

РОЗРАХУНОК ВАЛІВ РЕДУКТОРА

Зміст

Вступ.....	3
1 Матеріали валів	4
2 Орієнтовний розрахунок валів.....	4
3 Розміри елементів корпусу редуктора.....	5
4 Ескізне компонування редуктора	9
5 Наближений розрахунок валів.....	10
5.1 Сили, які діють на вали	10
5.1.1 Розстановка сил, які діють на вали від передачі гнучким зв'язком.....	12
5.1.2 Алгоритм розстановки сил в зачепленні циліндричної прямозубої і шевронної передач	12
5.1.3 Алгоритм розстановки сил в зачепленні циліндричної косозубої передачі.....	13
5.1.4 Напрямок і величина сили, яка діє на вал від півмуфти	15
5.2 Просторова схема приводу	15
5.3 Побудова епюр моментів і визначення діаметральних розмірів валів.....	15
5.3.1 Особливості складання розрахункової схеми вала	15
5.3.2 Особливості побудови епюр моментів і визначення діаметрів валу	16
5.3.3 Визначення необхідності виконання вала-шестерні.....	17
5.3.4 Визначення навантаження на підшипники.....	18
5.4 Приклади наближеного розрахунку валів циліндричного двохступінчастого редуктора в загальному виді	18
5.4.1 Ведучий вал	18
5.4.2 Проміжний вал	21
5.4.3 Ведений вал	25
6 Приклад розрахунку валів редуктора.....	28
6.1 Орієнтовний розрахунок валів.....	28
6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора.....	29
6.3 Наближений розрахунок веденого вала	31
6.3.1 Просторова схема приводу	32
6.3.2 Побудова епюр моментів і визначення діаметральних розмірів вала	31
6.3.3 Визначення навантаження на підшипники.....	36
<u>Список літератури</u>	37

Вступ

Будь-яка машина з точки зору соціальної системи, перш за все, повинна бути безпечною для людини: екологічно, механічно, електрично, хвилює тощо. З точки зору виробничої системи машина повинна бути економічно ефективна. З точки зору технологічної системи ця ж машина повинна ефективно здійснювати технологічний процес (найменші витрати енергії на одиницю продукції). Машина, будучи технічною системою, що складається з деталей, повинна бути надійною, довговічною тощо.

В соціальну систему входять виробничі системи, в виробничу – технологічні, в технологічну – технічні. Таким чином, утворюється як би піраміда, зверху якої – соціальна система. Тому проектувати будь-яку машину потрібно починати з соціального рівня, а закінчувати – технічним, але не навпаки.

Деталі машин – наукова дисципліна по теорії, розрахунку і конструюванню деталей, з яких складаються машини і включає в себе наступні рівні: машина – деталь – матеріал деталі.

Вали дуже широко використовуються в сучасній техніці. Проте в літературі методика їх розрахунку приведена лише у загальних рисах, що викликає певні труднощі при виконанні відповідного розділу курсової роботи з деталей машин.

Основне завдання цієї праці – розробити методику розрахунку валів редукторів на прикладі валів двохступінчастого циліндричного редуктора.

Методичні вказівки можуть бути використані студентами інших спеціальностей, а також при виконанні курсових проектів по іншим дисциплінам та дипломного проекту.

1 Матеріали валів

Для більшості валів редукторів загального призначення застосовують середньовуглецеві і леговані сталі 45, 50, 40Х (таблиця 1). Вали з цих сталей звичайно піддають поліпшенню (загартування з високим відпуском) або поверхневому загартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (для шліцьових валів).

Невідповідальні вали або вали, розміри яких визначають з умови жорсткості, переважно виготовляють із сталі марок Ст5 і Ст6, не піддаючи їх термічній обробці.

Таблиця 1 – Механічні характеристики сталей, що застосовуються для виготовлення більшості валів редукторів

Марка сталі	ГОСТ	Границя міцності $\sigma_{\text{мц}}$, МПа	Границя текучості $\sigma_{\text{т}}$, МПа	Допустимі напруження $[\sigma]$, МПа
Ст5пс	380–94	540	280	22...28
35	1050–88	720	480	36...42
45	1050–88	800	560	42...48
40Х	4543–71	980	780	52...58

2 Орієнтовний розрахунок валів

Орієнтовний розрахунок виконують з метою визначення орієнтовних діаметрів валів. На початку розрахунку відомо тільки обертаючий момент. Згинаючі моменти виявляється можливим визначити лише після розробки конструкції вала, коли відповідно до загального компонування виявляють його довжину і місця прикладення діючих навантажень. Тому орієнтовний розрахунок валів виконують умовно тільки на кручення, а вплив на міцність вала згину, концентрації напружень і характеру навантаження компенсують зниженням значення допустимого напруження на кручення.

Діаметри валів, мм

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16T_i \cdot 10^3}{\pi [\tau]_{\text{ед}}}}, \quad (1)$$

де T_i – обертаючий момент на валу, Н·м;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – допустимі напруження кручення, $[\tau]_{\text{кр}} = 15 \dots 25$ МПа.

Таблиця 2 – Розміри підшипників кулькових радіальних однорядних В міліметрах

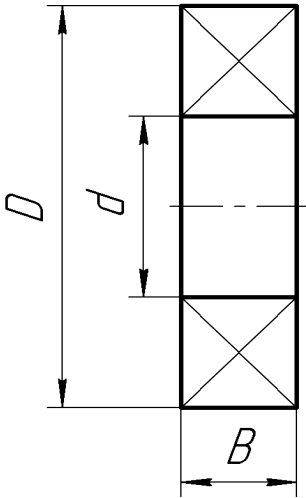


Рисунок 1 – Спрощене зображення підшипника

Номер підшипника	d	D	B
204	20	47	14
205	25	52	15
206	30	62	16
207	35	72	17
208	40	80	18
209	45	85	19
210	50	90	20
211	55	100	21
212	60	110	22
213	65	120	23
214	70	125	24
215	75	130	25
16	80	140	26

В редукторах вали встановлюють на підшипниках кочення. Тому одержані діаметри валів треба погодити з діаметром внутрішнього кільця підшипника.

Для встановлення валів редуктора попередньо приймаються підшипники кулькові однорядні радіальні легкої серії зовнішніх діаметрів ГОСТ 8338–75. Основні розміри підшипника зображено на рисунку 1, їх чисельні значення приведені в таблиці 2.

3 Розміри елементів корпусу редуктора

Корпус призначено для розміщення у ньому деталей передач, для забезпечення змащення передач і підшипників, оберігання деталей від забруднення і для сприйняття зусиль, що виникають при роботі.

Один з можливих варіантів конструкції литого чавунного роз'ємного корпусу редуктора представлений на рисунку 2. Співвідношення між основними розмірами цього корпусу наведені в таблицях 3 – 7.

Товщина стінки корпусу редуктора, яка відповідає вимогам технології литва і необхідної жорсткості корпусу, мм

$$\delta = 1,8 \sqrt[4]{T} \geq 8,$$

де T – обертаючий момент на веденому валу, Н·м.

Таблиця 3 – Основні розміри елементів корпусу і кришки редуктора

Найменування	Позначення	Співвідношення
Товщина стінки кришки редуктора	δ_1	$0,8\delta$
Товщина верхнього фланця корпусу	s	$1,5\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу	s_2	$2,35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$1,2\delta$
Діаметр фундаментних болтів	$d_{к1}$	$1,2\delta + 7$
Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус	$d_{к2}$	$0,9\delta + 5$
	$d_{к3}$	$0,7\delta + 4$
Товщина ребер корпусу	δ_p	δ
Товщина підйомної петлі	b_p	$2,5\delta$
Діаметр штифта	$d_{ш}$	δ
Діаметр відривного гвинта	$d_{вг}$	$1,2\delta$
Ширина фланця	k_1	див. таблицю 4
Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	l_ϕ	$2k_1$
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	b_ϕ	$k_1 + 1,5\delta$
Відстань від осі болта до стінки корпусу	c_i	див. таблицю 4
Діаметр отвору під болт	$d_{o,i}$	див. таблицю 4
Діаметр цековки	$D_{цi}$	див. таблицю 4
Глибина цековки	$h_{цi}$	див. таблицю 4

Кількість фундаментних болтів, шт.

$$\begin{cases} z_{\epsilon 1} = 4 \text{ і } \delta \leq a_{WT} \leq 300; \\ z_{\epsilon 1} = 6 \text{ і } \delta \leq a_{WT} > 300, \end{cases}$$

де a_{WT} – міжосьова відстань тихохідної ступіні редуктора, мм.

Таблиця 4 – Співвідношення розмірів гнізд підшипників з
врізною кришкою

В міліметрах

$D_{кп1}$	$D_{кп2}$	$D_{кп3}$	$b_{кп}$	$c_{кп}$ не менш
До 90	$D_{кп1} + 7$	$1,25 D_{кп1} + 10$	5	8
90...170	$D_{кп1} + 9$		7	10

Таблиця 5 – Розміри гнізд підшипників з кришкою на гвинтах

В міліметрах

$D_{кп1}$	$D_{кп4}$	$D_{кп5}$	$\delta_{кп}$	$d_{кп}$	Кількість гвинтів, $Z_{кп}$, шт.
42	56	70	8		4
47	61	75			
52	66	80			
55	69	83			
62	76	90			
68	82	96			
72	86	100			
75	89	103			
80	94	108			
85	99	113			
90	106	122	10		6
95	111	127			
100	116	132			
110	126	142			
115	131	147			
120	136	152			
125	141	157			
130	146	162			
140	160	180	12		
150	170	190			
160	180	200			
170	190	210			

Таблиця 6 – Розміри елементів сполучень литих корпусів
В міліметрах

δ	x	y	R
До 15	3	15	5
15...20	4	20	
20...25	5	25	

Таблиця 7 – Розміри деяких елементів корпусу в залежності від діаметра болта
В міліметрах

d_k	k	c	d_o	D_{II}	h_{II}	r
8	22	13	9	15	1,0	2
10	27	16	11	18		
12	31	18	13	22	1,5	3
14	36	21	15	25		
16	41	23	17	28		
18	45	26	20	30	2,0	4
20	50	28	22	35		
22	55	31	24	38		
24	59	33	26	40	2,5	5
27	66	37	29	45		
30	73	41	32	50		

4 Ескізне компоування редуктора

Ескізна компоновка редуктора виконується з метою визначення розмірів валів по довжині. При виконанні ескізної компоновки вали зображаються як гладкі стержні. Розміри, одержані в результаті компоновки, служитимуть вихідними даними при проектному розрахунку валів.

Ескізна компоновка виконується на міліметровому папері бажано в масштабі 1:1 (при комп'ютерному виконанні – на офісному папері формату А4 у будь-якому стандартному масштабі) олівцем в контурних лініях і повинна містити ескізне зображення редуктора і основний надпис.

В даних вказівках прийнято позначення, якщо параметр має нижній індекс «ш» – параметр відноситься до швидкохідної ступіні, якщо індекс «т» – до тихохідної ступіні.

Алгоритм компоновання циліндричного двохступінчастого редуктора

1) Вибрати масштаб і намітити розташування компоновки (рисунок 3).
2) Провести осьові лінії валів на відстані $a_{\text{вШ}}$ і $a_{\text{вТ}}$ одна від одної.
3) Побудувати швидкохідну ступінь у відповідності з розмірами, які було отримано при розрахунку зубчастих передач: $d_{a1\text{Ш}}$, $d_{a2\text{Ш}}$, $b_{1\text{Ш}}$, $b_{2\text{Ш}}$, $d_{1\text{Ш}}$, $d_{2\text{Ш}}$.

4) Побудувати тихохідну ступінь дотримавши зазор $0,8\delta$ між швидкохідним колесом і тихохідною шестерню за розмірами: $d_{a1\text{Т}}$, $d_{a2\text{Т}}$, $b_{1\text{Т}}$, $b_{2\text{Т}}$, $d_{1\text{Т}}$, $d_{2\text{Т}}$.

5) На відстані $1,2\delta$ від торця шестерень і кіл виступів зубчастих коліс провести контур внутрішньої поверхні корпусу редуктора.

6) Розташувати підшипники так, щоб торцем вони знаходилися на внутрішній поверхні корпусу, а їх вісь співпадала з віссю валів. Розміри підшипників d_i , D_i , B_i були прийняті при орієнтовному розрахунку валів.

7) Викреслити вали діаметрами d_i , які були прийняті при орієнтовному розрахунку валів. Довжина ділянок валів: $f_{\phi} = k_3 + \delta - B_1 + 2d_1$;
 $f_{\phi} = k_2 + \delta - B_3 + 2d_3$.

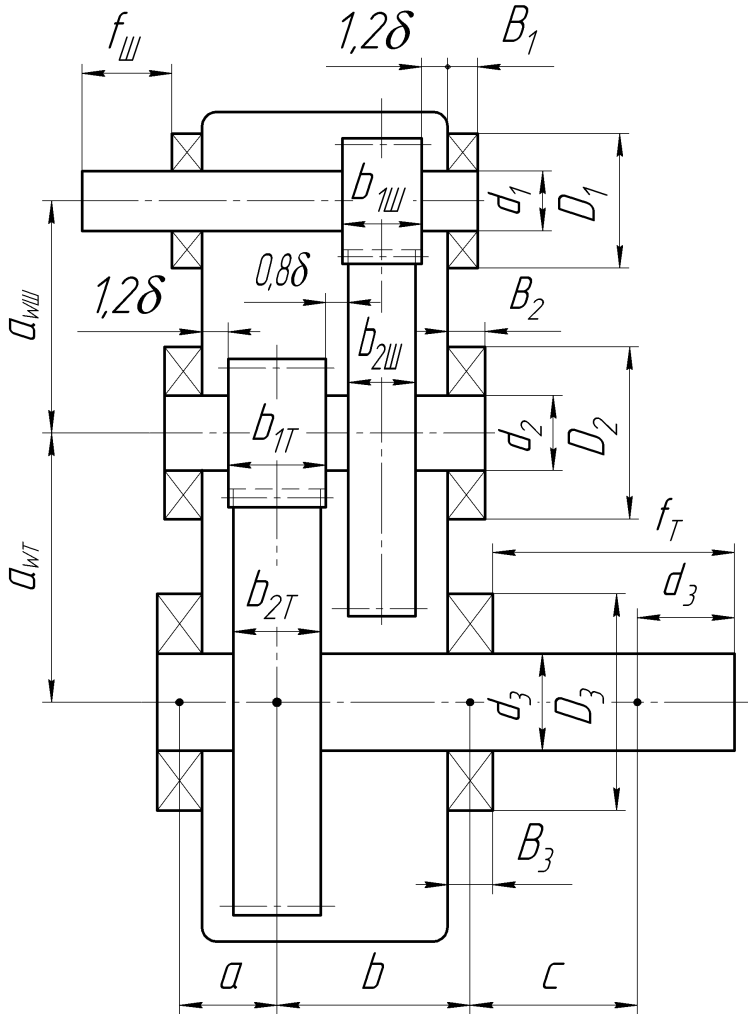
8) Визначити графічно a , b , c – відстані між точками прикладення сил.

5 Наближений розрахунок валів

Після проведення ескізного компоновання і отримання розмірів валів по довжині стає можливим вести розрахунок на складний опір (кручення і згин) в результаті якого визначаються діаметральні розміри валів.

5.1 Сили, які діють на вали

Навантаження на вали передаються через насаджені на них деталі: зубчасті або черв'ячні колеса, шківів, зірочки, півмуфти, підшипники тощо. Розрахункові навантаження, що розподілені по довжині зубів зубчастих коліс, пальців пружних муфт, шпонок, при складанні розрахункової схеми вала приймаємо за зосереджені сили, прикладені посередині довжини елементів.



					<i>01ДМК.112.000000</i>		
<i>Эк. Арк.</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Компоновка циліндричного двохступінчастого редуктора</i>	<i>Лит</i>	<i>Маса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разроб.</i>	<i>Петренко</i>				<i>i</i>		<i>1:4</i>
<i>Перев.</i>	<i>Ковязін</i>				<i>Аркцш</i>	<i>Аркцшв</i>	<i>1</i>
<i>Т.контр.</i>					<i>ТДАТУ, ДМ, 305М</i>		
<i>Н.контр.</i>							
<i>Затв.</i>							

Рисунок 3 – Схема компоновки циліндричного двухступінчастого редуктора

5.1.1 Розстановка сил, які діють на вали від передачі гнучким зв'язком

Від передачі гнучким зв'язком на вал діє тільки одна сила F_Q . Якщо передача складається з двох валів (одного ведучого і одного веденого), то сила направлена від осі одного вала до осі іншого (рисунок 4).

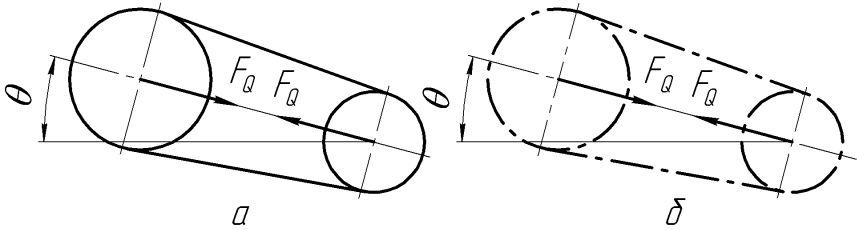


Рисунок 4 – Сили, які діють на вали від пасової (а) та ланцюгової (б) передач

Якщо кут нахилу до горизонту передачі гнучким зв'язком не перевищує 30° , то можна вважати, що сила F_Q діє тільки в горизонтальній площині.

5.1.2 Алгоритм розстановки сил в зачепленні циліндричної прямозубої і шевронної передач

1) Визначити напрям обертання шестерні (рисунок 5, а). Він співпадає з напрямом обертання деталі, розташованої з шестернею на одному валу (зубчасте колесо, зірочка, шків, півмуфта тощо), від якої шестерня одержує енергію.

2) Визначити напрям обертання колеса (рисунок 5, б). Воно завжди обертається у бік, протилежний шестерні.

3) Поставити точку прикладення сил (рисунок 5, в). Вона знаходиться посередині зубчастих коліс в полусі зачеплення.

4) Визначити напрям колової сили на колесі F_{t2} (рисунок 5, г). На колесі колова сила є рушійною, тому вона направлена у бік обертання.

5) Колову силу на шестерні F_{t1} направити протилежно коловій силі на колесі F_{t2} (рисунок 5, д). Вона дорівнює їй по величині, але протилежна по напрямку. На шестерні колова сила є реакцією з боку колеса, тому вона направлена у бік, протилежний обертанню.

6) Розставити радіальні сили F_{r1} і F_{r2} (рисунок 5, е). Вони рівні по величині, але протилежні по напрямку і направлені до центру відповідних коліс.

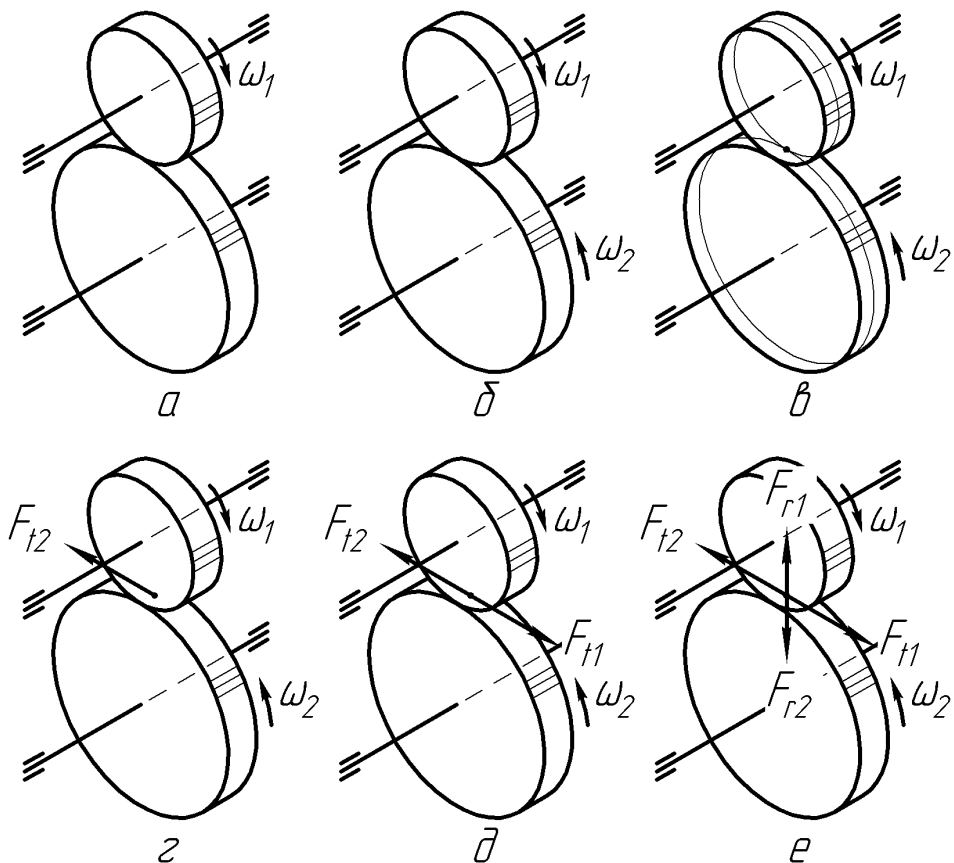


Рисунок 5 – Етапи розстановки сил в циліндричній прямозубій передачі

5.1.3 Алгоритм розстановки сил в зачепленні циліндричної косозубої передачі

1) Визначити напрям обертання шестерні (рисунок 6, а). Він співпадає з напрямом обертання деталі, розташованої з шестернею на одному валу (зубчасте колесо, зірочка, шків, півмуфта тощо), від якої шестерня одержує енергію.

2) Визначити напрям обертання колеса (рисунок 6, б). Воно завжди обертається у бік, протилежний шестерні.

3) Поставити точку прикладення сил (рисунок 6, в). Вона знаходиться посередині зубчастих коліс в полюсі зачеплення.

4) Визначити напрям колової сили на колесі F_{t2} (рисунок 6, г). На колесі колова сила є рушійною, тому вона направлена у бік обертання.

5) Визначити напрям осьової сили на колесі (рисунок 6, д). Для цього у думках перемістити колову силу F_{t2} до зуба і, уявивши, що колесо не може обертатися, подивитись, куди колова сила намагається змістити колесо вздовж осі. Напрямок цього «зсуву» і буде напрямом осьової сили F_{a2} .

6) Колову силу на шестерні F_{t1} направити протилежно коловій силі на колесі F_{t2} (рисунок 6, е). Вона дорівнює їй по величині, але протилежна по напрямку. На шестерні колова сила є реакцією з боку колеса, тому вона направлена у бік, протилежний обертанню.

Осьову силу на шестерні F_{a1} направити протилежно осьовій силі на колесі F_{a2} . Вона дорівнює їй по величині, але протилежна по напрямку.

Розставити радіальні сили F_{r1} і F_{r2} . Вони рівні по величині, але протилежні по напрямку і направлені до центру відповідних коліс.

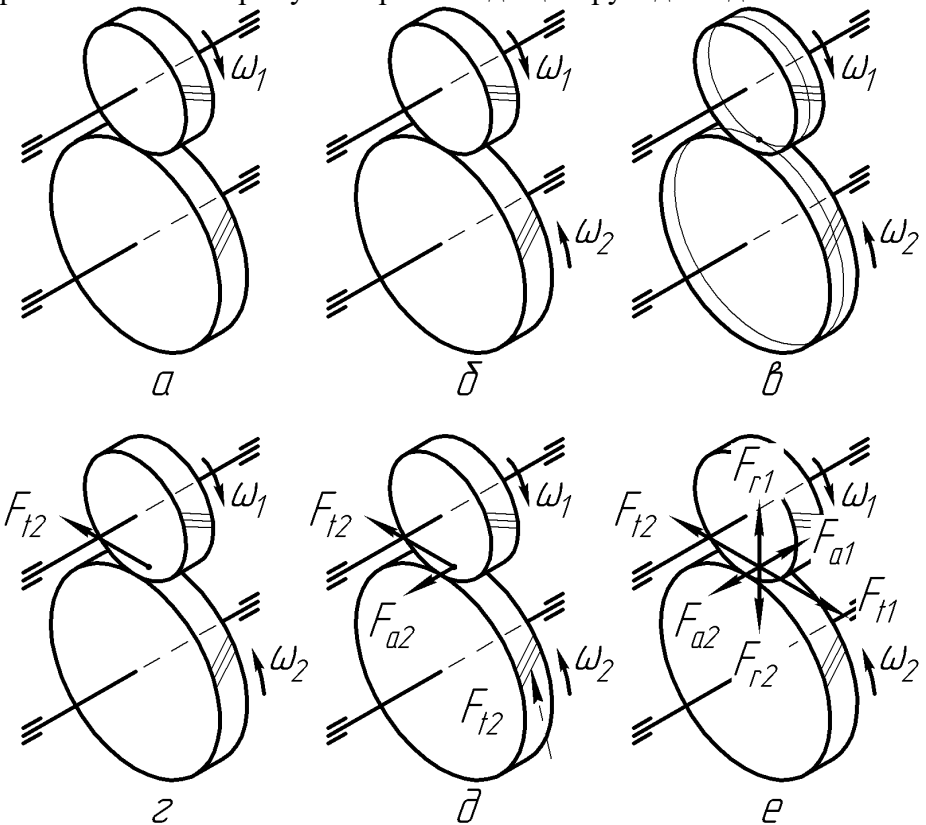


Рисунок 6 – Етапи розстановки сил в циліндричній косозубій передачі

5.1.4 Напряг і величина сили, яка діє на вал від півмуфти

Більшість муфт, внаслідок ймовірної неспіввісності валів, які з'єднуються, додатково навантажують вал силою F_M .

Напряг сили F_M може бути будь-яким (залежить від випадкових неточностей монтажу). У розрахунковій схемі силу F_M направляємо так, щоб вона збільшувала напруження і деформації від колової сили F_{ti} деталі, розташованої з півмуфтою на одному валу (колесо, черв'як тощо).

Величину сили F_M визначають по наступній емпіричній залежності

$$F_M = (0,2 \dots 0,6) F_{ti}.$$

5.2 Просторова схема приводу

Просторова схема приводу складається для визначення напрямку обертання валів і взаємного розташування передач в просторі, внаслідок чого стає можливим визначити напрями сил, які діють на вали. Приклад складання просторової схеми приводу представлено на рисунку 7.

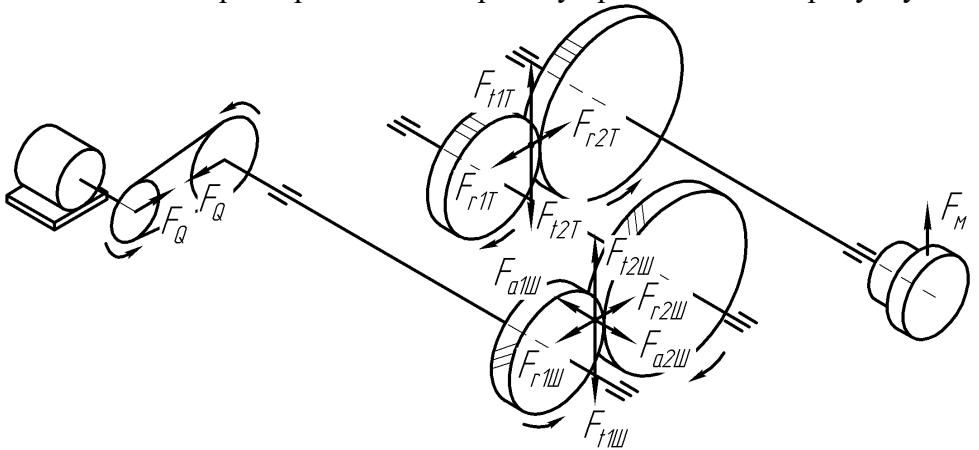


Рисунок 7 – Просторова схема приводу з циліндричним двохступінчастим редуктором і пасовою передачею

5.3 Побудова епюр моментів і визначення діаметральних розмірів валів

5.3.1 Особливості складання розрахункової схеми вала

З просторової схеми приводу виділяється зображення вала і розробляються розрахункові схеми в горизонтальній (H) і вертикальній (V) площинах.

В розрахункових схемах валів використовують шарнірно-рухомий або шарнірно-нерухомий типи опор (рисунок 8). Підшипники, які одно-

часно сприймають осьові і радіальні навантаження, замінюють шарнірно-нерухомими опорами, тільки радіальні навантаження – шарнірно-рухомими. Якщо жоден підшипник не сприймає осьового навантаження ($F_a = 0$), то прийнято зображати шарнірно-нерухомою ліву опору.

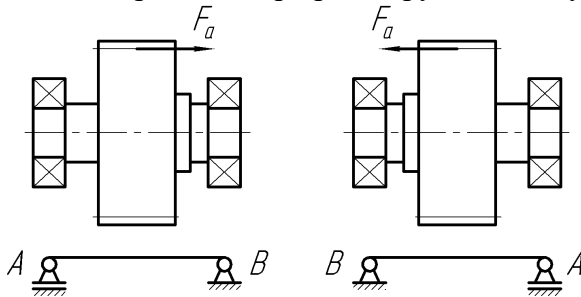


Рисунок 8 – Типи опор в розрахункових схемах валів

5.3.2 Особливості побудови епюр моментів і визначення діаметрів вала

Будують епюри: згинаючих моментів в горизонтальній і вертикальній площинах, сумарних згинаючих моментів, крутильних моментів, для чого потрібно визначити реакції в опорах (підшипниках). За величиною цих реакцій при подальших розрахунках здійснюють вибір і перевірку підшипників.

Нагадаємо, що згинаючий момент прийнято вважати додатним, якщо зовнішнє навантаження згинає балку (вал) опуклістю вниз (рисунок 9, а). Якщо балка згинається опуклістю вгору, тоді згинаючий момент вважається від’ємним (рисунок 9, б).

Якщо момент сили відносно точки спрямований проти годинникової стрілки, то він вважається додатним (рисунок 9, в), по годинниковій стрілці – від’ємним (рисунок 9, г).

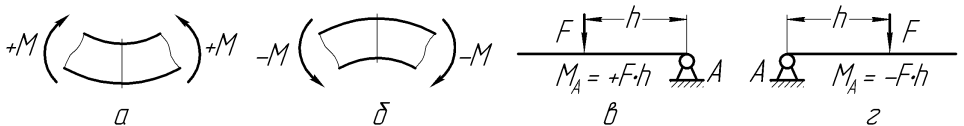


Рисунок 9 – Знаки згинаючого моменту і моменту сили відносно точки

Сумарні опорні реакції, Н

$$R_3 = \sqrt{R_{3H}^2 + R_{3V}^2}, \quad (2)$$

де R_{3H} – опорна реакція в горизонтальній площині, Н;
 R_{3V} – опорна реакція в вертикальній площині, Н.

Після побудови епюр згинаючих моментів в горизонтальній і вертикальній площинах будують епюру сумарних згинаючих моментів, Н·м

$$\dot{I}_{\text{сб}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{сгГ}}^2 + \dot{I}_{\text{сгV}}^2} \quad (3)$$

де $M_{\text{згГН}}$ – згинаючий момент в горизонтальній площині, Н·м;

$M_{\text{згГV}}$ – згинаючий момент в вертикальній площині, Н·м.

Обертаючий момент T у випадку розташування на валу двох деталей передач (шестерня і колесо, шків і шестерня тощо) діє тільки між цими деталями і є постійною величиною.

Еквівалентний момент, який враховує сумісну дію згинаючого і обертаючого моментів, визначають по IV теорії міцності

$$\dot{I}_{\text{аеаі}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{сгГ}}^2 + 0,75 \cdot T^2} \quad (4)$$

Діаметр вала, мм

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{аеаі}} \cdot 10^3}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (5)$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу вала, МПа (таблиця 1).

5.3.3 Визначення необхідності виконання вала-шестерні

Циліндричні шестерні часто виконують за одне ціле з валом, якщо відстань $x_{\text{ц}}$ від западини зуба до шпонкового паза менше $2,5m_t$.

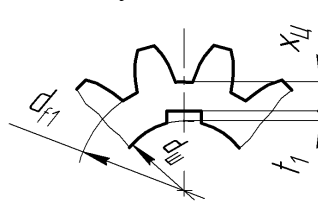


Рисунок 10 – Розрахункова схема для визначення необхідності виконання вала-шестерні

Для обов'язкового (із умови міцності шестерні) виконання вала-шестерні (вали-шестерні можна виконувати виходячи з конструктивних міркувань) в циліндричній передачі повинна виконуватись умова

$$\delta_0 = 0,5(d_{f1} - d_{\text{III}}) - t_1 \leq 2,5m_t, \quad (6)$$

де d_{III} – діаметр отвору шестерні або розрахунковий діаметр вала під шестернею, мм;

d_{f1} – діаметр кола западин шестерні, мм;

t_1 – глибина паза під призматичну шпонку, $t_1 = 3,3$ мм при $d_{\text{III}} = 22 \dots 44$ мм і $t_1 = 2,8$ мм при $d_{\text{III}} = 17 \dots 22$ мм;

m_t – торцевий модуль шестерні, мм.

5.3.4 Визначення навантаження на підшипники

Для подальшого розрахунку підшипників потрібно визначити навантаження на них.

Підшипник, що сприймає одночасно радіальне і осьове навантаження (шарнірно-нерухома опора в розрахунковій схемі):

- радіальне навантаження $F_{rI} = R_i$ (R_A чи R_B);
- осьове навантаження $F_a = F_{aIII}$ (F_{a1III} чи F_{a2III}).

Підшипник, що сприймає тільки радіальне навантаження (шарнірно-рухома опора в розрахунковій схемі): $F_{rII} = R_i$ (R_B чи R_A).

5.4 Приклади наближеного розрахунку валів циліндричного двохступінчастого редуктора в загальному виді

5.4.1 Ведучий вал

Приймаємо опору А шарнірно-нерухомою, опору В – шарнірно-рухомою (рисунок 11).

Опорні реакції в горизонтальній площині, Н

$$\sum \dot{I}_{A_i} = 0; \quad F_Q a - F_{r1\emptyset} b + 0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset} + R_{B_i} (b + \tilde{n}) = 0;$$

$$R_{B_i} = \frac{-F_Q a + F_{r1\emptyset} b - 0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset}}{b + \tilde{n}}.$$

$$\sum \dot{I}_{B_i} = 0; \quad F_Q (a + b + \tilde{n}) - R_{A_i} (b + \tilde{n}) + F_{r1\emptyset} c + 0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset} = 0;$$

$$R_{A_i} = \frac{F_Q (a + b + \tilde{n}) + F_{r1\emptyset} c + 0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset}}{b + \tilde{n}}.$$

Перевірка: $\sum F_i = 0; \quad -F_Q + R_{A_i} - F_{r1\emptyset} + R_{B_i} = 0.$

Опорні реакції в вертикальній площині, Н

$$\sum M_{A_V} = 0; \quad R_{B_V} (b + \tilde{n}) - F_{t1\emptyset} b = 0; \quad R_{B_V} = \frac{F_{t1\emptyset} b}{b + \tilde{n}}.$$

$$\sum M_{B_V} = 0; \quad -R_{A_V} (b + \tilde{n}) + F_{t1\emptyset} c = 0; \quad R_{A_V} = \frac{F_{t1\emptyset} c}{b + \tilde{n}}.$$

Перевірка: $\sum F_V = 0; \quad R_{A_V} - F_{t1\emptyset} + R_{B_V} = 0.$

Сумарні опорні реакції, Н (за формулою (2))

$$R_A = \sqrt{R_{A_H}^2 + R_{A_V}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{B_H}^2 + R_{B_V}^2}.$$

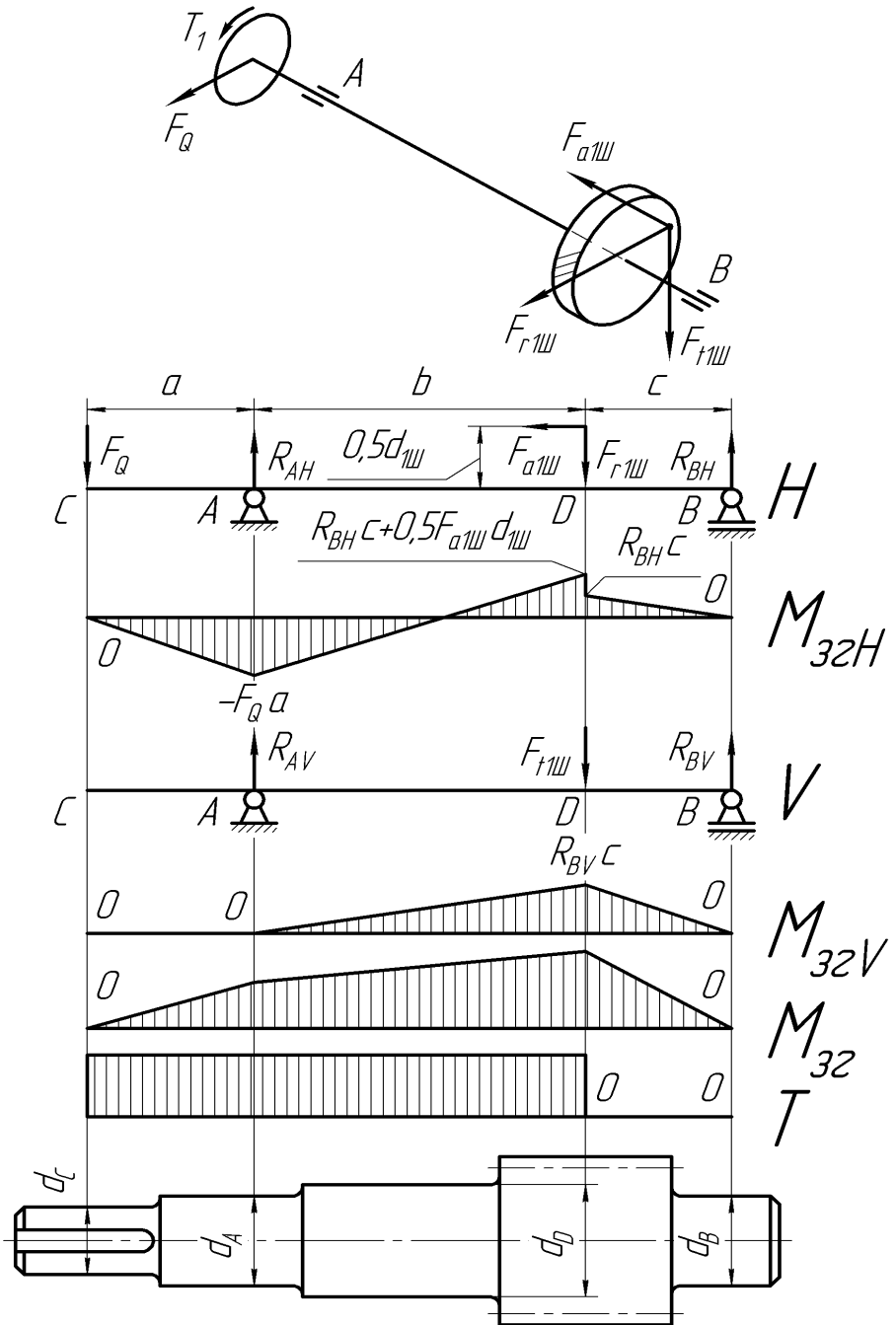


Рисунок 11 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз ведучого вала циліндричного двохступінчастого редуктора

Згинаючі моменти в горизонтальній площині, Н·м

- під шківом пасової передачі

$$\dot{I}_{\text{çãÑí}} = 0;$$

- під опорою А

$$M_{\text{çãÁí}} = -F_Q a;$$

- під циліндричною шестернею на епюрі моментів є скачок внаслідок присутності зосередженого моменту $(0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset})$ від осьової сили на шестерні

$$\dot{I}_{\text{çãDí}} = R_{Bí} c + 0,5F_{a1\emptyset} d_{1\emptyset};$$

- під опорою В

$$M_{\text{çãBí}} = 0.$$

Згинаючі моменти в вертикальній площині, Н·м

- під шківом пасової передачі

$$\dot{I}_{\text{çãCV}} = 0;$$

- під опорою А

$$M_{\text{çãAV}} = 0;$$

- під циліндричною шестернею

$$\dot{I}_{\text{çãDV}} = R_{BV} c;$$

- під опорою В

$$M_{\text{çãBV}} = 0.$$

Сумарні згинаючі моменти, Н·м (за формулою (3))

- під шківом пасової передачі

$$\dot{I}_{\text{çãC}} = 0;$$

- під опорою А

$$M_{\text{çãA}} = |\dot{I}_{\text{çãÁH}}|;$$

- під циліндричною шестернею

$$M_{\text{çãD}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çãDí}}^2 + \dot{I}_{\text{çãDV}}^2};$$

- під опорою В

$$M_{\text{çãB}} = 0.$$

Еквівалентні моменти (за формулою (4))

- під шківом пасової передачі

$$\dot{I}_{\text{âéâC}} = \sqrt{0,75 \cdot \dot{O}_1^2};$$

- під опорою А

$$\dot{I}_{\text{âéâÀ}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çãÁ}}^2 + 0,75 \cdot \dot{O}_1^2};$$

- під циліндричною шестернею

$$\dot{I}_{\text{ææâD}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çâD}}^2 + 0,75 \cdot \ddot{O}_1^2};$$

- під опорою В

$$\dot{I}_{\text{ææâB}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çâB}}^2 + 0,75 \cdot \ddot{O}_1^2}.$$

Діаметри вала, мм (за формулою (5))

- під шківом пасової передачі

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{32\dot{I}_{\text{ææâÑ}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}};$$

- під опорою А

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{32\dot{I}_{\text{ææâA}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}};$$

- під циліндричною шестернею

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{32\dot{I}_{\text{ææâD}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}};$$

- під опорою В

$$d_{\hat{A}} = 0.$$

Визначимо необхідність виконання вала-шестерні (із умови (6))

$$\ddot{o}_{\ddot{o}} = 0,5(d_{r1} - d_D) - t_1 \leq 2,5m_t.$$

Якщо умова виконується, то розрахований вал виконуємо як вал-шестерню.

Приймаємо діаметри вала:

- під опорою В $d_B = d_A$;

- під шківом пасової передачі $d_C = d_A - (5 \dots 7)$ мм.

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого вала.

Навантаження на підшипники, Н

$$F_{r1} = R_A; F_a = F_{a1III}; F_{rII} = R_B.$$

5.4.2 Проміжний вал

Приймаємо опору А шарнірно-рухомою, опору В – шарнірно-нерухомою (рисунок 12).

Опорні реакції в горизонтальній площині, Н

$$\sum \dot{I}_{\text{âí}} = 0; -F_{r1T}a + F_{r2\emptyset}(a+b) + 0,5F_{a2\emptyset}d_{2\emptyset} - R_{Bí}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bí} = \frac{-F_{r1T}a + F_{r2\emptyset}(a+b) + 0,5F_{a2\emptyset}d_{2\emptyset}}{a+b+c}.$$

$$\sum M_{Bf} = 0; -R_{Af} (a + b + c) + F_{r1T} (b + c) - F_{r2\emptyset} c + 0,5F_{a2\emptyset} d_{2\emptyset} = 0;$$

$$R_{Af} = \frac{F_{r1T} (b + c) - F_{r2\emptyset} c + 0,5F_{a2\emptyset} d_{2\emptyset}}{a + b + c}.$$

Перевірка: $\sum F_f = 0; R_{Af} - F_{r1T} + F_{r2\emptyset} - R_{Bf} = 0.$

Опорні реакції в вертикальній площині, Н

$$\sum M_{AV} = 0; F_{t1T} a + F_{t2\emptyset} (a + b) - R_{BV} (a + b + c) = 0; R_{BV} = \frac{F_{t1T} a + F_{t2\emptyset} (a + b)}{a + b + c}.$$

$$\sum M_{BV} = 0; R_{AV} (a + b + c) - F_{t1T} (b + c) - F_{t2\emptyset} \tilde{n} = 0; R_{AV} = \frac{F_{t1T} (b + c) + F_{t2\emptyset} \tilde{n}}{a + b + \tilde{n}}.$$

Перевірка: $\sum F_V = 0; -R_{AV} + F_{t1\emptyset} + F_{t2\emptyset} - R_{BV} = 0.$

Сумарні опорні реакції, Н (за формулою (2))

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2}; R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2}.$$

Згинаючі моменти в горизонтальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{\text{ca}AH} = 0;$$

- під шестернею

$$\dot{I}_{\text{ca}NH} = R_{AH} a;$$

- під колесом на епюрі моментів є скачок внаслідок присутності зосередженого моменту ($0,5F_{a2\emptyset} d_{2\emptyset}$) від осьової сили на колесі

$$\dot{I}_{\text{ca}DH} = -R_{BH} c;$$

- під опорою В

$$M_{\text{ca}AV} = 0.$$

Згинаючі моменти в вертикальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{\text{ca}AV} = 0;$$

- під шестернею

$$\dot{I}_{\text{ca}CV} = -R_{AV} a;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{ca}DV} = -R_{BV} c;$$

- під опорою В

$$M_{\text{ca}BV} = 0.$$

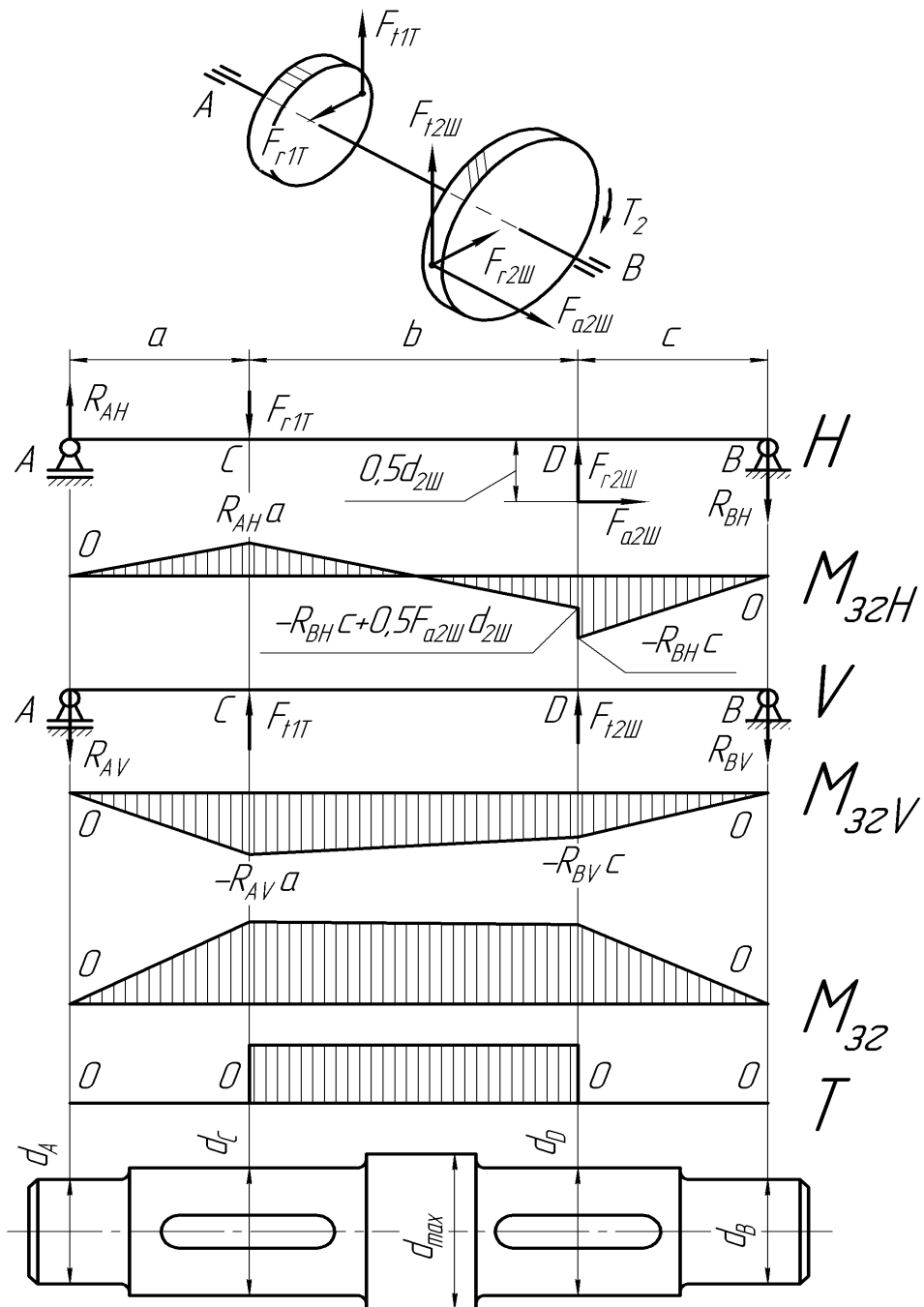


Рисунок 12 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз проміжного вала циліндричного двохступінчастого редуктора

Сумарні згинаючі моменти, Н·м (за формулою (3))

- під опорою А

$$M_{\text{çāA}} = 0;$$

- під шестернею

$$\dot{I}_{\text{çāC}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çāCf}}^2 + \dot{I}_{\text{çāCV}}^2};$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{çāD}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çāDf}}^2 + \dot{I}_{\text{çāDV}}^2};$$

- під опорою В

$$M_{\text{çāB}} = 0.$$

Еквівалентні моменти (за формулою (4))

- під опорою А

$$\dot{I}_{\text{âêâA}} = 0;$$

- під шестернею

$$\dot{I}_{\text{âêâC}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çāC}}^2 + 0,75 \cdot \dot{O}_2^2};$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{âêâD}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çāD}}^2 + 0,75 \cdot \dot{O}_2^2};$$

- під опорою В

$$\dot{I}_{\text{âêâB}} = 0.$$

Діаметри вала, мм (за формулою (5))

- під опорою А

$$d_{\text{A}} = 0;$$

- під шестернею

$$d_{\text{C}} = \sqrt[3]{\frac{32\dot{I}_{\text{âêâC}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}};$$

- під колесом

$$d_{\text{D}} = \sqrt[3]{\frac{32\dot{I}_{\text{âêâD}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}};$$

- під опорою В

$$d_{\text{B}} = 0.$$

Визначимо необхідність виконання вала-шестерні (із умови (6))

$$\ddot{o}_{\text{O}} = 0,5(d_{\text{f1}} - d_{\text{C}}) - t_1 \leq 2,5m_1.$$

Якщо умова не виконується, то немає необхідності (із умови міцності шестерні) виконувати розрахований вал як вал-шестерню.

В даному випадку на кінці вала не діють моменти, але навантаження все одно передаються на підшипники. Із умови забезпечення заданої довговічності підшипників (щоб строк їх служби був не меншим за строк служби передач редуктора), слід прийняти $d_A = d_B = d_D - (5 \dots 10)$ мм.

Найбільший діаметр вала

$$\begin{cases} d_{\max} = d_C + (5 \dots 10) \text{ мм}, & \text{якщо } d_C > d_D; \\ d_{\max} = d_D + (5 \dots 10) \text{ мм}, & \text{якщо } d_C < d_D. \end{cases}$$

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого вала.

Навантаження на підшипники, Н

$$F_{rI} = R_B; F_a = F_{a2III}; F_{rII} = R_A.$$

5.4.3 Ведений вал

Оскільки жоден підшипник не сприймає осевого навантаження ($F_a = 0$), то приймаємо опору А шарнірно-нерухомою, опору В – шарнірно-рухомою (рисунок 13).

Опорні реакції в горизонтальній площині, Н

$$\sum \dot{I}_{A_i} = 0; F_{r2T}a - R_{B_i}(a+b) = 0; R_{B_i} = \frac{F_{r2T}a}{a+b}.$$

$$\sum M_{B_i} = 0; R_{A_i}(a+b) - F_{r2T}b = 0; R_{A_i} = \frac{F_{r2T}b}{a+b}.$$

Перевірка: $\sum F_i = 0; -R_{A_i} + F_{r2T} - R_{B_i} = 0.$

Опорні реакції в вертикальній площині, Н

$$\sum M_{AV} = 0; -F_{t2T}a - R_{BV}(a+b) + F_M(a+b+c) = 0;$$

$$R_{BV} = \frac{F_M(a+b+c) - F_{t2T}a}{a+b}.$$

$$\sum M_{BV} = 0; -R_{AV}(a+b) + F_{t2T}b + F_Mc = 0;$$

$$R_{AV} = \frac{F_{t2T}b + F_Mc}{a+b}.$$

Перевірка: $\sum F_v = 0; R_{AV} - F_{t2T} - R_{BV} + F_M = 0.$

Сумарні опорні реакції, Н (за формулою (2))

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2}; R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2}.$$

Згинаючі моменти в горизонтальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{\text{с} \hat{a} \hat{A} \text{H}} = 0;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C} \text{H}} = -R_{\text{A} \text{H}} a;$$

- під опорою В

$$M_{\text{с} \hat{a} \hat{A} \text{H}} = 0;$$

- під півмуфтою

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{D} \text{H}} = 0.$$

Згинаючі моменти в вертикальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{A} \text{V}} = 0;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C} \text{V}} = R_{\text{A} \text{V}} a;$$

- під опорою В

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{B} \text{V}} = F_{\text{M}} c;$$

- під півмуфтою

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{D} \text{V}} = 0.$$

Сумарні згинаючі моменти, Н·м (за формулою (3))

- під опорою А

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{A}} = 0;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C} \text{I}}^2 + \dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C} \text{V}}^2};$$

- під опорою В

$$M_{\text{с} \hat{a} \text{B}} = |\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{A} \text{V}}|;$$

- під півмуфтою

$$\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{D}} = 0.$$

Еквівалентні моменти (за формулою (4))

- під опорою А

$$\dot{I}_{\hat{a} \hat{e} \hat{a} \hat{A}} = 0;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\hat{a} \hat{e} \hat{a} \text{C}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{C}}^2 + 0,75 \cdot \dot{O}_3^2};$$

- під опорою В

$$\dot{I}_{\hat{a} \hat{e} \hat{a} \text{B}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{с} \hat{a} \text{B}}^2 + 0,75 \cdot \dot{O}_3^2};$$

- під півмуфтою

$$\dot{I}_{\hat{a} \hat{e} \hat{a} \text{D}} = \sqrt{0,75 \cdot \dot{O}_3^2}$$

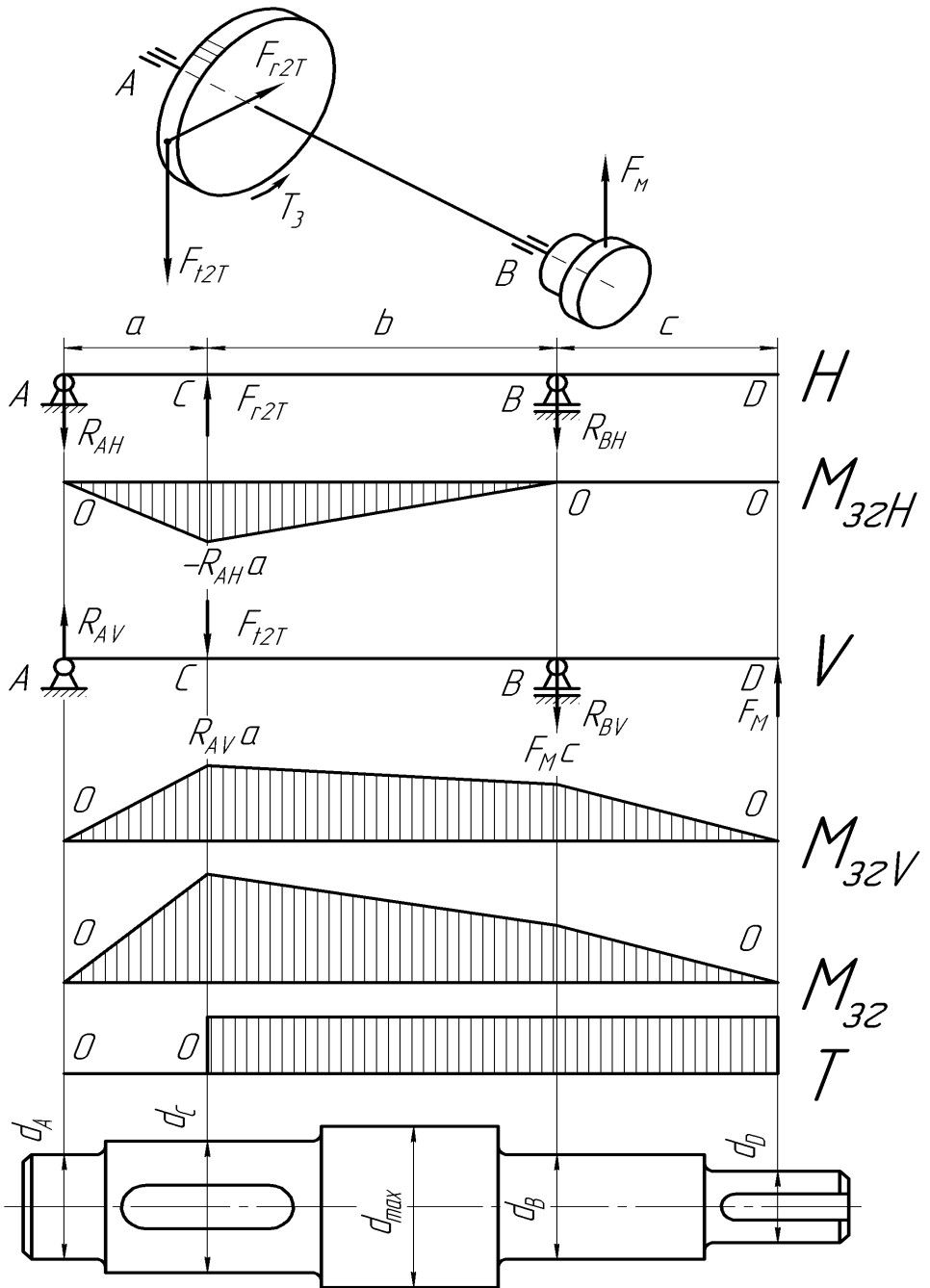


Рисунок 13 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз веденого вала циліндричного двохступінчастого редуктора

Діаметри вала, мм (за формулою (5))

- під опорою А

$$d_A = 0;$$

- під колесом

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{32 \hat{I}_{\text{вк}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}}$$

- під опорою В

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 \hat{I}_{\text{вкВ}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}}$$

- під півмуфтою

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{32 \hat{I}_{\text{вкД}} \cdot 10^3}{\pi [\sigma]}}$$

Приймаємо діаметри вала:

- під опорою А $d_A = d_B$;

- під півмуфтою $d_D = d_B - (6 \dots 10)$ мм;

- найбільший $d_{\text{max}} = d_C + (5 \dots 10)$ мм.

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого вала.

Навантаження на підшипники, Н

$$F_{\text{ГІ}} = R_A; F_A = 0; F_{\text{ГІІ}} = R_B.$$

6 Приклад розрахунку валів редуктора

Задача розрахунку: визначити лінійні і діаметральні розміри валів.

6.1 Орієнтовний розрахунок валів

Вихідні дані:

Обертаючі моменти на валах: $T_1 = 43,4$ Н·м;

$T_2 = 210,8$ Н·м;

$T_3 = 794$ Н·м.

Діаметри валів

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_i \cdot 10^3}{\pi [\tau]_{\text{вд}}}}$$

де T_i – обертаючий момент на валу, Н·м;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – допустимі напруження кручення, приймаємо $[\tau]_{\text{кр}} = 20$ МПа.

Діаметр ведучого вала

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 43,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 22,3 \text{ мм.}$$

Діаметр проміжного вала

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 210,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 37,7 \text{ мм.}$$

Діаметр веденого вала

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 794 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 58,7 \text{ мм.}$$

Одержані діаметри валів погоджуємо з діаметрами внутрішнього кільця підшипника.

Приймаємо $d_1 = 25$ мм, $d_2 = 40$ мм, $d_3 = 60$ мм.

Для встановлення валів редуктора попередньо приймаємо наступні підшипники:

- для ведучого вала № 205 ($d_1 = 25$ мм, $D_1 = 52$ мм, $B_1 = 15$ мм);
- для проміжного вала № 208 ($d_2 = 40$ мм, $D_2 = 80$ мм, $B_2 = 18$ мм);
- для веденого вала № 212 ($d_3 = 60$ мм, $D_3 = 110$ мм, $B_3 = 22$ мм).

6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора

Вихідні дані:

Обертаючий момент на веденому валу $T_3 = 794$ Н·м.

Міжосьова відстань тихохідної ступіні $a_{\text{WT}} = 200$ мм.

6.2.1 Товщина стінки корпусу редуктора

$$\delta = 1,8 \sqrt[4]{O_3} \geq 8,$$

$$\delta = 1,8 \sqrt[4]{794} = 9,55 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta = 10$ мм.

Визначаємо інші розміри елементів корпусу і кришки редуктора та зводимо їх в таблицю 8.

Таблиця 8 – Основні розміри елементів корпусу і кришки редуктора
В міліметрах

Найменування	Позначення	Прийняте значення
Товщина стінки кришки редуктора	δ_1	8
Товщина верхнього фланця корпусу	s	15
Товщина нижнього фланця корпусу	s ₂	24
Товщина фланця кришки редуктора	s ₁	12
Діаметр фундаментних болтів	d _{к1}	20
Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус	d _{к2}	14
	d _{к3}	12
Товщина ребер корпусу	δ_p	10
Товщина підйомної петлі	b _п	25
Діаметр штифта	d _ш	10
Діаметр відривного гвинта	d _{вг}	12
Ширина фланця	k ₁	50
	k ₂	36
	k ₃	31
Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	l _ф	100
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	b _ф	65
Відстань від осі болта до стінки корпусу	c ₁	28
	c ₂	21
	c ₃	18
Діаметр отвору під болт	d _{о.1}	22
	d _{о.2}	15
	d _{о.3}	13
Діаметр цековки	D _{ц1}	35
	D _{ц2}	25
	D _{ц3}	22
Глибина цековки	h _{ц1}	2
	h _{ц2}	1,5
	h _{ц3}	1,5

Оскільки $a_{WT} < 300$ мм, приймаємо кількість фундаментних болтів $z_{\hat{e}1} = 4$ шт.

Виконуємо ескізу компоновку за розмірами, які були отримані при розрахунку передач, а також орієнтовно визначених розмірах валів і підшипників (рисунок 14).

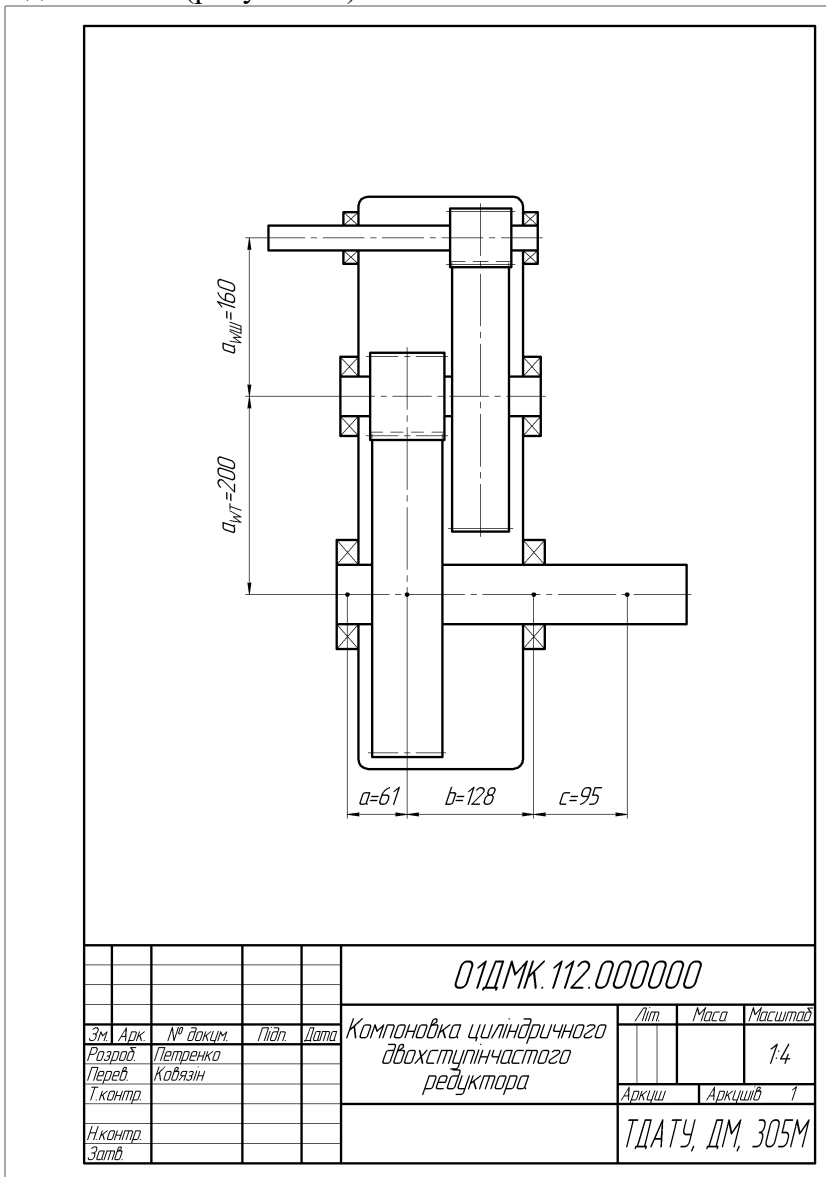


Рисунок 14 – Приклад виконання компоновки редуктора

6.3 Наближений розрахунок веденого вала

Вихідні дані:

Матеріал вала:

сталь 40Х.

Обертаючий момент на валу

$T_3 = 794 \text{ Н}\cdot\text{м};$

Сили, які діють на ведений вал: колова

$F_{t2T} = 4643 \text{ Н};$

радіальна

$F_{r2T} = 1690 \text{ Н}.$

Розміри вала по довжині: $a = 61 \text{ мм}; b = 128 \text{ мм}; c = 95 \text{ мм}.$

6.3.1 Просторова схема приводу

Складаємо просторову схему приводу для визначення напрямку сил, які діють на вали (рисунок 15).

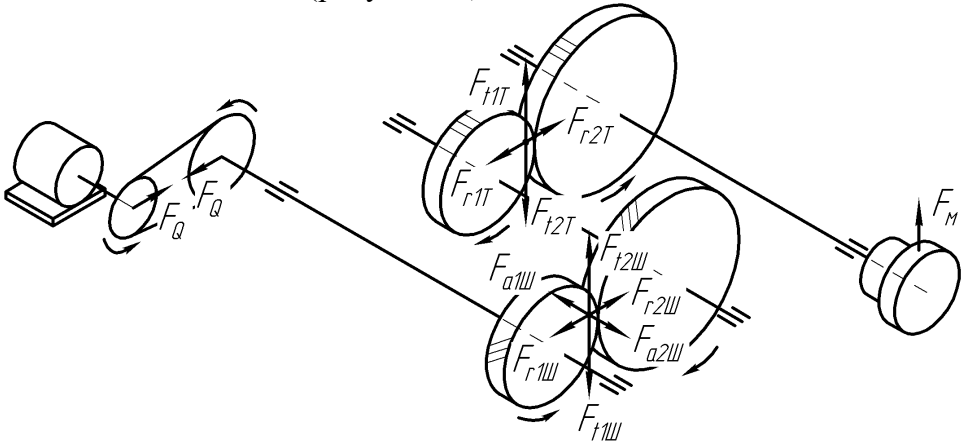


Рисунок 15 – Просторова схема приводу

6.3.2 Побудова епюр моментів і визначення діаметральних розмірів вала

Приймаємо опору А шарнірно-рухомою, опору В – шарнірно-нерухомою (рисунок 16).

Опорні реакції в горизонтальній площині

$$\sum \dot{I}_{A_i} = 0; F_{r2T}a - R_{B_i}(a+b) = 0; R_{B_i} = \frac{F_{r2T}a}{a+b};$$

$$R_{B_i} = \frac{1690 \cdot 61}{61+128} = 545 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{B_i} = 0; R_{A_i}(a+b) - F_{r2T}b = 0; R_{A_i} = \frac{F_{r2T}b}{a+b};$$

$$R_{A1} = \frac{1690 \cdot 128}{61 + 128} = 1145 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\sum F_i = 0; R_{A1} - F_{r2T} + R_{B1} = 0;$

$$-1145 + 1690 - 545 = 0; 0 \equiv 0.$$

Опорні реакції в вертикальній площині

$$\sum M_{AV} = 0; -F_{t2T}a - R_{BV}(a+b) + F_M(a+b+c) = 0;$$

$$R_{BV} = \frac{F_M(a+b+c) - F_{t2T}a}{a+b}.$$

$$R_{BV} = \frac{0,5 \cdot 4643 \cdot (61 + 128 + 95) - 4643 \cdot 61}{61 + 128} = 1990 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{BV} = 0; -R_{AV}(a+b) + F_{t2T}b + F_Mc = 0; R_{AV} = \frac{F_{t2T}b + F_Mc}{a+b};$$

$$R_{AV} = \frac{4643 \cdot 128 + 0,5 \cdot 4643 \cdot 95}{61 + 128} = 4311 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\sum F_V = 0; R_{AV} - F_{t20} - R_{BV} + F_M = 0;$

$$4311 - 4643 - 1990 + 0,5 \cdot 4643 = 0; 0 \equiv 0.$$

Сумарні опорні реакції

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{1145^2 + 4311^2} = 4460 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{545^2 + 1990^2} = 2063 \text{ Н.}$$

Згинаючі моменти в горизонтальній площині

- під опорою А

$$M_{\text{ca}AH} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{ca}NH} = -R_{AH}a = -1145 \cdot 0,061 = -69,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під опорою В

$$M_{\text{ca}AH} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під півмуфтою

$$M_{\text{ca}DH} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

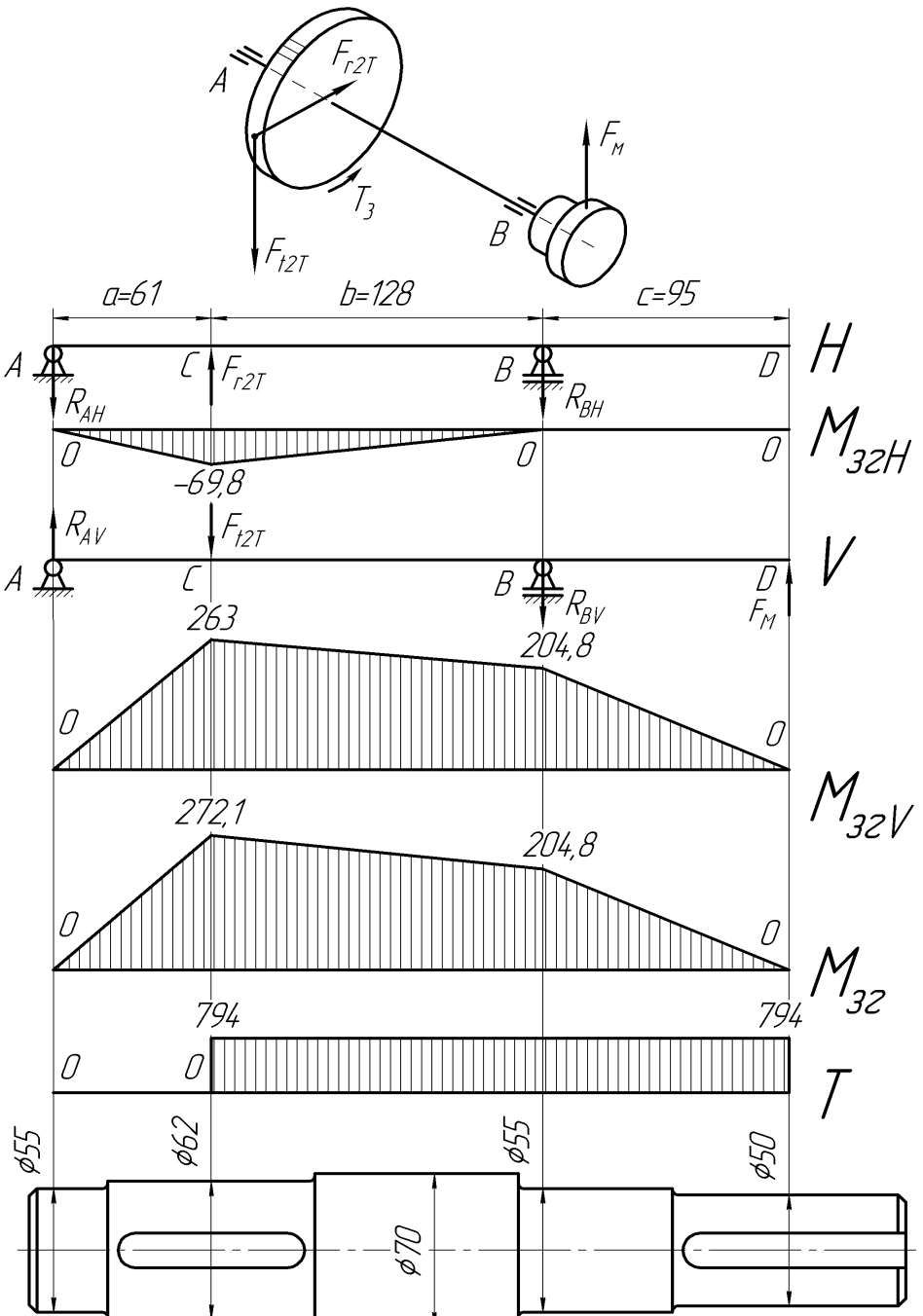


Рисунок 16 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз веденого вала

Згинаючі моменти в вертикальній площині

- під опорою А

$$M_{\text{çäAV}} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{çäCV}} = R_{\text{AV}} a = 4311 \cdot 0,061 = 263 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під опорою В

$$M_{\text{çäBV}} = F_M c = 0,5 \cdot 4311 \cdot 0,095 = 204,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під півмуфтою

$$M_{\text{çäDV}} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сумарні згинаючі моменти

- під опорою А

$$M_{\text{çäA}} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{çäC}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çäCf}}^2 + \dot{I}_{\text{çäCV}}^2} = \sqrt{(-69,8)^2 + 263^2} = 272,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під опорою В

$$M_{\text{çäB}} = |\dot{I}_{\text{çäAV}}| = 204,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під півмуфтою

$$\dot{I}_{\text{çäD}} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Еквівалентні моменти

- під опорою А

$$\dot{I}_{\text{äéäA}} = 0 ;$$

- під колесом

$$\dot{I}_{\text{äéäC}} = \sqrt{\dot{I}_{\text{çäC}}^2 + 0,75 \cdot \dot{\Omega}_3^2} = \sqrt{272,1^2 + 0,75 \cdot 794^2} = 739,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під опорою В

$$\dot{I}_{\text{äéäB}} = \sqrt{204,8^2 + 0,75 \cdot 794^2} = 717,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- під півмуфтою

$$\dot{I}_{\text{äéäD}} = \sqrt{0,75 \cdot 794^2} = 687,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Діаметри вала

- під опорою А

$$d_A = 0 ;$$

- під колесом

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 739,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 55}} = 51,5 \text{ мм};$$

- під опорою В

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 717,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 55}} = 51,0 \text{ мм};$$

- під півмуфтою

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 687,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 55}} = 50,3 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметри вала:

- під опорами $d_A = d_B = 55 \text{ мм}$;

- під колесом $d_C = d_A + (5 \dots 10) = 55 + 7 = 62 \text{ мм}$;

- під півмуфтою $d_D = d_B - (5 \dots 10) = 55 - 5 = 50 \text{ мм}$;

- найбільший $d_{\max} = d_C + (5 \dots 10) = 62 + 8 = 70 \text{ мм}$.

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого вала.

6.3.3 Визначення навантаження на підшипники

Навантаження на підшипники, Н

$$F_{r1} = R_A = 4460 \text{ Н}; F_a = 0 \text{ Н}; F_{rII} = R_B = 2063 \text{ Н}.$$

Висновок: визначені лінійні і діаметральні розміри найбільш навантаженого веденого вала (рисунок 16), розміри інших валів прийmemo конструктивно в подальшій роботі, використовуючи результати їх орієнтовного розрахунку.

Список літератури

1 Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 3 т. Т.1. / П.И. Орлов. – М., 1977. – 623 с.

2 Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 3 т. Т.2. / П.И. Орлов. – М., 1977. – 574 с.

3 Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Учеб. пособие / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – М., 1966. – 616 с.

4 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.2 / В.И. Анурьев. – М., 1980. – 559 с.

5 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для студентов вузов: В 2 ч. Ч.2 / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласаян. – Харьков, 1988. – 142 с.

6 Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. / Д.Н. Решетов. – М., 1989. – 496 с.

7 Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселев и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М., 1976. – 608 с.

8 Аблогін М.М. Підшипники кочення: Основні параметри та розрахунки: Метод. посібник / М.М. Аблогін; Таврійська держ. агротехніч. академ. – Мелітополь, 2002. – 71 с.