Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технологій машинобудування та матеріалознавства

В.В. Проців, О.О. Богданов

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни

«Засоби механізації ремонтних робіт»

для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство

Дніпро
НТУ «ДП»
2020

Рекомендовано до видання навчально-методичним відділом (протокол № 12 від 21.12.2021) за поданням методичної комісії спеціальності 132 Матеріалознавство (протокол № 7 від 24.09.2021).

Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Засоби механізації ремонтних робіт» для бакалаврів (освітні програми спеціальності 132 Матеріалознавство) / В.В. Проців, О.О. Богданов; Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Д. : НТУ «ДП», 2021. – 44 с.

Автори:
Проців В.В., д-р техн. наук, проф. (розділи 1-7);
Богданов О.О., канд. техн. наук , доц. (розділи 8-11).

Методичні матеріали призначено для самостійної роботи студентів під час виконання лабораторних робіт за спеціальністю 132 Матеріалознавство з вибіркової дисципліни «Засоби механізації ремонтних робіт».

Розглянуто теоретичні засади розрахунків вантажопідйомного пристрою. Студенту надається можливість отримати знання про вибір поліспастового механізму, розрахунок і вибір сталевих канатів, визначення основних розмірів блоків і барабана; розрахунок кріплення кінця каната на барабані; напруження в болтах кріплення; перевірочний розрахунок крюка; розрахунок траверси підвіски крюка; визначення потужності електродвигуна механізму підйому вантажу; вибір електродвигуна; визначення передавального числа і вибір редуктора; вибір і перевірочний розрахунок гальма; вибір з'єднувальних муфт; перевірка двигуна за часом пуску; складання кінематичної схеми механізму підйому вантажу.

Рекомендації орієнтовано на активізацію виконавчого етапу навчальної діяльності студентів.

ЗМІСТ

ВСТУП 5
1 Об'єм, зміст і оформлення результатів розрахунку 6
1.1 Отримання завдання на виконання роботи 6
1.2 Варіанти завдань 6
2 Вибір поліспастового механізму 6
3 Розрахунок і вибір сталевих канатів 7
3.1 Максимальне зусилля в гілці каната 7
3.2 Розрахункове розривне зусилля в канаті 8
3.3 Вибір сталевого каната 9
4 Визначення основних розмірів блоків і барабана 9
4.1 Діаметри блоку і барабана, виміряні по центру каната 9
4.2 Діаметр барабана, виміряний у дні канавки 9
4.3 Довжина канату, що навивається на барабан 10
4.4 Робоча довжина барабана з урахуванням запасних витків 10
4.4.1 Для нарізного барабана з одношаровою навивкою каната 10
4.4.2 Для барабана з багатошаровою навивкою каната 11
4.5 Повна довжина барабана 11
4.5.1 Для барабанів з одношаровою навивкою каната 11
4.5.2 Для барабанів з багатошаровою навивкою каната 11
4.5.3 Повна довжина барабана для здвоєних поліспастів 11
4.6 Перевірка жорсткості барабана 12
4.7 Визначення товщини стінки барабана і перевірка його міцності 12
4.7.1 Визначення товщини стінки барабана 12
4.7.2 Перевірка стінки барабана на міцність 12
5 Розрахунок кріплення кінця каната на барабані 13
5.1 Зусилля в місці кріплення каната до барабана 13
5.2 Зусилля затягування болтів кріплення каната 13
5.3 Напруження в болтах кріплення 14
6 Розрахунок вантажозахватного приладу 15
6.1 Перевірочний розрахунок крюка 15
6.1.1 Перевірка на міцність хвостовика крюка 15
6.1.2 Перевірка напружень в зіві крюка 16
6.2 Розрахунок траверси підвіски крюка 17
6.2.1 Рівняння міцності 17
6.2.2 Визначення діаметру цапфи траверси 20
6.2.3 Визначення діаметру осі блоків підвіски 21
6.3 Розрахунок сережки підвіски 21
6.4 Визначення потужності електродвигуна механізму підйому вантажу 21
6.4.1 Визначення статичної потужності електродвигуна 21
6.5 Вибір електродвигуна 22
7 Визначення передавального числа і вибір редуктора 22
7.1 Визначення передавального числа редуктора 22
7.2 Вибір редуктора 23

8 Вибір і перевірочний розрахунок гальма 23
8.1 Визначення необхідного гальмівного моменту і вибір гальма 23
8.2 Перевірочний розрахунок гальма 24
8.2.1 Перевірка гальма на питомий тиск колодок 24
8.2.2 Перевірка гальма на нагрів 25
9 Вибір з'єднувальних муфт 25
10 Перевірка двигуна за часом пуску 26
11 Складання кінематичної схеми механізму підйому вантажу 27
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 29
Додаток А Крюки вантажозахватні 30
Додаток Б Сталеві канати 32
Додаток В Підшипники упорні 34
Додаток Г Шківи (блоки) канатні 35
Додаток Д Електродвигуни 36
Додаток Е Редуктори 38
Додаток Ж Колодкові гальма 41
Додаток И З'єднувальні муфти 42
Додаток К Умовні позначення кінематичних схем 43

ВСТУП

Вибіркова дисципліна «Засоби механізації ремонтних робіт» вивчає конструкції, принципи роботи і основи теорії розрахунків вантажопідйомних машин, які зазвичай застосовуються під час виконання ремонтних робіт на промислових підприємствах.

Перш за все, дисципліна потрібна майбутнім бакалаврам спеціальності 132 Матеріалознавство, але може бути цікавою для студентів інших спеціальностей галузі знань 13 Механічна інженерія, виробничі функції яких будуть пов'язані з експлуатацією підйомно-транспортних машин і складанням технологічної документації, яка повинна відповідати стандартам, технічним умовам та потребам виробництва.

Мета дисципліни «Засоби механізації ремонтних робіт» – надання знань та вмінь з використання сучасних засобів механізації під час проведення ремонтних робіт промислового обладнання.

Дисциплінарний результат навчання:

ДРН1-1 Знати та використовувати сучасні засоби механізації під час проведення ремонтних робіт промислового обладнання.

Методичні рекомендації розроблені для надання допомоги студентам, які проводять розрахунки вантажопідйомного пристрою (що зазвичай використовують для механізації ремонтних робіт) під час виконання лабораторних робіт з дисципліни «Засоби механізації ремонтних робіт».

1 Об'єм, зміст і оформлення результатів розрахунку

Представлене студентом до захисту індивідуальний варіант завдання вантажопідйомного пристрою [1] потрібно оформлювати у вигляді пояснювальної записки, виконаної в електронному вигляді у файлі текстового документу (пояснювальна записка), а також віддрукованої (і переплетеної) на папері формату А4 [2].

1.1 Отримання завдання на виконання роботи

Кожен студент отримує у викладача свій варіант технічного завдання на проектування. Завдання складається з дев'яти показників технічних вимог до виробу, які мають бути враховані під час проектування вантажопідйомного пристрою.

1.2 Варіанти завдань

Варіанти завдань для проектування приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Варіанти завдань до розрахунку вантажопідйомного пристрою

№ варіанту	Схема поліспаста за рисунком 1.1*	Режим навантаження механізма		Група режиму роботи механізма		Вага вантажу, що піднімається, $G_{гр}$, кН			Висота підйому вантажу H, м			Матеріал барабана**			Число шарів намотування барабана n			Швидкість підйому вантажу, приблизно $V_{гр}$, м/с			Тривалість включень ПВ, %	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	Л	М	Н	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч
1	*а*	*L1*	*L3*	М3	М6	3,2	63,0	8,0	5	10	20	Ч	Л	С	1	2	3	0,07	0,13	0,17	15	25
2	*б*	*L2*	*L4*	М4	М7	4,0	80,0	10,0	30	7	15	Л	С	Ч	4	6	1	0,18	0,45	0,60	40	60
3	*в*	*L1*	*L4*	М5	М8	5,0	100,0	12,5	9	25	40	С	Ч	Л	1	2	3	0,13	0,17	0,18	25	40
4	*а*	*L2*	*L3*	М4	М5	6,3	80,0	16,0	15	40	9	Ч	Л	С	4	6	1	0,45	0,60	0,18	40	60
5	*б*	*L3*	*L4*	М7	М8	8,0	63,0	20,0	10	20	5	Л	С	Ч	1	2	3	0,18	0,13	0,17	25	40
6	*в*	*L1*	*L3*	М4	М6	10,0	50,0	25,0	18	45	22	С	Ч	Л	4	6	2	0,17	0,07	0,13	15	25
7	*а*	*L1*	*L4*	М3	М5	12,5	40,0	63,0	17	12	23	Ч	Л	С	1	2	3	0,60	0,18	0,45	25	40
8	*б*	*L1*	*L3*	М4	М8	16,0	32,0	80,0	33	23	13	Л	С	Ч	4	6	1	0,18	0,13	0,17	15	25
9	*в*	*L2*	*L4*	М5	М7	20,0	25,0	100,0	11	37	27	С	Ч	Л	2	3	6	0,13	0,17	0,07	40	60

**Схеми *а* і *в* призначені для стрілового крану, *б* – для мостового крану.
****Ч – чавун сірий СЧ15-32; Л – сталеве литво 35Л; З – рядова сталь Ст.3.

2 Вибір поліспастового механізму

У механізмах підйому вантажу кранів, що використовують трос, як тяговий орган, і найчастіше застосовують поліспастові механізми [3]. Схема

поліспастового механізму вибирається залежно від типу крану, як це показано на рис. 1.1. Тут приведені схеми двократного поліспасту стрілового крану (рис. 1.1, *а*), двократного поліспасту мостового крану з намотуванням двох гілок канату на один барабан (рис. 1.1, *б*) і чотирикратного (рис. 1.1, *в*) поліспасту стрілового крану.

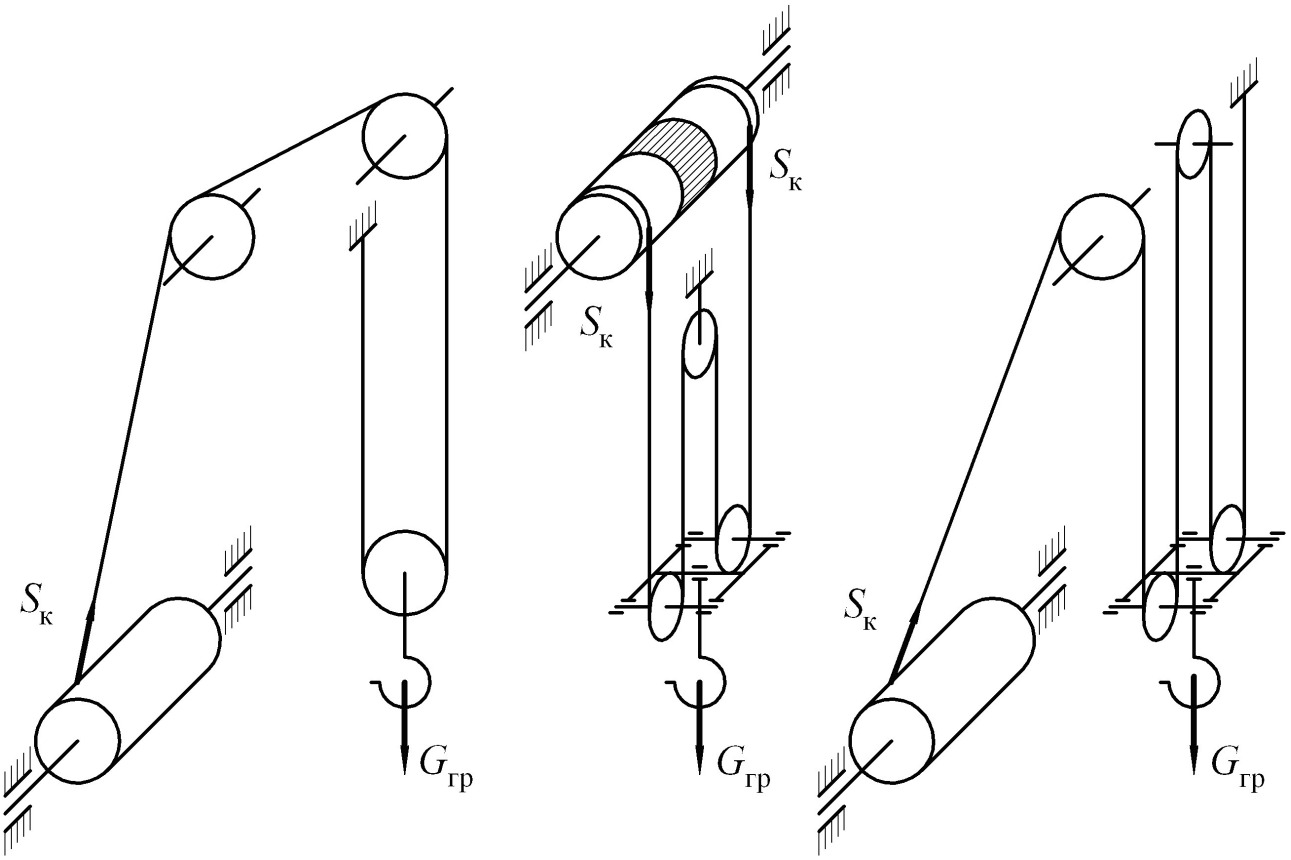


Рисунок 1.1 – Розрахункові схеми поліспастових механізмів

3 Розрахунок і вибір сталевих канатів

3.1 Максимальне зусилля в гілці каната

Максимальне зусилля в одній гілці каната поліспастового механізму, що намотується на барабан, знаходять за таким виразом [4]

$$S_к = \frac{G_{гр} + qg}{n_{кб}\, k_п\, \eta_п\, \eta_{бл}^{m}},$$

де $G_{гр}$ – вага вантажу що піднімається, Н; вказана в завданні (п. 1.2); q – маса вантажозахватних пристроїв, кг; сюди входять маса крюка, траверси, блоків з віссю сережок і тому подібне, орієнтовно можна прийняти, як

$$q = 5m_{\text{кр}};$$

$m_{\text{кр}}$ – маса крюка, кг; визначають з Додатка А за ГОСТ 6627–74 для відповідного номера заготовки крюка залежно від вантажопідйомності пристрою, при цьому вантажопідйомність крюка (т) повинна дорівнювати вазі вантажу $G_{\text{гр}}$ (кН), вказаній в завданні (п. 1.2), з урахуванням виду приводу (ручний або машинний) і групи режиму роботи вантажопідйомного механізму; g – прискорення вільного падіння, м/с^2; $\eta_{\text{п}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасту; $k_{\text{п}}$ – кратність поліспасту; для схеми *а* дорівнює 2, схеми *б* – 2, а для схеми *в* – 4, що виходить з формули

$$k_{\text{п}} = \frac{n_{\text{к}}}{n_{\text{кб}}},$$

$n_{\text{к}}$ – число несучих гілок канату у поліспасті; для схеми *а* дорівнює 2, схем *б* та *в* – 4; $n_{\text{кб}}$ – число гілок канату, що одночасно намотуються на барабан; для схем *а* і *в* дорівнює 1, схеми *б* (для здвоєних поліспастів) – 2; m – число блоків, що відхиляють канат, але не впливають на кратність поліспасту (дорівнює 2 для схем *а*, для схеми *б* – нулю, а для схеми *в* – 1).

ККД поліспасту знаходять за наступною формулою

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{k_{\text{п}}}}{k_{\text{п}}(1 - \eta_{\text{бл}})},$$

де $\eta_{\text{бл}}$ – ККД блоку, складає від 0,97 до 0,98 для блоків, встановлених на підшипниках кочення.

3.2 Розрахункове розривне зусилля в канаті

Розрахункове розривне зусилля в канаті знаходять за формулою

$$S_{\text{р}} = k\, S_{\text{к}},$$

де k – коефіцієнт запасу міцності каната залежно від режиму роботи механізму, вибирають відповідно до правил Держгіртехнагляду по табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Визначення коефіцієнта запасу міцності каната k

Режим роботи механізму	*L1*	*L2*	*L3* і *L4*
Коефіцієнт запасу міцності k	5,0	5,5	6,0

3.3 Вибір сталевого каната

З таблиць стандартів на сталеві канати (Додаток Б) вибирають відповідний канат так, щоб його розрахункове розривне зусилля перевищувало набутого значення $S_{\text{р}}$.

З таблиць стандарту виписують тип вибраного каната, його діаметр $d_{\text{к}}$ (мм), сумарне розривне зусилля усього канату в цілому.

4 Визначення основних розмірів блоків і барабана

4.1 Діаметри блоку і барабана, виміряні по центру каната

Мінімальні діаметри (мм) блоку і барабана за умови довговічності при перегині на мінімальному радіусі, виміряні по центру канату, визначають як

$$D_{\text{бд}} = e_{\text{н}}\, d_{\text{к}},$$

де $e_{\text{н}}$ – коефіцієнт навантаження, що регламентується залежно від типу вантажопідйомної машини і режиму її роботи, беруть з табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Визначення величини коефіцієнта $e_{\text{н}}$

Тип вантажопідйомної машини	Привід	Режим навантаження механізму	Значення
Крани стрілові	Ручний	–	16
	Машинний	*L1*	16
	–“–	*L2*	18
	–“–	*L3*	20
	–“–	*L4*	25
Вантажопідйомні машини інших типів	Ручний	–	18
	Машинний	*L1*	20
	–“–	*L2*	25
	–“–	*L3*	30
	–“–	*L4*	35

4.2 Діаметр барабана, виміряний у дні канавки

Діаметр барабана (мм), виміряний у дні канавки під навивку каната, знаходять за формулою

$$D_0 = (e_{\text{н}} - 1)d_{\text{к}}.$$

Далі за ГОСТ 22644–77 діаметр D_0 округлюють до найближчого стандартного значення $D_{0\text{г}}$, який береться за діаметр по дну канавки під навивку для нарізних барабанів, і за зовнішній – для гладких барабанів при багатошаровій навивці. Згідно із стандартом діаметри приводних і неприводних футерованих і нефутерованих барабанів слід вибирати з наступного ряду значень: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250; 1 400; 1 600; 2 000; 2 500 мм.

Потім знаходять діаметр барабана (мм) по центру намотаного каната, як

$$D_{\text{б}} = D_{0\text{г}} + d_{\text{к}},$$

який приймається як остаточний для подальших розрахунків, але в деяких випадках може бути збільшений.

4.3 Довжина канату, що навивається на барабан

Довжину частини канату (м), що навивається на барабан при підйомі вантажу, знаходять з виразу

$$l_{\text{к}} = H\ k_{\text{п}},$$

де H – висота підйому вантажу, м; вказана в завданні (п. 1.2).

4.4 Робоча довжина барабана з урахуванням запасних витків

4.4.1 Для нарізного барабана з одношаровою навивкою каната

Для одношарової навивки канату, робочу довжину нарізного барабана (мм) визначають за виразом

$$l_{\text{р}} = \left(\frac{l_{\text{к}} \cdot 10^3}{\pi\ D_{\text{б}}} + 1{,}5...2{,}0 \right) t_{\text{н}},$$

де $t_{\text{н}}$ – крок нарізки канавок на барабані, мм; визначають за формулою

$$t_{\text{н}} = d_{\text{к}} + (2...3).$$

4.4.2 Для барабана з багатошаровою навивкою каната

Для багатошарової навивки канату, робочу довжину барабана (мм) визначають як

$$l_{\text{р}} = \left(\frac{l_{\text{к}} \cdot 10^3}{\pi\, n(D_{0\text{г}} + n d_{\text{к}})} \right) d_{\text{к}},$$

де n – число шарів навивки каната на барабан; вказано в завданні (п. 1.2).

4.5 Повна довжина барабана

4.5.1 Для барабанів з одношаровою навивкою каната

Для одношарової навивки канату, повну довжину (мм) нарізного барабана визначають за формулою

$$L_{\Sigma} = l_{\text{р}} + l_{\text{кр}} + 2l_1,$$

де $l_{\text{кр}}$ – довжина барабана для закріплення каната, мм; визначають як

$$l_{\text{кр}} = (3...4) t_{\text{н}};$$

l_1 – довжина реборди барабана, приймається конструктивно величиною від 10 мм до 30 мм.

4.5.2 Для барабанів з багатошаровою навивкою каната

Для багатошарової навивки канату, повну довжину (мм) нарізного барабана визначають за формулою

$$L_{\Sigma} = l_{\text{р}} + 2l_1.$$

4.5.3 Повна довжина барабана для здвоєних поліспастів

Для здвоєного поліспасту, зображеного на рис. 1.1, *б*, повну довжину барабана (мм) визначають за виразом

$$L_{\Sigma} = 2l_{\text{р}} + 2l_{\text{кр}} + 2l_1 + A,$$

де A – відстань між правою і лівою нарізними частинами барабана, мм; знаходять як

$$A = 0{,}8D_{\text{ур}}.$$

Тут $D_{\text{ур}}$ – діаметр зрівняльного блоку, мм; приймають рівним $D_{0\text{г}}$.

4.6 Перевірка жорсткості барабана

Перевірку барабана на жорсткість виконують за наступною умовою

$$\frac{L_{\Sigma}}{D_{\text{б}}} \le 4.$$

З умови невиконання цього співвідношення, збільшують діаметр барабана, або застосовують гладкий барабан з багатошаровою навивкою.

4.7 Визначення товщини стінки барабана і перевірка його міцності

4.7.1 Визначення товщини стінки барабана

Товщину стінки барабана (мм) знаходять як

$$\delta = 0{,}02D_{0\text{г}} + (6...10),$$

а потім округлюють до найближчого більшого цілого значення.

4.7.2 Перевірка стінки барабана на міцність

Перевірку стінки барабана роблять методом визначення величини діючого в ній напруження стискання (МПа) для вказаного в завданні (п. 1.2) матеріалу барабана і наступним порівнянням набутих значень з величиною допустимого напруження.

Це відбувається за формулою

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{S_{\text{к}}}{t_{\text{н}}\delta}\varphi \le [\sigma_{\text{с}}],$$

де $[\sigma_{\text{с}}]$ – допустиме напруження стискання; приймають рівним 80 МПа для чавуну марки СЧ15-32; 130 МПа – для сталі 35Л; 140 МПа – для сталі Ст.3; φ – коефіцієнт, залежний від числа шарів навивки каната; дорівнює одиниці для одношарової навивки; 1,28 – для двошарової навивки; 1,36 – для тришарової навивки; 1,41 – для чотиришарової навивки; 1,53 – для шестишарової навивки.

Якщо умова міцності не виконується, слід збільшити товщину стінки барабана δ.

5 Розрахунок кріплення кінця каната на барабані

Кріплення кінця каната на барабані здійснюється болтами. Канат прижимають до обичайки барабана притискними планками.

5.1 Зусилля в місці кріплення каната до барабана

Натяжне зусилля каната під притискною планкою.

В місці кріплення його до барабана зусилля знаходять за формулою

$$S_{\text{кр}} = \frac{S_{\text{к}}}{e^{\alpha f}},$$

де e – основа натурального логарифма, дорівнює 2,71; α – кут обхвату барабана запасними витками каната, приймають в діапазоні від 3π до 4π рад; f – коефіцієнт тертя каната об поверхню барабана, приймають в межах від 0,1 до 0,16.

5.2 Зусилля затягування болтів кріплення каната

Зусилля, необхідне для затягування болтів кріплення каната до барабана, що обертається, або нерухомого кронштейна рами крану притискною планкою, знаходять за виразом

$$N = \frac{S_{\text{кр}}}{(f + f_1)(e^{\alpha_1 f_1} + 1)},$$

де f_1 – приведений коефіцієнт тертя між канатом і притискною планкою; визначають як

$$f_1 = \frac{f}{\sin\beta},$$

де β – кут нахилу бічної грані канавки притискної планки; приймають рівним 40°; α_1 – кут обхвату барабана витком каната від однієї сторони планки до іншої, приймають рівним 2π.

Окрім розтягування болти випробовують також на вигин, викликаний силами тертя каната об поверхню притискної планки.

5.3 Напруження в болтах кріплення

Величину напруження (МПа) в кожному болті кріплення визначають за виразом

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1{,}3\, k_1 N}{z\dfrac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{k_1 l\, T}{0{,}1\, z d_1^2} \le \left[\sigma_{\text{р}}\right],$$

де 1,3 – коефіцієнт, що враховує напруження кручення при затягуванні болтів; k_1 – коефіцієнт запасу надійності кріплення каната до барабана; приймають рівним 1,5; z – число кріпильних болтів притискної планки; за нормами повинно бути не менше двох; d_1 – внутрішній діаметр різьблення болта, мм; визначають за формулою

$$d_1 = 0{,}876 d_{\text{б}},$$

де $d_{\text{б}}$ – діаметр болта для кріплення каната, мм; рекомендовані значення для різних канатів приведені в табл. 5.1;

Таблиця 5.1 – Діаметр болта для планки кріплення каната, мм

Діаметр каната $d_{\text{к}}$, мм	Розмір болта $d_{\text{б}}$, мм
3,6 – 5,6	М6
6,2 – 8,0	М8
8,3 – 9,1	М10
9,3 – 12,0	М12
13,0 – 15,0	М14
16,5 – 18,0	М16
19,5 – 22,5	М20
24,0 – 28,0	М22
30,5 – 56,0	М24

T – сила, що викликає вигин болта, Н; знаходять як

$$T = N f_1;$$

l – плече дії сили T, мм; знаходять як

$$l = d_{\text{к}} + (10...20);$$

$[\sigma_р]$ – допустиме напруження на розтягування матеріалу болта; приймають рівним 100 МПа для Ст.3; 140 МПа – для сталі 35; 160 МПа – для сталі 45.

6 Розрахунок вантажозахватного приладу

Крюк перевіряють на міцність при розтягуванні й стискуванні в декількох перетинах. У випадку, якщо перевірка виявиться невдалою, – збільшують номер крюка на один розмір, а розрахунки повторюють.

6.1 Перевірочний розрахунок крюка

Крюк вже був вибраний в п. 3.1 по номеру його заготовки.

Це було зроблене виходячи із заданої вантажопідйомності та залежно від виду приводу і групи режиму роботи вантажопідйомного механізму.

6.1.1 Перевірка на міцність хвостовика крюка

Приклад вантажозахватного крюка показаний на рис. 6.1.

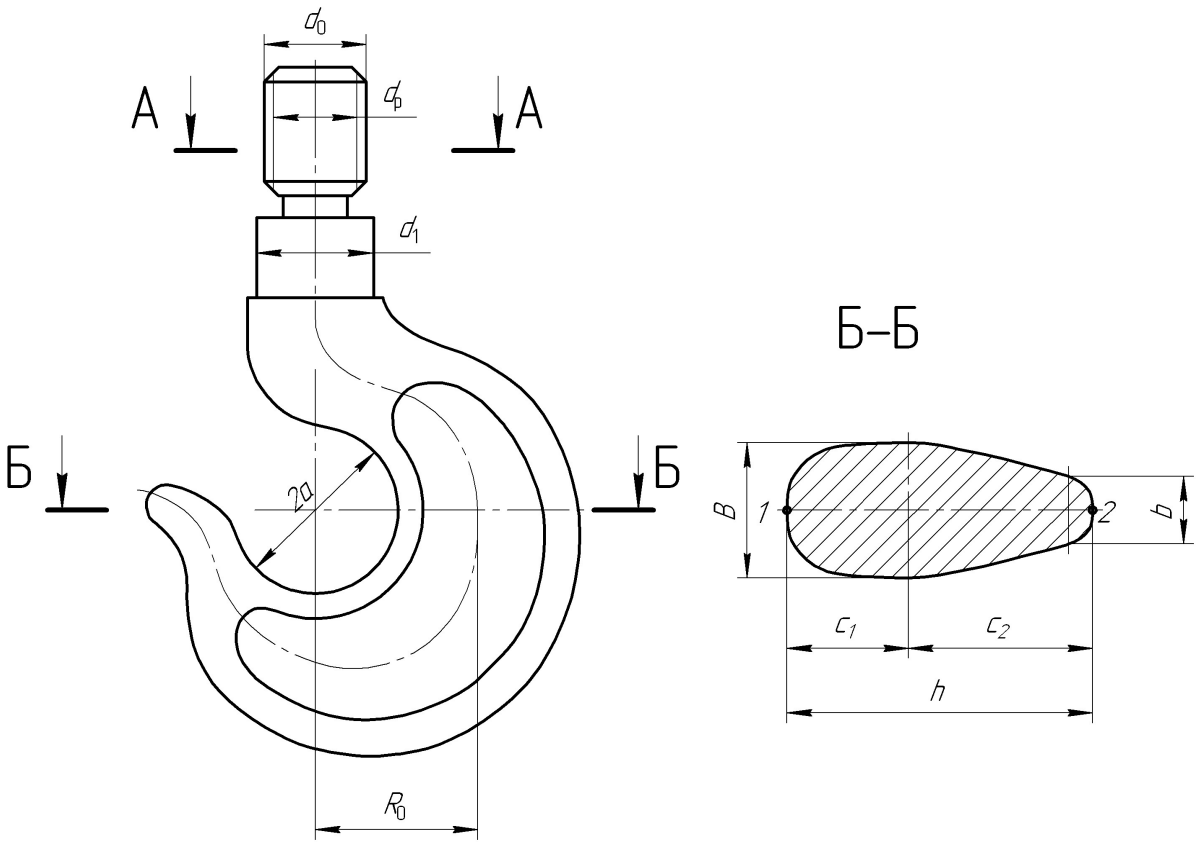


Рисунок 6.1 – Приклад виконання вантажозахватного крюка

У перетині А-А хвостовик крюка розраховують на розтягування, визначаючи діючі значення напруги (МПа) за формулою

$$\sigma_{\text{хр}} = \frac{4G_{\text{гр}}}{\pi\, d_{\text{р}}^2} \le \left[\sigma_{\text{хр}}\right],$$

де $d_{\text{р}}$ – внутрішній діаметр різьблення хвостовика крюка, мм; визначають як

$$d_{\text{р}} = 0{,}876 d_0;$$

$\left[\sigma_{\text{хр}}\right]$ – напруження, що допускаються при розтягуванні різьбової частини хвостовика крюка, виготовленого із сталі 20, приймають в межах від 50 до 60 МПа.

6.1.2 Перевірка напружень в зіві крюка

Напруження в зіві крюка перевіряють в перетині Б-Б. Напруження (МПа) в точці *1* визначають за формулою

$$\sigma_1 = \frac{G_{\text{гр}} c_1}{F\ K\ a} \le \left[\sigma_{\text{зр}}\right],$$

де c_1 – відстань від центру тяжіння перетину до внутрішніх волокон перетину крюка в точці *1*, мм; знаходять як

$$c_1 = \frac{B + 2b}{B + b}\,\frac{h}{3};$$

F – площа тіла крюка в перетині Б-Б, мм^2; знаходять як

$$F = \frac{B + b}{2} h;$$

a – половина діаметру зіву крюка, мм; B – велика основа трапеції перерізу Б-Б, мм; b – мала основа трапеції перетину Б-Б, мм; визначають як

$$b = \frac{aB}{h + a};$$

h – довжина перетину Б-Б крюка; K – коефіцієнт кривизни бруса зіву, залежний від форми перетину; для трапецеїдального перетину визначають як

$$K = \frac{2R_0}{(B+b)h}\left\{\left[b + \frac{B-b}{h}(R_0 + c_2)\right]\ln\frac{R_0 + c_2}{R_0 - c_1} - (B-b)\right\} - 1,$$

де R_0 – радіус кривизни лінії центрів тяжіння перетину Б-Б; знаходять як

$$R_0 = a + c_1;$$

c_2 – відстань від центру тяжіння до зовнішніх волокон в точці 2; знаходять як

$$c_2 = h - c_1;$$

$[\sigma_{зр}]$ – допустиме напруження зіву крюка на розтягування; для сталі 20 приймають рівним 150 МПа.

Напруження (МПа) в точці 2 визначають аналогічно за формулою

$$\sigma_2 = \frac{G_{гр} c_2}{F\ K(a+h)} \le [\sigma_{зс}],$$

де $[\sigma_{зс}]$ – допустиме напруження зіву крюка на стискання; для сталі 20 приймають рівним 150 МПа.

6.2 Розрахунок траверси підвіски крюка

Траверсу виготовляють із сталі марок 20 або 40 і розраховують на вигин по середньому ослабленому перетину, розглядаючи її як балку на двох опорах, як це показано на рис. 6.2. Її розміри та блоків, що на ній розміщені, знаходять із рівняння міцності.

6.2.1 Рівняння міцності

Умова максимальної міцності при дії згинаючого моменту в ослабленому перетині нормальної (схема *а*) і подовженої (схеми *б* і *в*) траверси має вигляди

$$\frac{M_и}{W} = [\sigma_{ит}] \text{ та } \frac{M_{иу}}{W_y} = [\sigma_{ит}],$$

де $M_и$, $M_{иу}$ – згинаючий момент в небезпечному перетині траверси, Н·мм; знаходять як

$$M_{\text{и}} = \frac{G_{\text{гр}}\, l_0}{4},$$

де l_0 – розрахункова довжина траверси для нормальної підвіски з одним блоком (рис. 1.1, *а*), м; знаходять як

$$l_0 = D_{\text{п}} + 2l_{\text{т}} + 2\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{с}},$$

де $D_{\text{п}}$ – зовнішній діаметр упорного підшипника, мм; Знаходять залежно від діаметру хвостовика крюка d_1 по таблиці із стандарту на упорні підшипники, що приведена в Додатку В.

$l_{\text{т}}$ – конструктивна довжина траверси; приймають в діапазоні від 5 до 10 мм;

$\delta_{\text{т}}$ – конструктивна товщина траверси; приймають в діапазоні від 2 до 5 мм;

$\delta_{\text{с}}$ – товщина сережки; приймають в діапазоні від 10 до 24 мм відповідно до рекомендацій табл. 6.1;

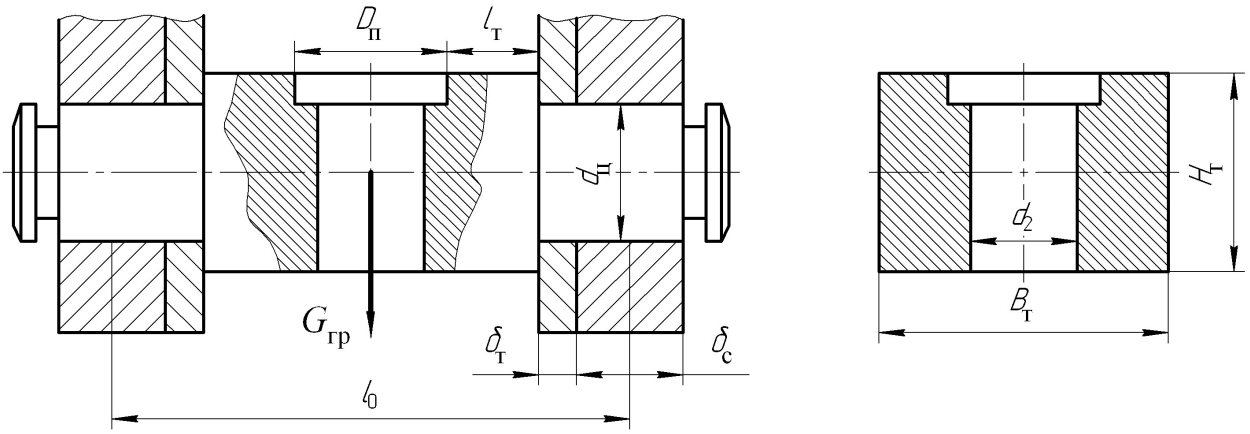


Рисунок 6.2 – Траверса

Таблиця 6.1 – Рекомендовані значення товщини сережки

Вантажопідйомність підвіски крюка $G_{\text{гр}}$, т	0,32 – 1,00	1,0 – 5,0	5,0 – 6,3	6,3 – 10,0	10 – 16	16 – 25
Товщина сережки $\delta_{\text{с}}$, мм	3 – 5	5 – 10	10 – 12	12 – 16	16 – 18	18 – 24

W – момент опору ослабленого перетину траверси, мм^3; знаходять як

$$W = \frac{(B_{\text{т}} - d_2)H_{\text{т}}^2}{6};$$

$[\sigma_{\text{ит}}]$ – допустиме напруження згинання, МПа; визначають за виразом

$$[\sigma_{\text{ит}}] = \frac{1{,}4\,\sigma_{-1}}{n_{\text{т}} k_{\text{т}}},$$

де σ_{-1} – межа витривалості матеріалу траверси, МПа; визначають як $0{,}43\sigma_{\text{в}}$; $\sigma_{\text{в}}$ – межа міцності матеріалу траверси при розтягуванні (тимчасовий опір), для сталі 20Л приймають рівним 420 МПа; $n_{\text{т}}$ – коефіцієнт запасу міцності траверси, приймають рівним трьом; $k_{\text{т}}$ – коефіцієнт концентрації напруження; приймають рівним 1,3; $B_{\text{т}}$ – ширина траверси, мм; знаходять за формулою

$$B_{\text{т}} = D_{\text{п}} + (10...20);$$

d_2 – діаметр отвору в траверсі, мм; знаходять як

$$d_2 = d_1 + (2...3);$$

$H_{\text{т}}$, $H_{\text{ту}}$ – висота траверси, мм; знаходять за виразом

$$H_{\text{т}} = \sqrt{\frac{6M_{\text{и}}}{(B_{\text{т}} - d_2)[\sigma_{\text{ит}}]}}.$$

Довжину подовженої траверси $l_{0\text{у}}$ (мм), яка несе декілька блоків (рис. 1.1, *б* і *в*), замість l_0 визначають за формулою

$$l_{0\text{у}} = D_{\text{п}} + 2l_{\text{т}} + l_{\text{ц}} + 2\delta_{\text{т}} + \delta_{\text{с}},$$

де $l_{\text{ц}}$ – розмір подовженої цапфи, якщо блоків більше одного (рис. 1.1, *б* і *в*), мм; знаходять як

$$l_{\text{ц}} = B_{\text{бл}} z_{\text{бл}},$$

де $B_{\text{бл}}$ – ширина одного блоку, мм; знаходять з Додатка Г; $z_{\text{бл}}$ – кількість блоків, встановлених на одній цапфі, визначають виходячи з розрахункової схеми (рис. 1.1). Для схеми *а* – один блок, для *б* і *в* – два.

Тоді для подовженої траверси згинальний момент (Н·мм), висоту траверси (мм) і площу основи ослабленого перетину траверси ($мм^3$) знаходять за формулами

$$M_{\text{иу}} = \frac{G_{\text{гр}}\, l_{0\text{у}}}{4};$$

$$H_{\text{ту}} = \sqrt{\frac{6M_{\text{иу}}}{(B_{\text{т}} - d_2)[\sigma_{\text{ит}}]}};$$

$$W = \frac{(B_{\text{т}} - d_2)H_{\text{ту}}^2}{6}.$$

6.2.2 Визначення діаметру цапфи траверси

Діаметр цапфи траверси (мм) визначають за формулами

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ц}}}{0{,}1[\sigma_{\text{ит}}]}},\ \ d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{цу}}}{0{,}1[\sigma_{\text{ит}}]}}$$

де $M_{\text{ц}}$ – згинальний момент для нормальної підвіски, Н·мм; знаходять по виразу

$$M_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2}(\delta_{\text{т}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2});$$

$M_{\text{цу}}$ – те саме, але для подовженої підвіски, Н·м; знаходять як

$$M_{\text{цу}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2}(\frac{l_{\text{ц}}}{2} + \delta_{\text{т}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2})$$

і підставляють замість $M_{\text{ц}}$ у вираз для визначення $d_{\text{ц}}$.

Набуте значення $d_{\text{ц}}$ округлюють до найближчого більшого з наступного ряду *Ra* 40 переважних чисел:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2;
2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4;
4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10;
10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20;
21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50;
53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100;
105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200;
210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450;
480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

6.2.3 Визначення діаметру осі блоків підвіски

Діаметр осі блоків підвіски визначають за виразом

$$d_{\text{о}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{о}}}{0{,}1[\sigma_{\text{и}}]}},$$

де $M_{\text{о}}$ – згинальний момент, Н·мм; для нормальної підвіски (рис. 1.1, *а*) знаходять як

$$M_{\text{о}} = \frac{G_{\text{гр}} l_0}{4},$$

а для подовженої (рис. 1.1, *б* і *в*) – відповідно за виразом

$$M_{\text{о}} = \frac{G_{\text{гр}} l_{0\text{у}}}{4};$$

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допустиме напруження згинання, приймають рівним 100 МПа для сталі 20 або Ст.4; 120 МПа – для сталі 40 або Ст.5. Набуте значення діаметру осі округлюють до найближчого більшого з ряду *Ra* 40.

6.3 Розрахунок сережки підвіски

Ширина сережки приймається конструктивно виходячи із співвідношення

$$b_{\text{с}} = (1{,}8...2{,}0) d_0 .$$

Напруження в небезпечному перетині сережки, ослабленому отвором, знаходять за виразом

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2(b_{\text{с}} - d_{\text{о}})\delta_{\text{с}}} \le [\sigma_{\text{ср}}],$$

де $[\sigma_{\text{ср}}]$ – допустиме напруження на розтягування в сережці; приймають рівним 50…70 МПа для сталі марок Ст.4, Ст.5.

6.4 Визначення потужності електродвигуна механізму підйому вантажу

6.4.1 Визначення статичної потужності електродвигуна

Статичну потужність електродвигуна визначають за виразом

$$P_{\text{дс}} = \frac{\left(G_{\text{гр}} + qg\right)V_{\text{гр}}}{1020\,\eta_0},$$

де $V_{\text{гр}}$ – швидкість підйому вантажу, м/с, вказана в завданні (п. 1.2); η_0 – загальний ККД приводу механізму підйому вантажу, з циліндричними зубчастими колесами приймають рівним від 0,80 до 0,85.

6.5 Вибір електродвигуна

По каталогах на електродвигуни рекомендується вибирати електродвигуни типу МТ, МТК, МТВ залежно від розрахункової потужності і заданого режиму роботи так, щоб потужність, вказана в каталозі, була дещо менше статичної розрахункової потужності, оскільки вантаж з максимальною масою піднімають не часто. При цьому слід враховувати задану в п. 1.2 тривалість включень вантажопідйомного пристрою ТВ.

З каталогу виписуються необхідні дані електродвигуна:

– номінальна потужність двигуна $P_{\text{д}}$, кВт;

– частота обертання валу електродвигуна $n_{\text{д}}$, хв$^{-1}$;

– максимальний момент електродвигуна $T_{\max}$, Н·м;

– момент інерції ротора електродвигуна $I_{\text{д}}$, кг·м^2.

У Додатку Д приведені технічні характеристики металургійних електродвигунів серії МТН, які можна застосовувати для приводу механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

7 Визначення передавального числа і вибір редуктора

7.1 Визначення передавального числа редуктора

Передавальне число редуктора механізму підйому вантажу визначають за формулою

$$u_{\text{р}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{б}}},$$

де $n_{\text{б}}$ – частота обертання барабана, об/хв; знаходять як

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot 10^3\, n_{\text{кб}} V_{\text{гр}}}{\pi\, D_{\text{б}}}.$$

7.2 Вибір редуктора

Редуктор вибирають з каталогів залежно від заданої групи режиму роботи механізму, частоти обертання валу вибраного електродвигуна $n_{\text{д}}$, набутого вище розрахункового значення передавального числа $u_{\text{р}}$, і номінального або максимального моменту на тихохідному валу $T_{2\text{р}}$ (Н·м), який визначають за виразом

$$T_{2\text{р}} = \frac{S_{\text{к}} D_{\text{б}}}{2 \cdot 10^3} n_{\text{кб}} .$$

У деяких каталогах замість моменту на тихохідному валу слід враховувати максимальну потужність $P_{\text{дс}}$, що передає редуктор.

Фактичне передавальне число вибраного редуктора $u_{\text{рф}}$ має бути максимально близьким до розрахункового $u_{\text{р}}$, щоб приблизно забезпечити задану в п. 1.2 швидкість підйому вантажу $V_{\text{гр}}$. Фактичне значення швидкості підйому вантажу при цьому буде визначено як

$$V_{\text{грф}} = \frac{u_{\text{р}}}{u_{\text{рф}}} V_{\text{гр}} .$$

У Додатку Е приведені технічні характеристики редукторів декількох типів, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

Зазвичай, якщо передавальне число вибраного редуктора відрізнятиметься від розрахункового більш ніж на 5 %, то слід передбачити і виконати розрахунок відкритої зубчастої передачі між редуктором і барабаном, що наближає загальне передавальне число трансмісії до потрібного, проте у виконуваному розрахунково-графічному завданні це робити не потрібно.

8 Вибір і перевірочний розрахунок гальма

Вибір і перевірочний розрахунок гальма виконується залежно від гальмівного моменту, який має бути реалізований для утримування піднятого вантажу.

8.1 Визначення необхідного гальмівного моменту і вибір гальма

Необхідний гальмівний момент (Н·м) знаходять за формулою

$$T_{\text{т}} = K_{\text{з}} T_{\text{ст}},$$

де $K_{\text{з}}$ – коефіцієнт запасу гальмування, залежно від тривалості включень набуває наступних значень: 1,5 при ПВ 15 %; 1,75 при ПВ 25 %; 2,0 при ПВ 40 %.; $T_{\text{ст}}$ – приведений до валу, де встановлено гальмо (вал електродвигуна), статичний гальмівний момент, Н·м; знаходять як

$$T_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{б}} n_{\text{кб}}}{2 \cdot 10^3 u_{\text{рф}} k_{\text{п}}} \eta_0 .$$

По знайденому значенню $T_{\text{т}}$ із каталогів вибирають гальмо. У Додатку Ж приведені технічні характеристики колодкових гальм типу ТКТ і ТКТГ, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

8.2 Перевірочний розрахунок гальма

8.2.1 Перевірка гальма на питомий тиск колодок

Перевірочний розрахунок гальма.

Виконується за величиною питомого тиску в гальмівних колодках. Його величину знаходять за виразом

$$p = \frac{N_{\text{тк}}}{F_{\text{тк}}} \le [p],$$

де $N_{\text{тк}}$ – сила натискання однієї колодки, Н; визначають як

$$N_{\text{тк}} = \frac{T_{\text{т}}}{f\ D_{\text{т}}} 10^3;$$

$F_{\text{тк}}$ – площа колодки, мм^2; знаходять за виразом

$$F_{\text{тк}} = \frac{B_{\text{тк}} \theta \pi\ D_{\text{т}}}{360};$$

$[p]$ – допустимий питомий тиск, використовують значення 0,6 МПа; f – коефіцієнт тертя між гальмівною колодкою і шківом; дорівнює 0,35 для гальмівної азбестової стрічки по сталі і чавуну; 0,41 – для стрічки вальцьованої по сталі і чавуну [5]; $D_{\text{т}}$ – діаметр гальмівного шківа, мм; $B_{\text{тк}}$ – ширина

гальмівної колодки, мм; θ – кут обхвату шківа гальмівною колодкою, приймають від 40 до 120° залежно від конструкції обраненого гальма.

8.2.2 Перевірка гальма на нагрів

Відсутність перегрівання гальмівного шківа і колодок перевіряється за умови

$$pV_{\text{т}} \le [pV_{\text{т}}],$$

де $V_{\text{т}}$ – окружна швидкість гальмівного шківа, м/с; знаходять як

$$V_{\text{т}} = \frac{\pi D_{\text{т}} n_{\text{д}}}{60 \cdot 10^3};$$

$[pV_{\text{т}}]$ – допустиме значення, приймають рівним від 2,0 до 2,5 МПа·м/с;

9 Вибір з'єднувальних муфт

Муфта вибирається по найбільшому діаметру кінців валів, що з'єднуються, і по граничному крутному моменту, який вона передає.

Його знаходять за виразом

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} n_1 n_2,$$

де $T_{\text{н}}$ – номінальний крутний момент, який передається муфтою, Н·м; при виборі муфти, що з'єднує вали електродвигуна і колодкового гальма, замість $T_{\text{н}}$ підставляють значення гальмівного моменту $T_{\text{ст}}$. Тоді

$$T_{\text{м1}} = T_{\text{ст}} n_1 n_2.$$

При виборі муфти, що з'єднує вали редуктора і барабана, замість $T_{\text{н}}$ підставляють значення $T_{\text{ст}} u_{\text{рф}} \eta_0$. Тоді

$$T_{\text{м2}} = T_{\text{ст}} u_{\text{рф}} \eta_0 n_1 n_2;$$

n_1 – коефіцієнт запасу міцності, що враховує відповідальність передачі; приймають рівним 1,2 при можливості аварії машини; 1,5 – при можливості аварії ряду машин; 1,8 – при можливості людських жертв; для виконання завдання рекомендується значення 1,5; n_2 – коефіцієнт умов роботи муфти; приймають від 1,1 до 1,3 при вібрації і поштовхах; від 1,3 до 1,5 – при роботі з ударами і реверсуванням; для виконання завдання рекомендується значення 1,3.

По знайденим значенням $T_{м1}$ і $T_{м2}$ з каталогу підбирається з'єднувальні муфти і визначається значення їх моментів інерції $I_{м1}$ та $I_{м2}$, кг·м^2.

Зазвичай використовують втулково-пальцьову муфту з гальмівним шківом колодкового гальма, а також зубчасту муфту, що з'єднує вихідний вал редуктора з приводним барабаном. В цьому випадку визначають їх сумарний момент інерції як $\sum I_м = I_{м1} + I_{м2} / u_{рф}^2$.

У Додатку И приведені технічні характеристики втулково-пальцьових муфт з гальмівним шківом колодкового гальма і зубчастих муфт типу МЗ, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

10 Перевірка двигуна за часом пуску

Вибраний по каталогу електродвигун вважатиметься придатним для механізму підйому вантажу, якщо час пуску його буде менше за нормативний, тобто

$$t_п = \frac{I_{пр}\omega_д}{T_{изб}} \le [t_п],$$

де $[t_п]$ – нормативний (допустимий) час пуску, дорівнює до 5 с; $I_{пр}$ – момент інерції обертання і поступально руху мас механізму, приведений до валу двигуна, кг·м^2; знаходять за формулою

$$I_{пр} = \beta\left(I_д + \sum I_м\right) + \frac{G_{гр} D_б^2}{4 \cdot 10^9 g u_{рф}^2 k_п^2};$$

$\omega_д$ – частота обертання валу двигуна, с$^{-1}$; знаходять як

$$\omega_д = \frac{\pi\, n_д}{30};$$

$T_{изб}$ – надмірний момент на валу двигуна, Н·м; визначають як

$$T_{изб} = T_{сп} - T_{ст};$$

$T_{сп}$ – середнє значення пускового моменту для двигунів з фазним ротором, Н·м; знаходять за формулою

$$T_{\text{сп}} = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2};$$

де $T_{\max}$ – максимальний пусковий момент електродвигуна, приведений в його технічній характеристиці, Н·м (п. 6.5);
$T_{\text{дн}}$ – номінальний момент двигуна, приведений в технічній характеристиці (п. 6.5), Н·м; якщо не вказаний, то його знаходять як

$$T_{\text{дн}} = 9550\frac{P_{\text{д}}}{n_{\text{д}}};$$

$T_{\min}$ – мінімальний пусковий момент електродвигуна, приведений в технічній характеристиці (п. 6.5), Н·м; якщо не вказаний, то його знаходять як

$$T_{\min} = 1{,}1T_{\text{дн}}.$$

Середнє значення пускового моменту для електродвигуна з короткозамкнутим ротором визначається за формулою

$$T_{\text{сп}} = 0{,}85^2\, T_{\max};$$

β – коефіцієнт, що враховує момент інерції обертання інших мас, що знаходяться за валом двигуна; приймають рівним від 1,1 до 1,2.

11 Складання кінематичної схеми механізму підйому вантажу

Використовуючи умовні позначення кінематичних схем, наведені в Додатку К, складають кінематичну схему розрахованого вище механізму підйому вантажу. Приклад кінематичної схеми візка крана з навісним редуктором пересування показаний на рис. 11.1.

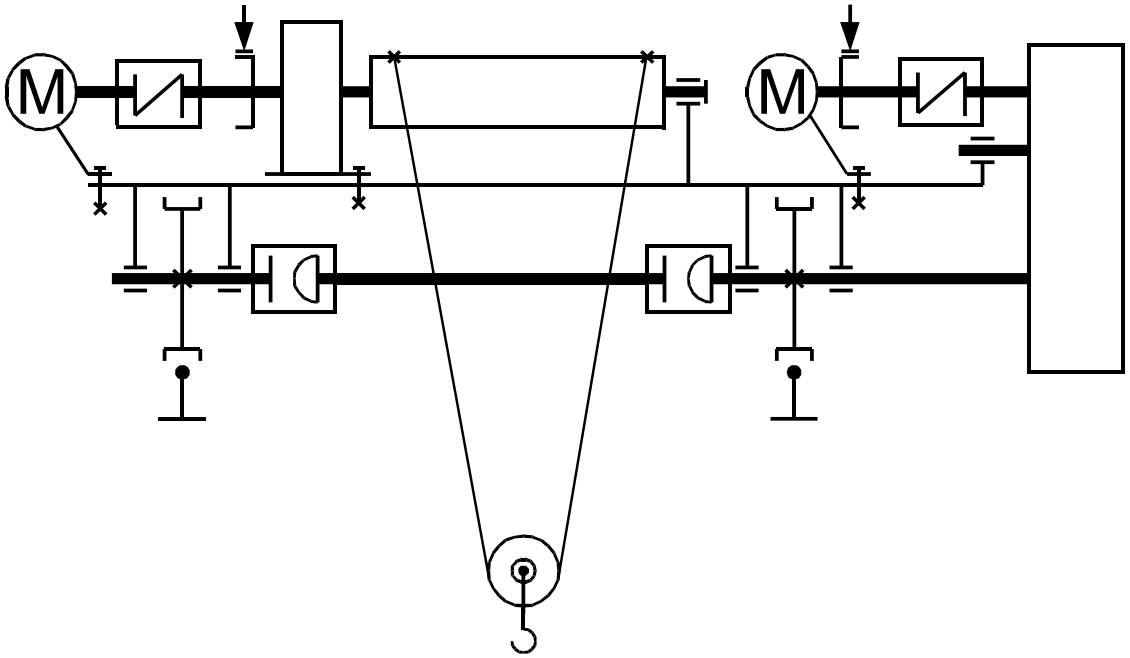


Рисунок 11.1 – Візок крана з навісним редуктором пересування

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 БРЕ – М.: Рад. енциклопедія, 1977. – Т. 26. – 622 с.

2 Процiв В. В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В. В. Процiв, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

3 Колісник М. П. Основи розробки, виробництва, монтажу, випробувань та обстежень підйомно-транспортних машин / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2007. – 191 с.

4 Ракша С. В. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С.В Ракша, В.В. Мелашич, М.П. Колісник. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 147 с.

5 Довідник. Тертя, зношування та змазка / Під. ред. І.В. Крагельского і В.В. Алісіна. – М.: Машинобудування, 1979, – 357 с.

Додаток А Крюки вантажозахватні

Крюки однорогі. Заготовки. Типи. Конструкція і розміри. ГОСТ 6627 -74. Вантажопідйомність і розміри крюків приведені в табл. А1 і А2.

Ескіз крюка з позначенням деяких розмірів приведений на рис. 6.1.

Таблиця А1 – Найбільша вантажопідйомність крюків, т

Номер заготовки крюка	Для машин і механізмів з ручним приводом	Для машин і механізмів з машинним приводом	
		Група режиму роботи механізму підйому по ГОСТ 25835–83	
		по М6	М7; М8
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	–	20,00	16,00
20	–	25,00	20,00
21	–	32,00	25,00
22	–	40,00	32,00
23	–	50,00	40,00
24	–	63,00	50,00
25	–	80,00	63,00
26	–	100,00	80,00

Приклад умовного позначення для крюка вантажного однорогого № 17 з подовженим хвостовиком:

Крюк однорогий, тип Би, № 17 ГОСТ 6627–74.

Таблиця А2 – Деякі розміри заготовок однорогих крюків, мм

Номер заготовки крюка	$2a$	B	d_1	d_0	h	Маса крюка $m_{кр}$, кг
1	20	12	12	M12	18	0,2
2	22	13	12	M12	21	0,3
3	25	15	15	M14	24	0,5
4	30	18	17	M16	26	0,6
5	32	20	17	M16	28	0,7
6	36	22	20	M20	32	1,0
7	40	24	20	M20	36	1,5
8	45	26	25	M24	40	1,9
9	50	30	30	M27	45	2,9
10	55	34	30	M30	52	4,1
11	60	38	35	M33	55	5,7
12	65	40	40	M36	65	8,9
13	75	48	45	M42	75	12,2
14	85	54	50	M48	82	17,7
15	95	60	55	M52	90	23,0
16	110	65	60	M56	100	33,0
17	120	75	70	M64	115	44,5
18	130	80	75	Tr 70'10	130	56,0
19	150	95	85	Tr 80'10	150	82,5
20	170	102	100	Tr 90'12	164	121,0
21	190	115	110	Tr 100'12	184	150,0
22	210	130	120	Tr 110'12	205	206,0
23	240	150	140	Tr 120'16	240	312,0
24	270	165	150	Tr 140'16	260	400,0
25	300	190	170	Tr 160'16	290	600,0
26	320	200	180	Tr 170'16	320	695,0

Додаток Б Сталеві канати

У вантажопідйомних пристроях застосовуються, у тому числі, і канати типу ЛК-Р. Сортамент канатів подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції 6х19(1+6+6/6)+1о.с. за ГОСТ 2688–80 представлений в табл. Б1.

Таблиця Б1 – Сортамент канатів типу ЛК-Р за ГОСТ 2688–80

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа перетину усіх проволок, мм^2	Маса 1000 м каната, кг	Сумарне розривне зусилля усіх проволок / розривне зусилля каната в цілому S_p (Н) для маркувальних груп, Н/мм^2 (кгс/мм^2)						Номер барабана	Кількість метрів на барабані
			1570(160)		1670(170)		1770*(180)			
3,6	4,98	48,8	–	–	–	–	**2780**	*7465*	6	4000
3,8	5,63	55,1	–	–	–	–	**9930**	*8400*	6	4000
4,1	6,55	64,1	–	–	–	–	**11550**	*9750*	6	4000
4,8	8,62	84,4	–	–	–	–	**15200**	*12850*	6	4000
5,1	9,76	95,5	–	–	–	–	**17200**	*14600*	7	2000
5,6	11,9	116,5	18650	*15800*	19800	*16800*	**20950**	*17800*	7	2000
6,2	14,47	141,6	22650	*19250*	24100	*20100*	**25500**	*21100*	7	2000
6,9	18,05	176,6	28300	*24000*	30050	*25500*	**31800**	*26300*	7	2000
7,6	21,57	211,0	33860	*28700*	35900	*30500*	**38000**	*32300*	7	1000
8,3	26,15	256,0	41000	*34800*	43550	*36950*	**46100**	*38150*	7	1000
9,1	31,18	305,0	48850	*41500*	51900	*44100*	**55000**	*45450*	7	1000
9,6	36,66	358,6	57450	*48850*	61050	*51850*	**64650**	*53450*	7	1000
11,0	47,19	461,6	73950	*62850*	78600	*66750*	**83200**	*68800*	10а	1000/2000
12,0	53,87	527,0	84450	*71750*	89700	*76200*	**95000**	*78550*	10а	1000/2000
13,0	61,00	596,6	95600	*81250*	101500	*86800*	**107500**	*89000*	10а	1000/2000
14,0	74,40	728,0	116500	*98950*	123500	*105000*	**131000**	*108000*	10а	1000/2000
15,0	86,28	844,0	135000	*114500*	143500	*122000*	**152000**	*125500*	11	1000/2000
16,5	104,61	1025,0	164000	*139000*	174000	*147500*	**184500**	*152000*	12	1000/2000
18,0	124,73	1220,0	195500	*166000*	207500	*176000*	**220000**	*181500*	12	1000/2000
19,5	143,61	1405,0	225000	*191000*	239000	*203000*	**253000**	*209000*	12	1000
21,0	167,03	1635,0	261500	*222000*	278000	*236000*	**294500**	*243500*	12	1000
22,5	188,78	1850,0	296000	*251000*	314500	*267000*	**333000**	*275000*	12	1000
24,0	215,00	2110,0	337500	*287000*	359000	*304500*	**380000**	*314000*	12	1000
25,5	244,00	2390,0	382500	*324500*	406500	*345000*	**430000**	*356000*	13, 14	1000
27,0	274,31	2685,0	430000	*365000*	457000	*388000*	**483500**	*399500*	15	1000
28,0	297,63	2910,0	466500	*396000*	495500	*421000*	**525000**	*434000*	15	1000
30,5	256,72	3490,0	559000	*475000*	594000	*504500*	**629000**	*520000*	16	1000
32,0	393,06	3845,0	616000	*523500*	654500	*556000*	**693000**	*573000*	16	1000
33,5	431,18	4220,0	676000	*574000*	718000	*610500*	**760500**	*629000*	16	1000
37,0	512,00	5015,0	804000	*683000*	854000	*725000*	–	–	16	1000
39,5	586,59	5740,0	919500	*781500*	977000	*828000*	–	–	18	1000
42,0	668,12	6535,0	1045000	*890000*	1110000	*945000*	–	–	18	1000
44,5	755,11	7385,0	1180000	*1000000*	1255000	*1035000*	–	–	20	1000
47,5	861,98	8430,0	1350000	*1145000*	1435000	*1185000*	–	–	20	1000
51,0	976,00	9545,0	1530000	*1295000*	1625000	*1340000*	–	–	20	1000
56,0	1190,53	11650,0	1865000	*1580000*	1980000	*1635000*	–	–	20	1000
**Рекомендований стовпець для вибору розривного зусилля каната в цілому										

Приклад умовного позначення каната діаметром $d_к$, рівним 13 мм, вантажного призначення, з дроту без покриття, вищої марки, лівої односторонньої завивки, не розкручується, маркувальної групи 1570 МПа:

Канат 13-Г-В-Л-О-Н- 1570 ГОСТ 2688-80.

Канат призначений для кранів і талів, для підйомних пристроїв шахтних установок, для екскаваторів, для підвісних доріг і кабель-кранів, для скипових підйомників доменних печей, для металургійних кранів і стоячого такелажу. Канат стійкий до дії агресивних середовищ, до інтенсивного знакозмінного вигину при роботі на відкритому повітрі. Виготовляється з органічним сердечником. Ескіз перетину каната приведений на рис. Б1.

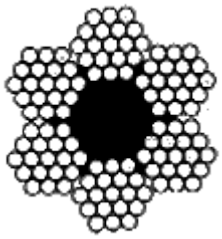


Рисунок Б1 – Ескіз перерізу каната

Додаток В Підшипники упорні

Підшипники упорні кулькові однорядні і подвійні. Технічні умови. ГОСТ 7872–89.

Розміри підшипників представлені в табл. В1.

Таблиця В1 – Деякі розміри упорних підшипників за ГОСТ 7872–89, мм

Позначення підшипника	Внутрішній діаметр d_1	Зовнішній діаметр $D_{\text{п}}$
8201	12	28
8202	15	32
8203	17	35
8204	20	40
8205	25	47
8206	30	52
8207	35	62
8208	40	68
8209	45	73
8210	50	78
8211	55	90
8212	60	95
8213	65	100
8214	70	105
8215	75	110
8216	80	115
8217	85	125
8218	90	135
8220	100	150
8222	110	160
8224	120	170
8226	130	190
8228	140	200
8230	150	215
8232	160	225
8236	180	250

Приклад умовного позначення упорного підшипника з внутрішнім діаметром, рівним 45 мм і зовнішнім діаметром – 73 мм:

Підшипник 8209 ГОСТ 7872–89.

Додаток Г Шківи (блоки) канатні

Розміри канатних шківів (блоків) не регламентовані державними стандартами, а лише галузевими і стандартами підприємств. Орієнтовно можна приймати розміри, приведені в табл. Г1.

Таблиця Г1 – Деякі розміри канатних блоків, мм

Діаметр каната $d_к$	Діаметр блоку	Ширина блоку (довжина маточини) $B_{бл}$
8 – 11	160	60
11 – 14	200	70
14 – 18	315	80
18 – 26	400	90
26 – 35	500	100
35 – 44	630	120
44 – 56	800	150

Додаток Д Електродвигуни

Металургійні електродвигуни серії МТН з фазовим ротором широко застосовуються у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Д1.

Таблиця Д1 – Технічні дані електродвигунів серії МТН

Двигун	Потужність на валу $P_э$, кВт, при				Частота обертання $n_э$, хв$^{-1}$1	Макс. момент T_{max}, Н·м	Момент інерції ротора $I_э$, кг·м^2	Маса, кг
	ПВ 15 %	ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 60 %				
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*
МТН 111-6	3,5	3	2,5	2	870 895 920 940	85	0,0496	76
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3	885 910 930 945	120	0,0687	88
МТН 211-6	8,2	7	5,6	4,2	900 920 940 955	200	0,1170	120
МТН 311-6	13	11	9	7	925 940 955 965	320	0,2290	170
МТН 312-6	17,5	15	12	19	945 950 960 965	480	0,3180	210
МТН 411-6	27	22	18	14	950 960 965 975	650	0,5090	280
МТН 412-6	36	30	25	18	955 965 970 980	950	0,6870	345
МТН 311-8	9	7,5	6	4,5	675 690 705 715	270	0,2800	170
МТН 312-8	13	11	8,2	6	690 700 715 725	430	0,3180	210

Закінчення таблиці Д1

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*
МТН 411-8	18	15	13	10	695 705 710 720	580	0,5470	280
МТН 412-8	26	22	18	13	710 715 725 730	900	0,7640	345
МТН 511-8	34	28	23	18	695 705 715 725	1020	1,0950	470
МТН 512-8	45	37	31	25	695 705 715 725	1400	1,4500	570
МТН 611-10	53	45	36	28	560 570 575 580	2360	4,3250	900
МТН 612-10	70	60	48	35	560 565 575 580	3200	5,3400	1070
МТН 613-10	90	75	60	40	570 575 580 585	4200	6,3600	1240
МТН 711-10	125	100	80	65	580 584 588 592	4650	10,4500	1550

Додаток Е Редуктори

Триступінчаті циліндричні редуктори типу ВКН застосовуються у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Е1.

Таблиця Е1 – Технічні параметри редукторів типу ВКН

Редуктор	Передавальне число $u_р$	Частота обертання швидкохідного валу $n_э$, хв$^{-1}$							
		750				1 000			
		по М5	М6	М7	М8	по М5	М6	М7	М8
		Обертальний момент, на вихідному валу $T_{2р}$, кН·м							
ВКН-280	10,0	0,454	0,211	0,190	0,169	0,476	0,159	0,151	0,143
	16,0	0,507	0,237	0,203	0,186	0,507	0,216	0,190	0,178
	31,5	0,466	0,333	0,300	0,266	0,474	0,250	0,225	0,200
	50,0	0,476	0,370	0,317	0,264	0,396	0,317	0,277	0,238
ВКН-320	12,5	0,859	0,410	0,357	0,317	0,803	0,337	0,297	0,277
	20,0	0,761	0,507	0,380	0,338	0,888	0,444	0,349	0,317
	40,0	1,057	0,719	0,507	0,465	0,888	0,571	0,380	0,349
	63,0	0,799	0,599	0,466	0,399	0,849	0,549	0,350	0,300
ВКН-420	16,0	1,319	0,845	0,812	0,761	1,154	0,888	0,824	0,685
	25,0	1,321	0,925	0,793	0,793	1,209	0,971	0,872	0,773
	50,0	1,480	1,110	0,845	0,634	1,387	1,110	0,872	0,753
	80,0	1,945	1,522	1,099	0,845	1,966	1,395	1,078	0,824
	125,0	2,114	1,585	1,321	1,189	1,684	1,387	1,189	0,991
ВКН-480	20,0	2,473	1,543	1,015	0,972	2,283	1,427	0,999	0,840
	31,5	2,763	1,665	1,332	1,099	2,572	1,648	1,198	1,024
	63,0	3,129	2,264	1,665	1,332	2,946	2,047	1,498	1,248
	100,0	3,488	3,488	2,325	1,902	3,250	2,378	2,140	1,744
ВКН-560	20,0	4,206	2,811	2,050	1,733	3,662	2,632	1,918	1,538
	25,0	4,095	3,065	2,167	1,982	4,340	2,794	2,041	1,803
	40,0	4,523	3,297	2,748	2,325	4,407	3,171	2,505	2,124
	50,0	4,650	3,435	2,906	2,536	4,796	3,408	2,655	2,338
	80,0	4,988	3,720	3,297	2,790	4,946	3,488	3,044	2,663
ВКН-630	20,0	5,644	4,037	3,805	3,276	5,675	3,900	3,630	3,266
	25,0	5,496	3,963	3,990	3,038	5,271	3,884	3,686	3,052
	31,5	5,992	4,328	4,228	3,263	5,768	4,794	3,895	3,271
	40,0	6,088	5,242	4,566	3,297	5,770	4,122	3,836	3,139
	50,0	6,236	4,545	4,862	3,488	5,905	4,320	4,478	3,250
	63,0	7,077	4,652	5,242	3,735	6,241	4,521	4,865	3,391
	80,0	6,933	5,073	5,918	4,227	6,595	4,692	5,517	3,868
	100,0	6,870	4,967	5,813	4,333	6,579	4,597	5,469	4,043
	125,0	7,794	5,416	6,605	5,020	7,431	4,657	6,539	4,459

Двоступінчасті циліндричні редуктори типу Ц2 знайшли застосування у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Е2.

Таблиця Е2 – Технічні параметри редукторів типу Ц2

Редуктор	Передавальне число $u_р$	Група режиму роботи механізму							
		по М5		М6		М7		М8	
		Частота обертання швидкохідного валу $n_э$, хв$^{-1}$							
		600	960	600	960	600	960	600	960
		Обертальний момент, на тихохідному валу $T_{2р}$, кН·м							
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1,0	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,0	0,9
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,2	1,0
	40; 50	4,0	3,8	2,8	2,7	1,5	1,3	1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5	5,0	4,0	4,4	3,5	2,3	2,0	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5,0	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5,0	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6,0	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8,0	7,1	6,0	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9,0	7,3	6,8	5,6	3,5	3,0	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14,0	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18,0	14,0	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5	11,5	9,0	6,0	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17,0	11,5	9,0	6,0	4,6	5,0	4,4
Ц2-500	10; 12,5	28,0	24,0	18,0	16,0	11,2	9,0	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9,0	7,3	6,5
	25; 31,5	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	10,6	7,3	6,5
Ц2-650	10; 12,5	50,0	40,0	33,5	26,5	23,6	18,0	19,0	18,0
	16; 20	56,0	45,0	37,5	33,5	27,2	20,0	20,0	19,0
	25; 31,5	60,0	51,5	42,5	36,5	27,2	20,0	20,0	20,0
	40; 50	60,5	56,0	42,5	41,2	27,2	21,2	23,0	20,0
Ц2-750	10; 12,5	69,0	58,0	51,5	42,5	37,5	30,0	31,5	29,0
	16; 20	77,5	71,0	56,0	47,5	42,5	35,5	3,5	28,0
	25; 31,5	87,5	80,0	63,0	56,0	42,5	32,5	34,5	30,0
	40; 50	87,5	80,0	63,0	60,0	45,0	32,5	36,5	30,0

Триступінчаті циліндричні редуктори типу ВКУ широко застосовуються у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Е3.

Таблиця Е3 – Технічні параметри редукторів типу ВКУ

Частота обертання швидкохідного валу $n_э$, хв$^{-1}$	Група режиму роботи	Типорозмір редуктора												
		ВКУ-500М		ВКУ-610М			ВКУ-765М				ВКУ-965М			
		Передавальне число $u_р$												
		20	63	25	40	80	25	63	80; 100	125; 140	25	63	80; 100	125; 140
		Обертальний момент, на вихідному валу $T_{2р}$, кН·м												
960	по М5	4,20	4,68	8,10	8,50	14,9	14,6	14,9			28,2			
	М6	3,30	4,30	6,00	7,90	8,3	13,1				19,7	24,6	27,2	27,2
	М7	2,20	2,90	4,90	5,40	6,1	9,3	11,7	12,5	12,5	16,8	24,6	24,6	25,1
	М8	1,85	2,40	3,70	4,40	4,5	8,2	9,2	9,7	9,8	3,7	7,1	19,4	19,4
750	по М5	4,45	4,64	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,40	4,64	7,70	8,60	8,6					19,7	24,6	27,2	27,2
	М7	2,36	3,16	5,10	5,80	6,7	10,8	12,5	13,2	14,0	17,6	24,6	25,1	25,1
	М8	1,92	2,50	4,30	4,40	5,9	9,2	9,6	10,6	11,1	15,0	19,4		
600	по М5	4,66	4,66	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,68	4,66	8,20	8,60	8,6					22,0	25,9	27,2	27,2
	М7	2,50	3,38	5,50	6,10	7,1	11,4	12,7	14,6	14,6	21,0	25,1		
	М8	2,10	2,79	4,50	4,90	6,1	9,5	9,7	11,1	11,5	13,8	19,4		

Додаток Ж Колодкові гальма

Колодкові гальма типу ТКТ широко застосовуються у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Ж1.

Таблиця Ж1 – Технічні параметри колодкових гальм типу ТКТ

Тип гальма	Ширина колодки $B_{тк}$, мм	Діаметр шківа $D_т$, мм	Кут обхвату шківа θ, град	Гальмівний момент $T_т$, Н·м		Тиск p, МПа	Відхід колодки		Тип магніта	Маса гальма, кг
				Група режиму роботи			нормальний	максимальний		
				по М7	М8					
ТКТ-100	70	100	37	20	11	0,12	0,4	0,6	МО-100Б	12
ТКТ-200/100	90	200	47	40	22	0,09	0,4	0,6	МО-100Б	25
ТКТ-200	90	200	47	160	80	0,18	0,5	0,8	МО-200Б	37
ТКТ-300/200	140	300	72	240	120	0,08	0,5	0,8	МО-200Б	68
ТКТ-300	140	300	72	500	200	0,16	0,7	1,0	МО-300Б	92

Колодкові гальма типу ТКТГ успішно застосовуються у вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики приведені в табл. Ж2.

Таблиця Ж2 – Технічні параметри колодкових гальм типу ТКТГ

Тип гальма	Ширина колодки $B_{тк}$, мм	Діаметр шківа $D_т$, мм	Кут обхвату шківа θ, град	Гальмівний момент $T_т$, Н·м	Тиск p, МПа	Відхід колодки, мм	Тип магніта	Маса гальма, кг
				Група режиму роботи				
				по М8				
ТКТГ-200	90	200	47	250	0,16	1,00	ТЭ-30РД	30
ТКТГ-200М	90	200	47	300	0,16	1,00	ТЭ-30РД	30
ТКТГ-300М	140	300	72	800	0,16	1,20	ТЭ- 50	55
ТКТГ-400М	140	400	72	1 500	0,16	1,40	ТЭ- 80	95
ТКТГ-500М	160	500	72	2 500	0,16	1,60	ТЭ- 80	150
ТКТГ-600	230	600	72	5 000	0,16	1,75	ТЭ- 200	260
ТКТГ-700	260	700	72	8 000	0,16	1,80	ТЭ- 200	420
ТКТГ-800	300	800	72	12 500	0,16	2,10	ТЭ- 200	460

Додаток И З’єднувальні муфти

Для з'єднання валу двигуна і швидкохідного валу редуктора використовують, у тому числі, втулково-пальцьові муфти з гальмівним шківом, по якому труться колодки колодкового гальма у разі потреби гальмування вантажопідіймального механізму. Технічні характеристики таких муфт приведені в табл. И1.

Таблиця И1 – Технічні параметри втулково-пальцьових муфт з гальмівним шківом

Діаметр гальмівного шківа $D_т$, мм	Найбільший обертальний момент $T_м$, Н·м	Розміри ступиці, мм			Число пальців, шт.	Момент інерції, $I_м$ кг·м^2	Маса найбільша, кг
		діаметр пальця	довжина барабана	довжина хвостовика вала			
100	300	30	60	80	4	0,0376	15
200	500	50	95	110	4	0,1274	25
300	800	60	145	110	6	0,6370	60
400	5500	70	185	150	6	2,2940	125
500	7000	–	210	–	8	5,1000	175
600	12 500	–	245	–	8	10,700	260
700	20 000	–	290	–	8	21,200	350

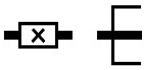
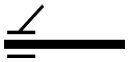
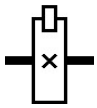
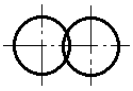
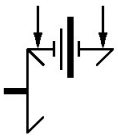
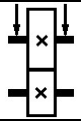
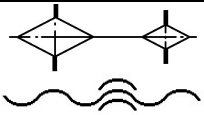
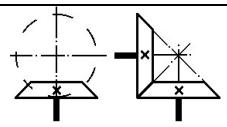
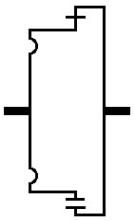
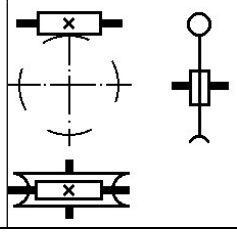
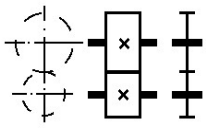
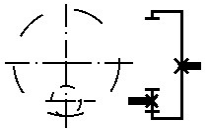
Для з'єднання тихохідного валу редуктора і канатного барабана використовують, у тому числі, зубчасті муфти типу МЗ. Технічні характеристики таких муфт приведені в табл. И2.

Таблиця И2 – Технічні параметри зубчастих муфт типу МЗ

Номер муфти	Номінальний обертальний момент $T_м$, Н·м	Момент інерції, $I_м$, кг·м^2	Маса, кг
1	1 000	0,05	6,7
2	1 600	0,06	9,2
3	2 500	0,08	10,2
4	4 000	0,15	15,2
5	6 300	0,25	22,6
6	10 000	0,50	36,9
7	16 000	1,15	62,5
8	25 000	2,25	100,0
9	40 000	5,20	146,0
10	63 000	10,50	179,0

Додаток К Умовні позначення кінематичних схем

Таблиця К1 – Умовні позначення кінематичних схем за ГОСТ 2.770–68

<table>
<tr><td colspan="2">Нерухоме з'єднання</td><td colspan="2">Пружини циліндричні</td></tr>
<tr><td> </td><td>– частин ланки</td><td> </td><td>– стискання</td></tr>
<tr><td>  </td><td>– деталі з валом</td><td> </td><td>– розтягування</td></tr>
<tr><td colspan="2">Підшипники без уточнення типу</td><td rowspan="2"> </td><td rowspan="2">– болтове з'єднання</td></tr>
<tr><td> </td><td>– радіальні</td></tr>
<tr><td> </td><td>– опірні</td><td> </td><td>– фундаментний болт</td></tr>
<tr><td colspan="2">Муфти</td><td colspan="2">Пари кінематичні</td></tr>
<tr><td> </td><td>– пружна</td><td>  </td><td>– поступальна</td></tr>
<tr><td> </td><td>– компенсуюча</td><td> </td><td>– сферична</td></tr>
<tr><td rowspan="2"> </td><td rowspan="2">– колодкове гальмо</td><td colspan="2">Механізми</td></tr>
<tr><td>  </td><td>– хроповий зубчастий</td></tr>
<tr><td colspan="2">Передачі</td><td>  </td><td>– мальтійський</td></tr>
<tr><td colspan="2">Фрикційна</td><td rowspan="2">  </td><td rowspan="2">– з конічними роликами</td></tr>
<tr><td>  </td><td>– з циліндрич-ними роликами</td></tr>
<tr><td>  </td><td>– ланцюгова
– гвинтова</td><td>  </td><td>– зубчаста конічна</td></tr>
<tr><td>  </td><td>– хвилева</td><td>  </td><td>– черв'ячна</td></tr>
<tr><td colspan="2">Зубчаста циліндрична</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>  </td><td>– зовнішнє зачеплення</td><td>  </td><td>– внутрішнє зачеплення</td></tr>
</table>

Навчальне видання

Процiв Володимир Васильович
Богданов Олександр Олександрович

Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Засоби механізації ремонтних робіт» для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство

Видано
у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004
49005, м. Дніпро, просп. Дмитра Яворницького, 19