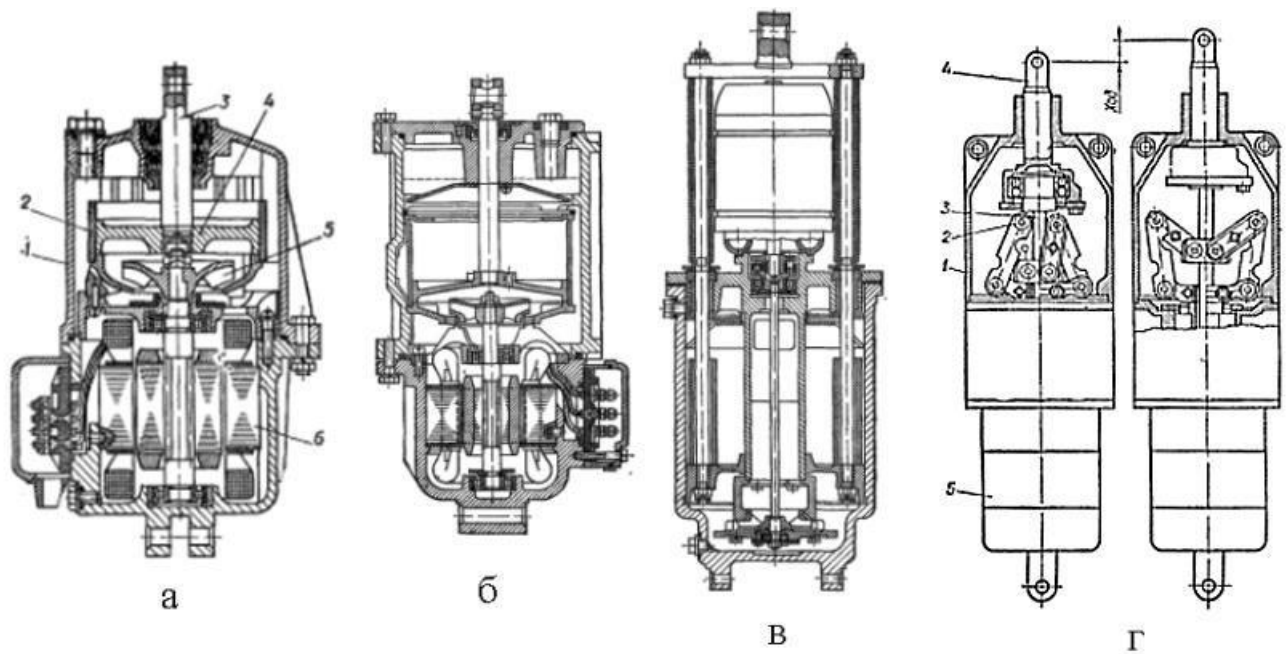
Електрогідравлічний штовхач – це автономний привод, що полягає з відцентрового насоса, що приводиться від спеціального електродвигуна, і поршня, який з'єднаний з гальмовою системою. Гальма з електрогідротолкателями мають наступні **переваги** перед гальмами з електромагнітами: плавність включення й вимикання гальма, що сприяє зменшенню динамічних навантажень у механізмах і підвищує їхню довговічність; можливість регулювання часу гальмування; можливість великої кількості включень гальма в годину (до 2000); менші пускові струми; вище зносостійкість і надійність.

Незважаючи на зазначені гідності електрогідротолкателине **скрізь можуть успішно працювати**: в умовах низьких температур; при установці гальма в похилім положенні (відхилення не більш 15°).

Залежно від умов роботи електрогідравлічні штовхачі виготовляють у наступних виконаннях: загальнопромисловому; тропічному; північному ($t=-60^{\circ}$); морському й вибухобезпечному.

Штовхачі в тропічному виконанні відрізняються стійкими лакофарбовими й гальванічними покриттями деталей; штовхачі в морськiм виконанні мають сталевий корпус, більшу виброустойчивость і забезпечують роботу в умовах підвищеної вологості, температури й вібрації.

Електрогідравлічні штовхачі виконують одне- і двухштоковими. Одноштокові серії ТЭГ і ТГМ, зусиллям 160...800 Н; двухштоковые серії Г, зусиллям 1600 Н. Конструкція одноштоковыхэлектрогідротолкателей типу ТЭГ показана на мал. 7.4, а. Електродвигун 6, що перебуває в робочій рідині, приводить в обертання відцентровий насос 5, який створює тиск над поршнем 4 у циліндрі 2. Поршень разом зі штоком 3 піднімається й впливає на важільну систему, стискає пружину й відводить колодки від шківів. Корпус 1 штовхача кріпиться до опори гальма шарнір але за допомогою вушка.



Малюнок 7.4- Штовхачі:

а, б, в – електрогідравлічні, г – електромеханічні

У якості рідини застосовується масло АМГ, трансформаторне масло або спеціальна рідина для роботи при низьких температурах.

Штовхач типу ТГМ показаний на мал. 7.4, б. Крім нормального виконання, є конструкції з регулюванням часу підйому й опускання поршня за допомогою дросельних клапанів, що дозволяє регулювати тривалість включення гальма.

У дві штоковому електрогідротолкателе (мал. 7.4, в) застосовується електродвигун фланцевого типу звичайного виконання, установлений на верхній частині корпусу. Обертання намокчу передається валом, установленим у підшипниках кочення.

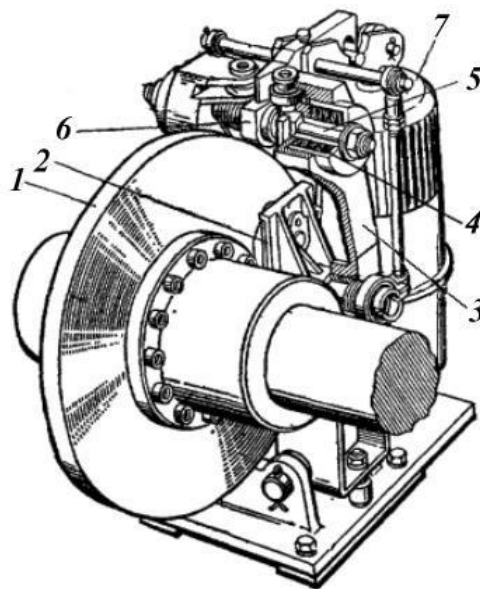
Усе більше поширення в сучасних конструкціях гальм одержують електромеханічні штовхачі. Характерною їхньою особливістю є плавність роботи, що сприятливо позначається на динамічній характеристиці гальма. Хід штовхача можна міняти без зміни величини, що штовхає зусилля. Вони можуть працювати в будь-якім положенні, у тому числі й у горизонтальному.

На мал. 7.4, г наведений електромеханічний штовхач відцентрового типу. Він складається із циліндра 1, усередині якого на валу 8 установлена важільна система з вантажами 2. При включенні двигуна обертові важелі з вантажами під дією відцентрової сили розходяться й зміщують вал разом зі штоком 4 нагору, впливаючи на важільну систему, і розмикають гальмо. Коли двигун вимикається під дією стислої пружини й ваги рухливих деталей штовхача система вертається у вихідне положення, і гальмо замикається. Гальмова пружина може бути вбудована усередині штовхача з метою спрощення й більшої компактності конструкції гальма.

7.3 Дисково-колодкові гальма мають рядом переваг перед колодковими: поліпшена тепловіддача, більші гальмові моменти, рівномірні тиск на колодки і їх зношування, великий термін служби

фрикційної пари, менше момент інерції диска в порівнянні зі шківом, що поліпшує динамічну характеристику привода. З метою кращого охолодження гальмові диски виконують із радіально розташованими отворами.

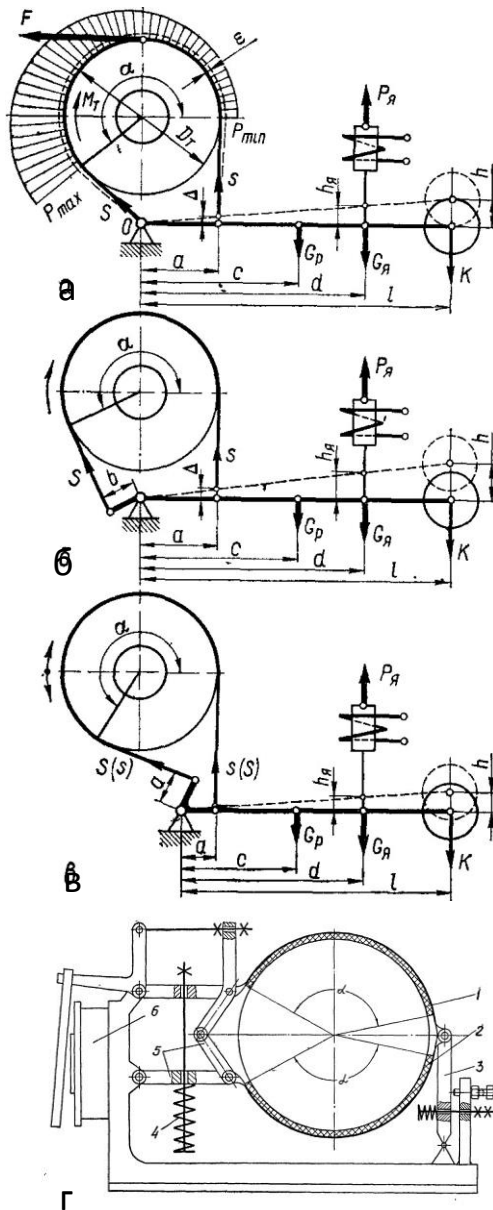
На мал. 7.5 наведена конструкція дисково-колодкового гальма (ФРН) з автоматичним регулюванням зазору між диском і колодками. Диск 1 зажимається колодками 2 за допомогою важелів 3 під дією тарілчастої пружини 4, установленної на тязі 5. Посередині тяги закріплений важіль 6, з'єднаний зі штоком електро-гідроштовхача 7.



Малюнок 7.5 – Дисково колодковий

7.4 Стрічкові гальма

Застосовуються найчастіше в механізмах, де потрібні більші гальмові моменти при малих габаритних розмірах, а також у групових приводах. Сталева стрічка із фрикційними накладками охоплює шків і в результаті притиснення її до обертового шківа відбувається гальмування. Для рівномірного відходу стрічки від шківа передбачені регульовальні болти. Гальма управляються електромагнітом, гидро- і пневмотолкателями, ножними педалями. Замикання гальма може бути пружинним або вантажним. У випадку



Малюнок 7.6

Стрічкові томоса :

- а – простий,
 - б – диференціальний,
 - в – підсумовуючий,
 - г – двухленточний
- ТЛП
необхідності створення
більших гальмових
моментів застосовують
двухобхватные стрічкові

кутом обхвату шківів

30.

алежно від закріплення кінців стрічки
визначають наступні типи стрічкових гальм:
диференціальні й підсумовуючі.

Просте стрічкове гальмо

мал. 7.6, а) однобічної дії застосовується для
живних механізмів.

визначаємо величину окружного зусилля на
гальмового моменту T_T :

$$F = 2T_T / D_T \quad (7.6)$$

де D_T – діаметр гальмового шківів.

тяг, що набігає гальмової стрічки, що й
лузей, знаходимо по формулі

Ейлера (без обліку впливу її твердості);

$$S = se^{f\alpha}$$

де α – кут обхвату гальмового шківів стрічкою;
 f – коефіцієнт тертя між шківом і фрикційною
шківом; e – підстава натуральних логарифмів.

зусилля, необхідне для гальмування,
знаходимо з умови рівноваги гальмового

$$K = (sa - G_p c - G_y d) / l$$

де G_p, G_y – вага гальмового важеля і якоря
електромагніту; a, c, d, l – розміри по мал. 7.6, а
практично ухвалюють
 $l/a = 10 \dots 15$.

Переміщення точки кріплення стрічки до
важеля при зазорі між шківом і стрічкою ϵ при
 $R = 0,5DT$:

$$\Delta = (R + \varepsilon)\alpha - R\alpha = \varepsilon\alpha$$

Диференціальне гальмо (мал. 7.5, б) також однобічної дії, заснований на різниці моментів натягу галузей стрічки. Зусилля **До** визначається з умови рівноваги важеля.

Схильність до самозатягування, велике зношування диференціальних гальм обмежують їхнє застосування (у лебідках, де необхідно створити більші гальмові моменти, і в механізмах з ручним керуванням).

Щоб виключити самозатягування диференціального гальма, ухвалюють розміри

$$a \geq be^{f\alpha} \quad \text{або} \quad a = (2,5 \dots 3,0)b \quad (7.9)$$

Підсумовуюче стрічкове гальмо (мал. 7.6, в) є гальмом подвійної дії, у якого величина гальмового моменту не залежить від напрямку обертання привода.

Зусилля гальмування

$$K = ((S + s)a - G_p c - G_d d) / l \quad (7.10)$$

Для створення того самого гальмового моменту в підсумовуючій гальмі зусилля гальмування в раз повинне бути більше, чим у простім гальмі.

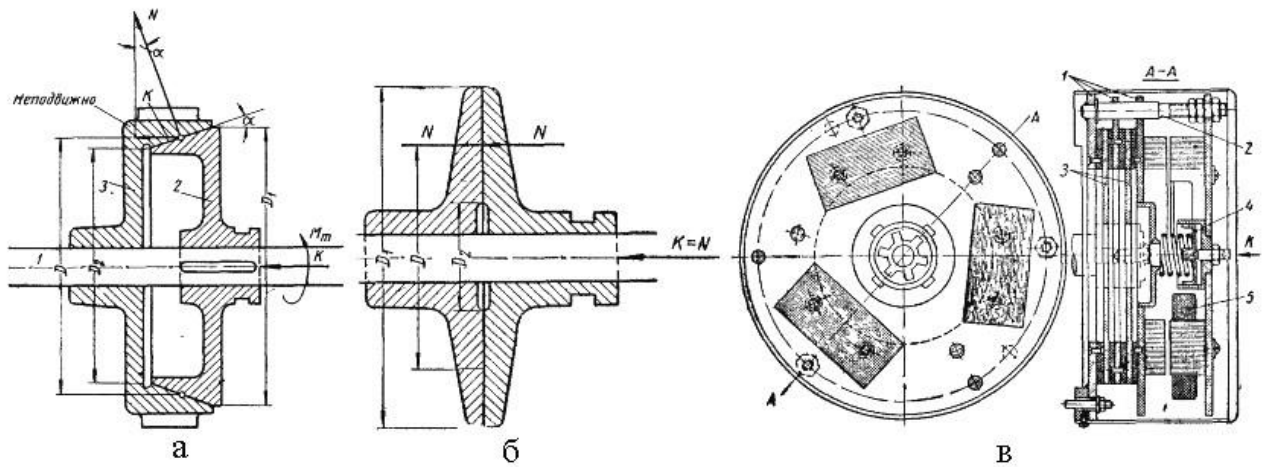
Стрічкові гальма мають істотні **недоліки**, що обмежують їхнє застосування: більші зусилля, що згинають гальмовий вал; нерівномірне зношування стрічки; менша, чому в колодкових, надійність через можливість обриву стрічки.

Двухленточний гальмо типу ТЛП (мал. 7.6, г) складається з верхньої 1 і нижньої 2 стрічок, з'єднаних шарнірно у верхній крапці важеля, що відводить, 3. Замикання гальма здійснюється за допомогою пружини 4 через важільну систему 5. Розгальмовування гальма проводиться короткоходовимклапан-ним магнітом 6 постійного струму.

Гідностями гальма є: незалежність величини гальмового моменту від напрямку обертання гальмового шківів; швидке й точне гальмування.

7.5. Гальма з осьовим тиском відрізняються від раніше розібраних тим, що зусилля, що притискає гальмуючу деталь до шківів, спрямоване не перпендикулярно осі його обертання, як у колодковому й стрічковому гальмах, а уздовж осі.

Вихідним видом гальма з осьовим тиском є конічне гальмо (мал. 7.7, а). Він складається із сидячого на валу 1 на шпонці або шліцах конуса 2 і нерухливої чаші з конічним розточенням 3. Замикання й розмикання гальма проводиться за допомогою переміщення конуса уздовж вала за допомогою спеціального важільного механізму: для вільного переміщення конуса по валові повинна бути застосована ходова посадка.



Малюнок 7.7- Гальма з осьовим тиском:

а – конусний, б – дисковий, в – багатодисковий.

Вихідною величиною для розрахунків цього гальма є гальмовий момент

T_T . При середньому діаметрі конуса

$$D = 0,5(D_1 + D_2)$$

окружне зусилля на середній окружності його поверхні

$$F_t = 2T_T / D$$

Для зрівноважування цього зусилля на робочих поверхнях гальма потрібно викликати силу тертя $F = F_t$. Для цього конічні поверхні гальма повинні бути притиснуті друг до друга із силою N , величина якої виходить із залежності

$$Nf = F = F_t \quad (7.11)$$

де N – алгебраїчна сума нормальних тисків на поверхні конуса; f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях.

Для зменшення необхідного N робоча поверхня конуса часто покривається азбестовою стрічкою ($f=0,3 \dots 0,4$).

натискання, що вимагається, N створюється осьовим зусиллям D_0 , прикладеним до маточини конуса; співвідношення між силами N і D_0 визначається з їхнього силового трикутника:

$$K = N \sin \alpha \quad (7.12)$$

З рівняння (7.12) видно, що з погляду величини робочого зусилля D_0 вигідно ухвалювати малі значення кута α . Однак щоб уникнути заїдання конуса при розмиканні гальма рекомендується не робити кут α менше 15° .

Часткам случаємо конічного гальма є дискове гальмо (мал. 7.7, б), у якого кут α рівний 90° , у зв'язку із чим поверхня конуса перетворюється в плоске кільце.

Значне зменшення робочого зусилля D_o при заданому T_T досягається в багатодискових гальмах, що представляють собою систему декількох паралельно працюючих дискових гальм, стисливих однією силою D_o . На мал. 7.7, у представлене пружинне багатодискове гальмо з електромагнітом, застосований внаслідок своєї компактності в електроталях.

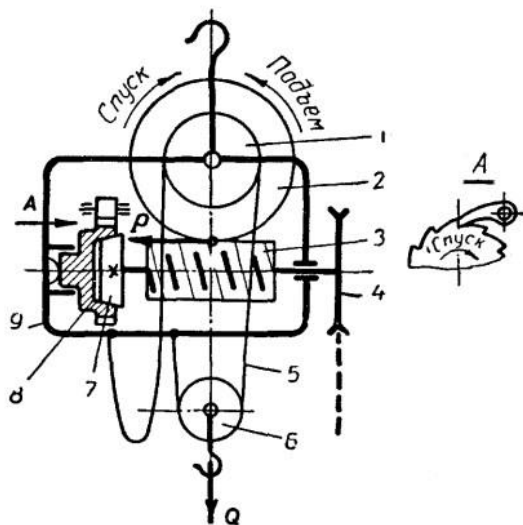
7.6 Грузоупорные гальма

У деяких механізмах застосовують гальма, замикання яких відбувається під дією ваги піднятого вантажу. Такі гальма називають грузоупорними.

Величина гальмового моменту в цьому випадку пропорційна ваги вантажу й тому вантажі різної ваги будуть гальмуватися плавно, із приблизно однаковою затримкою. У цьому перевага грузоупорних гальм у порівнянні з раніше розглянутими.

Найбільш простим грузоупорним гальмом постачена черв'ячна таль

(мал. 7.8). Її рухливий блок 6 одержує рух від тягового колеса 4 через



несамотормозящуюся черв'ячну передачу 3-2, зірочку 1 і ланцюг 5. Грузоупорний гальмо талі складається з конусного диска 7, закріпленого на валу черв'яка, і втулки 8, цапфа якої входять у корпус 9 і опирається на п'яту. Зовні втулка постачена храповими зубами. Вісь собачки, що зачіпається із цими зубами, укріплена на корпусі талі.

При підйомі вантажу черв'як зміщається вліво. Конусний диск притискається до втулки й обертається разом з нею. Собачка цьому руху не перешкоджає.

Малюнок 7.8- Грузоупорный

черв'ячної тали.

Після припинення підйому вантаж буде прагнути повернути зірочку й гальмо черв'ячне колесо за годинниковою стрілкою. При цьому черв'як з гальмом проверне втулку 8 до упору в собачку. Втулка зупиниться. У конуснім гальмі виникне момент сил тертя, трохи більший крутного моменту, створеного вантажем на черв'яку. Вантаж буде втримуватися на заданій висоті.

Щоб вилучити вантаж, до черв'яка треба прикласти додатковий момент, який у сумі з вантажним моментом перевищив би момент сил тертя в гальмі. Це досягається примусовим обертанням тягового колеса в напрямку спуска. Собачка як і раніше буде втримувати втулку гальма. Швидкість спуска вантажу буде визначатися швидкістю обертання тягового колеса.

7.7 Керовані гальма

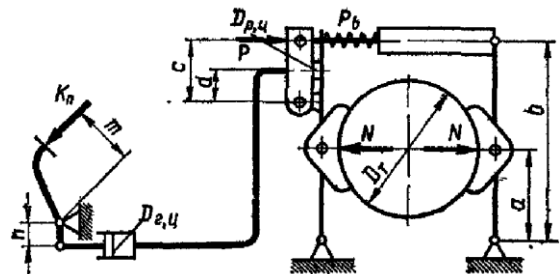
У механізмах підйому сфера застосування керованих гальм обмежена – тільки для малої вантажопідйомності й де потрібне регулювання швидкості опускання вантажу. Гальма повинні бути закритого типу.

В основному керовані гальма встановлюють у механізмах пересування й повороту кранів для забезпечення плавної й точної зупинки, особливо там, де різке гальмування може привести до втрати стійкості кранів (баштових, порталних і ін.). Тут застосовуються гальма закритого, відкритого й комбінованого типів. Комбіноване кероване гальмо складається зі звичайного гальма, до якого приєднані циліндри й педаль керування.

По конструкції робочого елемента бувають колодкові, стрічкові й дискові гальма. Керування гальмами може бути педальне й за допомогою гідравлічних і пневматичних приводів.

На мал. 7.9 наведена схема колодкового гальма відкритого типу з гідравлічним керуванням.

Під час роботи крана гальмові колодки розведені за допомогою пружини. При натисканні на педаль рідина з головного циліндра по трубопроводу подається в робочий циліндр, закріплений на гальмовому важелі з колодкою, і відбувається замикання гальма із зусиллям, пропорційним силі натискання, яка може змінюватися в широких межах.



Малюнок 7.9- Керований гідравлічний гальмо

Допоміжну пружину розраховують на зусилля для подолання залишкового тиску в гідросистемі, тертя в шарнірах і для повернення поршня робочого циліндра у вихідне положення. Практично $P_b=100...200$ Н.

Розрахункову величину ходу педалі ухвалюють 125...150 мм, з урахуванням зношування фрикційних накладок до 250 мм.

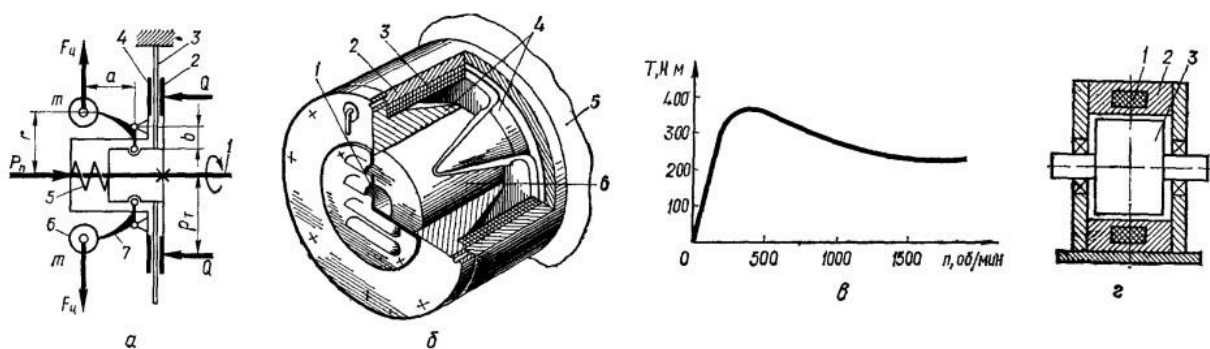
7.8 Гальма для регулювання швидкості

До них ставляться відцентрові, вихрові, електромагнітні порошкові, гідравлічні й ін. Застосовуються для автоматичного обмеження й регулювання швидкості руху механізмів у різних кранах (монтажних, стрілових, порталних і ін.), підйомниках, бурових лебідках і ін.

Відцентрові гальма. Є багато різних типів відцентрових гальм, однак найбільше застосування одержав дискове відцентрове гальмо (мал. 7.10, а). На валу 1 закріплений диск 2, на маточині якого вільно сидить другий диск 4, між дисками встановлений нерухливий фрикціон 3. На шарнірно закріпленому кутовому важелі 7 розташовані маси 6, які під дією відцентрової сили повертають важелі й притискають диски до фрикціону, долаючи зусилля пружини 5. Відбувається

гальмування й зниження швидкості опускання вантажу. Установлюються відцентрові гальма, як правило, на швидкохідному валу механізму. Тому що зупинити, що опускається вантаж цим гальмом неможливо, те встановлюють ще стопорне гальмо.

Вихрові гальма забезпечують плавну й точну зупинку механізмів без коливання. Вони знаходять широке застосування в механізмах підйому, зміни вильоту стріли порталних кранів і пересування при високих швидкостях. Він полягає (мал. 7.10, б) зі статора 2 з полюсами 4 і ротора 6 з короткозамкнутою обмоткою. Ротор насадживають на вал 1 електродвигуна або на вхідний вал редуктора; статор за допомогою фланця 5 кріпиться до корпуса двигуна або редуктора. Між полюсами статора розташована обмотка збудження 3, у яку подають постійний струм. При перетинанні стрижнями обмотки обертового ротора нерухливого магнітного поля збуджується е.д. с. і вихрові струми, які, взаємодіючи з магнітним полем статора, створюють гальмовий момент. Процес гальмування регулюється зміною сили струму порушення й протікає плавно. Зі зменшенням швидкості гальмовий момент знижується; остаточна зупинка фіксується звичайним гальмом. Для кращого охолодження гальма ротор постачений вентиляційними лопатами. Характеристика гальмового генератора показана на мал. 7.10, в.



Малюнок 7.10- Гальма для регулювання швидкості

Електромагнітне порошкове гальмо. Робота гальма заснована на тому, що при подачі струму в обмотки 1 (мал. 7.10, г) утворюється магнітний потік, що проходить через феромагнітний порошок

(с частками 0,004...0,008 мм), що заповнив зазор між статором 2 і ротором 3. Намагнічені частки порошку в магнітнім полі внаслідок взаємного тертя чинять опір зрушенню, величина якого залежить від напруженості магнітного поля в зазорі. Для підвищення стабільності робочих характеристик гальма феромагнітне порошок застосовують у суміші із сухими або рідкими змащувальними речовинами (графіть, окиси магнію й цинку, кварц, мінеральні масла й ін). Гальмовий момент у порошковому, як і у вихровому, гальмі можна регулювати в широких межах плавно за будь-яким законом зміною напруженості магнітного поля величиною струму порушення, що забезпечує плавність гальмування.

Кінетична енергія механізму при гальмуванні переходить у теплову, тому порошковий (як і вихровий) гальмо повинен добре прохолоджуватися.

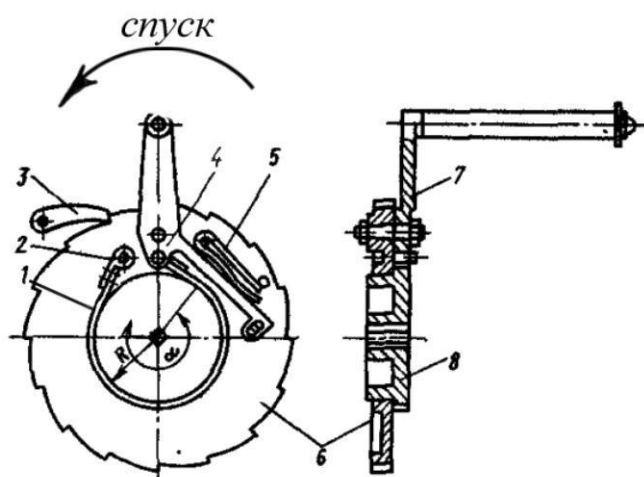
7.9 Безпечні рукоятки

Згідно із правилами Госгортехнадзора ручні піднімальні механізми повинні бути постачені пристроями, що запобігають небезпечно для обслуговуючого персоналу довільне обертання рукоятки під дією ваги вантажу. Такі пристрої називають безпечними рукоятками. Розрізняють два види безпечних рукояток.

Безпечна *рукоятка першого виду* з'єднана безпосередньо із грузоупорним гальмом. При опусканні вантажу до цієї рукоятки необхідно прикладати постійно діюче зусилля. Швидкість вантажу залежить від окружної швидкості рукоятки.

Безпечну *рукоятку другого виду* використовують у таких ручних механізмах підйому, у яких згідно з виробничим процесом потрібно робити опускання вантажу зі швидкістю, що перевищує швидкість підйому. Ця рукоятка з'єднана з гальмом таким чином, що нормально-замкнене гальмо розмикається зусиллям натискання на рукоятку. При цьому механізм одержує можливість руху під впливом ваги вантажу. Обертання рукоятки при опусканні вантажу не потрібно. Швидкість опускання регулюється зміною зусилля натискання на рукоятку. Рукоятки цього виду звичайно постачають регуляторами швидкості. Якщо вага порожнього гака буде недостатнім для подолання опору в механізмі, то для здійснення опускання вантажу гак слід постачити спеціальним вантажем. Тому рукоятки цього виду знаходять застосування тільки в шестеренних механізмах, у яких невеликі втрати на тертя.

Лебідки з ручним приводом, призначені для підйому людей, повинні бути постачені безпечними рукоятками тільки першого виду, тому що при використанні цих рукояток підйом і опускання забезпечуються безперервним обертанням рукоятки. Швидкість опускання при цьому не повинна перевищувати 20 м/хв.



Малюнок 7.11- Схема безпечної рукоятки другого роду зі стрічковим гальмом

Безпечна рукоятка другого виду (мал. 7.11) має храпове колесо 6, вільно розміщене на гальмовому шківі 8, який установлений на валу. Один кінець гальмової стрічки 1 прикріплено до пальця 2, закріпленому на диску храпового колеса, іншої – до пальця 4, установленому на плечі рукоятки 7, шарнірно закріпленої на храповім колесі. Гальмова пружина 5, діючи на друге плече рукоятки 7, замикає стрічкове гальмо, з'єднуючи гальмовий шків із храповим колесом. Підвішений вантаж прагне повернути вал з гальмовим шківом і храповим колесом убік опускання, однак цьому перешкоджає собачка 3. При обертанні рукоятки для підйому вантажу (на мал. 7.11 за годинниковою стрілкою) зуби храпового колеса не перешкоджають обертанню гальмового шківа разом із храповим колесом. Для опускання вантажу рукоятку трохи відводять у напрямку опускання, долаючи опір гальмової пружини. Гальмовий шків звільняється, і вал одержує можливість обертатися убік опускання під дією ваги вантажу. Якщо рукоятку відпустити, то гальмова пружина замкне гальмо й рух припиниться.

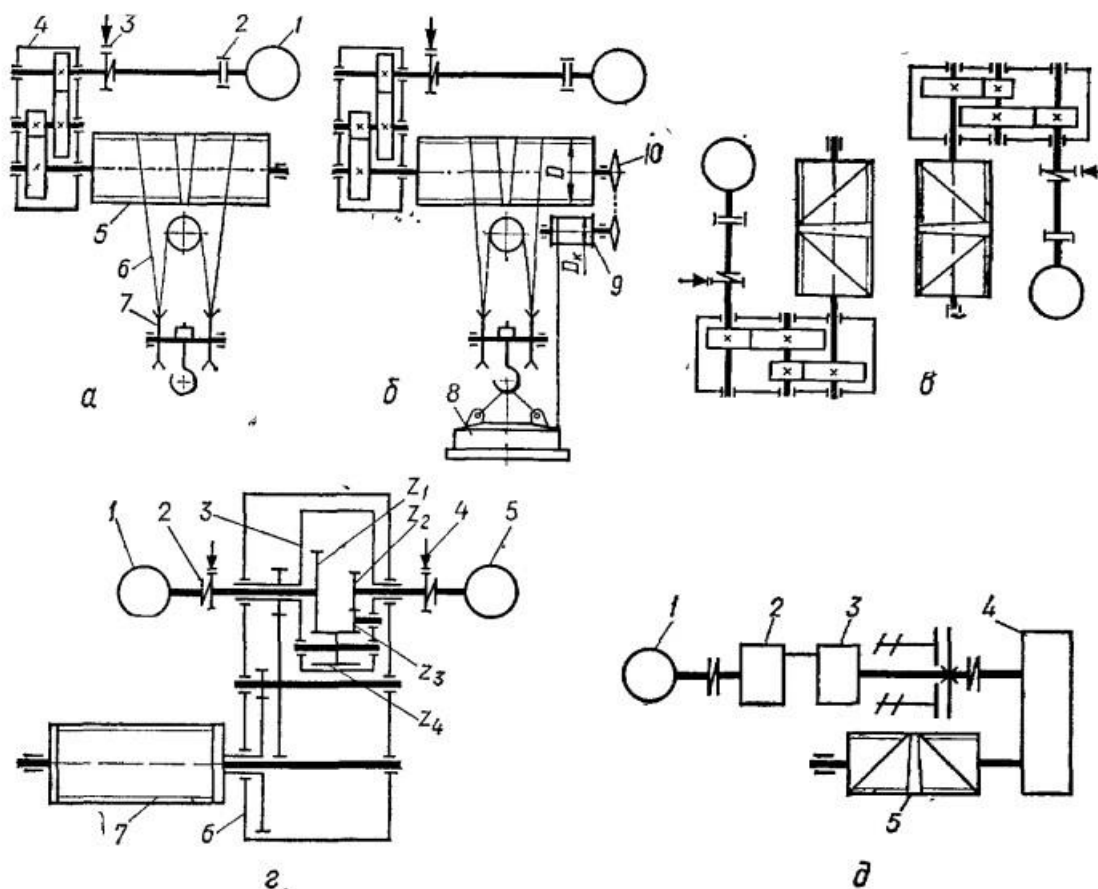
Глава 8. МЕХАНІЗМИ ПІДЙОМУ.

8.1. Кінематичні схеми механізмів.

Механізми підйому служать для вертикального переміщення вантажу. Їх, можна розділити на два основні типи: *із твердою кінематичною схемою* – канатним або ланцюговим приводом, ходовим гвинтом або зубчастою рейкою; *із фрикційним приводом* – канатоведущим шківом (застосовується тільки в підйомниках).

По *типу й кількості двигателівприводи* бувають електричні (основний привод) одне- і двухдвигательные й гідравлічні.

По *типу передач* механізми підйому бувають: із циліндричним, планетарним і хвильовим редукторами (останні поки не знайшли винного застосування). Черв'ячні передачі в механізмах підйому встановлюють рідко через низький КПД і підвищеного зношування.



Малюнок 8.1 - Кінематичні схеми механізмів підйому.

Кінематична схема механізму підйому із крюковою підвіскою показана на мал. 8.1, а. Електродвигун 1 з'єднано із циліндричним редуктором 4 і барабаном 5 за допомогою муфт 2, 3 (напівмуфта 3 з боку редуктора виконана з гальмовим шківом, на яким встановлено колодкове гальмо). Редуктори можуть виконуватися з валами по обидві сторони для різного компонування механізмів підйому. На барабан намотується канат 6 поліспасти.

Кінематична схема механізму підйому з вантажним електромагнітом 8 відрізняється наявністю додаткового барабана 9 для намотування й змотування токопідводящого кабелю при підйомі й опусканні вантажу (мал.8.1,б). Привод цього барабана може здійснюватися від канатного барабана за допомогою зубчастої або ланцюгової передач, а також від окремого привода.

У грейферних кранах на візку встановлюють два однакові механізми – один для підйому, іншої для замикання грейфера (мал. 8.1, в) або двухбарабанную лебідку із планетарною передачею й двома двигунами (більшої потужності для підйому, меншої – для замикання грейфера).

Механізми із планетарними редукторами (мал. 8.1, г): вали електродвигунів 1, 5 соосны й обертають центральні колеса z_1 , z_2 різних діаметрів. Колеса z_1 і z_2 приводять в обертання сателіт z_3 , укріплений у водиле 3, яке пов'язане із приводною шестірнею двоступінчастого редуктора 6,

який обертає барабан 7. Вал двигуна 1 проходить усередині пустотілого вала, що з'єднує водило із шестірнею редуктора.

Механізм підйому дозволяє працювати на чотирьох швидкостях: 1 – максимальна швидкість при обертанні обох двигунів в одному напрямку; 2 – при обертанні тільки двигуна 1; 3 – при обертанні тільки двигуна 5; 4 – мінімальна при обертанні двигунів 1 і 5 у протилежних напрямках.

У баштових кранах застосовують механізми підйому із фланцевим електродвигуном. Швидкість опускання вантажу в широких межах можна регулювати за допомогою гальмового генератора (вихрового гальма).

Схема механізму підйому з *гідроприводом* наведена на мал. 8.1, буд. Особливістю цього механізму є широкий діапазон зміни швидкостей, що дуже важливо для монтажних і механіко-складальних кранів.

Електродвигун 1 приводить у рух регульований насос 2, від якого рідина під високим тиском надходить у високомоментний гідромотор 3 (радіально-поршневий з дисковим гальмом). Від нього через муфту й редуктор 4 повідомляється обертання барабану 5.

В електроталях застосовують оригінальну компактну схему механізму підйому із вмонтованим у барабан двигуном і співвісним редуктором.

Механізми із *хвильовими передачами* характеризуються:

- малими габаритними розмірами й масою;
- можливістю одержання великого передаточного числа (в одному щаблі 100...350);
- простотою конструкції, меншою вартістю та ін.

Характерно, що чим більше передаточне число, тим більше ефективність застосування хвильових передач.

Малі габаритні розміри й співвісне виконання дозволяють вбудовувати хвильові передачі безпосередньо у виконавчі органи машин: у барабани, ходові колеса, канатоведущі шківни й ін. Ці передачі застосовують у багатьох машинах, у тому числі й у спеціальних конструкціях: вертольотах (потужність привода 350 кВт), металорізальних верстатах, у мотор-колесах спеціальних машин, у різних кранах, у механізмах підйому, пересування, обертання й зміни вильоту, у роторних екскаваторах, вантажних лебідках, маніпуляторах і ін.

8.2. Розрахунки механізму підйому вантажу.

Вибір електродвигуна. Статична потужність електродвигуна при підйомі номінального вантажу рівна (кВт):

$$(8.1) \quad P' = Qv / \eta$$

де η – загальний КПД піднімального механізму при номінальній навантаженні. Звичайно ухвалюють $\eta = 0,8-0,85$. КПД залежить від завантаження механізму.

За обчисленими значеннями P' , заданої ПВ%, прийнятому роду струму й напрузі вибираємо з каталогу необхідний електродвигун, вписуючи при цьому його тип, дійсну каталожну потужність P_d і частоту обертання n_d при заданій значенні ПВ%, а також номінальну потужність P_n і номінальну частоту обертання n_n при ПВ 25%, момент інерції ротора електродвигуна I_p , кратність максимального моменту

$$\lambda = T_{\max} / T_H$$

Потужність обраного електродвигуна при відповідній значенні ПВ% повинна бути трохи менше статичної потужності при підйомі номінального вантажу.

Номінальний момент обраного електродвигуна визначається по формулі:

$$(8.2) T_H = 9550 P_d / n_d$$

Вибір редуктора. Редуктор механізму підйому вантажу встановлений між електродвигуном і барабаном.

Необхідне передаточне число редуктора

$$(8.3) u_p' = n_d / n_\delta$$

де n_d – частота обертання електродвигуна при заданій ПВ%, про/хв;

n_δ – частота вращения барабана, про/хв.

$$(8.4) n_\delta = v u_n / [\pi(D + d_k)]$$

де u_n – кратність полиспаста.

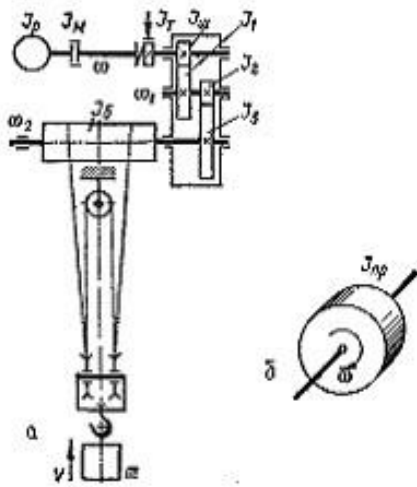
Відповідно до підрахованого значенням u_p' , каталожною потужністю й синхронною частотою обертання електродвигуна, а також заданої ПВ% вибираємо необхідний редуктор типу РМ або Ц2, вписуючи потужність P_p , передаточне число u_p .

Перевірка обраного електродвигуна на перевантаження в період пуску. Среднепусковой момент, що розвивається двигуном при розгоні рівний:

$$(8.5) T_n = T_c + T_{ин}$$

де T_c – статичний момент на валу електродвигуна при підйомі номінального вантажу; $T_{ин}$ – момент сил інерції обертаних, що й поступально рухаються мас.

$$(8.6) T_c = QD / (2u_n u_p \eta)$$



Малюнок 8.2- Схема механізму підйому.

Для динамічних розрахунків привода всі маси, що рухаються, механізму приводять до вала двигуна у вигляді еквівалентної маси з моментом **інерції** I_{np} , що обертається зі **швидкістю** ω .

Механізм підйому (мал. 8.2, а) замінюють фізичною моделлю (рис 8.2,б) на основі рівності їх кінетичних енергій:

$$(8.7) \quad \frac{I_{np} \omega^2}{2} = \frac{(I_p + I_T + I_M + I_{ш}) \omega^2}{2} + \frac{I_1 + I_2}{2} \omega_1^2 + \frac{I_2 + I_\delta}{2} \omega_2^2 + \frac{mv^2}{2\eta}$$

де $I_p, I_T, I_M, I_{ш}$ - моменти інерції мас, що перебувають на валу двигуна (ротора двигуна, гальмового шківів, шестірні, муфти); I_1, I_2, I_3, I_δ - моменти інерції мас, що перебувають на інших (більш тихохідних) валах; m - маса вантажу, що піднімається.

Звідси

$$(8.8) \quad I_{np} = I_0 + \frac{I_1 + I_2}{u_1^2} + \frac{I_3 + I_4}{(u_1 u_2)^2} \omega_2^2 + \frac{mv^2}{\omega^2 \eta}$$

де $I_0 = I_p + I_T + I_M + I_{ш}$, $u_1 = \omega/\omega_1$, $u_2 = \omega_1/\omega_2$.

Тому що наведені моменти інерції редуктора, барабана й інших деталей обернено пропорційні квадрату передаточного числа, те їх частка в загальному моменті інерції мас системи невелика (10...25%).

Тоді формулу можна представити в такому простому виді:

$$I_{np} = \delta I_0 + m \frac{v^2}{\omega^2 \eta} \quad (8.9)$$

де δ - коефіцієнт, що враховує моменти інерції мас деталей, що обертаються повільніше, чим вал двигуна; для механізмів підйому кранів, лебідок і ін. $\delta = 1,1 \dots 1,25$.

Момент двигуна при пуску механізму:

$$(8.10) \quad T_n = T_c + I_{np} \frac{\omega}{t_n}$$

З іншої сторони:

$$T_n = \lambda T_H$$

(8.11)

де t_n – тривалість пуску, с.

Час пуску привода при підйомі й опусканні вантажу:

(8.12)

$$t_n = I_{np} \omega / (T_n \pm T_c)$$

Знак «мінус» відповідає пуску при підйомі вантажу, знак «плюс» – при опусканні.

Прискорення при пуску привода, m/c^2 :

(8.13)

$$a_n = v / t_n$$

Отримані прискорення повинні задовольняти наступним рекомендаціям для кранів загального призначення (m/c^2):

Крани монтажні й для підйому рідкого (розпеченого) металу	0,1
машинобудівних заводів	0,2
перевантажувальні	0,6...0,8

Середньоквадратичний момент електродвигуна згідно з навантажувальною діаграмою протягом циклу для двигунів загального призначення:

$$(8.14) \quad T_E = \sqrt{\frac{\Sigma T_n^2 t_n + \Sigma T_c t_y}{\beta \Sigma t_n + \Sigma t_y + \beta_0 \Sigma t_0}}$$

де T_n – значення моментів у перехідні періоди роботи привода протягом циклу (ухвалюємо по навантажувальній діаграмі); T_c – значення статичних моментів; Σt_n – сумарний час несталого руху привода протягом одного циклу; Σt_y – сумарний час усталеного руху; Σt_0 – сумарний час пауз; β – коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження двигуна при пуску й гальмуванні:

$$\beta = (1 + \beta_0) / 2$$

β_0 – коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження під час пауз; $\beta_0 = 0,25...0,35$ для відкритих і захищених двигунів з вентилятором на валу; $\beta_0 = 0,3...0,55$ для закритих двигунів з ребрами й зовнішнім обдувом;

$\beta_0 = 0,7...0,98$ для закритих двигунів.

Для кранових електродвигунів, потужність яких задана з обліком їх роботи в повторно-короткочасному режимі, час пауз не враховують.

Еквівалентна потужність двигуна по нагріванню:

$$(8.15) \quad P_E = T_E n_d / 9550$$

Остаточно визначають потужність, що відповідає фактичному ПВ по формулі:

$$(8.16) \quad P_H = P_E \sqrt{ПВ / ПВ_H}$$

Визначення *необхідного гальмового моменту. Вибір місця установки гальма.* Вибір гальма механізму й розрахунки його елементів роблять по гальмовому моменту, що забезпечує втримання номінального вантажу в статичному стані у висячому положенні з певним коефіцієнтом запасу гальмування, K_T :

$$(8.17) \quad M_T = K_T T_C$$

де T_T — момент, створюваний гальмом; T_C — статичний момент при гальмуванні на валу гальма, створюваний вагою піднятого вантажу.

Коефіцієнт запасу гальмування K_T вибирається залежно від режиму роботи.

Механізми підйому кранів, призначені для підйому й транспортування розпеченого або розплавленого металу, отрутних і вибухових речовин, а також кислот, згідно з нормами Госгортехнадзора, повинні мати на кожному приводі барабана по два гальма.

На механізмах підйому вантажу встановлюються автоматично діючі гальма нормально-замкненого типу.

При виборі місця установки гальма повинна бути забезпечений твердий зв'язок між гальмовим шківом і барабаном, зубчастою або черв'ячною передачею.

Звичайно гальмовий шків встановлюють на швидкохідному приводному валу, що має найменший гальмовий момент.

Глава 9. МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ.

9.1. Основні кінематичні схеми механізмів.

У вантажопідйомних машинах механізми пересування можна розділити на групи:

- механізми, розташовані безпосередньо на переміщувальній машині або візку;
- механізми, розташовані поза переміщуваним об'єктом із гнучкої (канатної або ланцюгової) тягою;
- механізми, розташовані безпосередньо в ходового колеса.

Кінематичні схеми механізмів пересування першої групи залежно від типу й розташування привода можна розділити на наступні:

- із центральним розташуванням двигуна й тихо- (а), середньо- (б) і швидкохідним (в) трансмісійним валом;
- з роздільним (індивідуальним) приводом (г).

Механізми пересування із центральним приводом є простими, надійними, але разом з тим мають недоліки – більша металоємність внаслідок великого діаметра вала, що вимагає масивних муфт і підшипників, у результаті збільшується маса всього крана.

У сучасних конструкціях кранів найбільше поширення одержали механізми з роздільним приводом (мал. 9.1.). Для нормальної роботи механізмів повинна бути забезпечена електрична синхронізація роботи окремих двигунів щоб уникнути перекосів моста, тобто механічний зв'язок між ходовими колесами за допомогою трансмісійного вала тут замінена електричної (електричний вал). Економічно доцільно застосовувати роздільний привод у кранах з більшими прольотами (більш 16 м); при малих прольотах – із центральним приводом.

Досить компактна конструкція роздільного привода із фланцевим електродвигуном (мал. 9.1, ж), що володіє зручностями монтажу й ремонту; у спеціальних кранах застосовують також приводи, вмонтовані безпосередньо у вузол ходового колеса (мал. 9.1, з).

Останнім часом усе більше застосування знаходять гідравлічні механізми пересування кранів (мал. 9.1, д). Гідравлічний привід установлюють безпосередньо на валах приводних коліс крана. Привод складається із двох високомоментних плунжерних гідро-моторів 3, електродвигуна 2, плунжерного насоса 8, резервуара 1 для масла, синхронізатора 4, блоку керування 7. Синхронізація обертання гідромоторів досягається установкою датчика, закріпленого на кінцевій балці 6, і за допомогою штока взаємодіє з головною балкою 5. При перекосі крана датчик регулює потік рідини в гідромоторах і змінює частоту їх обертання. Привод досить компактний і забезпечує плавне регулювання швидкості руху й гальмування крана, а також стопоріння крана за допомогою гідравлічних замків.

Конструктивне виконання механізмів пересування кранів може бути різним. Привод від двигуна здійснюється: через вал із зубчастими муфтами; через карданний вал (для балансирів); за допомогою блок-привода, що поєднує двигун, гальмо й редуктор в один блок. Блок-Привод має компактність і меншою масою в порівнянні зі звичайними механізмами.

У нових конструкціях кранів широко застосовують мотор-редуктори, що включають і гальмо. Для одного приводного колеса він навішується безпосередньо на вал, а привод двох коліс здійснюється за допомогою проміжного вала й відкритої передачі. У якості редуктора можуть бути циліндричні, планетарні й черв'ячні. Характерною рисою моторредукторів є більша компактність і мала маса конструкції.

Кількість ходових коліс вибирають залежно від вантажопідйомності крана:

Q, т до 50	75...125	150...200	250...300
z	4	8	12
			16

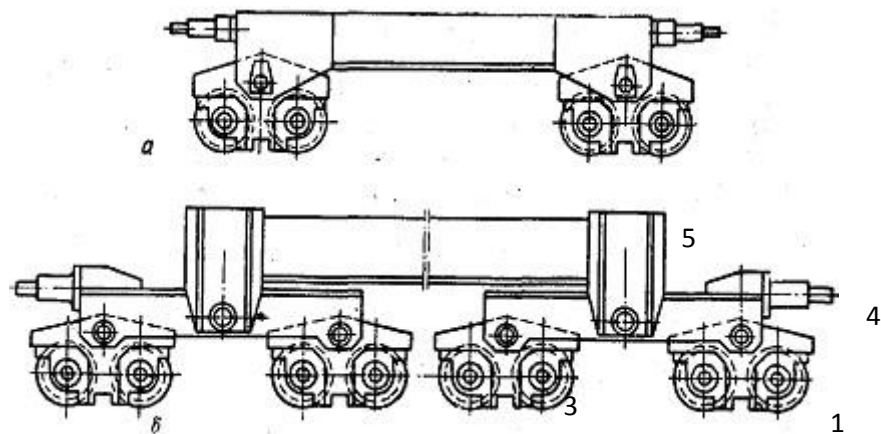
У спеціальних кранів кількість ходових коліс доходить до 40...96 (рудні перевантажувачі). Приводні колеса становлять 1/4, 1/2 загального числа коліс (у деяких спеціальних кранах до 1).

Для забезпечення статично визначених ходових систем і рівномірного нагрюження коліс застосовують балансирні візки, конструкція яких дана на мал. 9.2. Ходові колеса 1 установлено у

двухбалансирных візках 2, з'єднаних з головним балансиrom 3 шарнірами 4. До останнього за допомогою шарніра 5 кріпиться одна зі сторін крана.

Механізм пересування візка мостових кранів загального призначення звичайно мають чотири ходові колеса, з яких два – приводні. У механізмах застосовують триступінчасті вертикальні редуктори типу ВК (центральне розташування) або ВКН (мал. 9.1, д) – навісне. Швидкохідний вал редуктора зв'язують із валом двигуна нормальною зубчастою муфтою (МЗ). На другий кінець вала двигуна насажують гальмовий шків.

Кінці тихохідного вала редуктора ВК з'єднуються з ходовими колесами зубчастими муфтами із проміжними валами. Такі муфти навіть при більших деформаціях рами візка під час підйому вантажу забезпечують гарну передачу крутного моменту від редуктора до ходових коліс.



Малюнок 9.2- Кінцеві балки з балансирними візками:

а – восьмиколесного крана; б – шестнадцатиколесного крана.

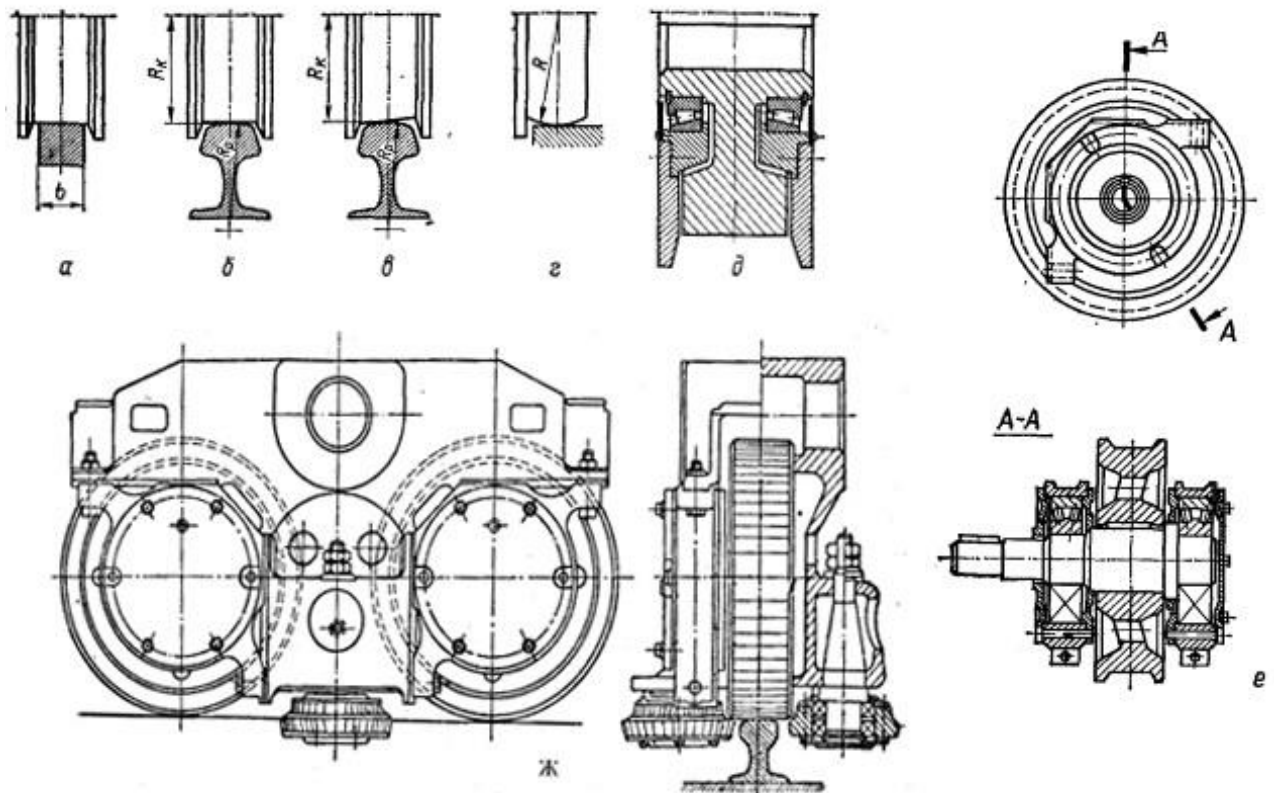
У механізмах із гнучкою тягою – канатом або ланцюгом (мал. 9.1, в) у стрілових і консольних кранах - привод 1 за допомогою канату 2 (або ланцюги) обвідної блок, що охоплює, 4, пересуває візок 3 по балці консолі; напрямок руху візка залежить від напрямку обертання барабана. Переваги механізму: компактність і мала маса візка внаслідок розміщення механізмів підйому й пересування поза візком. Це дозволяє зменшити масу металоконструкції крана. Недолік – підвищений зношування вантажного й тягового канатів.

9.2. Конструкція ходової частини кранів.

Кранові ходові колеса по конструкції розділяються на двухребордные (найпоширеніші), однорребордные й безребордные; за формою поверхні – на циліндричні (мал. 9.3, а, б), конічні (мал. 9.3, в) і бочкообразные (мал. 9.3, г). Реборди ходових коліс служать для напрямку руху крана, запобігання сходу коліс, вони сприймають горизонтальні поперечні сили при русі крана. Під дією поперечних сил відбувається ковзання реборд по рейках, що приводить до інтенсивного зношування реборд.

Ходові колеса із циліндричною поверхнею катання найчастіше виходять із ладу через зношування реборд у результаті перекосу крана через несинхронну роботу роздільних приводів, нерівномірного гальмування крана, дефектів виготовлення й монтажу підкранових колій і ходової частини й інших причин.

Колеса з конічним ободом (ухил 1:20) установлюють у якості приводних з вершинами конусів поза прольотом. Перевагою їх є самоцентрування ходу моста, відсутність перекосів, великий термін служби.



Малюнок 9.3 – Конструкція ходової частини кранів.

Самоцентрування або вирівнювання ходу моста на конічних колесах відбувається автоматично: якщо з якої-небудь причини одна сторона крана відстала, то приводні колеса переходять на більший діаметр, що котить, окружна швидкість підвищується й положення крана вирівнюється, не створюючи додаткових бічних зусиль реборд на рейки й крім них зношування. Конічні колеса звичайної конструкції дають найбільший ефект для мостових кранів із центральним приводом при невеликих прольотах; зі збільшенням прольоту ефект стабілізації руху крана знижується. У цьому зв'язку для підвищення довговічності кранових коліс запропонований цілий ряд конструктивних заходів: підвищення конусности коліс до 1:10 і більш; застосування поверхні кочення колеса зі змінної конусністю, яка в міру наближення до реборди збільшується.

Запропоноване також багато конструктивних розв'язків для зменшення зношування реборд: застосування знімних реборд, прикріплених до обода, які при перекосах можуть повертатися по конічній поверхні обода; установка ребордних дисків на підшипниках кочення (мал. 9.3, д), що замінюють у парі реборда-рейка тертя ковзання тертям катання й ін. Але всі ці розв'язки значно ускладнюють конструкцію ходових коліс.

Для зменшення втрат на тертя й підвищення довговічності застосовують безребордні ходові колеса з горизонтальними напрямними роликами. На чотириколісних кранах напрямні ролики встановлюють із внутрішньої сторони прольоту; на крані з балансирними візками – по два напрямні ролики на кожному візку (по одному з кожної сторони) – рис 9.3, ж.

Безребордні колеса в балансирних візках застосовують також для спеціальних кранів великої вантажопідйомності.

Ходові колеса виготовляють такими способами: литтям зі сталі 40Л и 55Л, прокаткою на колесопрокатних станах зі сталі 5, 50, 65Г, 50Г2 і ін. і складанням (більших діаметрів); маточина відливається з низьковуглецевої сталі, бандаж виготовляється прокаткою з якісної сталі, і надівається з натягом у гарячому стані. Для підвищення зносостійкості й довговічності коліс їх поверхні катання піддають термічній обробці (до твердості НВ 300...400 на глибину не менш 15 мм). Найбільш тривалий термін служби (до 5 років) мають колеса, виготовлені штампуванням на пресах з додатковою прокаткою на колесопрокатному стані.

Для підвищення надійності й зменшення потужності привода ходові колеса встановлюють на підшипниках кочення. Ходові колеса монтують на валах (приводні) або на осях (не приводні) на сферичних підшипниках кочення, установлених у рознімних буксах (мал. 9.3, е), які кріплять до кінцевих балок моста або до рами візка. Застосування блокової конструкції ходових коліс зі знімними буксами значно спрощує складання й зміну ходової частини крана.

У якості підкранових застосовують залізничні, спеціальні кранові рейки, рейки з округленими головками типу КР і Р (для коліс із конічним ободом). У кранових рейках, на відміну від залізничних, більше товщина стінки й більш широка опорна площа. Для кранів невеликої вантажопідйомності, а також під візки застосовують рейки із квадратної або смугової сталі. Кріплення рейок до підкранових балок проводиться такими способами: парними тяжами (для залізничної рейки); бічними накладками (для кранової рейки); притискними планками (для прямокутного й квадратного профілів).

9.3. Опір пересуванню рейкових механізмів.

Опір пересуванню при усталеному русі рейкового механізму в загальному випадку залежить від комбінації наступних факторів: вантажопідйомної сили Q , власної ваги крана G ,

навантаженням ухилу шляхи $F_{ук}$, по яким переміщається кран, вітрових навантажень $F_{в}$, геометричних розмірів ходової частини, типу підшипників, якості шляхи і якості монтажу.

Опір у ходових колесах крана визначається тертям у підшипниках $F_{т}$, тертям катання $F_{к}$ коліс по рейках, тертям торців маточин, тертям поперечного ковзання колеса по рейці й реборд про рейки $F_{р}$.

При русі приводного колеса по рейці виникає горизонтальна реакція на контакті – сила зчеплення.

Згідно з останніми дослідженнями опір коченню з'являється в результаті деформаційних втрат у шарах, що прилягають до контакту (відбуваються різноспрямовані зсуви волокон колеса й рейки). Плече опору коченню є результатом викривлення навантажувальної епюри на контакті.

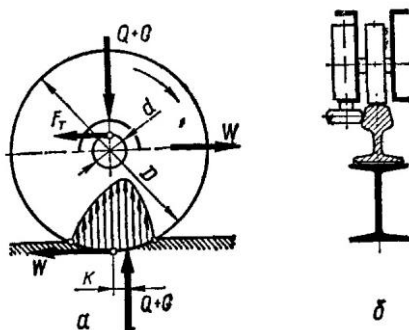
Розрахункова схема механізму пересування наведена на мал. 9.4, а.

Момент сил тертя в опорі колеса:

$$T_T = F_T d / 2 = (Q + G) f d / 2$$

Момент кочення:

$$T_T = (Q + G) k$$



Малюнок 9.4 – Розрахункова схема механізму пересування й схема безребордного колеса з напрямним роликом.

Загальний опір пересуванню крана з урахуванням сил $F_{ук}$ для подолання ухилу шляхи й сил вітру $F_{в}$ можна записати в такому виді:

$$(9.1) \quad W = (Q + G) \frac{fd + 2k}{D} K_p + 0,7F_{в} + F_{ук}$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках; для підшипників кочення $f=0,015...0,020$; do – коефіцієнт кочення колеса по рейці, що залежить від діаметра й матеріалу коліс і типу рейок $(3...12) \cdot 10^{-4}$ м.

Опір $F_{р}$ теоретично визначити не можна через невизначеність усіх факторів, що впливають на тертя в ребордах, маточині й ін. Тому додаткові опори враховують коефіцієнтом K_p , значення якого залежить від типу крана, довжини прольоту, привода механізму (центрального, роздільний),

конструкції колеса й типу підшипників: для кранів на конічних колесах $K_p=1,2$; на циліндричних $K_p=1,5$; для візків $K_p=2\dots2,5$; для кранів на циліндричних безребордних колесах з напрямними бічними роликами (мал. 9.4, б) умовно ухвалюють $K_p=1,1$.

Зусилля від ухилу шляху:

$$(9.2) \quad F_{\text{ук}} = (Q + G)\alpha_y$$

де α_y – ухил підкранової колії залежно від типу крана, перебуває в межах 0,001...0,01.

Коефіцієнт опору руху або коефіцієнт тяги дорівнює відношенню сили опору пересуванню крана до ваги крана й переміщеного вантажу:

$$(9.3) \quad \sigma_c = W / (Q + G) = (fd + 2k)K_p / D$$

9.4. Розрахунки привода механізму.

Вибір електродвигуна для механізмів пересування, як і для механізмів підйому вантажу, роблять по статичній потужності усталеного руху. Виникаючі додаткові навантаження на електродвигун під час розгону будуть долатися за рахунок його перевантажувальної здатності.

Статична потужність електродвигуна механізму пересування при роботі з номінальним вантажем рівна:

$$\text{кВт} \quad P' = \frac{W v_{\text{пер}}^4}{\eta}$$

де: W – сумарний статичний опір пересуванню візка або моста крана, кН; $v_{\text{пер}}$ – швидкість пересування візка або моста крана, м/с; η – загальний КПД механізму; для механізмів пересування ухвалюють $\eta = 0,85-0,90$.

Необхідний тип електродвигуна для механізму пересування візка й моста крана із центральним приводом вибираємо з каталогу, як і для механізму підйому вантажу. При цьому слід урахувувати, щоб потужність обраного електродвигуна при відповіднім значенні ПВ% була б рівна або більше підрахованої статичної потужності при роботі з номінальним вантажем.

Якщо механізм пересування моста крана має роздільний привод, то потужність кожного електродвигуна повинна бути рівна або більше 0,5 P' .

Номінальний момент обраного електродвигуна визначається так само, як і для механізму підйому вантажу.

Вибір редуктора. У механізмах пересування візків і мостів кранів редуктор установлюється між електродвигуном і ходовими колесами, тому необхідне передаточне число редуктора визначається як відношення:

$$(9.5) \quad u'_p = n_d / n_k$$

де n_d – частота обертання вала електродвигуна при заданім значенні ПВ%; n_k – частота обертання ходових коліс при заданій швидкості пересування:

$$n_k = v_{\text{пер}} / (\pi D)$$

(9.6)

Вибір редуктора з таблиць роблять так само, як і для механізму підйому вантажу. Однак замість статичної потужності необхідно брати значення розрахункової потужності, яка визначається:

- для редукторів механізму пересування візка й механізму пересування моста крана з тихохідним трансмісійним валом:

$$(9.7) \quad P_{расч} = P' + P_{ин}$$

- для механізмів пересування мостів кранів зі швидкохідним і середнеходним трансмісійними валами, що мають два редуктори:

$$(9.8) \quad P_{расч} = \alpha(P' + P_{ин})$$

де α – відношення максимального тиску на провідні ходові колеса з однієї сторони до сумарного тиску на всі провідні ходові колеса; $P_{ин}$ – потужність, що витрачається на подолання сил інерції.

- для механізмів пересування мостів кранів з роздільним приводом:

$$(9.9) \quad P_{расч} = 0,5(P' + P_{ин})$$

Перевірка електродвигуна на перевантаження в період розгону.

Виконується за методикою, розглянутої в главі 8.

Пусковий момент

$$(9.10) \quad T_n = T_c + T_{ин} = WD / (2u\eta) + I_{пр}\omega_1 / t_n$$

Перевірка на стійкість руху без буксування приводних коліс.

У період пуску механізму пересування приводні колеса, взаємодіючи з рейками, надають руху візку або крану. Для одержання нормальної роботи при розгоні й гальмуванні необхідно, щоб приводні колеса перекочувалися по рейках без ковзання (пробуксовки). Тому при розрахунках механізмів пересування необхідно витримати певне співвідношення між силами зчеплення ходових коліс із рейками й рушійної силою, прикладеної до ободів цих коліс.

Розрахунковим випадком для багатьох механізмів є робота без вантажу, коли зусилля на приводні колеса буде зменшеним, а, отже, зменшена буде й сила зчеплення, яка при цьому:

$$(9.11) \quad F_{сч} = \Delta G_0 \varphi$$

де ΔG_0 – зчіпна вага, тобто частина сили ваги крана з візком без вантажу при розрахунках механізму пересування крана або частина сили ваги візка без вантажу при розрахунках її механізму пересування, що діє на приводні ходові колеса; φ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою ($\varphi = 0,12$ і $0,2$ для кранів, що працюють відповідно на відкритім повітрі й у приміщенні за умови відсутності вологи; $\varphi = 0,25$ для кранів, що працюють із пісочницями).

Для візків без поворотних стріл і мостів кранів зчіпна вага з деяким наближенням:

$$(9.12) \Delta G_0 = G_0 z / z_0$$

де z – число приводних ходових коліс; z_0 – загальне число ходових коліс.

При розрахунках пересувних поворотних кранів і візків з поворотними стрілами необхідно проаналізувати зміни навантажень на приводні ходові колеса залежно від положення стріли. Мінімальне навантаження хоча б на одне із приводних коліс, що виникає при роботі крана з вантажем номінальної маси є розрахунковою й обов'язковою для перевірки коефіцієнта запасу зчеплення по цьому колесу.

Робота в період пуску без проковзування (пробуксовування) приводних ходових коліс забезпечується при:

$$(9.13) F_{\text{цп}} = K_{\text{цп}} (F_0 + F_{\text{ин}})$$

де $K_{\text{цп}}$ – коефіцієнт запасу зчеплення, звичайно $K_{\text{цп}} \geq 1,2$.

Силу зовнішнього статичного опору F_0 для кранів без поворотних стріл визначають при пересуванні крана або візка без вантажу. У відповідальних випадках коефіцієнт запасу зчеплення слід розраховувати по фактичному навантаженню на приводні колеса з обліком найменш вигідного розташування візка. При роздільному приводі запас зчеплення перевіряють для приводних коліс кожної сторони окремо.

Сила зовнішнього статичного опору менше сили повного статичного опору пересуванню без навантаження кранів і візків W_0 на опір від тертя в опорах приводних коліс W_1 , яке розглядається в якості внутрішнього опору, що не впливає на зчеплення приводних коліс із рейками. Таким чином, у загальному випадку з урахуванням вітрового опору F_B для кранів, що працюють поза приміщеннями:

$$F_0 = W_0 - W_1 + F_B \quad W_1 = \Delta G_0 f d / D$$

де f – коефіцієнт тертя в опорі; d – діаметр цапфи; D – діаметр поверхні доріжки кочення ходового колеса.

Опір від сил інерції, що поступально рухаються мас крана або візка при роботі без вантажу:

$$(9.15) F_{\text{ин}} = m_0 a_n = G_0 a_n / g$$

де a_n – фактичне прискорення при пуску:

Для забезпечення необхідного запасу зчеплення $K_{\text{цп}} \geq 1,2$ при пуску незавантаженого крана його прискорення повинне бути не більше значення, обчисленого по формулі:

$$a_{n\text{max}} = \left[\frac{z_0}{z} \left(\frac{\varphi_c}{K_{\text{цп}}} + \frac{fd}{D} \right) - w'_c - \frac{F_B}{G_0} \right] g$$

де w_c' – коефіцієнт опору пересуванню при $K_p = 1$.

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення ведучих коліс із рейками в загальному випадку, з урахуванням вітрових навантажень, визначають за формулою:

$$K_{cz} = \frac{\varphi}{(a_n / g + F_b / G_0 + w_c') z / z_0 - fd / D} \geq 1,2 \quad (9.17)$$

Припустимі середні прискорення й затримки становлять 0,05...0,25, максимальні 1...1,2 м/с².

З формул видно, що значення прискорень крана й коефіцієнта запасу зчеплення (при відсутності сил вітру) не залежать від того, навантажений кран чи ні.

Якщо коефіцієнт запасу зчеплення виявиться, що менше допускається значення, то буде потрібно інший електродвигун з меншою настановною потужністю або слід збільшити час пуску для двигунів з фазовим ротором і постійного струму.

Перевірку двигуна на нагрівання робимо по методу, викладеному в главі 8.

9.5. Гальмування механізмів пересування.

Процес гальмування механізму пересування полягає в подоланні сил інерції, що поступально рухаються й обертових мас моментом, що розвивається гальмом, внутрішніми й зовнішніми опорами. Зупинка механізмів пересування без гальм тільки під дією зовнішніх і внутрішніх опорів застосовується рідко й в основному при використанні ручного привода або тихохідних кранів. Згідно правил Госгортехнадзора гальма на механізмах пересування повинні встановлювати в тих випадках, якщо кран або візок, призначені для роботи в приміщенні на надземному рейковому шляху, переміщуються зі швидкістю більш 0,5 м/с, а також при роботі вантажопідійомної машини, експлуатованої на напольном шляхи незалежно від місця застосування.

Зовнішні й внутрішні опори руху при гальмуванні зменшують необхідний гальмовий момент, який визначають за умови виключення можливості буксування приводних ходових коліс на рейках.

З достатньою підставою прийнято вважати, що протягом одного процесу гальмування гальмовий момент залишається постійним. Завдяки цьому гальмування механізму пересування відбувається з постійною затримкою. За аналогією із процесом пуску гальмовий момент при механічному гальмуванні можна визначити без обліку гнучкого підвісу вантажу з рівняння наведених до вала електродвигуна (гальмового шків) моментів:

$$(9.18) \quad T_T = T_{ин} - T_C^T = I_{np} \omega / t_T - T_C^T$$

де I_{np} – наведений до вала електродвигуна момент інерції механізму пересування при гальмуванні; T_c^T – момент від мінімально можливого статичного опору, наведений до вала електродвигуна, що має кутову швидкість ω або частоту обертання n_1 ; t_r – час гальмування.

Наведений момент інерції при гальмуванні, коли вантаж піднятий у крайнє верхнє положення:

$$(9.19) \quad I_{np} = \delta I_0 + mD^2\eta / u^2$$

При визначенні моменту опору необхідно виходити з найбільш несприятливого випадку роботи, коли гальмування відбувається при русі по напрямковій вітру й під ухил. Тоді:

$$(9.20) \quad T_C^T = W^T D\eta / (2u)$$

де W^T – мінімально можливий статичний опір, наведене до зовнішнього діаметра D ходових коліс; u, η – передаточне число й КПД привода механізму.

Час гальмування t_r знаходять по рекомендованих максимально припустимих значеннях затримки й відповідним, що допускаються мінімальним значенням шляхи гальмування.

Для прийнятого з достатньої для розрахунків точністю рівномірно вповільненого руху при гальмуванні:

$$\text{або } t_T = v / a_T \quad (9.21) \quad t_T = 2S_T / v$$

де v – робоча швидкість руху крана або візка; S_T – шлях гальмування крана або візка; a_m – затримка крана або візка при гальмуванні.

Знаючи час гальмування, по формулі (9.18) можна визначити максимальний гальмовий момент.

При зупинці механізмів кранів без вантажу під дією розрахованого по формулі гальмового моменту час гальмування скорочується, затримка має максимальні значення a_{mmax} і виникає небезпека буксування приводних (гальмових) ходових коліс на рейках.

Якщо коефіцієнт запасу зчеплення менше припустимого, то значення гальмового моменту зменшують.

9.6. Розрахунки механізму з канатної (ланцюгової) тягою.

Розрахунки включає визначення опорів пересуванню візка, розрахунки потужності й вибір електродвигуна, редуктора, тягового канату, перевірку двигуна за умовами нагрівання й перевантажувальної здатності.

На візку (мал. 9.1, в) установлено два блоки, по яких перекочується піднімальний канат під час руху візка. Така конструкція забезпечує сталість рівня піднятого вантажу при переміщенні візка в будь-якому напрямку. Однак при цьому збільшується опір руху візка, обумовлене натягом галузей, твердістю канату й КПД блоків. Для забезпечення постійного натягу тягового канату й стійкого руху візка без ривків обвідної блок звичайно подпружинивають.

Загальний опір пересуванню візка дорівнює сумі опорів від сил тертя в ходовій частині W , вітрового навантаження F_v , ухилу балки $F_{ук}$, від переміщення вантажного канату F_k по блоках візка й натягу вільної галузей F_0 тягового канату:

$$F = W + F_v + F_{ук} + F_k + F_0$$

Опір від сил тертя:

$$(9.22) \quad W = (Q + G_0)(fd + 2k)K_p / D$$

Інші опори знаходимо по відомих раніше формулах.

Опір переміщенню вантажного канату:

$$F_k = F_1 - F_4$$

Натяг у галузях канату:

$$Q = F_2 + F_3$$

$$F_3 = F_2 \eta \quad F_2 = Q / (1 + \eta)$$

$$(9.23) \quad F_1 = Q^2 / [\eta(1 + \eta)]$$

$$F_4 = Q \eta^2 / (1 + \eta)$$

$$F_k = Q(1 - \eta^3) / [(1 + \eta)\eta]$$

де η – КПД блоку.

Натяг у вільній галузях тягового канату:

$$F_0 = ql^2 / (8h)$$

де q – вага 1 м тягового канату; l – максимальна довжина вільно висячого тягового канату при розташуванні вантажного візка в кінцевім положенні; h – стріла прогину тягового канату (1...3% прольоту). Статична потужність двигуна:

$$P = Fv / \eta$$

(9.24)

Перевірка двигуна на нагрівання й перевантаження виконується раніше викладеними методами.

Застосовують також фрикційний привід, де тяговий канат не закріплений на барабані, а зусилля передається за рахунок сил тертя. У цьому випадку повинне дотримуватися умова:

(9.25)

$$F \leq F_0 l^{f\alpha}$$

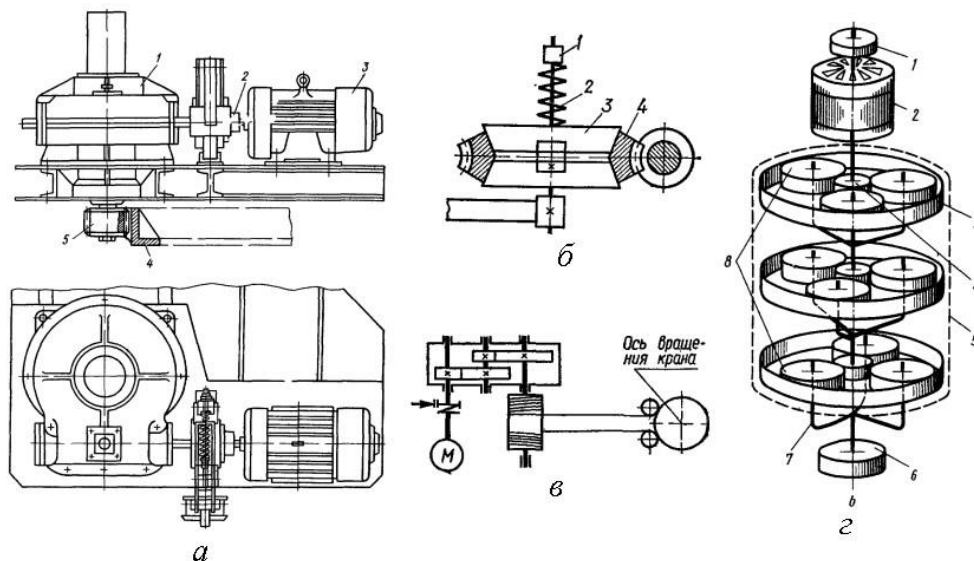
де f – коефіцієнт тертя канату по барабану (блоку); α – кут обхвату барабана (блоку) канатом.

Глава 10. МЕХАНІЗМИ ПОВОРОТУ КРАНІВ

10.1 Схеми механізмів повороту

Механізм повороту крана призначений для обертання поворотної частини крана щодо осі повороту. Механізми повороту кранів різняться між собою параметрами, конструктивним виконанням окремих ділянок кінематичного ланцюга і т.д., що визначається призначенням і конструкцією крана, умовами експлуатації, навантаженнями й іншими особливостями поворотних кранів.

У поворотних кранах широке застосування знаходять дві схеми розташування механізмів повороту. Найбільше часто механізми повороту розташовані на поворотній частині крана (мал. 10.1). Цей механізм має двигун 3, з'єднаний муфтою 2 із черв'ячним редуктором 1, що мають горизонтальний черв'як і вертикальний вихідний вал. На кінці вихідного вала консольно закріплена шестірня 5, яка входить у зачеплення із зубчастим колесом 4, закріпленим на неповоротній частині крана. При роботі механізму шестірня 5 взаємодіє із зубчастим вінцем 4, у результаті чого поворотна частина крана приводиться в обертання.



Малюнок. 10.1- Кінематичні схеми механізмів повороту кранів:

а – із черв'ячним редуктором; б – запобіжна муфта до черв'ячного редуктору; в – канатний привід; г – привод із планетарним редуктором.

На іншій схемі розташування механізму повороту основна частина елементів кінематичного ланцюга розташована на неповоротній частині крана, а на поворотній частині жорстко закріплений зубчастий або цевочний вінць, з яким перебуває в зачепленні привідна шестірня або зірочка вихідного вала редуктора.

При роботі механізму повороту разом із зубчастим або цевочним вінцями повертається й поворотна частина крана.

Для скорочення електричних і інших ланцюгів керування між поворотної й неповоротної частинами крана механізм повороту розміщують в основному на тій частині крана, на якій розташований пульт керування.

Частоту обертання крана вибирають відповідно до його продуктивності, однак надмірне збільшення частоти обертання приводить до розгойдування вантажу, підвішеного на гнучкій підвісці, що у свою чергу спричиняє зниження продуктивності крана. Тому частота обертання крана звичайно ухвалюється в межах 0,75-3,5 про/хв.

При частоті обертання ротора електродвигуна 760-1000 про/хв необхідно забезпечити передатне відношення від 200 до 1000. Механізми повороту звичайно мають редуктор з передаточним числом 30-40 і відкриту зубчасту (іноді цевочную) пари з передатним відношенням 10-25. Редуктори механізмів повороту виконані з різними кінематичними схемами. Однак найбільше часто використовують схеми із черв'ячним редуктором при горизонтальнім розташуванні вала електродвигуна й вертикальним вихідному валу редуктора або із циліндричним зубчастим редуктором при вертикальнім розташуванні валів редуктора й фланцевого електродвигуна.

Деякі механізми повороту крана виконані із запобіжними пристроями, що обмежують найбільший момент, переданий механізмом. Найбільше часто в якості запобіжного пристрою застосовують фрикційні муфти, але іноді використовують інші пристрої у вигляді срезних штифтів і т.п.

Найбільше часто застосовують фрикційну муфту граничного моменту. На мал. 10.1, б дана схема фрикційної муфти, вмонтованої в черв'ячне колесо.

Крутний момент від вінця 4 до конусів обода 3 передається через фрикційний зв'язок, сила тертя в якій створюється стислою пружиною 2. Момент тертя муфти регулюється силою стиску пружини за допомогою гайки 1. При неприпустимих перевантаженнях відбувається проковзування вінця, що виключає аварію.

Механізми повороту можна класифікувати по наступних ознаках:

по конструкції (мал. 10.1):

- з горизонтальним розташуванням двигуна й черв'ячним (а) або зубчастим редукторами, у тому числі із зачепленням Новикова й з канатним приводом (в);

- з вертикальним розташуванням двигуна й застосуванням планетарного (г) або хвильового редукторів; з гідравлічним приводом;

по кількості двигунів:

- однорухові з однієї приводною шестірнею й двома шестірнями, що передають обертання на зубчастий вінець;

- многодвигательные, які мають модифікації: два двигуни працюють на один загальний редуктор і 2-4 однакових привода працюють на загальний зубчастий вінець.

В основному, механізми повороту однорухові, але для потужних кранів з більшим вильотом застосовують многодвигательные.

При більших діаметрах зубчастого вінця застосовують цевочное зачеплення.

Для сучасних кранів найбільш раціональним механізмом повороту є привод з вертикальним розташуванням двигуна із планетарним або хвильовим редукторами, що характеризується компактністю конструкції, легкістю й простотою обслуговування.

Усе більше поширення знаходить гідравлічний привід механізму повороту, що володіє широким і плавним регулюванням швидкості повороту, компактністю й великою надійністю.

Механізм повороту з канатним приводом хоча дотепер і застосовується на кранах великої вантажопідйомності, але має істотні недоліки (більші габарити й маса, мала точність зупинки) і в нових кранах не знаходить застосування.)

На мал. 10.1, г показаний механізм повороту баштового крана, що включає електродвигун 2 із двома вихідними кінцями валів і планетарний редуктор, установлений на поворотній частині крана. На верхньому кінці вала електродвигуна закріплений шків 1, на який накладаються гальмові колодки гальма.

Електродвигун за допомогою фланцевої вставки приєднаний до верхньої частини планетарного редуктора. Нижній кінець вала електродвигуна за допомогою зубчастої муфти з'єднаний із вхідним валом планетарного редуктора.

Планетарний редуктор має корпус 5, усередині якого по висоті нерухомо встановлено три зубчасті вінці 3 із внутрішнім зачепленням. Відстань між цими вінцями фіксується дистанційними кільцями.

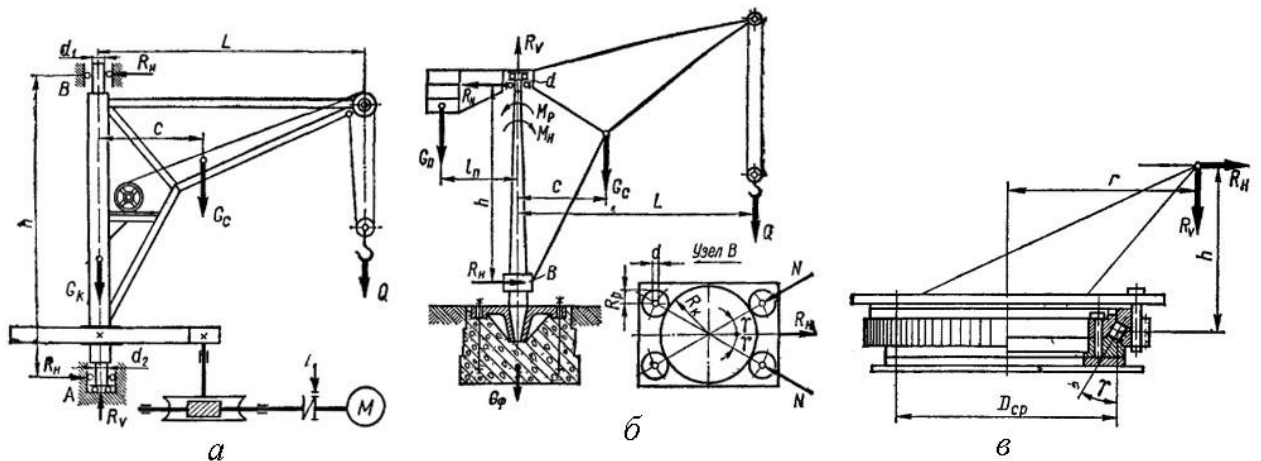
Кожний зубчастий вінець 3 перебуває в зачепленні із трьома сателітами 8, розташованими відносно один одного під кутом 120° по окружності й закріпленими на цапфах водив 7. У маточинах двох верхніх водив 7 на шліцах закріплені вали-шестірні, що перебувають у зачепленні з наступною групою сателітів 8, із трьох коліс. В останньому, третьому нижньому водило 7 за допомогою шлицов і торцевої шайби закріплений вихідний вал редуктора, на нижньому кінці якого нерухомо насаджена вихідна шестірня 6, взаємодіюча із зубчастим вінцем, установленим на неповоротній частині крана.

У центральній частині редуктора між валами, закріпленими в маточинах водив, передбачені упорні кулькові підшипники, що фіксують положення елементів редуктора по висоті.

10.2 Опору в опорах при повороті крана

Опору повороту крана в період, що встановився, визначається тертям в опорах, що залежать від конструкції опорно-поворотного пристрою, вітрових навантажень і відхилення осі колони від вертикалі. Опорні пристрої бувають:

- на підшипниках при обертовій колоні крана;
- на роликівій опорі й підшипниках у кранах з нерухливою колоною;
- на ролико-кулькових опорних колах або на ходових колесах у пересувні й інших типах кранів.



Малюнок 10.2– Розрахункові схеми кранів: *a* – з поворотною колоною; *б* – з нерухливою колоною; *в* – з роликівій опорно-поворотним колом

Опору в підшипникових опорах крана з обертової колоною (мал. 10.2, а).

Вертикальна реакція, сприймана під'ятником,

$$R_v = Q + G_k + G_c \quad (10.1)$$

де Q, G_k, G_c – відповідно вага вантажу, колони й стріли. Горизонтальні реакції знаходимо з рівняння рівноваги:

$$QL + G_{cC} - R_n h = 0$$

Статичний момент опору повороту в загальному випадку дорівнює сумі моментів сил тертя в опорах T_{TP} , вітрових навантажень T_B і ухилу крана $T_{ук}$:

$$T_C = \sum T_{TP} + T_B + T_{ук}$$

$$(10.2) \quad T_{TP} = R_n f_1 d_1 / 2 + R_n f_2 d_2 / 2 + R_v f_3 d_3 / 2$$

де d_1, d_2, d_3 – діаметри верхньої й нижньої опор і під'ятника; f_1, f_2, f_3 – коефіцієнти тертя у верхній і нижньої опорах; $f=0,015...0,020$ для підшипників качення.

Опір у роликівій опорі й підшипниках крана з нерухливої колоною (мал. 10.2, б). Вертикальне зусилля, сприймане упорним підшипником верхньої опори, дорівнює сумі ваги, що піднімається вантажу Q і ваги обертових частин крана G_c (стріли), $G_{п}$ (противаги):

$$R_v = Q + G_c + G_{п}$$

(10.3)

Противагу встановлюють для збільшення стійкості крана й зменшення згинальних моментів, що діють на колону. Вага противаги визначається з умови рівності суми статичних моментів, що діють на кран у навантаженому (н) і розвантаженому (р) станах:

$$\begin{aligned} M_H &= QL + Q_{C^c} - G_{II}l_{II} \\ M_P &= G_{C^c} - G_{II}l_{II} \end{aligned} \quad (10.4)$$

У зв'язку зі змінною вагою вантажу на гаку кран не буває повністю врівноважений: при номінальній вантажопідйомності колона крана звивається убік вантажу моментом від половини ваги вантажу, а при відсутності вантажу – убік противаги.

Горизонтальну реакцію R_H знаходимо з рівняння моментів для навантаженого крана:

$$QL + G_{C^c} - G_{II}l_{II} - R_H h = 0 \quad (10.5)$$

Статичний момент опору повороту дорівнює сумі моментів від сил тертя, вітру й ухилу (10.2).

Якщо в нижній опорі встановлений чотирьохкатковий вузол, що сприймає тільки горизонтальне зусилля R_H , то кочення котків по колоні можна розглядати аналогічно коченню котка по прямій рейці, допускаючи незначну погрішність у зміні коефіцієнта тертя катання.

Навантаження на коток у чотирьохкатковій опорі будуть діяти згідно зі схемою на мал. 10.2, б. Зусилля, що діють на котки в радіальному напрямку щодо перетину колони, одержують шляхом розкладання горизонтального зусилля R_H , що діє на опору, по радіальних напрямках:

$$N = R_H / (2 \cos \gamma)$$

де γ – кут між радіальним напрямком перетину колони, що проходять через центр котка й напрямком навантаження R_H .

Сила опору пересуванню котка

$$W = \frac{N}{2R} (fd + 2\mu) \quad (10.6)$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках осі котка; μ – коефіцієнт тертя катання; R і d – радіус котка й діаметр цапфи.

Для подолання опору пересуванню двох котків до коробки нижньої опори слід прикласти момент

$$T_H = W(D + 2R) \quad (10.7)$$

де D – діаметр колони.

Опір у *роліко-кулькових опорних колах* (мал. 10.2, в). У кулькових і роликів опорно-поворотних пристроях усі діючі сили можна привести до вертикальної сили R_V , прикладеної в центрі опори, горизонтальній силі R_H , прикладеної по центру тіл кочення, і моменту

$$M = R_V r + R_H h$$

Момент сил опору обертанню в кулькових і роликів опорах визначають по емпіричній формулі

$$(10.8) \quad T = w(5M + R_V D_{cp}) / \cos \gamma$$

де D_{cp} – середній діаметр круга катання роликів або кульок; $w=0,005\dots 0,01$ – коефіцієнт, що враховує опір від кочення й тертя куль або роликів про сепаратор.

10.3 Потужність привода

У період пуску механізму двигун долає, крім статичних навантажень, моменти від сил інерції обертючих мас привода, металокопструкції й вантажу:

$$T_u = J_{np} \omega / t_n \quad (10.9)$$

де t_n – тривалість пуску привода.

У тому випадку, коли двигун ще не обраний і відсутні дані значень моментів інерції ротора, муфт і т.д., у розрахунки беруть загальний момент інерції крана й привода (мал. 10.2, б):

$$(10.11) \quad J_0 = \delta(m_1 L^2 + m_2 c^2) + m_3 l^2$$

де δ – коефіцієнт, що враховує вплив обертючих мас привода механізму; m_1, m_2, m_3 – маси вантажу, крана, противаги. Наведений до вала двигуна момент інерції крана:

$$J_{np} = J_0 / (u_0^2 \eta) \quad (10.12)$$

де u_0, η – передаточне число й КПД механізму.

Час пуску й гальмування механізму ухвалюють згідно з рекомендаціями

ВНИИПТМаш такими, щоб лінійне прискорення кінця стріли було не більш 1 м/с^2 .

Розрахункова потужність двигуна, кВт:

$$(10.13) \quad P = (T_c + T_u) / (10^3 \eta \psi_{cp})$$

де ψ – середній коефіцієнт перевантаження двигуна

Передаточне число механізму:

$$(10.14) \quad u_0 = \omega / \omega_K$$

де ω, ω_K – кутові швидкості вала двигуна й крана

Перевірку двигуна за умовами нагрівання ведуть або по середньоквадратичному моменту (при відомому навантажувальному графіку), або по методу номінального режиму роботи.

Гальмо в механізмі повороту крана розраховують із умов поглинання кінетичної енергії, що рухаються мас привода, копструкції крана, вантажу, а також подолання моментів від дії

При точнім визначенні коефіцієнта вантажної стійкості враховують не тільки вагу вантажу й вага крана, але та інші навантаження, а саме: тиск вітру на вантаж $W_{гр}$ і на ферму крана $W_{ф}$, динамічні зусилля прискорення й гальмування вантажу, відцентрову силу, що діє на вантаж при обертанні крана, а також негоризонтальність шляху, якщо вона можлива за умовами роботи. Перекидаючий момент $M_{оп}$ при такому точному розрахунках $ДО_1$ визначається так само, як і при наближеному (тобто тільки від корисного вантажу G). Моменти від вищевказаних додаткових навантажень уводяться як негативні величини в момент, що відновлює, m_1 . При такому точному методі розрахунків коефіцієнт вантажної стійкості, за правилами Госгортехнадзора, повинен бути $K_1 > 1,15$.

Кран із противагою може перекинутися в ненавантаженому стані ($G=0$) у ліву сторону, навколо ребра 2. Для визначення коефіцієнта «власної» стійкості K_2 зіставляють також відповідні перекидаючий, що й відновлює моменти:

$$K_2 = M'_1 / M'_{он} \quad (10.19)$$

причому в перекидаючий момент $M'_у$ вводять моменти всіх ваг, розташованих поза опорним контуром (тобто левее ребра 2), тиск вітру, який підраховується по найбільш «неробочих» нормах вітру: для прибережних районів $p_v=1000 \text{ Н/м}^2$ (при висоті крана до 20м); для інших районів $p_v=700 \text{ Н/м}^2$.

момент, що відновлює, створюється вагами вузлів крана, розташованими правее ребра 2.

Коефіцієнт власної стійкості крана, за правилами Госгортехнадзора $K_2 > 1,15$.

У козлових кранах з консолями перевіряють стійкість у поперечному напрямку при крайньому положенні навантаженого візка на консолі й екстремім її гальмуванні при ударі про буфер.

У всіх випадках дія рейкових захватів при визначенні стійкості не враховується. Для гусеничних кранів не враховується вага нижньої галузей гусеничної стрічки.

Козлові й напівкозлові крани, перевантажувальні мости мають високо розташований центр ваги й значну подветренную площа, тому їх також слід розраховувати на стійкість. Для консольних козлових кранів коефіцієнт вантажної стійкості визначають уздовж і поперек підкранових колій. Для кранів без консолей стійкість визначають тільки уздовж шляхи.

Коефіцієнт вантажної стійкості крана в поздовжньому напрямку перевіряють при різкім гальмуванні крана, наприклад при наїзді на упор.

Глава 11. БЕЗПЕЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН.

11.1. Організація нагляду. Контроль безпечних умов експлуатації вантажопідйомних машин здійснює Державний комітет з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості й гірському нагляду (Госгортехнадзор). Головними завданнями Госгортехнадзора є проведення контролю над виконанням установлених вимог по безпечним веденню робіт і проведенням профілактичних запобіжних заходів щодо аварій і виробничого травматизму, а також забезпечення єдності вимог, що передбачаються правилами, нормами й інструкціями з техніки безпеки на підприємствах, незалежно від їхнього територіального розташування й відомчого підпорядкування.

В області нагляду за безпечним веденням робіт при пристрої й експлуатації піднімальних машин Госгортехнадзор забезпечує:

- контроль над дотриманням правил пристрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів, ліфтів, фунікулерів і підвісних канатних доріг;
- реєстрацію піднімальних машин і видачу дозволів на їхню експлуатацію;
- проведення технічних оглядів піднімальних споруджень;
- контроль над усуненням підприємствами-виготовлювачами й монтажними організаціями виявлених недоліків у конструкції піднімальних споруджень, а також дефектів виготовлення й монтажу;
- контроль над дотриманням установлених технічними нормами строків планово-запобіжного й капітального ремонтів піднімальних споруджень.

При проектуванні й експлуатації Вантажопідйомних машин особлива увага слід звертати на підвищення їх надійності й дотримання вимог техніки безпеки. Дотримання правил Госгортехнадзора є обов'язковим при проектуванні, розрахунках і експлуатації вантажопідйомних машин.

Правила Госгортехнадзора поширюються на всі типи кранів і вантажопідйомних пристроїв, застосовуваних у різних областях народного господарства, за винятком вантажопідйомних машин, установлених на морських і річкових судах і інших плавучих спорудженнях (на які поширюються спеціальні правила реєстру й річкового реєстру), екскаваторів (якщо вони не призначені для роботи з гаком, грейфером і піднімальним електромагнітом) і інших землерийних машин, а також спеціальних вантажопідйомних машин, наприклад напольних завалочних і посадкових машин, трубоукладачів, електро- і автоснавантажувачів.

Відповідно до правил знову встановлені вантажопідйомні машини, на які поширюються ці правила, а також знімні вантажозахватні пристрої до пуску в роботу підлягають технічному огляду, метою якого є перевірка справного стану крана. Розрізняють повний і частковий огляд.

При **повному технічному огляді** роблять огляд машини, а також статичні й динамічні випробування під навантаженням. При **частковому технічному огляді** проводиться тільки огляд вантажопідйомної машини – без випробування її під навантаженням.

Повному технічному огляду зазнають вантажопідйомні машини перед їх уведенням у роботу (первинний технічний огляд) і періодично, не рідше одного разу в 3 року. Рідко використовувані крани (наприклад, крани, що обслуговують машинні зали електричних і насосних станцій, використовувані тільки при ремонті встаткування) повинні зазнати повному технічному огляду через кожні 5 років.

Первинний огляд кранів, що випускаються із заводовизготовителів, що й транспортуються на місце експлуатації в зібраному стані, проводиться відділом технічного контролю заводу-виготовлювача перед їх відправленням.

Вантажопідйомні машини, що перебувають в експлуатації, повинні зазнати частковому періодичному огляду через кожні 12 місяців. При огляді встановлюють надійність кожного вузла й елемента машини. Наприклад, визначають відсутність тріщин в елементах металоконструкції, ступінь зношування зева гака (зношування не повинен перевищувати 10 % висоти перетину гака), легкість обертання гака на його опорі, надійність стопорного пристрою гака, стан і ступінь зношування вантажних канатів, а також придатність їх до подальшої роботи відповідно до прийнятих норм бракування, надійність кріплення канату; стан механізмів і приладів безпеки, наявність заземлення й нульового блокування, стан огорожень і поруччя, надійність пристроїв проти викрадення і т.д. Стан механізмів визначають оглядом без розбирання з випробуванням у роботі. Особлива увагу приділяють механізмам підйому вантажу й стріли як найбільш відповідальним.

Потім вантажопідйомна машина зазнає статичному випробуванню для перевірки міцності її елементів, а для пересувних стрілових кранів також для перевірки вантажної стійкості. Статичні випробування роблять навантаженням, на 25 % перевищуючої номінальну вантажопідйомність машини.

Для статичних випробувань мостовий кран установлюють над опорами кранових шляхів, а його візок – у положення, відповідне до найбільшого прогину моста. Гак з вантажем піднімається на висоту 200-300 мм і в такому положенні витримується протягом 10 хв. Потім вантаж опускається й перевіряють залишкову деформацію металоконструкції крана за допомогою виска, що підвішується до крана. По закінченню випробувань висок повинен зайняти колишнє положення, що свідчить про відсутність залишкових деформацій і нормальній роботі металевої конструкції.

Первинне статичне випробування знову виготовлених стрілових кранів роблять при вильотах, що відповідають найбільш напруженому стану механізмів, металоконструкції, канатів

і найменшої стійкості кранів. Періодичне випробування проводять тільки в положенні, відповідному до найбільшої вантажопідйомності крана. Крани, що мають вантажопідйомність, що не залежить від вильоту, випробовують при найбільшому вильоті. У всіх випадках випробування стрілових кранів їх поворотну частину встановлюють у положення, відповідне до найменшої стійкості крана. Результати статичних випробувань уважаються задовільними, якщо протягом 10 хв не відбудеться мимовільного опускання підвішеного вантажу, не виявиться залишкова деформація, втрата стійкості в стрілових пересувних кранів або ушкодження окремих елементів.

Машина, що витримала статичні випробування, зазнає динамічному випробуванню для перевірки дії механізмів і гальмових пристроїв. При цих випробуваннях проводять повторний підйом і опускання вантажу, маса якого на 10 % перевищує вантажопідйомність машини (правила Госгортехнадзора допускають також проведення динамічних випробувань номінальним навантаженням), а також перевіряють дії всіх інших механізмів машини при їхньому роздільному русі. Механізми підйому вантажу й стріли, розраховані на підйом і опускання стріли з вантажем, перевіряють під навантаженням, відповідної до найбільшого робітника вильоту стріли. При цих випробуваннях також перевіряють дія кінцевих вимикачів моста, візка і т.д. Дія кінцевих вимикачів механізму підйому вантажу й стріли перевіряють без вантажу. Якщо механізми машини, їх гальма й кінцеве вимикачі діють справно, то роблять перевірку дії обмежника вантажопідйомності, який повинен спрацьовувати при плавному підйомі вантажу, маса якого на 10 % перевищує номінальну вантажопідйомність. Якщо на одному механізмі вантажопідйомної машини встановлено два гальма й більш, та дія кожного гальма перевіряють окремо.

Змінні вантажозахватні пристрої при огляді також піддають огляду й випробуванню навантаженням, що перевищує на 25 % їх номінальну вантажопідйомність.

Результати огляду затыгають у журнал, і дозвіл на експлуатацію машини може бути видане тільки після одержання задовільних результатів огляду й випробувань.

Контроль над змістом і безпечною експлуатацією вантажопідйомних машин здійснює інспекція Госгортехнадзора й інженерно-технічний працівник по нагляду, призначуваний адміністрацією підприємства, що експлуатує машини. Технічний огляд вантажопідйомних машин на підприємстві робить інженер по технічному нагляду в присутності відповідальної особи за справний стан вантажопідйомної машини.

11.2. Пристрій кінцевого захисту. Згідно із правилами Госгортехнадзора вантажопідйомні машини з електричним приводом постачені пристроями кінцевого захисту, що автоматично зупиняють механізм підйому вантажу при підході вантажозахватного пристрою до верхнього припустимого положення, механізм підйому стріли при підході до її верхнього упору,

механізм пересування крана й механізм пересування вантажного візка при підході до кінцевих упорів.

Пристрій кінцевого захисту механізму підйому або обмежник висоти підйому вантажу показаний на мал. 4.3 (Гл. 4). Розмикальний контакт кінцевого вимикача перебуває в ланцюзі контактора, що здійснює включення двигуна механізму підйому або в ланцюзі захисту крана.

При підйомі вантажу до граничного верхнього рівня обойма підвіски піднімає важіль із вантажем, що приводить до відключення двигуна підйому й замиканню гальма.

Обмежник висоти підйому повинен бути встановлений так, щоб після зупинки вантажозахватного пристрою без вантажу зберігся зазор не менш 200 мм між вантажозахватним пристроєм і елементом, що коштують на шляху його руху. Для електроталей цей зазор повинен бути не менш 50 мм. У грейферних кранах із двухдвигательної грейферною лебідкою при спрацьовуванні обмежника висоти підйому відключаються механізм підйому й механізм замикання грейфера.

Пристрій кінцевого захисту механізмів пересування кранів і вантажних візків або обмежник ходу кранів і візків складається з кінцевого вимикача й профільованої лінійки. В обмежниках ходу кранів кінцевий вимикач установлений на крані, а лінійка – на підставі кранового шляху; в обмежниках ходу візків кінцевий вимикач розташований на пролітній будові крана, лінійка – на візку. При підході крана до крайнього припустимого положення ролик кінцевого вимикача наїжджає на скошену частину лінійки, у результаті чого розмикається контакт кінцевого вимикача й відключається механізм пересування.

Згідно із правилами Госгортехнадзора обмежники ходу крана повинні бути встановлені на баштових і козлових кранах, а також на мостових перевантажувачах незалежно від їхньої швидкості пересування. На кранах усіх типів швидкості пересування яких становлять більш 32 м/хв, також установлені обмежники ходу.

Кінцевий вимикач обмежника ходу крана або візки повинен бути встановлений так, щоб він спрацьовував на відстані крана до упору, рівному не менш половині шляху гальмування, а в баштових, порталних і козлових кранів і мостових перевантажувачів – не менш повного шляху гальмування. Якщо, наприклад, у мостових кранах кінцевий вимикач установлений на відстані, рівному половині шляху гальмування, то при постійній затримці кран може переміщатися до упору після спрацьовування кінцевого вимикача зі швидкістю, рівної 0,71 максимальної швидкості. У цьому випадку подальше зниження швидкості кранів здійснюється буферним пристроєм

При установці взаємних обмежників ходу на бруківок і консольних пересувних кранах, що працюють на одному рейковому шляху, відстань між кранами в момент спрацьовування обмежників може бути зменшено до 0,5 м.

11.3. Обмежники вантажопідйомності встановлюють на стрілових кранах і кранах мостового типу. Однак між обмежниками вантажопідйомності цих двох груп кранів є принципова відмінність. Основним призначенням обмежників вантажопідйомності кранів мостового типу (бруківок і козлових кранів і мостових перевантажувачів) є захист силових елементів крана й, у першу чергу кранової металоконструкції від неприпустимих перевантажень. Призначенням обмежників вантажопідйомності свободностоящих стрілових кранів є, крім того, захист кранів від перекидання.

Обмежником вантажопідйомності кранів мостового типу прийнято називати прилад, що здійснює відключення механізму підйому при підйомі вантажу масою, що перевищує припустиму вантажопідйомність. За правилами Госгортехнадзора обмежники вантажопідйомності повинні бути встановлені тільки на ті крани мостового типу, які можуть бути перевантажені по технологічних причинах. Обмежник вантажопідйомності крана мостового типу не повинен допускати перевантаження крана більш ніж на 25 %.

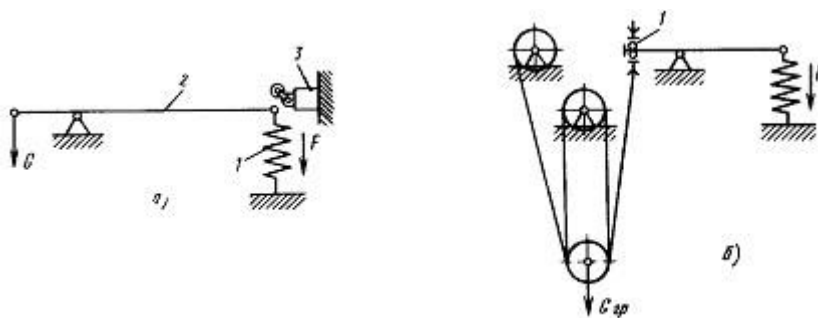
Більшість існуючих обмежників вантажопідйомності кранів мостового типу виконане по одній узагальненій схемі (мал. 11.1, а). Такий обмежник вантажопідйомності складається із пружного елемента 1, що врівноважує вагу вантажу, що піднімається, $G_{гр}$, передавального механізму 2 і виконавчого пристрою, наприклад кінцевого вимикача 3, що спрацьовує при збільшенні зусилля F більш припустимого.

Передаточне число обмежника:

$$U = G_{гр} / F$$

У більшості випадків передача зусилля від ваги вантажу на обмежник вантажопідйомності здійснюється через нерухливий зрівняльний блок (мал.

11.1, б)



Малюнок 11.1- Обмежник вантажопідйомності: а – узагальнена схема;

б – схема передачі зусилля

Обмежники вантажопідйомності стрілових свободностоящих кранів (стрілових самохідних, баштових і порталних) є обмежниками вантажного моменту, який залежить від маси вантажу, що піднімається, і вильоту стріли. За правилами Госгортехнадзора обмежники вантажопідйомності

стрілових кранів повинні відключати автоматично механізми підйому й зміни вильоту тоді, коли вантажний момент перевищує номінальне значення більш ніж на 10 %, а для порталних кранів більш ніж на 15 %. Для стрілових кранів, що мають дві або більш вантажні характеристики, повинен бути застосований обмежник вантажного моменту, що має пристрій для перемикання відповідно до обраної характеристики.

У стрілових кранах спрацювання обмежника вантажопідйомності можливо при підйомі вантажу з опори на постійному вильоті стріли й збільшенні вильоту стріли з піднятим вантажем. В обох випадках обмежник вантажопідйомності повинен запобігати перекиданню крана.

Найбільше поширення має універсальний обмежник вантажопідйомності типу ОГП-1, призначений для установки на баштових, автомобільних, пневмоколісних, гусеничних і залізничних кранах. Цей обмежник складається з датчика зусилля, датчика кута нахилу стріли й блоку виконавчої електроапаратури.

У самохідних стрілових кранах для виміру ваги піднятого вантажу при заданому вильоті стріли датчик зусилля включається в нерухливе відтягнення стрелоподъемного поліспасти (мал. 11.2, а). Між канатами стрілового відтягнення S вставлено дві розпірки 1 так, що при закріпленні датчика зусилля 2 канати відхиляються від осі відтягнення на деякий кут α , у результаті чого зусилля P , що деформує пружний елемент датчика, у порівнянні із зусиллями

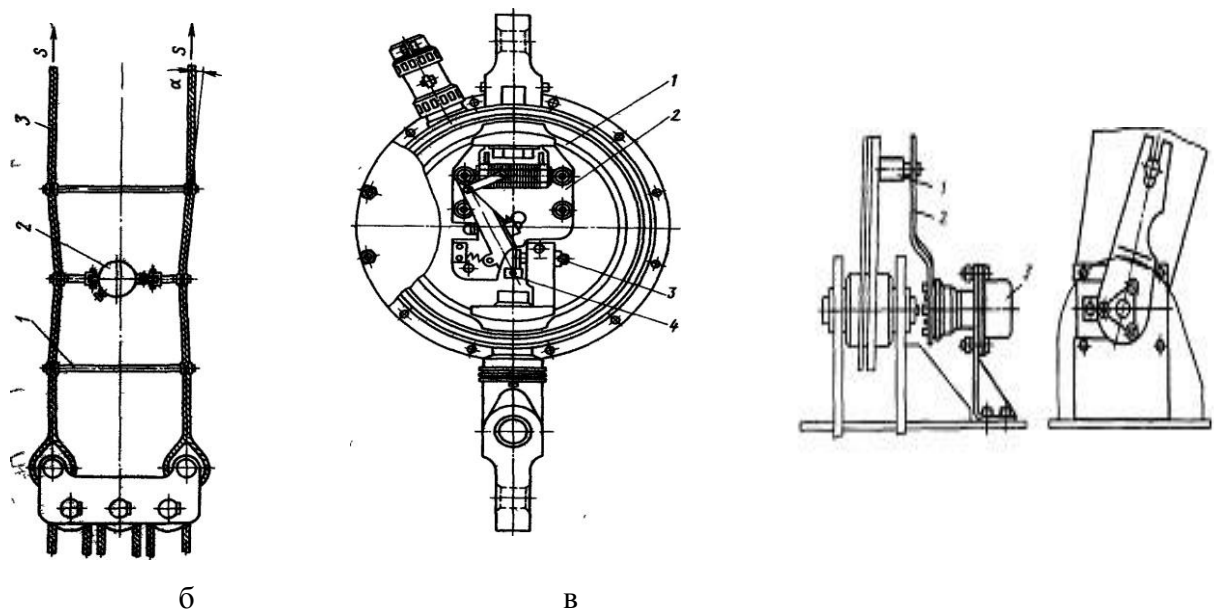


Рис. 11.2 - Обмежник вантажного моменту: а – схема включення датчика зусилля; б – датчик зусилля; в – датчик кута нахилу стріли крана.

S у канатах зменшується в U раз, причому:

$$U = S / P$$

Цю величину U , названу коефіцієнтом редукції канатного багатокутника, вибирають у межах 8...50.

Датчик зусилля обмежника ОГП-1 (мал. 11.2, б) має пружне динамометричне кільце 1, деформація якого за допомогою штовхача 8 і сухаря 4 передається на потенціометр 2, що здійснює перетворення переміщення кільця в деяку електричну напругу.

Потенциометрический датчик кута нахилу стріли 3 (мал. 11.2, в) приводиться в рух за допомогою повідця 2, закріпленого на валу датчика, у проріз якого входить закріплений на стрілі палець 1. При зміні нахилу стріли повідець повертає валик датчика кута нахилу.

11.4. Пристрої проти викрадення призначені для запобігання викрадення силою вітру козлових кранів, перевантажувачів і інших типів пересувних кранів, установлених на відкритих майданчиках. Протиугінні захвати звичайно включаються при дії вітру з питомим навантаженням 250...400 Па.

Пристрої проти викрадення діляться на три групи: останови ходові колеса, що загальмовують; стопорні пристрої або фіксатори; рейкові захвати.

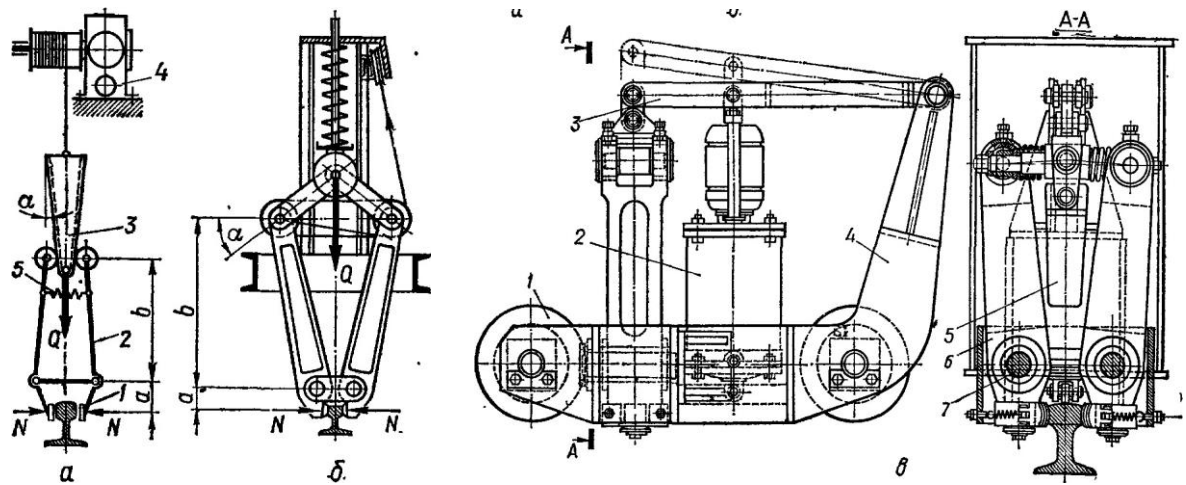
Пристрої проти викрадення бувають ручної й автоматичної дії. Привод протиугінного захвата включається автоматично від анемометра при великій швидкості вітру. При питомім навантаженні вітру 250 Па включаються світлові або звукові сигнали, а при 400 Па автоматично відключаються механізми пересування й включається привод пристроїв проти викрадення, що затискають черевиками головку рейок із двох сторін.

Механізми захвата бувають клинові, пружинні, гідравлічні, пневматичні й магнітні.

Автоматичний кліщовий захват 1 (мал. 11.3, а) затискає рейка силою ваги клина 3 через важільну систему 2. Вимикання захватів (звільнення рейок) здійснюється барабанною лебідкою 4, що піднімає клин у верхнє положення, внаслідок чого важелі сходяться під дією пружини 5, і кліщі звільняють рейку. Застосовується для перевантажувачів і інших важких кранів.

На мал. 11.3, б наведений автоматичний протиугінний кліщовий пристрій пружинного типу. Кліщі замикаються пружиною, а розмикаються за допомогою канатної лебідки.

Становить інтерес конструкція автоматичного захвата з електрогідротолкателем (мал. 11.3, в), установленого на візку 4, яка розміщена в кінцевої балки крана й переміщається на ходових колесах 1 по рейці.



Малюнок 11.3- Пристрої проти викрадення: захвати клинової (а), пружинного типу (б), автоматичний (в).

Важелі 6 з подпружиненими ексцентриками повертаються щодо осей 7 під дією вантажу 5 і затискають рейку. У неробочому стані важелі втримуються траверсою 3, з'єднаної зі штоком гідроштовхача 2.