

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до практичних робіт з дисципліни
«Вантажопідйомні машини»**

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.

Краматорськ 2019

УДК 621.873

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Вантажопідйомні машини» / Укл. М.Ю.Дорохов. - Краматорськ: ДДМА, 2019. - 28 с.

Наведено методику розрахунку кранових механізмів. Може використовуватися при вивченні дисциплін за освітньою програмою «Галузеве машинобудування» для всіх рівнів підготовки, а також при вивченні дисципліни «Підйомно-транспортні машини» в інших галузях знань.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри підйомно-транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.

Електронне навчальне видання

Укладач: М.Ю. Дорохов, доцент

Зміст

ВСТУП.....	7
1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МОСТОВОГО КРАНА.....	9
1.1 МЕХАНІЗМ ПОДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	9
1.1.1 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК.....	9
1.1.1.1 Вихідні данні для розрахунку механізма піднімання вантажа....	9
1.1.1.2 Вибір схеми механізма.....	9
1.1.1.3 Вибір гакової підвіски.....	11
1.1.1.4 Вибір каната.....	13
1.1.1.5 Вибір діаметрів блоків.....	15
1.1.1.6 Розрахунок геометричних розмірів барабана.....	16
1.1.1.7 Вибір двигуна.....	19
1.1.1.8 Вибір редуктора.....	25
1.1.1.9 Вибір муфти двигуна і гальма.....	34
1.1.2 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	39
1.1.2.1 Визначення терміну пуску механізма з вантажем.....	39
1.1.2.2 Визначення терміну пуску механізма без вантажа	41
1.1.2.3 Визначення терміну гальмування вантажа.....	42
1.1.2.4 Розрахунок двигуна на нагрів.....	43
1.2 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА.....	44
1.2.1 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК	44
1.2.1.1 Вихідні данні	44
1.2.1.2 Вибір схеми механізма	45
1.2.1.3 Вибір опорних ходових колес візка.....	45
1.2.1.4 Визначення опору пересуванню візка від сил тертя в опорних ходових колесах.....	46
1.2.1.5 Опір пересуванню візка від схилу путі.....	48
1.2.1.6 Опір пересуванню візка від вітрового натиску.....	49
1.2.1.7 Опір пересуванню візка від сил інерції.....	49
1.2.1.8 Опір пересуванню візка від розгойдування вантажа.....	50
1.2.1.9 Вибір двигуна.....	51
1.2.1.10 Вибір редуктора	52
1.2.1.11 Вибір гальма.....	58
1.2.2 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК	63
1.2.2.1 Визначення терміну пуску візка з вантажем	63
1.2.2.2 Визначення терміну пуску візка без вантажа.....	65
1.2.2.3 Визначення допустимого терміну пуску візка без вантажа за умови відсутності сковзання колес.....	67
1.2.2.4 Визначення терміну гальмування візка з вантажем.....	68
1.2.2.5 Визначення допустимого терміну гальмування візка з вантажем	69
1.2.2.6 Розрахунок двигуна на нагрів.....	70

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МОСТОВОГО КРАНА

Для розрахунку механізмів вантажопідйомного крана необхідно задати вихідні дані, за якими буде проектуватися кран у цілому. Нижче наводиться приклад вихідних даних для крана загального призначення мостового типу.

Тип крана - мостовий, електричний загального призначення	
Номінальна вантажопідйомність крана	$Q_H = 9 \text{ т}$
Швидкість підйому вантажу	$V_{вт} = 0,15 \text{ м/с}$
Висота підйому вантажу	$H = 6 \text{ м}$
Швидкість пересування візка	$V_{в} = 0,8 \text{ м/с}$
Прогін крана	$L = 12 \text{ м}$
Швидкість пересування крана	$V_{кр} = 1,3 \text{ м/с}$
Режимна група крана	$3K$
Режимна група механізмів	$2M$

1.1 Механізм підйому вантажу

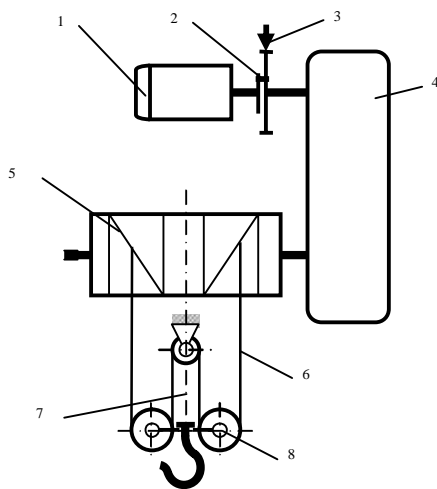
1.1.1 Проектувальний розрахунок

1.1.1.1 Вихідні дані для розрахунку механізму підйому вантажу

Тип крана - мостовий, електричний загального призначення	
Номінальна вантажопідйомність крана	$Q_H = 9 \text{ т}$
Висота підйому вантажу	$H = 6 \text{ м}$
Швидкість підйому вантажу	$V_{вт} = 0,15 \text{ м/с}$
Група режиму роботи	$2M$

1.1.1.2 Вибір схеми механізму

У кранах загального призначення в більшості застосовують схему механізму підйому вантажу, показану на рис.1.1.



1 - двигун; 2 - муфта; 3 - гальмо; 4 - редуктор; 5 - барабан;
6 - канат; 7 - поліспасти; 8 - гакова підвіска

Рисунок 1.1 - Схема механізму підйому вантажу

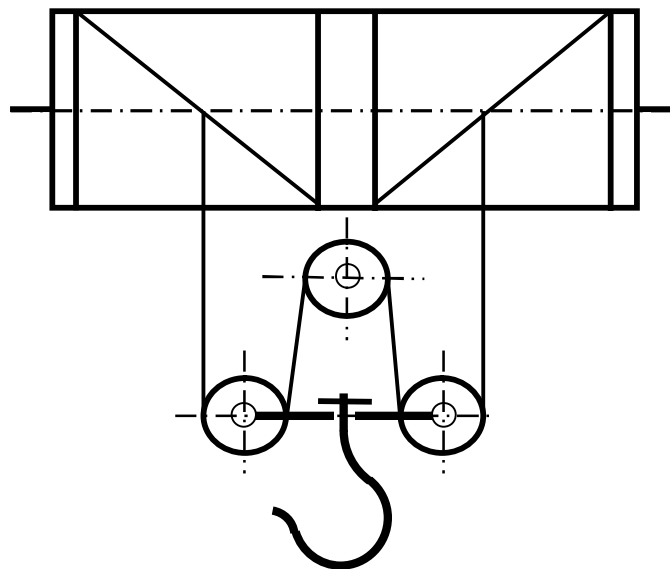
Для обраної схеми механізму призначаємо складність поліспасти a і кратність m , рекомендовані значення яких наведено у табл.1.1.

Таблиця 1.1 - Рекомендовані значення a і m

Вантажопідйомність, т	1...8	10...16	20...32	36...50
Складність поліспасти a	2	2	2	2
Кратність поліспасти m	2	2 – 3	3 – 4	4 – 5

За прикладом, у залежності від номінальної вантажопідйомності крана $Q_n=9t$ прийнята складність поліспасти $a=2$ і кратність поліспасти $m=2$.

На рис.1.2 приведена схема поліспасти, що відповідає обраним значенням a і m .



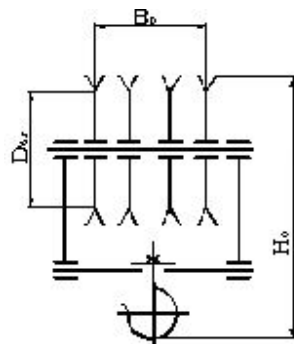
$a=2; m=2$

Рисунок 1.2 - Схема поліспасти

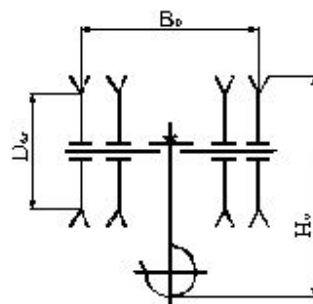
1.1.1.3 Вибір гакової підвіски

Гакову підвіску вибираємо в залежності від номінальної вантажопідйомності крана, складності і кратності поліспасти. Параметри підвіски приймаємо з табл.1.2.

Нормальна підвіска



Укорочена підвіска



Таблиця 1.2 - Параметри гакових підвісок

Тип підвіски	Вантажо-підйомність, <i>t</i>	Кількість блоків	Основні геометричні розміри, <i>мм</i>			Вага підвіски, <i>кг</i>
			<i>D</i> _{бл}	<i>B</i> ₀	<i>H</i> ₀	
<i>Нормальна</i>	3,2	1	500		772	62
	5	1	610		887	120
	8	2	610	62	887	213
	10	2	610	62	1172	285
	12,5	3	610	124	1215	340
	16	3	610	140	1417	394
	20	4	610	326	1511	687
	32	4	810	374	1807	1085
<i>Укорочена</i>	50	4	960	426	2138	2153
	3,2	2	320	200	570	68
	5	2	400	225	732	100
	8	2	450	225	760	120
	12,5	2	450	225	825	128
	20	4	450	270	978	325
	32	4	560	306	1187	586
	50	4	670	346	1463	980

Для наведеного прикладу параметри вибраної підвіски:

тип –	<i>укорочена</i> ;
вага	$Q_{nid}=0,128\ t$;
відстань між крайніми блоками	$B_0=225\ мм$;
висота підвіски	$H_0=825\ мм$.

1.1.1.4 Вибір канату

Найбільше зусилля в одній гільці канату

$$F_{\max} = \frac{(Q_n + Q_{pod}) g}{m a \eta_{пол}}$$

де F_{\max} – найбільше зусилля у канаті, *H*;

$\eta_{пол}$ – ККД поліспасти, приймається із табл.1.3.

Таблиця 1.3 – Значення ККД поліспастів

<i>m</i>	2	3	4	5	6
$\eta_{пол}$	0,99	0,97	0,96	0,94	0,93

Розрахункове розривне зусилля канату

$$F_{розр}^{розрх} = F_{max} k_3,$$

де k_3 – коефіцієнт запасу міцності канату, приймається з табл.1.4.

Таблиця 1.4 – Коефіцієнти запасу міцності канатів

Група режиму роботи механізму	Коефіцієнт запасу міцності канату k_3
1М, 2М, 3М	5,0
4М	5,5
5М, 6М	6,0

Канат вибираємо з табл.1.5.

За прикладом: $\eta_{пол}=0,99$; $k_3=5$.

$$F_{max} = \frac{(9 + 0,128) \cdot 9,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 22589 \text{ Н};$$

$$F_{розр}^{розрх} = 22589 \cdot 5 = 112945 \text{ Н}.$$

Вибрано канат з характеристиками:

тип

ЛК-Р;

діаметр канату

$d_k=15\text{мм}$;

фактичне розривне зусилля канату

$F_{розр}^{факт} = 116500 \text{ Н}$.

$$F_{розр}^{кат} > F_{розр}^{розрх}.$$

1.1.1.5 Вибір діаметрів блоків

Діаметр відхиляючих блоків

$$D_{\text{бл}}^{\text{відхил}} = d_k e,$$

де e – коефіцієнт, що залежить від режимної групи механізму, значення e вибираємо з табл.1.6.

$$\text{Діаметр зрівняльного блоку } D_{\text{бл}}^{\text{нор}} = 0,65 D_{\text{бл}}^{\text{відхил}}.$$

За прикладом $e=20$:

$$D_{\text{бл}}^{\text{відхил}} = 15 \cdot 20 = 300_{\text{мм}};$$

$$D_{\text{бл}}^{\text{зр}} = 0,65 \cdot 300 = 195_{\text{мм}}.$$

Таблиця 1.5 – Параметри сталевих дротяних канатів типу ЛК-Р

Діаметр канату, мм	Площа перерізу дротів, мм ²	Маса 1000 м канату, кг	Маркіровочна група (межа міцності матеріалу дротиків, МПа)			
			1470	1666	1764	1862
			Розривне зусилля, Н			
11,5	36,66	513	-----	70950	75100	78300
13,5	47,19	696,5	-----	96300	101500	106000
15	53,87	812	-----	111500	116500	122500
16,5	61,00	1045	-----	144000	150000	157500
18	74,40	1245	-----	171500	175500	186500
19,5	86,28	1520	-----	209000	215000	229000
22	104,61	1830	222500	252500	258500	275000
23,5	124,73	2130	259500	294000	304000	321000
25,5	143,61	2495	303500	344000	352500	375500
27	167,03	2800	341500	387500	396500	422000
29	188,78	3215	392000	444000	454500	484000
31	215,49	3655	445000	505000	517000	550500
33	244,00	4155	507000	574500	588000	626500
34,5	274,31	4550	555500	629500	644500	686000
36,5	297,63	4965	606000	686500	703500	748500
39,2	356,72	6080	742000	841000	861000	917000
42	393,06	6750	823500	933500	955500	1010000

Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнта e

Група режиму роботи механізму	Значення коефіцієнта e
1М, 2М, 3М	20
4М	25
5М, 6М	30,35

Прийняті діаметри блоків:

відхиляючих - $D_{\text{бл}}^{\text{відхил}} = 300 \text{ мм}$;

зрівняльного - $D_{\text{бл}}^{\text{зр}} = 200 \text{ мм}$.

1.1.1.6 Розрахунок геометричних розмірів барабану

Діаметр барабану по дну канавки

$$D_{\bar{o}}^0 = d_{\kappa} e .$$

Діаметр барабану по осі канату

$$D_{\bar{o}} = D_{\bar{o}}^0 + d_{\kappa} .$$

Число робочих витків нарізки

$$z_p = \frac{H m}{k_e \pi D_{\bar{o}}} .$$

Шаг нарізки

$$t = d_{\kappa} + (2 \dots 3) \text{ мм} .$$

Довжина однієї нарізаної частини барабану

$$l_n = (z_p + z_3) t ,$$

де z_3 – число запасних витків, $z_3 = 1, 5 \dots 2$.

Загальна довжина барабану

$$L_{\bar{o}} = a l_n + l_0 + 8 t ,$$

де l_0 – відстань між нарізками, $l_0 \approx B_0$;

B_0 – відстань між крайніми блоками гакової підвіски.

Розрахункові геометричні розміри барабана показані на рис.1.4.

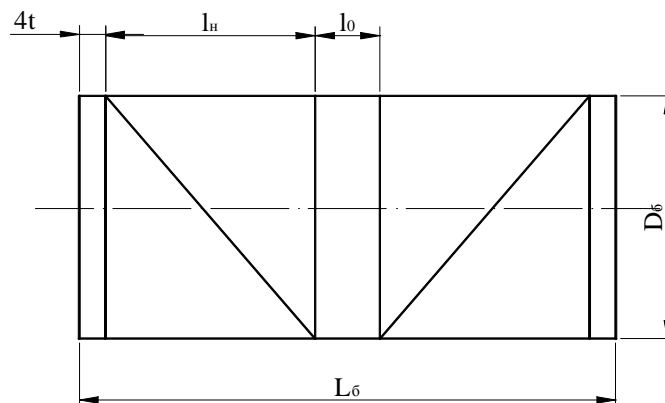


Рисунок 1.4 – Геометричні розміри барабана

Для наведеного прикладу:

$$D_6^o = 15 \cdot 20 = 300 \text{ мм};$$

$$D_6 = 300 + 15 = 315 \text{ мм}.$$

Прийнято діаметр барабана по осі канату $D_6^o = 315 \text{ мм}$.

$$z_{\text{раб}} = \frac{H m}{\pi D_6} = \frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,315} = 12,1;$$

$$t = 15 + 3,0 = 18 \text{ мм}, \text{ приймаємо } t=20 \text{ мм};$$

$$l_H = (12,1 + 2) \cdot 20 = 282 \text{ мм}, \text{ приймаємо } z_3=2.$$

$$L_6 = 2 \cdot 254 + 282 + 8 \cdot 20 = 949 \text{ мм},$$

де $B_0 = 225 \text{ мм}$ (див. табл.1.2).

1.1.1.7 Вибір двигуна

Статична потужність механізму

$$P_{\text{ст}} = \frac{(Q_H + Q_{\text{под}}) g v_{\text{гр}}}{k_e \eta_{\text{мех}}},$$

де k_e - коефіцієнт, що враховує розмірність величин у формулі;

$\eta_{\text{мех}}$ - ККД механізму, значення якого приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,8 \dots 0,85$.

Необхідна номінальна потужність двигуна

$$P_{\text{д.н}} \approx P_{\text{ст}}.$$

Параметри та геометричні розміри двигунів деяких типів приведені у табл. 1.7 і 1.8.

Таблиця 1.7– Технічні характеристики кранових електродвигунів

Тип електродвигуна	Потужність на валу, кВт, при групі режиму роботи				Частота, Хв ⁻¹	Момент, Н·М	Момент інерції ротора, кг·м ²	Маса двигуна, кг
	1М...3М	4М	5М	6М				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
MTF								
MTF 011-6	2				800	39,2	0,0212	51
		1,7			850			
			1,4		885			
				1,2	910			
MTF 012-6	3,1				785	55,9	0,0287	58
		2,7			840			
			2,2		890			
				1,7	920			
MTF 111-6	4,5				850	85,3	0,0487	76
		4,1			870			
			3,5		895			
				2,8	920			
MTF 112-6	6,5				895	137	0,0677	88
		5,8			915			
			5		930			
				4	950			
MTF 211-6	10,5				895	191	0,115	120
		9			915			
			7,5		930			
				6	945			
MTF 311-6	14				925	314	0,225	170
		13			935			
			11		945			
				9	960			
MTF 311-8	10,5				665	265	0,275	170
		9			680			
			7,5		695			
				6	710			
MTF 312-6	19,5				945	471	0,312	210
		17,5			950			
			15		955			
				12	965			

Продовження табл.1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
MTF 312-8	15				680	422	0,387	210
		13			695			
			11		705			
				8,2	720			
MTF 411-6	30				945	638	0,500	280
		27			955			
			22		965			
				18	970			
MTF 411-8	22				685	569	0,537	280
		18			700			
			15		710			
				13	715			
MTF 412-6	40				960	932	0,675	345
		36			965			
			30		970			
				25	975			
MTF 412-8	30				705	883	0,749	345
		26			715			
			22		720			
				18	730			
MTH								
MTH 111-6	3,5				870	85	0,049	76
		3			895			
			2,5		920			
				2	940			
MTH 112-6	5,3				885	120	0,069	88
		4,5			910			
			3,6		930			
				3	945			
MTH 211-6	8,2				900	200	0,117	120
		7			920			
			5,6		940			
				4,2	955			
MTH 311-6	13				925	320	0,229	170
		11			940			
			9		955			
				7	965			

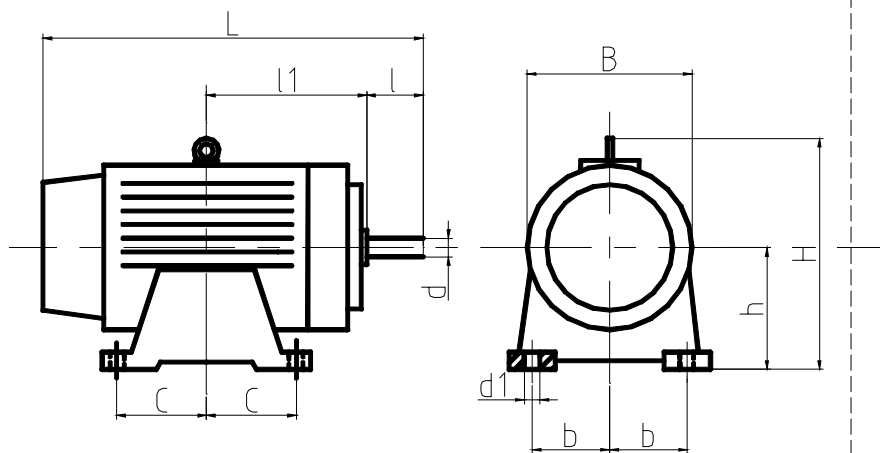
Продовження табл.1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТН 312-6	17,5				945	480	0,319	210
		15			950			
			12		960			
				9	965			
МТН 411-6	27				950	650	0,509	280
		22			960			
			18		965			
				14	975			
МТН 412-6	36				955	950	0,687	345
		30			965			
			25		970			
				18	980			
МТН 311-8	9				675	270	0,280	170
		7,5			690			
			6		705			
				4,5	715			
МТН 312-8	13				690	430	318	210
		11			700			
			8,2		715			
				6	725			
МТН 411-8	18				695	580	0,547	280
		15			705			
			13		710			
				10	720			
МТН 412-8	26				710	900	0,764	345
		22			715			
			18		725			
				13	730			
МТН 511-8	34				695	1020	1,095	470
		28			705			
			23		715			
				18	725			
МТН 512-8	45				695	1400	1,450	570
		37			705			
			31		715			
				25	725			
МТН 611-10	53				560	2360	4,325	900
		45			570			
			36		575			
				28	580			

Продовження табл.1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТН 612-10	70				560	3200	5,340	1070
		60			565			
			48		575			
				35	580			
МТН 613-10	90				570	4200	6,360	1240
		75			575			
			60		580			
				40	585			
МТН 711-10	125				580	4650	10,45	1550
		100			584			
			80		588			
				65	592			
МТН 712-10	155				580	5800	13,00	1700
		125			585			
			100		590			
				80	593			
МТН 713-10	200				582	7450	15,30	1900
		160			586			
			125		590			
				100	593			

Таблиця 1.8 – Геометричні розміри кранових електродвигунів



Тип Двигуна	Розміри, мм										Вал
	L	B	H	l ₁	D	l	h	c	b	d ₁	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
МТФ 011	515	251	313	207	25	60	125	74	90	17	Циліндричний
МТФ 012	550	251	313	222	25	60	125	95	90	17	- -

Продовження табл.1.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
MTF (H) 111	583	271	343	233	35	80	140	95	110	17	- -
MTF (H) 112	623	271	343	251	35	80	140	117	110	17	- -
MTF (H) 211	700	314	393	271	40	110	170	121	122	22	- -
MTF (H) 311	748	356	451	287	50	110	190	130	140	22	- -
MTF (H) 312	823	356	451	330	50	110	190	160	140	22	- -
MTF (H) 411	877	409	524	346	65	140	225	167	165	26	Конічний
MTF (H) 412	952	409	524	378	65	140	225	210	165	26	- -
MTH 511	1011	448	572	406	70	140	250	155	190	33	- -
MTH 512	1111	448	572	466	70	140	250	195	190	33	- -
MTH 611	1152	640	764	424	90	170	315	172	260	39	- -
MTH 612	1252	640	764	474	90	170	315	222	260	39	- -
MTH 613	1347	640	764	522	90	170	315	270	260	39	Конічний
MTH 711	1423	766	923	541	110	210	400	220	320	46	- -
MTH 712	1493	766	923	576	110	210	400	255	320	46	- -
MTH 713	1573	766	923	616	110	210	400	295	320	46	- -

Для наведеного прикладу:

$$P_{ст} = \frac{(9 + 0,128) \cdot 9,81 \cdot 0,15}{0,85} = 15,8 \text{ кВт},$$

де $\eta_{мех} = 0,85$.

Вибрано двигун з наступними характеристиками:

тип	MTF 312-8;
номінальна потужність	$P_{д.н.} = 15 \text{ кВт};$
ПВ%	15%;
частота обертання валу	$n_d = 680 \text{ об/хв};$
момент інерції ротора	$I_r = 0,387 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$

діаметр валу двигуна

$$d_1=50 \text{ мм.}$$

1.1.1.8 Вибір редуктора

Потрібне передаточне число редуктора

$$U_p^{номр} = \frac{n_\delta}{n_\sigma},$$

де n_σ – частота обертання барабану,

$$n_\sigma = k_e \frac{V_{вт} m}{\pi D_\sigma}.$$

Передаточна розрахункова потужність редуктора

$$P_p^{номр} = 1,6 P_{см}.$$

Основні параметри та геометричні розміри кранових редукторів типу Ц2 наведені у табл.1.9, 1.10 і на рис. 1.5.

За прикладом:

$$U_p^{мп} = \frac{680}{18,19} = 37,4;$$

$$n_\sigma = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 315 \cdot 10^{-3}} = 18,19 \text{ хв}^{-1}.$$

Потрібна передаточна потужність редуктора

$$P_p^{номр} = P_{см} \cdot 1,6 = 15,8 \cdot 1,6 = 25,3 \text{ кВт}.$$

Обрано редуктор з наступними параметрами:

тип	Ц2-400;
передаточне число	$U_p=41,34$;
потужність, підведена до редуктора	$P_p=36,5 \text{ кВт}$;
міжвісьова відстань:	
тихохідної ступені	250 мм;
швидкохідної ступені	150 мм;
загальна	400 мм;
діаметр вхідного валу	$d_6=50 \text{ мм}$.

Таблиця 1.9 –Технічні параметри редукторів типу Ц2

Частота обертання вхідного валу, хв ⁻¹	Група режиму	Загальне передаточне число								
		8,32	9,8	12,41	16,3	19,8	24,9	32,42	41,34	50,94
1	2	Потужність на швидкохідному валу редуктора, кВт								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ц2-200										
600	1М...3М	13	12	9,5	8,5	7,5	6	4,5	3,5	3
	4М	7,8	6,8	6,1	6,1	5,4	4,4	3	2,4	2
	5М	5,9	5,2	4,2	4,2	3,6	2,5	1,6	1,6	1,1
	6М	5,5	4,7	3,9	2,6	2,4	2,1	1,4	1,2	1
750	1М...3М	14,5	14,5	12	10,5	8,5	7	6	4,5	3,7
	4М	9,3	8	6,7	6,7	5,5	5,4	3,8	3,2	2,7
	5М	7,2	6,1	4,8	4,8	3,7	2,7	1,8	1,8	1,3
	6М	6,9	5,8	4,7	3,1	2,8	2,4	1,8	1,4	1,2
1000	1М...3М	18	15,5	14	12,5	10,5	8,5	7,2	5,3	4,7
	4М	11,5	10	8	7,6	6,6	5,4	4,1	4,1	3,7
	5М	8,8	7,8	6,1	5,9	4,2	3,2	2,1	2,1	1,6
	6М	8,6	7,7	6	4,2	3,4	2,9	2	1,7	1,5
1500	1М...3М	25	21,5	18	16	14,5	13,2	11,5	8	6,5
	4М	13	11,5	10,8	10,8	8,7	6,6	4,8	4,7	3,9
	5М	11,8	10,4	8,4	6,8	6,4	4,6	2,9	2,9	2,1
	6М	11,8	10	7,8	5,7	5,1	4,1	3,1	2,1	1,7
Ц2-250										
600	1М...3М	28	25	33	13	11	9,5	7	6,2	5,2
	4М	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7	5,2	4,2	3,9
	5М	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3	2,6
	6М	9,6	8,2	6,7	4,6	4,2	3,6	3	2	1,7
750	1М...3М	33	30,5	25,5	18,5	15	12,5	10,5	7,5	6,5
	4М	23	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
	5М	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3
	6М	12	10,1	8,1	5,5	4,9	4,1	3,6	2,4	2

Продовження табл.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1000	1М...3М	37	30,5	25	20	17	14	11,5	9,8	8,2
	4М	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6
	5М	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,7	5	4,24	3,5
	6М	14,5	12,1	10,7	7,2	5,9	5	4,3	2,9	2,7
1500	1М...3М	56,5	40,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17	13	11,5
	4М	34,1	30,2	25,4	23,8	19	16,5	11,9	9,8	8,5
	5М	25,1	21,3	18,3	13,7	12	10,1	7,1	5,5	4,7
	6М	22,1	18,6	14,7	9,9	9	7,1	5,5	3,8	3,2
Ц2-300										
600	1М...3М	38,5	33	26,5	23	19	15	11,5	9,5	7,5
	4М	33,6	29,4	24,7	18	15,8	126	8,3	6,8	5,6
	5М	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2
	6М	15,3	13,1	10,8	9,2	6,8	5,8	4,8	3,3	2,8
750	1М...3М	46	40	33,5	29	24	19	14,5	11,5	10
	4М	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
	5М	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8
	6М	17,4	14,7	128	8,7	7,7	6,6	5,8	3,9	3,2
1000	1М...3М	49	43	35,6	31,6	29	23	18	14	12,5
	4М	44,2	39,7	31,2	25	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7
	5М	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9
	6М	22,9	19,4	15,3	10,3	9,9	7,8	7	4,7	4,4
1500	1М...3М	68,5	62,5	53	43	40	33	27,5	21	18
	4М	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14	12,4
	5М	39,6	33,6	28,9	20,6	20	16,2	13,5	8,9	7,6
	6М	34,7	29,5	23,3	15,4	12,9	11,3	8,5	5,8	5,2
Ц2-350										
600	1М...3М	62	54,5	49,5	35,8	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5
	4М	45,7	39,6	34	26,8	22,3	16,6	12	10,2	9,4
	5М	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13	11	7,2	6,3
	6М	20,6	17,7	16,1	10,2	10	8,6	7,3	5	4,2

Продовження табл.1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
750	1М...3М	76	65	55	44	36	30	20	18,5	15
	4М	64	57	43,5	32	26,5	22,4	16,6	13,4	11,7
	5М	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3
	6М	26	21,8	17,6	13,2	11,5	9,9	8,7	5,9	4,9
1000	1М...3М	80	78	62	47	43,5	36	27,5	22	20
	4М	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
	5М	42,8	39	33	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9
	6М	34,5	28,6	23	15,6	14	11,9	10,3	7,1	6,5
1500	1М...3М	134	117,5	96,5	71	59,5	54	4	31,5	27,5
	4М	97,5	84,7	70	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4
	5М	59	50	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4
	6М	52	43,7	34,6	23,4	19,1	15,2	11,8	8,9	7,7
Ц2-400										
600	1М...3М	98	97	80,5	70	60	49,5	39	29,5	24,5
	4М	63	55	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3
	5М	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12	12	9,4
	6М	40,5	34,9	29,4	21,3	19,7	16,4	10	9,7	8,1
750	1М...3М	103	102	91	86,5	71,5	60	48,5	36,5	30,5
	4М	63,5	58,8	53,6	53,6	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9
	5М	53	45,2	39,2	30,9	30	21,6	13,1	13,8	9,8
	6М	48,6	42,7	34,2	25,6	22,6	19,3	12,9	11,5	9,6
1000	1М...3М	138	137	111	92	77	70,5	54	43,5	39,7
	4М	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24
	5М	62,5	57,4	43,6	42,8	33,6	26,5	16,8	16,8	11,9
	6М	61,2	52,7	42,2	30,3	24,9	23,2	15	13,8	10
1500	1М...3М	179.	178	158	138	116	96	80	62	54,5
	4М	102	91,3	81	81	64	49,5	36,8	36,8	31
	5М	82,3	70	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9
	6М	81,8	68,3	57,2	45,3	37,4	29,7	20	17,4	15

Продовження табл.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ц2-500										
600	1М...3М	210	188	152	117	103,5	86,5	66,5	51	42
	4М	137	120	113	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8
	5М	102	90,6	77	53,3	51	44,1	28,7	24,1	20,4
	6М	64	54,5	45	32,5	31	28,6	21,6	13,5	12
750	1М...3М	245	221	187	136	123	103	83	64	52,5
	4М	163	140	112	103	89,2	75,6	52,7	42,2	37
	5М	121	106	84,7	61	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3
	6М	87,5	74	59	40	39	33	29,3	20,2	16,8
1000	1М...3М	301	257	218	159	134,5	122	100	75	67,5
	4М	197	178	143	122	104	91,7	68,6	58,5	49
	5М	145	132	103,3	74,2	65,4	52,8	40,2	37	28,5
	6М	115	37	77	52,5	42,5	40	35	24	22
1500	1М...3М	415	396	324	239	201	166	139	107	94
	4М	248	217	189	174	147	116	83	82,2	68,5
	5М	194	169	145	98,7	87,7	74	53,5	44,5	38,3
	6М	160	149	117	80	65,4	52	43,4	20,2	26,5
Ц2-650										
600	1М...3М	368	326	261	217	188	156	124,5	94,5	79
	4М	266	240	199	159	137	113	89,5	64,4	58,2
	5М	204	177	148	118	102	83,6	57,3	56	41,7
	6М	169	149	123	87,1	80	68,5	51,7	39,2	33,4

Продовження табл.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
750	1М...3М	432	374	321	258	222	187	150,5	125	95,5
	4М	315	264	234	189	162	137	110	84,5	69,8
	5М	230	191	164	148	116	99,5	83,5	63,5	47,1
	6М	206	174	146	101	88,5	77,6	67,6	46,5	38,9
1000	1М...3М	525	4770	390	305	274	233	174,5	146	122
	4М	360	315	263	223	198	171	128	107	89,1
	5М	270	238	195	167	149	111	75,7	75,7	55
	6М	393	226	188	177	106	91	74,3	54,4	48,1
1500	1М...3М	-	610	530	430	360	310	260	200	170
	4М	-	406	331	314	268	221	162	152	125
	5М	-	308	252	230	197	151	99,6	89,5	73,7
	6М	-	294	230	186	152	125	99	69,6	60,8
Ц2-750										
600	1М...3М	510	455	380	305	255	223	177	135	113
	4М	376	336	280	222	194	162	130	98	82,6
	5М	276	249	207	166	145	119	96	80	65,3
	6М	236	208	180	123	114	97,5	79	56	47,5
750	1М...3М	610	530	450	360	310	220	210	160	135
	4М	460	389	312	265	228	197	158	120	99
	5М	313	273	232	198	168	143	110	94,5	79,2
	6М	293	248	208	142	127	110	96,4	66,1	55,2

Продовження табл.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1000	1М...3М	740	655	560	445	385	325	270	205	170
	4М	537	480	405	320	278	241	199	153	127
	5М	377	333	284	235	210	178	127	115	93
	6М	372	322	262	183	153	130	115	77,5	68,1
1500	1М...3М	-	-	740	580	515	435	370	285	240
	4М	-	-	511	443	381	332	266	207	177
	5М	-	-	402	324	280	239	165	146	123
	6М	-	-	373	232	216	177	141	96,6	86
Ц2-850										
600	1М...3М	670	615	520	420	380	300	245	185	155
	4М	509	453	381	307	263	197,	177	135	113
	5М	380	336	284	228	206	163	133	109	91,8
	6М	296	256	215	168	148	125	101	77	64,5
750	1М...3М	875	760	625	485	425	360	200	225	185
	4М	600	529	458	360	312	265	215	165	136
	5М	420	370	314	270	230	207	159	130	110
	6М	361	316	261	195	171	150	123	89	75,1
1000	1М...3М	905	805	760	605	525	445	360	280	190
	4М	725	650	556	438	378	368	259	209	175
	5М	507	451	401	330	286	241	204	157	137
	6М	496	435	361	214	206	160	149	106	93,5
500	1М...3М	-	-	740	800	705	505	470	300	325
	4М	-	-	-	587	515	437	339	281	241
	5М	-	-	-	430	380	323	257	199	175
	6М	-	-	-	350	304	234	191	137	116

Продовження табл.1.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ц2-1000										
600	1M...3M	1170	1040	885	775	620	520	400	315	265
	4M	849	765	641	523	453	347	303	232	197
	5M	641	565	481	384	336	280	222	190	150
	6M	535	475	398	286	266	232	193	138	113
750	1M...3M	1380	1280	1080	915	730	670	505	395	320
	4M	945	900	755	611	530	450	368	286	236
	5M	699	680	522	451	406	334	250	225	181
	6M	655	524	468	327	204	256	226	157	130
1000	1M...3M	-	1400	1030	1020	855	760	625	495	410
	4M	-	1080	922	745	645	540	465	350	303
	5M	-	770	660	536	464	396	286	259	210
	6M	-	725	596	413	348	270	258	179	162
1500	1M...3M	-	-	-	-	1200	1020	850	675	565
	4M	-	-	-	-	876	740	616	495	413
	5M	-	-	-	-	649	552	376	318	286
	6M	-	-	-	-	500	408	327	227	158

Таблиця 1.10 – Геометричні розміри редукторів типу Ц2

Типороз – мір редуктора	Геометричні розміри, мм															
	A	L	B	B ₁	A ₁	L ₁	L ₂	l	l ₁	d	d ₁	d _p	D _H	H ₀	H	h ₀
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	17	18
Ц2-200	200	434	230	190	230	185	172	60	60	25	18	62	126	140	266	16
Ц2-250	250	575	260	210	285	220	198	80	75	30	22	72	147	160	310	18
Ц2-300	300	620	300	250	350	255	227	80	90	35	26	80	210	190	362	22

Продовження табл. 1.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	17	18
Ц2-350	350	700	330	280	200	300	255	110	100	40	26	110	252	212	409	25
Ц2-400	400	805	380	320	250	325	280	110	150	50	33	110	252	265	505	27
Ц2-500	500	985	440	360	320	390	330	140	190	60	39	150	336	315	598	30
Ц2-650	650	1270	560	470	260	480	410	140	190	70	46	160	420	315	695	36
Ц2-750	750	1455	650	560	300	570	480	170	225	80	46	200	504	355	783	40
Ц2-850	850	1660	730	630	330	635	535	170	235	90	52	250	528	400	875	45
Ц2-1000	1000	1905	860	760	400	740	645	210	300	100	52	320	672	450	1018	45

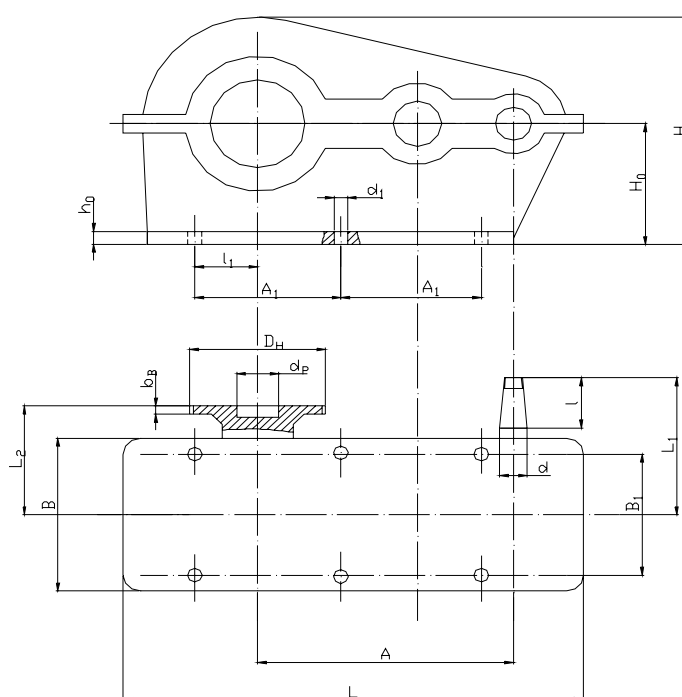


Рисунок 1.5 – Геометричні розміри редуктора

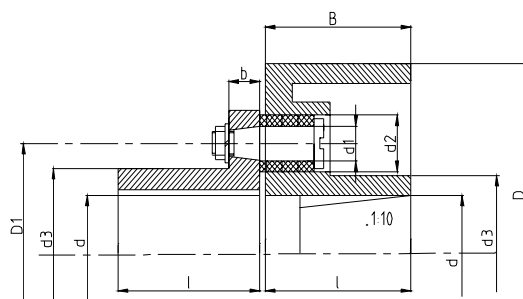
1.1.1.9 Вибір муфти двигуна та гальма

Для вибору муфти двигуна використовуємо наступні дані:

d_e^{δ} - діаметр вала двигуна, мм;

d_e^p - діаметр вхідного вала редуктора, мм.

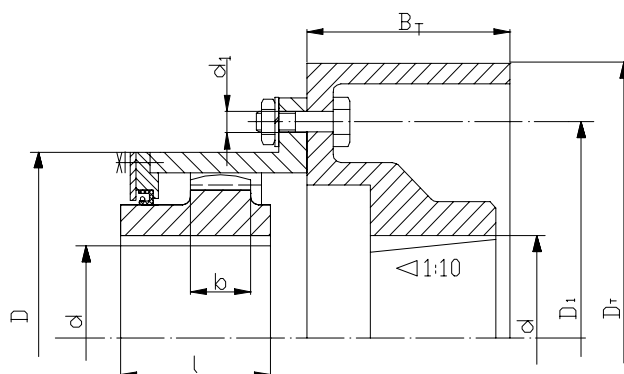
Муфту з гальмовим шківом обираємо з табл. 1.11 і табл. 1.12.



Таблиця 1.11 – Основні параметри втулично-пальцевих муфт з гальмовими шківками (МУВП)

Момент, <i>H·м</i>	Геометричні розміри, <i>мм</i>									Момент інерції, <i>кг·м²</i>	Вага, <i>кг</i>
	<i>D_T</i>	<i>D₁</i>	<i>B_T</i>	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>	<i>b</i>		
250	160 - 200	100	100	45	80...110	14	28	70	16	0,24	13,5
500	200	120	100	45	80...110	18	36	80	22	0,32	18,5
1000	300	170	150	70	110...140	18	36	120	22	1,5	43
2000	400	190	190	90	140...170	24	46	140	28	4,8	92
4000	400	242	190	95	170...175	30	58	175	36	6,9	115
8000	500	300	210	125	200...210	38	72	220	44	28,6	211

Таблиця 1.12 – Основні параметри зубчатих муфт з гальмовими шківками (МЗ)



Перед. момент, <i>H·м</i>	Геометричні розміри, <i>мм</i>							Момент інерції, <i>кг·м²</i>
	<i>D_T</i>	<i>D₁</i>	<i>B_T</i>	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>D</i>	<i>d₁</i>	
1000	200	140	95	40	82	105	13	0,27
1600	200	160	100	55	82	125	13	0,38
2500	300	185	145	60	105	135	17	1,65
4000	300	215	150	65	105	150	17	1,98
6300	400	215	185	80	130	175	17	9,65
10000	400	245	190	100	165	200	17	10,37
16000	400	290	205	120	165	230	21	12,24
25000	500	330	210	140	200	260	21	29,3

За прикладом обрана муфта типу МУВП.

Характеристики муфти:

тип	МУВП
діаметр росточки	$d_m=50$ мм;
діаметр гальмового шківa	$D_2=200$ мм;
найбільший передаточний момент	500 Н·м;
момент інерції муфти	$J_m=0,32$ кг·м ² .

Потрібний гальмовий момент механізму

$$T_m^{номр} = T_{cm}^m k_m,$$

де T_{cm}^m – статичний момент від ваги вантажу на валу двигуна при гальмуванні,

$$T_{cm}^m = \frac{(Q_n + Q_{под}) g D_{б} \eta_{мех}}{2mU_p};$$

k_m – коефіцієнт запасу гальмування, приймається з нормативної документації, але не нижче **1,5**.

Гальмо вибираємо з табл.1.13 з урахуванням потрібного гальмового моменту

$$T_m \geq T_m^{номр}$$

і обраного діаметру гальмового шківa. Геометричні розміри елементів гальма показано на рис.1.6.

За прикладом $k_m = 1,5$

$$T_{cm}^m = \frac{(9 + 0,128) \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,315 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 41,34} = 145 \text{ Н·м},$$

$$T_m^{номр} = 1,5 \cdot 145 = 217,5 \text{ Н·м}.$$

Характеристики обраного гальма:

тип	ТКГ-200;
гальмівний момент	$T_m=300$ Н·м;
діаметр шківa	$D_2=200$ мм.

Таблиця 1.13 – Гальма колодочні з електрогідроштовхачем

Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м	Геометричні розміри, мм										
		Dт	H	h	B	b	b ₁	A	a	L	l	l ₁
ТКГ-160	160	160	415	144	201	116	70	200	90	490	147	268
ТКГ-200	300	200	436	170	213	130	90	350	60	603	198	332
ТКГ-300	800	300	550	240	232	130	140	500	80	772	275	421
ТКГ-400	1500	400	620	320	232	130	180	340	68	940	375	489
ТКГ-500	2500	500	735	400	232	130	200	410	85	1160	435	650

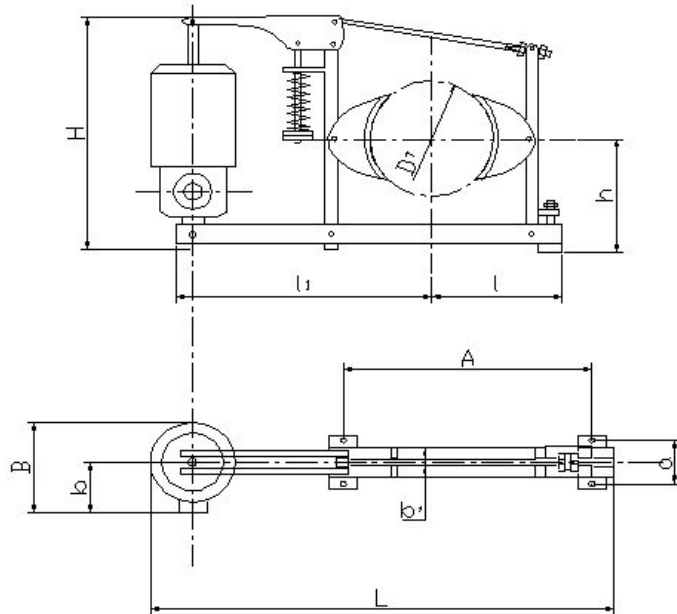


Рисунок 1.6 – Геометричні розміри гальма

1.1.2 Перевірочний розрахунок

Вихідні дані для розрахунку приймаються з проєктировочного розрахунку.

1.1.2.1 Визначення часу пуску механізму з вантажем

Момент інерції обертових частин механізму

$$J_{об} = 1,25 (J_{я} + J_{м}).$$

Момент інерції вантажу, приведений до валу двигуна,

$$J_{вт} = \frac{(Q_n + Q_{нід}) D_{б}^2}{4m^2 U_p^2 \eta_{мех}}.$$

Кутова швидкість валу двигуна, рад/с

$$\omega_{\partial} = \frac{\pi n_{\partial}}{30}.$$

Середньопусковий момент двигуна

$$T_{\partial.ср}^n = \psi_{ср} T_{\partial.н},$$

де $\psi_{ср}$ - коефіцієнт середнього перевантаження двигуна, $\psi_{ср} = 1,6$;

$T_{\partial.н}$ - номінальний момент двигуна,

$$T_{\partial.н} = k_e \frac{P_{\partial.н}}{n_{\partial}}.$$

Статичний момент вантажа на валу двигуна

$$T_{cm}^{em} = \frac{(Q_n + Q_{nid})gD_{\bar{o}}}{2mU_p\eta_{mex}}.$$

Час пуску механізму з вантажем

$$t_n^{em} = \frac{(I_{o\bar{o}} + I_{em})\omega_{\bar{o}}}{T_{\bar{o}.cp}^n - T_{cm}^o}.$$

Прискорення вантажа при підніманні вантажу

$$a_n = V_{em} / t_n^{em}.$$

Всі вихідні для обрахунку за приведеними формулами є в проектувочному розрахунку.

За прикладом:

$$J_{o\bar{o}} = 1,25 (0,387 + 0,32) = 0,88 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$
$$J_{em} = \frac{(9 + 0,128) \cdot 10^3 \cdot 0,315^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 37,4^2 \cdot 0,85} = 0,048 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$
$$\omega_{\bar{o}} = \frac{3,14 \cdot 680}{30} = 71,17 \text{ рад/с}.$$
$$T_{\bar{o}.cp}^n = 1,6 \cdot 210,66 = 337 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$T_{\bar{o}.н} = 9550 \frac{15}{680} = 210,66 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$T_{cm}^{em} = \frac{(9 + 0,128) \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 0,315^2}{2 \cdot 2 \cdot 37,4 \cdot 0,85} = 69,87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$t_n^{em} = \frac{(0,88 + 0,048) \cdot 71,17}{337 - 69,87} = 0,25 \text{ с}.$$
$$a_{em}^n = 0,15 / 0,25 = 0,6 \text{ м/с}^2.$$

1.1.2.2 Визначення часу пуску механізму без вантажа

Момент інерції гакової підвіски

$$J_{ni\partial} = \frac{Q_{ni\partial} D_{\sigma}^2}{4m^2 U_p^2 \eta_{mex}}.$$

Статичний момент на валу двигуна без вантажа

$$T_{cm}^0 = \frac{Q_{ni\partial} g D_{\sigma}}{2m U_p \eta_{mex}}.$$

Час пуску механізму без вантажа

$$t_n^0 = \frac{(I_{ni\partial} + I_{o\sigma}) \omega_{\partial}}{T_{\partial.c\sigma}^n - T_{cm}^0}.$$

Всі вихідні для приведених формул є в проєктивувачному розрахунку.
За прикладом:

$$J_{ni\partial} = \frac{0,128 \cdot 10^3 \cdot 0,315^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 37,4^2 \cdot 0,85} = 0,0007 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$T_{cm}^0 = \frac{0,128 \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 0,315}{2 \cdot 2 \cdot 37,4 \cdot 0,85} = 3,11 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$t_n^0 = \frac{(0,0007 + 0,88) 71,17}{337 - 3,11} = 0,19 \text{ с}.$$

1.1.2.3 Визначення часу гальмування вантажа

Момент інерції вантажа при гальмуванні

$$J_{\sigma m}^z = \frac{(Q_H + Q_{ni\partial}) D_{\sigma}^2 \eta_{mex}}{4m^2 U_p^2}.$$

Час гальмування вантажа

$$t_z^{em} = \frac{(J_{об} + J_{em}^2) \omega_d}{T_m - T_{cm}^2}.$$

Сповільнення вантажа при гальмуванні

$$a_{em}^2 = V_{em} / t_z^{em}.$$

Шлях гальмування вантажа

$$s_z^{em} = \frac{V_{em}}{2} t_z^{em}.$$

За прикладом:

$$J_{em}^2 = \frac{(9 + 0,128) \cdot 0,315^2 \cdot 0,85}{4(2 \cdot 37,4)^2} = 0,034 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$t_z^{em} = \frac{(0,88 + 0,034) \cdot 71,17}{500 - 145} = 0,18 \text{ с},$$

$$a_{em}^2 = 0,15 / 0,18 = 0,83 \text{ м/с}^2,$$

$$s_z^{em} = \frac{v_{em}}{2} t_z^{em} = \frac{0,15}{2} 0,18 = 0,0135 \text{ м}.$$

1.1.2.4 Розрахунок двигуна на нагрів

Перевірка двигуна на нагрів є обов'язковою, т.я. двигун було обрано за умовою $P_{д.н} \leq P_{cm}$.

Середньоквадратичний момент на валу двигуна за контрольний відрізок часу, в який було піднято n вантажів,

$$T_{cp}^4 = \sqrt{\frac{(T_{д.сп}^n)^2 \cdot \sum_1^n (t_{n_i}^{em} + t_{n_i}^o) + 2t_y^{em} \sum_1^n (T_{cm_i}^{em})^2 + 2t_y^o \sum_1^n (T_{cm_i}^o)^2}{\sum_1^n t_{n_i}^{em} + \sum_1^n t_{n_i}^o + 2\sum_1^n (t_{y_i}^{em} + t_{y_i}^o)}}$$

де t_y^{em} – час сталого руху механізму з вантажем,

$$t_y^{em} = \frac{H_{cp}}{V_{em}},$$

де H_{cp} – середня висота піднімання вантажу;

t_y^0 – час сталого руху механізму без вантажа, $t_y^0 \approx t_y^{em}$.

За прикладом при підніманні одного вантажа:

$$T_{cp}^u = \sqrt{\frac{(337)^2 \cdot (0,25 + 0,19) + 69,87^2 \cdot 2 \cdot 40 + 3,11^2 \cdot 2 \cdot 40}{0,25 + 0,19 + 2 \cdot (40 + 40)}} = 52,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$t_y^{cp} = \frac{6}{0,15} = 40 \text{ с}.$$

Умова $T_{cp}^u \leq T_{д.н}$ виконується.

1.2 Механізм пересування вантажного візка

Розрахунок механізму пересування вантажного візка супроводжується прикладом.

1.2.1 Проективний розрахунок

1.2.1.1 Вихідні данні для розрахунку механізму пересування візка

Швидкість пересування візка $V_v = 0,8 \text{ м/с}$
 Режимна група механізму $2M$

1.2.1.2 Вибір схеми механізму

Для кранів загального призначення застосовують слідуєчі схеми механізмів пересування візків (рис.1.7).

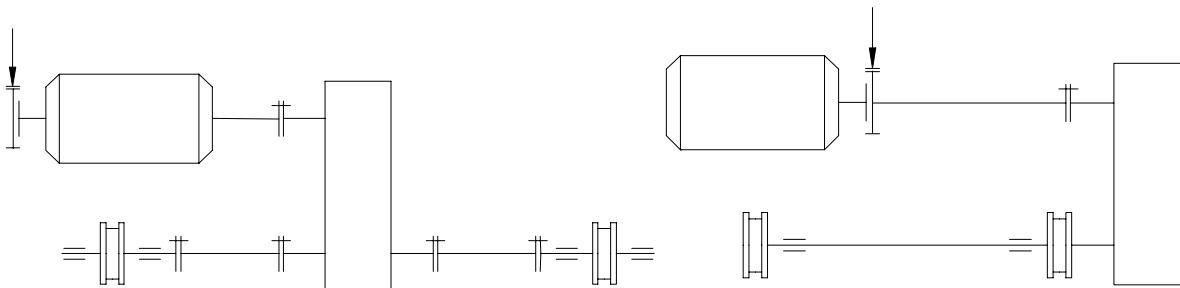


Рисунок 1.7 – Кинематична схема механізму пересування візка

1.2.1.3 Вибір опорних ходових колес візка

Зусилля на одне колесо при умові рівного розподілу ваги візка і ваги вантажа між колесами

$$F_{\kappa} = \frac{G_{\text{в}} + G_{\text{вм}}}{n},$$

де $G_{\text{в}}$ – приблизна вага візка;

$G_{\text{вм}}$ - вага вантажа, $G_{\text{вм}} = Q_{\text{вм}} g$;

n - число опорних ходових колес, приймаємо $n=4$.

Вагу візка і діаметр колес вибираємо із табл.1.14 і 1.15.

Таблиця 1.14 – Приблизна вага візка

Вантажопідйомність крана, т	5	8	10	12,5	16	20	32	50
Вага візка, кН	19,6	21,6	23,5	29,4	36,3	61,8	85,3	132,4

Таблиця 1.15 – Рекомендований діаметр колес

Максимальне статичне навантаження на колесо, кН	Діаметр колеса, мм	Типорозмір рельса
30...50	200; 250	P24
50...100	320;400	P43
		KP70
100...200	400; 500	P43
		P50
		KP70

За прикладом в залежності від номінальної вантажопідйомності крана $Q_{\text{н}}=9\text{т}$: $G_{\text{в}}=23,5\text{кН}$; $n=4$.

$$F_{\kappa} = \frac{90 + 23,5}{4} = 28,4 \text{ кН.}$$

Вибрано колесо з діаметром $D_{\kappa}=200 \text{ мм}$.

1.2.1.4 Визначення опору від сил тертя в опорних ходових колесах візка

Формула для сили опору від сил тертя в опорних ходових колесах має вигляд:

$$W_1 = (G_{\text{в}} + G_{\text{вм}}) f_0,$$

де f_0 – коефіцієнт тяги,

$$f_0 = \left(\frac{2\mu}{D_k} + \frac{f_n d_n}{D_k} \right) k_p,$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення колеса по рельсу;

k_p – коефіцієнт, що враховує додаткове тертя в ребордах колес;

f_n – коефіцієнт тертя в підшипниках;

d_n – середній діаметр підшипника, $d_n = (0,3..0,4)D_k$.

Значення μ , k_p і f_n приведено в табл. 1.16, 1.17 і 1.18.

Таблиця 1.16 – Значення коефіцієнту μ , мм

Форма головки рельсу	Діаметр колеса, мм				
	200...320	400...560	630...700	800	900...1000
Плоска	0,3	0,5	0,6	0,65	0,7
Випукла	0,4	0,6	0,8	1,00	1,2

Таблиця 1.17 – Значення коефіцієнту k_p

Об'єкт	Форма поверхні колеса	Установка приводу	k_p	Підвод струму
Кран	Конічна	Центральна	1,2	
		Роздільна	1,1	
	Циліндрична	Центральна	1,5	
		Роздільна	1,1	
Візок	Циліндрична	Центральна	2,5	Тролейний
			2,0	Кабельний

Таблиця 1.18 – Значення коефіцієнту f_n

Тип підшипника	f_n
Кульовий	0,015
Роліковий	0,020
Ковзаня	0,100

У прикладі приймаємо: $\mu = 0,3$; $f_n = 0,015$; $k_p = 2,5$; $d_n = 60$ мм.

$$f_o = \left(\frac{2 \cdot 0,3}{200} + \frac{0,015 \cdot 60}{200} \right) \cdot 2,5 = 0,02,$$

$$W_1 = (90 + 23,5) \cdot 0,02 = 2,27 \text{ кН}.$$

1.2.1.5 Опір пересуванню візка від нахилу шляху

Формула для опору пересуванню візка має вигляд:

$$W_2 = (G_v + G_{вт}) \sin \alpha,$$

де α – кут нахилу шляху, приймаємо з табл.1.19.

Таблиця 1.19 – Рекомендовані значення коефіцієнту α , рад

Механізм пересування	α , рад
Крана	0,001
Візка	0,002

За прикладом $\alpha = 0,002$ рад.

$$W_2 = (90 + 23,5) \sin 0,002 = 0,2 \text{ кН}.$$

1.2.1.6 Опір пересуванню візка від вітрового напору

Для даного опору використовується загальна формула

$$W_3 = \sum_1^l A_{Hi}^K W_i^K + A_H^{ГР} \omega_{зр},$$

де l – кількість елементів конструкції візка;

A_{Hi}^K – навітряна площа елементів конструкції;

ω_i^K – тиск на елементи конструкції,

$$\omega_i^K = q_p n_{ki} c_{ki},$$

де q_p – швидкісний напір вітру робочого стану крана;

n_{ki} – коефіцієнт висоти елемента конструкції;

C_{Ki} - коефіцієнт аеродинамічності елемента;

A_H^{em} - навітряна площа вантажа;

ω_{em} - тиск на вантаж від вітрового напору,

$$\omega_{em} = q_p n_{em} C_{em},$$

тут n_{em} и C_{em} – відповідно коефіцієнти висоти розташування і аеродинамічності вантажа.

Так як відповідно з вихідними даними кран знаходиться в закритому приміщенні, опір пересуванню візка від вітрового напору не розраховуємо, тобто приймаємо $W_3 = 0$.

1.2.1.7 Опір пересуванню візка від сил інерції

Для данного опору застосовуємо формулу

$$W_4 = \delta \frac{G_e + G_{em}}{g} a_n,$$

де a_n – прискорення візка при пуску,

$$a_n = \frac{V_e}{t_n^{(поперед)}},$$

тут $t_n^{(поперед)}$ – попередньо прийнятий термін пуску візка, $t_n^{(поперед)} = 3...5$ с.

δ – коефіцієнт, що враховує інерційність обертових частин механізму,
 $\delta = 1,15...1,25$.

За прикладом приймаємо: $t_n^{(поперед)} = 3$ с; $\delta = 1,2$.

$$a_n = \frac{0,8}{3} = 0,27 \text{ м/с}^2,$$

$$W_4 = 1,2 \cdot \frac{90 + 23,5}{9,81} \cdot 0,27 = 3,7 \text{ кН}.$$

1.2.1.8 Опір пересуванню візка від розгойдування вантажу

Опір визначається за формулою

$$W_5 = (G_e + G_{em}) \text{tg} \gamma,$$

де γ – кут відхилення вантажу від вертикалі, $\text{tg} \gamma = \frac{a_n}{g}$.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{0,27}{9,81} = 0,028 ,$$

$$W_5 = (90 + 23,5) \cdot 0,028 = 3,2 \text{кН}.$$

1.2.1.9 Вибір двигуна

Потрібна середньопускова потужність двигуна

$$P_{\text{д.ср}}^{n(\text{потріб})} = \frac{(W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5) V_T}{k_e \eta_{\text{мех}}},$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – ККД механізму, приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,85$.

Потрібна номінальна потужність двигуна

$$P_{\text{д.н}}^{(\text{потріб})} = \frac{P_{\text{д.ср}}^{n(\text{потріб})}}{\psi_{\text{ср}}},$$

де $\psi_{\text{ср}}$ - коефіцієнт середнього перевантаження двигуна при пуску, приймаємо $\psi_{\text{ср}} = 1,6$.

Двигун вибираємо з табл.1.7 за умови

$$P_{\text{д.н}} \approx P_{\text{д.н}}^{(\text{потріб})}$$

$$P_{\text{д.ср}}^{(\text{потріб})} = \frac{(2,1 + 0,2 + 0 + 3,6 + 3,0) \cdot 0,8}{1 \cdot 0,85} = 8,8 \text{кВт},$$

$$P_{\text{д.н}}^{(\text{потріб})} = \frac{8,8}{1,6} = 5,5 \text{кВт}.$$

Вибрано двигун, що має характеристики:

тип

МТН 112–6;

номінальна потужність при

тривалості включення $TB=15\%$

$P_{\text{д.н}} = 5,3 \text{кВт};$

частота обертання валу

$n_{\text{д}} = 885 \text{ мин}^{-1};$

момент інерції якоря

$I_{\text{я}} = 0,069 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$

діаметр валу двигуна

$d_{\text{д}} = 35 \text{ мм}.$

1.2.2.10 Вибір редуктора

Потрібне передаточне число редуктора $U_p^{(\text{потріб})} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{к}}},$

де $n_{\text{к}}$ – частота обертання колеса, $n_{\text{к}} = \frac{V_6}{\pi D_{\text{к}}}.$

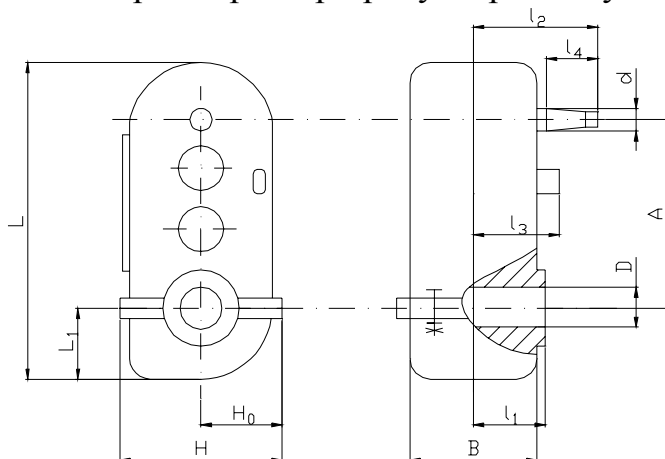
Потрібна передана редуктором потужність $P_P^{\text{потріб}} \geq 1,6P_{\text{д.н}}^{\text{потріб}}$.

У табл.1.20, 1.21, 1.22 і 1.23 наведені технічні параметри і геометричні розміри редукторів типу ВКН і ВК.

Таблиця 1.20 – Технічні параметри редукторів типу ВКН

Типорозмір редуктора	Передачне число	<i>Потужність на швидкоходному валу, кВт</i>							
		700 об/хв				1000 об/хв			
		1М...3М	4М	5М	6М	1М...3М	4М	5М	6М
ВКН-280	10	4,3	2,0	1,8	1,6	6,0	2,0	1,9	1,8
	16	3,0	1,4	1,2	1,1	4,0	1,7	1,5	1,4
	31,5	1,4	1,0	0,9	0,8	1,9	1,0	0,9	0,8
	50	0,9	0,7	0,6	0,5	1,0	0,8	0,7	0,6
ВКН-320	12,5	6,5	3,1	2,7	2,4	8,1	3,4	3,0	2,8
	20	3,6	2,4	1,8	1,6	5,6	3,8	2,2	2,0
	40	2,5	1,7	1,2	1,1	2,8	1,8	1,2	1,1
	63	1,2	0,9	0,7	0,6	1,7	1,1	0,7	0,6
ВКН-420	16	7,8	5,0	4,8	4,5	9,1	6,0	6,5	5,4
	25	5,0	3,5	3,0	3,0	6,1	4,9	4,4	3,9
	50	2,8	2,1	1,6	1,2	3,5	2,8	2,2	1,9
	80	2,3	1,8	1,3	1,0	3,1	2,2	1,7	1,3
	125	1,6	1,2	1,0	0,9	1,7	1,4	1,2	1,0
ВКН-480	20	11,7	7,3	4,8	4,6	14,4	9,0	6,3	5,3
	31,5	8,3	5,0	4,0	3,3	10,3	6,6	4,8	4,1
	63	4,7	3,4	2,5	2,0	5,9	4,1	3,0	2,5
	100	3,3	3,3	2,2	1,8	4,1	3,0	2,7	2,2
ВКН-560	20	19,9	13,3	9,7	8,2	23,1	16,6	12,1	9,7
	25	15,5	11,6	8,2	7,5	21,9	14,1	10,3	9,1
	40	10,7	7,8	6,5	5,5	13,9	10,0	7,9	6,7
	50	8,8	6,5	5,5	4,8	12,1	8,6	6,7	5,9
	80	5,9	4,4	3,9	3,3	7,8	5,5	4,8	4,2
ВКН-630	20	26,7	19,1	18,0	15,5	35,8	24,6	22,9	20,6
	25	20,8	15,0	15,1	11,5	26,6	19,6	18,6	15,4
	31,5	18,0	13,0	12,7	9,8	23,1	19,2	15,6	13,1
	40	14,4	10,4	10,8	7,8	18,2	13,0	12,1	9,9
	50	11,8	8,6	9,2	6,6	14,9	10,9	11,3	8,2
	62	10,0	7,1	8,0	5,7	12,7	9,2	9,9	6,9
ВКН-630	80	8,2	6,0	7,0	5,0	10,4	7,4	8,7	6,1
	100	6,5	4,7	5,5	4,1	8,3	5,8	6,9	5,1
	125	5,9	4,1	5,0	3,8	7,5	4,7	6,6	4,5

Таблиця 1.21 – Геометричні розміри редукторів типу ВКН



Типо-розмір редуктора	Основні геометричні розміри, мм											
	A	B	H	H ₀	L	L ₁	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	d	D
ВКН-280	280	150	244	122	455	100	76	140	120	60	25	42
ВКН-320	320	160	292	146	525	125	81	145	130	60	25	42
ВКН-420	420	200	354	177	650	150	101	185	155	80	25	50
ВКН-480	480	230	414	207	753	185	116	200	185	80	30	70
ВКН-560	560	255	448	224	860	195	127	215	202	80	35	80
ВКН-630	630	300	518	256	998	240	151	285	240	110	40	95

Таблиця 1.22 – Технічні параметри редукторів типу ВК

Частота обертання вхідного валу, об/хв	Група режиму роботи	Передаточне число							
		49,49	30,56	14,67	10,69	85,39	41,23	21,0	15,95
		<i>Потужність на швидкохідному валу, кВт</i>							
		ВК-350				ВК-400			
600	1М..3М	0,80	1,3	2,6	3,4	1,1	2,2	4,1	5,4
	4М	0,70	1,1	2,2	3,0	0,90	1,9	3,6	4,7
	5М	0,60	1,0	1,9	2,5	0,80	1,6	3,0	4,0
750	1М..3М	1,0	1,6	3,2	3,9	1,4	2,7	5,1	6,6
	4М	0,90	1,4	2,8	3,4	1,2	2,4	4,4	5,7
	5М	0,75	1,2	2,3	2,9	1,0	2,0	3,8	4,9
1000	1М..3М	1,3	2,1	4,0	4,7	1,8	3,6	6,7	8,4
	4М	1,2	1,8	3,5	4,0	1,5	3,1	5,8	7,3
	5М	1,0	1,6	3,0	3,4	1,3	2,8	4,9	6,2

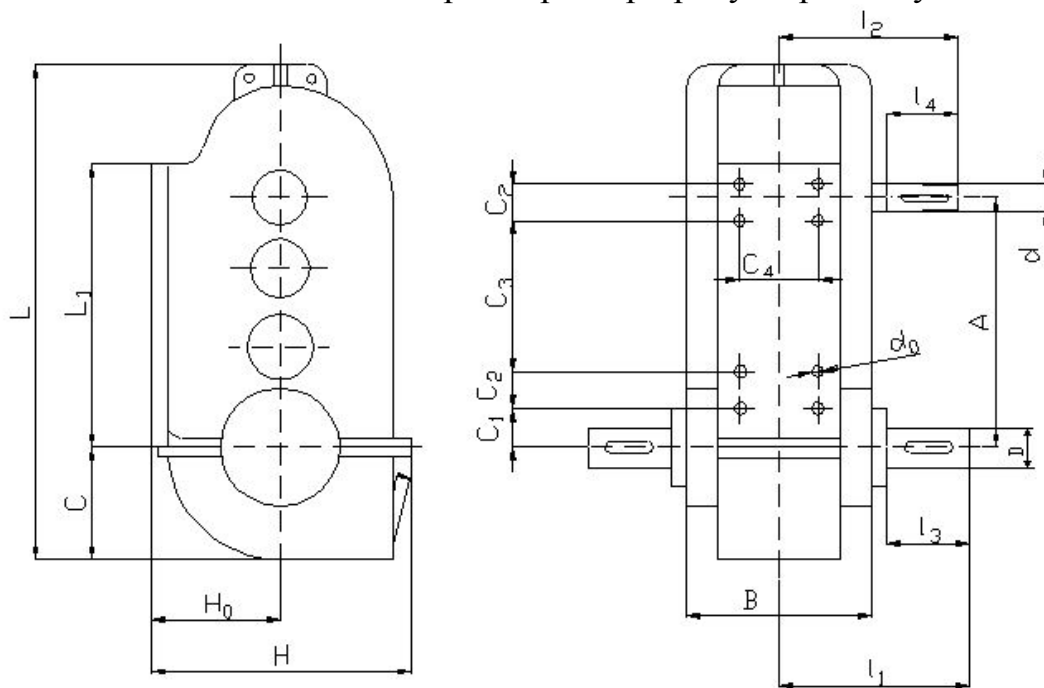
Продовження табл.1.22

Частота обертання вхідного валу, Об/хв	Група режиму роботи	Передаточне число							
		109,6	52,92	29,06	19,68	126,8	68,28	32,9	17,7
		<i>Потужність на швидкохідному валу, кВт</i>							
		ВК-475				ВК-550			
600	1М..3М	1,4	2,8	6	7	1,7	3,2	6,4	11,5
	4М	1,2	2,4	5,2	6,1	1,5	2,8	5,6	10
	5М	1	2	4,4	5,2	1,3	2,3	4,7	8,5
750	1М..3М	1,8	3,4	7,4	8,2	2,1	4	7,6	14,2
	4М	1,5	3	6,5	7,1	1,9	3,4	6,6	12,3
	5М	1,3	2,5	5,5	6	1,6	2,9	5,6	10,5
1000	1М..3М	2,3	4,4	9,2	9,6	2,8	5,2	9,4	18,4
	4М	2	3,8	8,1	8,3	2,5	4,5	8,2	16
	5М	1,7	3,2	6,9	7,1	2,1	3,9	6,9	13,6

Продовження табл.1.22

Частота обертання швидкохідного валу, об/хв	Група режиму роботи	Передаточне число					
		126,29	68,02	32,93	17,74	151,1	31,6
		<i>Потужність на швидкохідному валу, кВт</i>					
		ВК-600			ВК-800		
600	1М...3М	1,7	3,2	6,4	11,5	8,2	18,2
	4М	1,5	2,8	5,6	10,5	7,1	15,8
	5М	1,3	2,3	4,7	8,5	6,0	13,5
750	1М...3М	2,1	4,0	7,6	14,2	9,3	25,0
	4М	1,9	3,4	6,6	12,3	8,1	21,7
	5М	1,6	2,9	5,6	10,5	6,9	18,4
1000	1М...3М	2,8	5,2	9,4	18,4	11,0	28,0
	4М	2,5	4,5	8,2	16,0	9,6	24,4
	5М	2,1	3,9	6,9	13,6	8,1	21,0

Таблиця 1.23 – Геометричні розміри редукторів типу ВК



Продовження табл.1.23

Типо-размір редуктора	Основні геометричні розміри, мм																	
	A	B	H	H ₀	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	D	d	d ₀	L	L ₁	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄
ВК-350	350	225	320	150	125	50	0	185	185	35	30	17	575	280	180	180	55	80
ВК-400	400	245	395	190	150	50	155	0	205	55	30	17	665	407	230	230	85	80
ВК-475	475	255	450	220	200	50	180	200	215	65	40	17	790	482	255	255	105	110
ВК-550	550	285	480	235	215	50	70	320	245	80	40	17	880	557	285	285	115	110
ВК-600	600	285	528	255	235	50	70	375	245	80	40	17	950	607	285	285	115	110
ВК-800	800	460	671	325	290	70	120	330	400	95	50	25	1240	710	400	390	125	110

За прикладом:

$$U_P^{номрїб} = \frac{885}{76,4} = 11,6;$$

$$n_K = \frac{0,8 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,2} = 76,4 \text{ хв}^{-1};$$

$$P_P^{номрїб} \geq 1,6 \cdot 5,5 = 8,8 \text{ кВт}.$$

Обрано редуктор, що має характеристики:	
тип	<i>BK-400;</i>
передаточне число	$U_p = 15,95;$
передана потужність	$P_p = 8,4 \text{ кВт};$
	$TB = 15\%;$
діаметр вхідного валу	$d_p = 30 \text{ мм.}$

1.2.1.11 Вибір гальма

1.2.1.11.1 Вибір муфти двигуна

Для вибору муфти двигуна використаємо наступні дані:

- діаметр валу двигуна d_g^d , мм;
- діаметр вхідного валу редуктора d_g^p , мм.

Муфту з гальмовим шківом вибираємо з каталогу за діаметрами валів, що з'єднуються (табл.1.11).

За прикладом обрана муфта типу МПВП.

Характеристики муфти:

тип	<i>пружня втулочно-пальцева з гальмовим шківом;</i>
діаметр розточки	$d_m = 35 \text{ мм};$
діаметр гальмового шківа	$D_2 = 200 \text{ мм.}$

1.2.1.11.2 Потрібний гальмовий момент гальма

$$T_2^{\text{потріб}} = [T_i^0] + T_n^0 + T_g^0 - T_{W_1}^0,$$

де $[T_i^0]$ – допустимий інерційний момент на валу двигуна при гальмуванні порожнього візка без ковзання привідних колес (без “юзу”),

$$[T_i^0] = \frac{J_{\text{мех.г}}^0 \omega_d}{[t_2^0]},$$

де J_2^0 - момент інерції маси візка безвантажувача та обертових частин механізму, приведений до валу двигуна;

ω_d - кутова швидкість валу двигуна,

$$\omega_d = \frac{\pi n_d}{30};$$

$[t_2^0]$ – допустимий термін гальмування порожнього візка за умови відсутності “юзу” привідних колес.

а) **Визначення J_2^0**

Момент інерції маси порожнього візка

$$J_{n.в}^0 = \frac{G_в}{g} \frac{D_к^2 \eta_{мех}}{4U_p^2}.$$

Момент інерції обертових частин механізму

$$J_{об} = (J_я + J_м^2) \delta,$$

де δ – коефіцієнт, що враховує інерційність наступних після першого валів редуктора та інерційність привідних колес. Рекомендовано прийняти $\delta=1,25$ (занесено у програму).

Момент інерції візка та обертових частин механізму

$$J_2^0 = J_{n.в}^0 + J_{об}.$$

За прикладом:

$$J_{вт.з}^0 = \frac{23500}{9,81} \cdot \frac{0,2^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 15,95^2} = 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{об} = (0,069 + 0,32) \cdot 1,25 = 0,486 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2^0 = 0,08 + 0,486 = 0,566 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

б) Визначення допустимого терміну гальмування порожнього візка $[t_2^0]$

Допустимий час гальмування порожнього візка за умови відсутності “юзу” привідних колес

$$[t_2^0] = \frac{V_в}{[a_2]},$$

де $[a_2]$ – допустиме прискорення (сповільнення) порожнього візка при гальмуванні за умови відсутності “юзу” колес,

$$[a_m] = \left[\frac{n_{np}}{n} (f_{ци} + f_0') + f_0' \frac{W_2^0 + W_3^0}{G_m} \right] g,$$

де n_{np} – число привідних колес ;

n – загальне число опорних колес візка;

$f_{зч}$ – коефіцієнт зчіплення колес з рельсами ;

f'_0 – коефіцієнт тяги при гальмуванні, $f'_0 = \frac{f_0}{\kappa_P}$;

W_2^0 и W_3^0 – рушійні сили від нахилу шляху та вітряного напору при гальмуванні порожнього візка,

$$W_2^0 = G_T \sin \alpha ,$$

(кран працює в закритому приміщенні).

За прикладом: $n_{пр} = 2$, $f_{зч} = 0,15$.

1.2.1.11.3 Визначення моментів $T_H^0, T_B^0, T_{W_1}^0$

Обертаючий момент на валу двигуна від нахилу шляху

$$T_H^0 = \frac{W_2^0 D_K \eta_{мех}}{2U_P} .$$

Обертаючий момент на валу двигуна від вітряного напору

$$T_B^0 = \frac{W_3^0 D_K \eta_{мех}}{2U_P} .$$

Обертаючий момент на валу двигуна від сил тертя в ходових колесах візка без вантажа

$$T_{W_1}^0 = \frac{W_1^0 D_K \eta_{мех}}{2U_P} ,$$

де W_1^0 - опір в опорних ходових колесах візка без вантажа,

$$W_1^0 = G_B f'_0 .$$

За прикладом:

$$W_1^0 = 23500 \cdot 0,008 = 188\text{Н};$$

$$T_{w_1}^0 = \frac{188 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 15,95} = 1,0 \text{ H} \cdot \text{ м};$$

$$T_n^0 = \frac{47 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 15,95} = 0,25 \text{ H} \cdot \text{ м};$$

$$W_3^0 = 0;$$

$$W_2^0 = 23500 \cdot \sin 0,002 = 47 \text{ H};$$

$$[a_2] = \left[\frac{2}{4} \cdot (0,15 - 0,008) + 0,008 - \frac{0 + 47}{23500} \right] \cdot 9,81 = 0,76 \text{ м}, 7^2;$$

$$[t_r^0] = \frac{0,8}{0,76} = 1,1 \text{ с};$$

$$[T_i^0] = \frac{0,566 \cdot 92,6}{1,1} = 47,6 \text{ H} \cdot \text{ м};$$

$$T_T^{\text{потріб}} = 47,6 + 0,25 + 0 - 1,0 = 46,85 \text{ H} \cdot \text{ м}.$$

1.2.1.11.4 Вибір гальма

Гальмо вибираємо з табл.1.13 з врахуванням потрібного гальмового моменту і вибраного діаметра гальмового шківів.

Умова для потрібного гальмового моменту

$$T_2 \leq T_2^{\text{потріб}}.$$

Діаметр гальмового шківів гальма $D_2 = D_2^M$.

За прикладом обрано гальмо з характеристиками:

тип	<i>ТКТГ-200</i> ;
гальмовий момент	$T_2 = 30 \text{ H} \cdot \text{ м};$
діаметр гальмового шківів	$D_2 = 200 \text{ мм}.$

1.2.2 Перевірочний розрахунок

Вихідні дані для розрахунку прийняті з проектировочного розрахунку.

1.2.2.1 Визначення часу пуску візка з вантажем

Момент інерції обертових частин механізму

$$J_{об} = (J_{я} + J_{м}) \delta$$

Момент інерції візка з вантажем

$$I_{\epsilon}^{em} = \frac{(G_{\epsilon} + G_{em})}{g} \frac{D_{\kappa}^2}{4U_p^2 \eta_{mex}}$$

Момент інерції візка з вантажем і обертових частин механізму

$$I_{mex}^{em} = I_{\epsilon}^{em} + I_{об}$$

Номінальний момент двигуна

$$T_{\partial.n} = k_e \frac{P_{\partial.n}}{n_{\partial}}$$

Середньопусковий момент двигуна

$$T_{\partial.sp}^n = T_{\partial.n} \psi_{sp}$$

де ψ_{sp} – коефіцієнт середнього перевантаження двигуна, $\psi_{sp}=1,6$.

Статичний момент на валу двигуна при пуску навантаженого візка

$$T_{ст.n}^{em} = \frac{(W_1 + W_2 + W_3 + W_5) D_{\kappa}}{2U_p \eta_{mex}}$$

Час пуску візка з вантажем

$$t_n^{em} = \frac{I_{mex}^{em} \omega_{\partial}}{T_{\partial.sp}^n - T_{ст.n}^{em}}$$

де ω_{∂} – кутова швидкість двигуна, $\omega_{\partial} = \frac{\pi n_{\partial}}{30}$.

Допустиме значення $\left[t_n^{em} \right] \leq 3c$.

За прикладом:

$$I_{об} = (0,069 + 0,32) \cdot 1,2 = 0,47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{\epsilon}^{em} = \frac{23,5 + 9 \cdot 9,81}{9,81} \frac{0,2^2}{4 \cdot 15,95^2 \cdot 0,85} = 0,53 \text{кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{\text{мех}}^{em} = 0,47 + 0,53 = 0,99 \text{кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$T_{\text{д.н.}} = 9550 \frac{5,3}{885} = 57,2 \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{\text{д.ср}}^n = 57,2 \cdot 1,6 = 91,5 \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{\text{ст.н}}^{em} = \frac{(2,1 + 0,2 + 0 + 3,0) \cdot 0,2}{2 \cdot 15,95 \cdot 0,85} = 39,5 \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$t_n^{em} = \frac{0,99 \cdot 92,6}{91,5 - 39,5} = 1,8 \text{с},$$

де $\omega_{\text{д}} = \frac{3,14 \cdot 885}{30} = 92,6 \text{мин}^{-1}$.

1.2.2.2 Визначення часу пуску візка без вантажа

Момент інерції візка без вантажа

$$I_{\epsilon}^o = \frac{G_{\epsilon}}{g} \frac{D_{\kappa}^2}{4U_p^2 \eta_{\text{мех}}}.$$

Момент інерції візка з вантажем з урахуванням обертових частин механізму

$$I_{\text{мех}}^o = I_{\epsilon}^o + I_{\text{об}}.$$

Статичний момент на валу двигуна при пуску порожнього візка

$$T_{\text{ст}}^o = \frac{(W_1^o + W_2^o + W_3^o) D_{\kappa}}{2U_p \eta_{\text{мех}}},$$

де W_1^o, W_2^o, W_3^o - опори пересуванню візка від тертя в колесах, нахилу шляху та вітрового напору, $W_1^o = G_{\epsilon} f_0$; $W_2^o = G_{\epsilon} \sin \alpha$; $W_3^o = \sum_1^e A_{ni}^{\kappa} = 0$ (кран працює у закритому приміщенні).

Час пуску візка без вантажа

$$t_n^o = \frac{I_{мех.n}^o \omega_{\partial}}{T_{\partial.сп}^n - T_{см.n}^o}.$$

За прикладом:

$$I_{m.n}^o = \frac{23,5}{9,81} \cdot \frac{0,2^2}{4 \cdot 15,95^2 \cdot 0,85} = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{мех.n}^o = 0,11 + 0,47 = 0,58 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$T_{см.n}^o = \frac{(0,45 + 0,047 + 0) \cdot 0,2}{2 \cdot 15,95 \cdot 0,85} = 3,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $W_1^{on} = 23,5 \cdot 0,019 = 0,45 \text{ Н}$; $W_2^{on} = 23,5 \cdot 0,002 = 0,047 \text{ Н}$; $W_3^{on} = 0$,

$$t_n^o = \frac{0,58 \cdot 92,6}{91,5 - 3,6} = 0,6 \text{ с}.$$

1.2.2.3 Визначення допустимого значення часу пуску візка без вантажа за умови відсутності ковзання колес

Допустиме прискорення візка

$$[a_n] = \left[\frac{n_{np}}{n} \left(\frac{\mu_{зч}}{1,2} + f_0 \right) - f_0 - \frac{W_2^o + W_3^o}{G_T} \right] g.$$

Значення $\mu_{зч}$ і f_0 приведені у проектировочному розрахунку при виборі гальма для механізму пересування візка.

Допустимий термін пуску порожнього візка

$$[t_n^o] = \frac{V_{\epsilon}}{[a_n]}.$$

За прикладом:

$$[a_n] = \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,15}{1,2} + 0,019 \right) - 0,019 - \frac{0,047}{23,5} \right] 9,81 = 0,5 \text{ м/с}^2,$$

$$[t_n^o] = \frac{0,8}{0,5} = 1,6 \text{ с}.$$

Умова відсутності ковзання колес $t_n^o \geq [t_n^o]$ не виконується. В цьому випадку необхідно збільшити час пуску порожнього візка шляхом вводу додаткових опорів в ланцюг ротора двигуна.

1.2.2.4 Визначення терміну гальмування візка з вантажем

Момент інерції візка з вантажем при гальмуванні

$$I_{в.г}^{вт} = \frac{G_в + G_{вт}}{g} \frac{D_k^2 \eta_{мех}}{4U_p^2}.$$

Момент інерції візка з вантажем і обертових частин механізму при гальмуванні

$$I_{мех}^{вт} = I_{в.г}^{вт} + I_{об}.$$

Статичний момент на валу двигуна при гальмуванні навантаженого візка

$$T_{ст.г}^{вт} = \frac{(W_2 + W_3 + W_5 - W_1) D_k \eta_{мех}}{2U_p}.$$

Час гальмування візка з вантажем

$$t_г^{вт} = \frac{I_{мех}^{вт} \omega_d}{T_в - T_{ст.г}^{вт}}.$$

За прикладом:

$$I_{в.г}^{вт} = \frac{23,5 + 9 \cdot 9,81}{9,81} \cdot \frac{0,2^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 15,95^2} = 0,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{мех}^{вт} = 0,38 + 0,47 = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$T_{ст.г}^{вт} = \frac{(0,2 + 0 + 3 - 2,1) \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 15,95} = 6,22 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$t_г^{вт} = \frac{0,85 \cdot 92,6}{30 - 6,22} = 3,3 \text{ с}.$$

1.2.2.5 Визначення допустимого значення терміну гальмування візка з вантажем

Допустимий термін гальмування візка

$$\left[t_z^{em} \right] = \frac{2 S_6}{V_6},$$

де S_2 - допустимий шлях гальмування візка з вантажем.

За прикладом допустимий шлях гальмування візка з вантажем прийнято $S_2 = 1,4m$ (половина відстані від буфера до упору при крайньому положенні візка).

Тоді

$$\left[t_z^{em} \right] = \frac{2 \cdot 1,4}{0,8} = 3,5 c.$$

Умова $t_z^{em} \leq \left[t_z^{em} \right]$ виконується.

1.2.2.6 Розрахунок двигуна на нагрівання

Середньоквадратичний момент на валу двигуна за цикл операції

$$T_{cp}^y = \sqrt{\frac{\left(T_{\partial.cp}^n \right)^2 \left(t_n^{em} + t_n^o \right) + \left(T_{cm}^{em} \right)^2 t_y^{em} + \left(T_{cm}^o \right)^2 t_c^o}{t_n^{em} + t_n^o + t_c^{em} + t_c^o}},$$

де t_c^{em} - час сталого руху візка з вантажем,

$$t_c^{em} = \frac{L_6}{V_6},$$

де L_6 - найбільший шлях візка по мосту при прогоні крану L ;

t_c^o - час сталого руху порожнього візка, $t_c^o \approx t_c^{em}$.

За прикладом:

$$T_{cp}^y = \sqrt{\frac{(91,5)^2 (1,8 + 0,6) + (39,5)^2 12,5 + (3,6)^2 12,5}{1,8 + 0,6 + 12,5 + 12,5}} = 38 H \cdot m,$$

$$t_c^{em} = \frac{10}{0,8} = 12,5 c.$$

Умова $T_{cp}^y \leq T_{\partial.n}$ виконується.

3 РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ

3.1 ВІСЬ БАРАБАНУ

3.1.1 ПРОЕКТИРОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК

3.1.1.1 Вихідні дані

Максимальне зусилля в піднімальному канаті $F_{\max} = 22613 \text{ Н}$.

Інші дані будуть прийматися в процесі виконання розрахунку.

3.1.1.2 Вибір матеріалу вісі барабану

Як матеріал вісі барабану приймається сталь 45 ГОСТ 1050-74 з межею міцності $\sigma_{\epsilon} = 610 \text{ МПа}$ (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Основні характеристики вуглецевих и легированих сталей, застосовуваних для виготовлення валів і осей

Марка сталі	Межа міцності σ_{ϵ} , МПа	Межа текучості σ_T , МПа	Межа витривалості по нормальних напругах σ_{-1} , МПа	Межа витривалості по дотичних напруженнях τ_{-1} , МПа	
Вуглецеві	Ст3	430	240	184	107
	Ст5	520	270	224	129
	Ст6	600	320	258	150
	15	380	230	163	95
	25	460	280	197	114
	40	580	340	248	144
	45	610	460	274	158
Леговані	50Г	660	400	290	168
	20Х	800	650	360	208
	40Х	1000	800	430	250
	18ХГТ	1000	900	440	250
	14СХФА	900	750	395	229
	35ХМ	950	750	412	238
	30ХГС	1100	850	465	270
40ХН	1000	800	450	261	

3.1.1.3 Вибір допустимих напружень матеріалу вісі на вигин

Тому що навантаження на вісь змінюються по величині і за знаком (по симетричному циклі), тоді приймаємо $[\sigma] = 55 \text{ МПа}$ (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Допустимі напруження на вигин валів и осей

Матеріал	Межа міцності $\sigma_s, \text{ МПа}$	$[\sigma], \text{ МПа}$, при режимах		
		I–навантаження постійна по величині і за знаком	II–навантаження змінюється по величині від нуля до максимуму, але не змінюється за знаком (пульсуюча)	III – навантаження змінюється по величині і за знаком (симетрична)
Сталь	400	130	70	40
вуглецева	500	170	75	45
і легована	600	200	95	55
	700	230	110	65
	800	270	130	75
	1000	330	150	90

3.1.1.4 Вибір довжини розрахункових ділянок вісі барабана

На підставі компонованої схеми механізму підйому вантажу складаємо розрахункову схему навантаження осі барабана (рис. 3.1)

Значення довжини ділянок a, b, c і l заносимо в програму.

Для розглядаємого приклада $a = 0,2 \text{ м}$; $b = 0,12 \text{ м}$; $c = 0,52 \text{ м}$; $l = 1,2 \text{ м}$.

3.1.1.5 Визначення опорних реакцій і згинальних моментів

Реакції в опорах

$$R_A = \frac{2F_{\max}c}{l};$$

$$R_B = 2F_{\max} - R_A.$$

Згинальні моменти в розрахункових перетинах:

$$M_C = R_A a;$$

$$M_D = R_B b.$$

$$R_A = \frac{2 \cdot 226130,52}{1,2} = 19598 \text{ Н};$$

$$R_B = 2 \cdot 22613 - 19598 = 25628 \text{ Н};$$

$$M_C = 19598 \cdot 0,2 = 3920 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = 25628 \cdot 0,12 = 3075 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

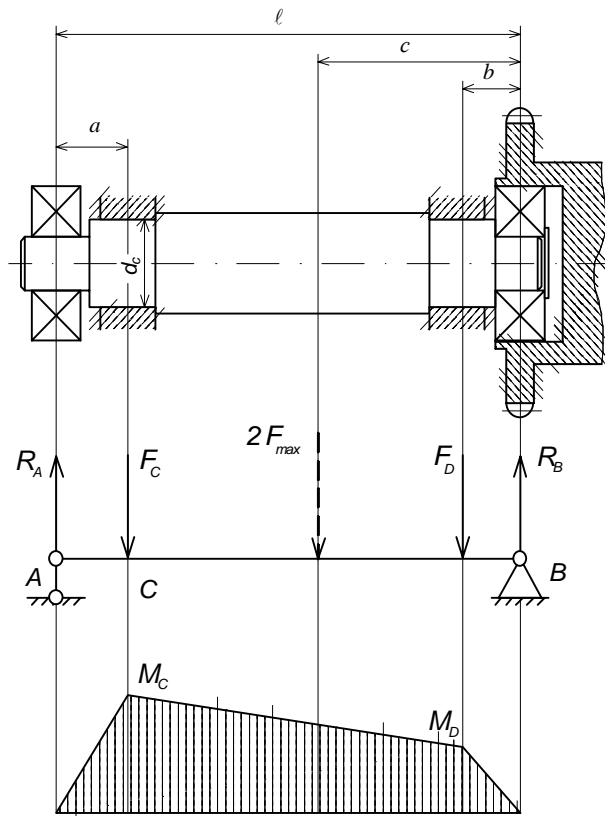


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема навантаження осі барабана
Для розглядаємого приклада:

3.1.1.6 Розрахунок необхідного діаметра вісі барабана

При відомому згинальному моменті діаметр вісі приблизно обчислюється по формулі

$$d_c^{np} = 0,0223 \sqrt[3]{\frac{M_u}{[\sigma]}},$$

де M_u – згинальний момент у небезпечному перерізі, $H \cdot m$;
 $[\sigma]$ – допустиме напруження вигину для матеріалу осі, MPa (приймається по табл. 3.2).

Для розглядаємого приклада:

$$d_c^{np} = 0,0223 \sqrt[3]{\frac{3920}{55}} = 0,091 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_c = 110 \text{ мм.}$

3.1.2 Перевірочний розрахунок

3.1.2.1 Вихідні дані для перевірного розрахунку

Діаметр вісі в розрахунковому перетині	$d_c = 0,11 \text{ м};$
Згинальний момент у розрахунковому перетині вісі	$M_H = 3919,59 \text{ Н}\cdot\text{м}$
Перерізна сила у розрахунковому перетині вісі	$R_A = 19597,93 \text{ Н}.$

Вихідні дані заносимо в програму файлу «OS.xls» (лист 2 додатка).
Нижче приведений фрагмент програми:

3.1.2.2 Розрахунок запасу циклічної міцності вісі

Фактичний запас міцності вісі в небезпечному перерізі

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{(n_\sigma)^2 + (n_\tau)^2}} \geq [n],$$

де n_σ , n_τ - запаси міцності по нормальних і дотичних напруженнях:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon \beta}{\sigma_a K_\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1} \varepsilon \beta}{\tau_a K_\tau},$$

де σ_{-1} , τ_{-1} - межі витривалості стандартних зразків при симетричному вигині і крутінні (табл. 3.1);

ε - масштабний фактор, вибирається в залежності від діаметра перетину вісі;

β - коефіцієнт якості поверхні, для полірованої поверхні $\beta=1,0$; для поверхні, обробленої різцем, $\beta=0,9$;

K_σ , K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напруг при вигині і крутінні (табл. 3.3);

σ_a , τ_a - амплітуди перемінних напруг циклу при вигині і крутінні,

$$\sigma_a = \frac{M_u}{10^6 W}; \quad \tau_a = \frac{1,33 R_A}{0,785 d_c^2 \cdot 10^6} = \frac{1,7 R_A}{10^6 d_c^2}.$$

В цих формулах:

M_u – згинальний момент в розрахунковому перетині вісі;

R_A - перерізна сила у розрахунковому перетині вісі;

W - момент опору перетину, $W = 0,1 d_c^3$;

d_c - прийнятий діаметр перетину вісі;

$[n]$ - допустиме значення коефіцієнта запасу міцності, $[n]=1,5 \dots 2,5$ [5].

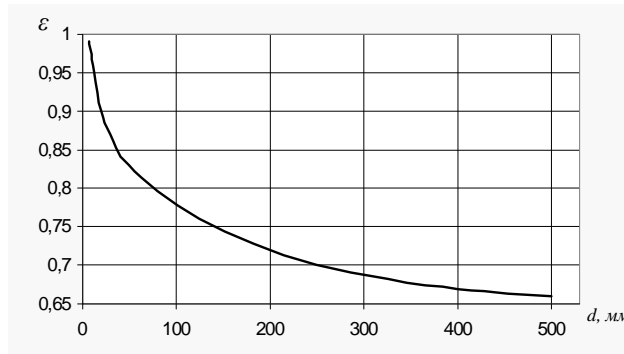


Рисунок 3.2 – Залежність масштабного фактора від діаметра вісі

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнтів концентрації напруг для розрахунку вала (вісі) на витривалість

Коефіцієнт концентрації напруг	Відношення r/d (тип фрези)	Межа міцності сталі, σ_b , МПа						
		500	600	700	800	900	1000	1100
Для гладких валів с галтелями								
K_σ (при $D/d = 1,2$)	0,02	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3
	0,04	1,9	1,9	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3
	0,06	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8	1,8	1,9
	0,08	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,7
	0,10	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6
	0,20	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4
K_τ (при $D/d = 1,2$)	0,02	1,5	1,5	1,6	1,7	1,7	1,8	1,8
	0,04	1,3	1,3	1,4	1,5	1,5	1,5	1,6
	0,06	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5
	0,08	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4
	0,10	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3
	0,20	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2
Для валів зі шпонковими канавками								
K_σ	Пальцева	1,4	1,5	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
	Дискова	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,3	2,4
K_τ	Пальцева Дискова	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1	2,2	2,3

3.2 Підшипники вісі барабана

Підшипники опор A і B (рис. 3.1) працюють у різних умовах. Обое кільця підшипника, встановленого усередині вала редуктора (опора B), обертаються спільно. Цей підшипник вибирається по статичній вантажопідйомності, тобто $C_0 \geq R_B$. Підшипник опори A розраховується по динамічній вантажопідйомності C з урахуванням змінності навантаження [5].

3.2.1 Вихідні дані для розрахунку підшипника

Реакція в опорі A при підйомі номінального вантажу $R_A = 19597,93 \text{ Н}$
Частота обертання вісі барабана $n = 18,19 \text{ хв}^{-1}$

3.2.2 Вибір підшипника

Виходячи з діаметра розточення зубчатої муфти редуктора ($D_p = 110 \text{ мм}$), по табл. 3.4 приймаємо підшипник № 1610 з динамічною вантажопідйомністю $C = 50000 \text{ Н}$.

3.2.3 Розрахунок еквівалентних динамічних навантажень і довговічності підшипника

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник опори A при кожному режимі навантаження визначаються по формулі

$$F_i = R_A \alpha_i V K_\sigma K_T,$$

де R_A - реакція в опорі A при підйомі номінального вантажу, Н ;

α_i - відношення маси кожного рівня вантажу до номінальної вантажопідйомності (приймається за графіком завантаження в залежності від режимної групи механізму [5]);

V - коефіцієнт обертання ($V = 1,0$ при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця);

K_σ - коефіцієнт безпеки, $K_\sigma = 1,0 \dots 1,2$;

K_T - температурний коефіцієнт ($K_T = 1,0$ при температурі до 100°C).

Сумарне еквівалентне динамічне навантаження [12]

$$F_\Sigma = \sqrt[3]{F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + F_4^3 L_4},$$

де L_1, L_2, L_3, L_4 - відносна тривалість роботи механізму при кожному режимі навантаження (приймається за графіком завантаження механізму).

Довговічність обраного підшипника

$$L_h = \frac{10^6 (C/F_{\Sigma})^3}{60n},$$

де L_h - довговічність роботи підшипника в годинах;

n - частота обертання вісі барабана, 1/хв.

Таблиця 3.4 – Основні параметри кулькових радіальних сферичних дворядних підшипників для установки опори вісі барабана в розточення зубчатої муфти редукторів типу Ц2

Серія	Позначення підшипника	Розміри, мм			Динамічна вантажопідйомність C, H	Статична вантажодійомність C_0, H
		d	D	B		
Легка	1206	30	62	16	12200	5920
	1207	35	72	17	12300	6780
	1208	40	80	18	15100	8720
	1212	60	110	22	23800	15800
	1217	85	150	28	38700	28000
	1218	90	160	30	44700	32400
Середня	1305	25	62	17	14100	6120
	1306	30	72	19	16800	7900
	1307	35	80	21	20000	10000
	1310	50	110	27	34100	17800
	1314	70	150	35	58600	35900
	1315	75	160	37	62400	39100
Середня широка	1605	25	62	24	18900	7600
	1606	30	72	27	24400	10200
	1607	35	80	31	30500	13000
	1610	50	110	40	50000	25900
	1614	70	150	51	85700	45400

Для розглядаємого приклада:

$$V = 1,0; K_{\sigma} = 1,1; K_T = 1,0.$$

З графіка завантаження механізму підйому вантажу [5] для режимної групи 4М приймаємо:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,0 & L_1 &= 0,1 \\ \alpha_2 &= 0,5 & L_2 &= 0,5 \\ \alpha_3 &= 0,195 & L_3 &= 0,1 \\ \alpha_4 &= 0,05 & L_4 &= 0,3. \end{aligned}$$

Тоді:

$$F_1 = 19597,93 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 21558 \text{ H};$$

$$F_2 = 19597,93 \cdot 0,5 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 10779 \text{ H};$$

$$F_3 = 19597,93 \cdot 0,195 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 4204 \text{ H};$$

$$F_4 = 19597,93 \cdot 0,005 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 1080 \text{ H};$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt[3]{19598^3 \cdot 0,1 + 10779^3 \cdot 0,5 + 4204^3 \cdot 0,1 + 108^3 \cdot 0,3} = 11783 \text{ H};$$

$$L_h = \frac{10^6 (50000/11150)^3}{60 \cdot 18,19} = 70014 \text{ ч.}$$

3.3 ВУЗОЛ КРІПЛЕННЯ КАНАТА ДО БАРАБАНА

3.3.1 Вихідні дані для розрахунку

Максимальне зусилля в піднімальному канаті

$$F_{\max} = 22613 \text{ H};$$

Діаметр канату

$$d = 0,015 \text{ м.}$$

3.3.2 Вибір основних геометричних розмірів болта і притискної планки

Прийнято конструкцію вузла кріплення каната до барабана притискною планкою з одним болтом. Профіль канавки може бути трапецеїдальний (тип – **Т**) і напівкруглий (тип – **К**).

Основні геометричні розміри вузла кріплення каната до барабана приведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Основні геометричні розміри вузла кріплення каната до барабана

Діаметр канату d , мм	Різьба болта	Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	Мінімальна товщина притискної планки a , мм
Св. 10 до 12	M12	10,1	10,5
в. 12 до 14	M12	10,1	12,0
Св. 14 до 17	M16	14,8	13,5
Св. 17 до 20	M20	17,3	15,0

За розгляданим прикладом:

Профіль канавки трапецеїдальний - **Т**; $d_1 = 0,0148$ м; $a = 0,135$ м.

3.3.3 Розрахунок зусилля в притискному болті і визначення кількості притискних планок

Розтяжне зусилля в притискному болті визначається по залежності [5]

$$F = \frac{2F_{\max}}{e^{f\alpha} (f + f_1)(e^{f\alpha_1} + 1)},$$

де e – основа натурального логарифму;

f - коефіцієнт тертя між канатом и барабаном ($f = 0,10 \dots 0,16$);

α - кут охоплення барабана канатом, $\alpha = 3 \dots 4\pi$;

f_1 - приведений коефіцієнт тертя між канатом и притискною

планкою ($f_1 = \frac{f}{\sin \beta}$ - для трапецеїдальної канавки, $f_1 = f$ - для напівкруглої

канавки);

β - кут нахилу бокової грані на притискній планці, $\beta = 40 \dots 45^\circ$;

α_1 - кут охоплення барабана канатом при переході від однієї канавки в іншу, $\alpha_1 = 2\pi$.

Необхідне число болтів (притискних планок)

$$z = \frac{kF}{10^6[\sigma_p]} \left[\frac{1,3}{0,25\pi d_1^2} + \frac{f_1(d+a)}{0,1d_1^3} \right],$$

де k - коефіцієнт запасу надійності кріплення каната до барабана, $k = 1,5$ [5];

$[\sigma_p]$ - допустимі напруження при розтяганні болта, *МПа*, (орієнтовно для сталі Ст3 $[\sigma_p] = 70$ *МПа*) [5].

Відповідно до норм число болтів (притискних планок) повинне бути не менш двох.

Для розглядаємого приклада:

$f = 0,13$; $\alpha = 3\pi$; $\beta = 40^\circ$; $\alpha_1 = 2\pi$; $k = 1,5$; $[\sigma_p] = 70$ *МПа*.

Виходячи з результатів розрахунку, приймаємо 8 притискних планок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Довідник по кранах: У 2 т. /Під общ. ред. М.М. Гохберга. -Л.: Машинобудування, 1988. Т1 - 536 с., Т2 - 560 с.
- 2 Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. –ДО.: Вища школа, 1993. – 434 с.
- 3 Козак С.А. Основи проектування і розрахунку кранових механізмів. – красноярськ: Изд-во Красноярського ун-та, 1987. – 181 с.
- 4 Іванченко Ф.К. Конструкція і розрахунок підйомно-транспортних машин. –ДО.: Вища школа, 1988. - 422 с.
- 5 Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин /Ф.К. Іванченко, В.Я. Барабанів. –К.: Вища школа, 1978. – 574 с.
- 6 Козак С.А. Курсове проектування вантажопідйомних машин. – М.:Высш.школа, 1989. –465 с.
- 7 Александров М.П. Вантажопідйомні машини. –М.: Высш.школа,1973. – 450 с.
- 8 Румянцев Б.П. Розрахунки і конструювання механізмів вантажопідйомних машин. – Луганськ: Изд-во ВГУ, 1998. – 260 с.
- 9 Підйомно-транспортні машини: Атлас конструкцій /Під ред. М.П. Александрова, Д.М. Решетова. –М.: Машинобудування, 1973. - 250 с.
- 10 Гончарів А. Excel 97 у прикладах. – Спб.: Питер, 1997. – 336 с.
- 11 Колісників А., Пробитюк А. Excel 97 для Windows 95. -К.: Торгово-видавниче бюро ВНУ, 1996. – 464 с.
- 12 Іванов М.Е., Павленко В.С. Вибір підшипників качення по статичній і динамічній вантажопідйомності. – Київ: Вища школа, 1980. – 574 с.