УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра машинобудування та технічного сервісу машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт

з освітнього компонента

«*БУДІВЕЛЬНІ ТА КОЛІЙНІ МАШИНИ*»

Харків 2026

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри машинобудування та технічного сервісу машин 28 липня 2026 р., протокол № 14.

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт з освітнього компонента «Будівельні та колійні машини» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності G11 «Машинобудування», спеціальності J7 «Залізничний транспорт» будівельного факультету денної і заочної форм здобуття освіти за освітньо-професійними програмами «Підйомно-транспортні, будівельні, колійні та видобувні машини», «Залізничні споруди та колійне господарство» і «Управління колійним комплексом залізниць, міського та промислового транспорту».

Методичні вказівки містять методики проведення розрахунків механізмів будівельних і колійних машин. Наведено схеми механізмів, надано необхідні довідкові дані, методики розрахунків та запитання для самоконтролю.

Укладачі:
доценти А. В. Євтушенко,
Л. М. Козар

Рецензент
доц. Є. В. Романович

ЗМІСТ

Вступ 4

Практична робота 1. Розрахунок механізму пересування вантажного візка крана 6

1.1 Загальні відомості 6

1.2 Визначення опорів пересуванню 7

1.3 Розрахунок потужності, вибір електродвигуна 9

1.4 Вибір редуктора 12

1.5 Розрахунок і вибір з'єднувальної муфти 14

1.6 Перевірка вибраного двигуна 16

1.7 Визначення гальмівних моментів і вибір гальма 22

Практична робота 2. Розрахунок механізму підіймання вантажу крана 28

2.1 Загальні відомості 28

2.2 Вибір поліспаста і типу гнучкого елемента 29

2.3 Визначення типорозмірів блоків 32

2.4 Вибір вантажного гака і типу підвіски 35

2.5 Визначення розмірів і канатомісткості барабана 38

2.6 Вибір схеми кріплення каната до барабана 44

2.7 Вибір двигуна 47

2.8 Вибір редуктора 50

Питання для самоконтролю 52

Список літератури 53

Додаток А 55

Додаток Б 67

ВСТУП

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт, пов’язаних із розрахунком основних механізмів вантажопідйомних кранів. Їхньою метою є формування у здобувачів вищої освіти практичних навичок виконання інженерних розрахунків, обґрунтованого вибору стандартного обладнання та конструктивних елементів, а також перевірки відповідності ухвалених технічних рішень заданим умовам експлуатації.

У першій практичній роботі розглянуто розрахунок механізму пересування вантажного візка крана. У процесі її виконання визначають опори пересуванню вантажного візка, встановлюють необхідні потужність і параметри електродвигуна, вибирають редуктор і з’єднувальну муфту. Окрему увагу приділено перевірці вибраного електродвигуна за основними експлуатаційними показниками, визначенню гальмівних моментів і вибору відповідного гальма. Така послідовність розрахунків дає змогу сформувати узгоджену систему привода механізму пересування та оцінити її працездатність у заданих умовах експлуатації.

Друга практична робота присвячена розрахунку механізму підіймання вантажу крана. У межах цієї роботи передбачено вибрати поліспаст і тип гнучкого елемента, визначити типорозміри блоків, вибрати вантажний гак і конструктивний тип його підвіски; визначити основні розміри та канатомісткість барабана, обґрунтувати схему кріплення каната до барабана, а також вибрати електродвигун і редуктор. Послідовне виконання наведених розрахунків дає змогу визначити основні параметри механізму підіймання та забезпечити його відповідність установленим вимогам щодо вантажопідйомності, швидкості підіймання та надійності роботи.

Під час виконання практичних робіт здобувачі повинні не лише засвоїти методику розрахунку окремих елементів механізмів крана, а і навчитися встановлювати взаємозв’язок між їхніми конструктивними та

експлуатаційними параметрами. Особливе значення має вміння аналізувати результати розрахунків, перевіряти ухвалені технічні рішення та використовувати нормативну, довідкову і навчальну літературу для вибору стандартних виробів. Методичні вказівки містять необхідні теоретичні відомості, послідовність виконання розрахунків, рекомендації з вибору основних елементів механізмів, запитання для самоконтролю та список літератури. Додатки містять допоміжні матеріали, необхідні для виконання практичних робіт. Виконання наведених практичних робіт сприяє формуванню у здобувачів компетентностей у сфері розрахунку, проєктування і технічного обґрунтування конструкцій машин, а також забезпечує набуття навичок самостійного розв’язання інженерних задач, пов’язаних із вибором і перевіркою механізмів і їхніх приводів.

Практична робота 1

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА КРАНА

1.1 Загальні відомості

Механізм пересування кранових візків має такі схеми розташування привода:

- із боковим розташуванням привода (рисунок 1.1, а, б);
- приводом, розташованим у середині візка (рисунок 1.1, г);
- гнучкою тягою – канатом або ланцюгом (рисунок 1.1, в).

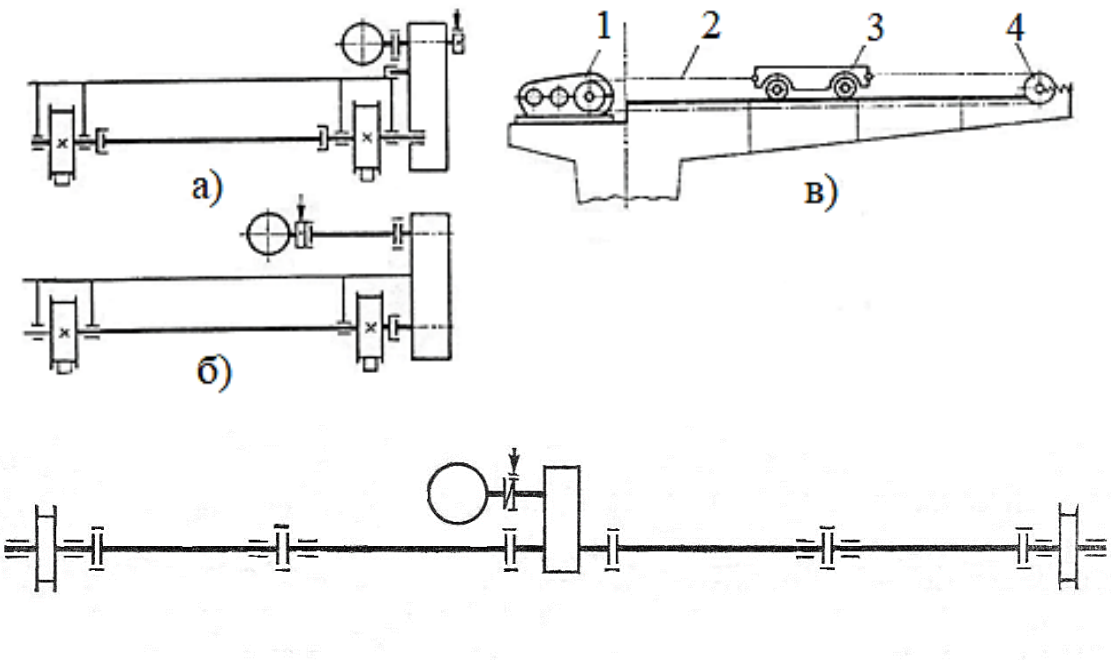


Рисунок 1.1 – Схеми механізмів пересування кранових візків

Привод 1 (рисунок 1.1, в) за допомогою каната 2 (або ланцюга), який охоплює обвідний блок 4, пересуває візок 3 по балці консолі; напрямок руху візка залежить від напрямку обертання барабана. Перевага механізму:

компактність і мала маса візка внаслідок розташування механізмів підіймання і пересування поза візком. Це дає змогу зменшити масу металоконструкції крана. Недолік: підвищений знос вантажного і тягового канатів.

1.2 Визначення опорів пересуванню

Для того щоб розрахувати потужність, необхідну для пересування візка крана, і підібрати двигун, потрібно знати опори пересуванню крана в несприятливих умовах. Таким умовам відповідає рух крана з максимальним вантажем на припустиме підіймання проти вітру.

При цьому загальний опір пересуванню візка від статичних навантажень $F_{пер}$, Н, розраховуємо за формулою

$$F_{пер} = F_{тр} + F_{ук} + F_{в}, \quad (1.1)$$

де $F_{тр}$ – опір пересуванню від тертя у ходових частинах, Н;

$F_{ук}$ – опір від ухилу колії, Н;

$F_{в}$ – опір від тиску вітру, Н (вітрове навантаження діє на металоконструкцію крана, вантаж, вантажозахоплювальний пристрій, якщо кран працює на відкритому повітрі).

Опір пересуванню від тертя в ходових частинах $F_{тр}$, Н,

$$F_{тр} = [k_р \cdot (m + Q_{ван}) \cdot g] \cdot [(f \cdot d_k + 2 \cdot \mu) / D_k], \quad (1.2)$$

де $k_р$ – коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд ходових коліс об головку рейки (для підшипників ковзання $k_р$ = 1,2…1,8; для підшипників кочення $k_р$ = 2,0…2,5) (таблиця 1.1);

m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

$Q_{ван}$ – номінальна вантажопідйомність крана, кг (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с^2;

f – коефіцієнт тертя (приведений до цапфи вала) у підшипниках опор вала ходового колеса (для підшипників ковзання f = 0,08…0,10; для підшипників кочення f = 0,015….0,02) (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

μ – коефіцієнт тертя кочення ходового колеса по рейці, μ = 0,0005.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для практичної роботи 1

Параметр	Варіант								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
k_p – коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд ходових коліс об головку рейки	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,1
$Q_{ван}$ – номінальна вантажопідйомність крана, кг	10000	12500	16000	20000	25000	12500	16000	20000	25000
f – коефіцієнт тертя у підшипниках опор вала ходового колеса	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,015	0,016
d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса	0,075	0,08	0,09	0,075	0,08	0,09	0,075	0,08	0,09
D_k – діаметр ходового колеса, м	0,2	0,25	0,32	0,2	0,25	0,32	0,2	0,25	0,32
$V_{пер}$ – швидкість пересування візка, м/с	0,66	0,6	0,63	0,4	0,33	0,5	0,66	0,63	0,4
$z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка	2	2	2	4	4	2	2	4	4
Режим роботи механізму	М5	М5	М6	М6	М5	М5	М6	М6	М5

Підставивши дані у формулу (1.2), отримаємо $F_{тр}$, Н.

Опір від ухилу колії $F_{ук}$, Н, розраховуємо за формулою

$$F_{ук} = (m + Q_{ван}) \cdot g \cdot \sin \alpha, \quad (1.3)$$

де m – маса візка, $m = 0{,}4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

$Q_{ван}$ – номінальна вантажопідйомність крана, кг (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81$ м/с^2;

α – кут ухилу колії ($\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha = 0{,}002$).

Підставивши дані у формулу (1.3), отримаємо $F_{ук}$, Н.

Вітрове навантаження $F_в$, Н, у нашому випадку не розраховують, оскільки кран працює в закритому приміщенні.

Підставивши отримані дані у формулу (1.1), отримаємо загальний опір пересуванню візка $F_{пер}$, Н.

1.3 Розрахунок потужності, вибір електродвигуна

Статичну потужність $P_с$, кВт, двигуна для пересування візка крана розраховують за формулою

$$P_{ст} = (F_{пер} \cdot V_{пер}) / (1000 \cdot \eta), \quad (1.4)$$

де $F_{пер}$ – загальний опір пересуванню візка, Н;

$V_{пер}$ – швидкість пересування візка, м/с (таблиця 1.1);

η – загальний ККД трансмісії, $\eta = 0{,}85$.

Підставивши дані у формулу (1.4), отримаємо статичну потужність $P_с$, кВт, двигуна.

Номінальну потужність двигуна $P_{ном}$, кВт, потрібно приймати рівною або дещо більшою за статичну $P_{ст}$, кВт, тобто $P_{ном} \geq P_{ст}$.

Виберемо крановий електродвигун (таблиці А.1, А.2).

Перевіряємо вибраний двигун на можливість запуску зі зниженням напруги на 10 %.

Номінальну кутову частоту обертання $\omega_н$, рад/с, розраховують за формулою

$$\omega_н = \pi \cdot n_{дв} / 30, \quad (1.5)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання двигуна, $хв^{-1}$ **(**таблиці А.1, А.2).

Номінальний момент електродвигуна $M_н$, Н·м, розраховують за формулою

$$M_н = P_{ном} / \omega_н, \quad (1.6)$$

де $P_{ном}$ – номінальна потужність електродвигуна, Вт **(**таблиця А.1).

$\omega_н$ – номінальна кутова частота обертання, рад/с (формула (1.5)).

Підставивши дані у формулу (1.6), отримаємо $M_н$, Н·м.

Статичний момент опору механізму пересування візка $M_с$, Н·м, розраховують за формулою

$$M_с = P_{ст} / \omega_н, \quad (1.7)$$

де $P_{ст}$ – статична потужність двигуна з пересуванням візка, Вт (формула (1.4));

$\omega_н$ – номінальна кутова частота обертання, рад/с (формула (1.5)).

Тоді за формулою (1.7) отримаємо $M_с$, Н·м.

Номінальний момент за умовами запуску $M_{н.пуск}$, Н·м, розраховують за формулою

$$M_{н.пуск} = 1{,}25 \cdot M_с / K_{min} \cdot U^2, \quad (1.8)$$

де $К_{min}$ – мінімальна кратність пускового моменту двигуна, $К_{min}$ = 1,2;

$М_с$ – статичний момент опору механізму пересування візка, Н·м, (формула (1.7));

U – відносне зниження напруги мережі (зі зниженням на 10 % U = 0,9).

Отже, за формулою (1.8) отримаємо $М_{н.пуск}$, Н·м.

Умови запуску двигуна зі зниженням напруги в мережі: $М_н > М_{н.пуск}$. Порівнюємо і перевіряємо умову.

Визначаємо номінальний момент двигуна $Т_{ном}$, Н·м:

$$Т_{ном} = 9550 \cdot Р_{ном} / n_{дв}, \quad (1.9)$$

де $Р_{ном}$ – номінальна потужність електродвигуна, Вт (таблиця А.1);

$n_{дв}$ – номінальна частота обертання електродвигуна, $хв^{-1}$ (таблиці А.1, А.2).

Підставивши дані у формулу (1.9), отримаємо $Т_{ном}$, Н·м.

Це значення має приблизно дорівнювати значенню $М_н$ (формула (1.6)), тобто проводять умовну перевірку правильності розрахунків.

Визначаємо частоту обертання ходового колеса $n_к$, $хв^{-1}$:

$$n_к = 60 \cdot V_{пер} / \pi \cdot D_к, \quad (1.10)$$

де $V_{пер}$ – швидкість пересування візка, м/с (таблиця 1.1);

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

Тоді за формулою (1.10) визначаємо $n_к$, $хв^{-1}$.

Перед розрахунками для вибору муфт і редуктора необхідно визначити загальне передавальне число привода $u_{пр}$ за залежністю

$$u_{пр} = n_{дв} / n_к, \quad (1.11)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання електродвигуна, $хв^{-1}$ (таблиці А.1, А.2);

$n_к$ – частота обертання ходового колеса, $хв^{-1}$ (формула (1.10)).

Підставивши дані у формулу (1.11), отримаємо $u_{пр}$.

1.4 Вибір редуктора

Вибір типу редуктора залежить від загальної компоновки привода, для якого призначений редуктор, і таких факторів, як взаємне розміщення швидко- і тихохідного валів, обмеження за масою та габаритними розмірами, вимоги щодо монтажу, зручність експлуатації та ремонту. Крім того, на вибір типу та основних параметрів суттєво впливають передана потужність, передавальне число, режим експлуатації, технологія виготовлення.

Для розрахунків потрібно вибрати схему розташування привода (рисунок 1.1, а, б).

Розрахункову потужність редуктора $P_р$, кВт, розраховують за формулою

$$P_р = k_р \cdot P, \quad (1.12)$$

де $k_р$ – коефіцієнт, який ураховує умови роботи редуктора, $k_р = 2,2$;

P – найбільша потужність, яка передана редуктором для нормального процесу роботи механізму, кВт, $P = P_{ст}$ (формула (1.4)).

Підставивши значення до формули (1.12), отримаємо $P_р$, кВт.

У механізмі пересування застосовують циліндричні вертикальні кранові редуктори типів ВКН (таблиця А.4) і ВК (таблиця А.5, А.6) (рисунок 1.2).

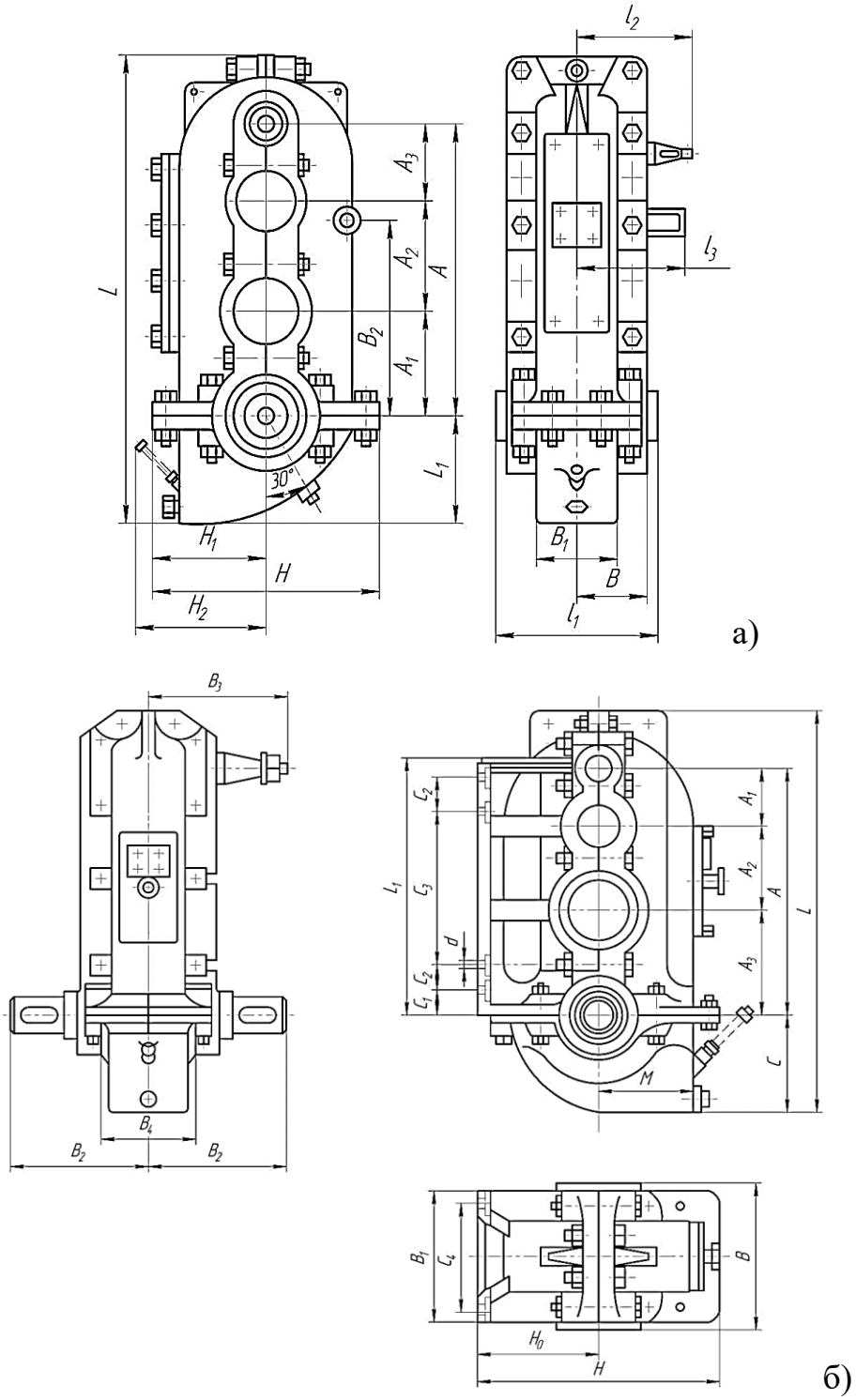


Рисунок 1.2 – Редуктори типу ВКН (а) і ВК (б)

За довідковими даними (таблиці А.4-А.6), а також отриманими значеннями передаточного числа привода (формула (1.11)), отриманою потужністю (формула (1.12)) вибираємо редуктор. *Приклад позначення редуктора*: редуктор ВК – 475 – 29,06 – 33 – ІІІ – У1.

Це спеціальні кранові редуктори, які призначені для використання у приводах механізмів пересування вантажопідйомних кранів і збільшення крутного моменту та зменшення частоти обертання різних машин і механізмів.

1.5 Розрахунок і вибір з'єднувальної муфти

За схемами на рисунку 1.1, механізм пересування візка обладнано однією муфтою – між електродвигуном і редуктором. Муфту з'єднувальну вибирають залежно від крутного моменту та умов її роботи.

Розрахунковий момент муфти $М^{р}_{муфти}$, Н·м, розраховують за формулою

$$М^{р}_{муфти} = Т^{ном}_{м} \cdot К_1 \cdot К_2 \cdot К_3, \qquad (1.13)$$

де $Т^{ном}_{м}$ – номінальний момент, який переданий муфтою. У нашому випадку цей момент дорівнює номінальному моменту статичних опорів, Н·м, тобто $T^{ном}_{м} = T_c$ (формула (1.14));

$К_1$ – коефіцієнт, який ураховує ступінь відповідальності механізму, $К_1 = 1,3$ (таблиця 1.2);

$К_2$ – коефіцієнт, який ураховує режим роботи механізму, $К_2 = 1,3$ (таблиця 1.2);

$К_3$ – коефіцієнт кутового зміщення, який ураховують тільки для вибору зубчастих муфт, приймаємо $К_3 = 1$.

Таблиця 1.2 – Значення коефіцієнтів k_1, k_2

Механізм	k_1	k_2 для режимів			
		Л	С	Т	ВТ
Підіймання	1,3	1,1	1,2	1,3	1,5
Пересування	1,2				
Зміни вильоту	1,4				
Повороту	1,4				

Момент статичного опору на валу двигуна $T^{ном}_{м}$, Н·м, розраховують за формулою

$$T^{ном}_{м} = F_{пер} \cdot D_к / \eta_м \cdot 2 \cdot u_р, \quad (1.14)$$

де $F_{пер}$ – загальний опір пересуванню візка, Н (формула (1.1));

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

$\eta_м$ – ККД механізму, $\eta_м = 0,85$;

$u_р$ – передавальне число вибраного редуктора.

Підставивши дані у формулу (1.14), отримаємо $T^{ном}_{м}$, Н·м.

Підставивши значення у формулу (1.13), отримаємо $M^{р}_{муфти}$, Н·м.

Вибираємо муфту (таблиці А.7, А.8) згідно зі значенням номінального моменту обертання $M^{ном}_{муфти}$. Записуємо параметри вибраної муфти.

Фактичну швидкість пересування візка $V^{ф}_{пер}$, м/с, розраховують за формулою

$$V^{ф}_{пер} = V_{пер} \cdot u_{пр} / u_р, \quad (1.15)$$

де $V_{пер}$ – швидкість пересування візка крана, м/с (таблиця 1.1);

$u_{пр}$ – потрібне передавальне число привода (формула (1.11));

$u_р$ – передавальне число редуктора, який був вибраний.

Підставивши дані у формулу (1.15), отримаємо фактичну швидкість пересування візка $V^{ф}_{пер}$, м/с.

1.6 Перевірка вибраного двигуна

Момент інерції ротора двигуна та вибраної муфти I, кг·м^2,

$$I = I_р + I_м ,$$

де $I_р$ – момент інерції ротора двигуна, кг·м^2 (таблиці А.1, А.2);

$I_м$ – момент інерції вибраної муфти, кг·м^2 (таблиці А.8, А.9).

Момент інерції муфти $I_м$, кг·м^2, можна визначити за формулою

$$I_м = 0{,}1 \cdot m \cdot D^2 ,$$

де m – маса вибраної муфти, кг (таблиці А.7, А.8);

D – діаметр вибраної муфти, м (таблиці А.7, А.8).

Максимальне допустиме прискорення візка для пуску за умовами зчеплення коліс із рейками a_{max}, м/с^2, і відсутності вітрового навантаження $F_в = 0$ розраховують за формулою

$$a_{max} = \{[z_{пр}/z \cdot (\varphi/k_\varphi + f \cdot d_k/D_k) - (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \cdot k_р/D_k] - F_в/m \cdot g\} \cdot g, \quad (1.16)$$

де $z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка (таблиця 1.1);

z − загальна кількість ходових коліс візка, z = 4;

φ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс із рейками, φ = 0,15;

k_φ − коефіцієнт запасу зчеплення, k_φ = 1,2;

D_k – діаметр ходового колеса (таблиця 1.1);

$k_р$ – коефіцієнт, що враховує опір тертю реборд ходових коліс об головку рейки (таблиця 1.1);

m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$ (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с^2;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

μ – коефіцієнт тертя (плече реактивної сили) кочення ходового колеса по рейці. Приймаємо $\mu = 0,0005$;

$F_в$ – вітрове навантаження, $F_в = 0$.

Підставивши дані у формулу (1.16), отримаємо a_{max}, м/с^2.

Найменший допустимий час пуску за умовами зчеплення $t_{доп}$, с, розраховують за формулою

$$t_{доп} = V^{ф}_{пер} / a_{max}, \qquad (1.17)$$

де $V^{ф}_{пер}$ − фактична швидкість пересування візка, м/с (формула 1.15);

a_{max} − максимальне допустиме прискорення візка за умовами зчеплення коліс із рейками, м/с^2 (формула (1.16)).

Підставивши дані у формулу (1.17), отримаємо $t_{доп}$, с.

Середній пусковий момент двигуна, $T_{ср.пуск}$, Н·м, визначаємо як

$$T_{пуск} = T_{ср.пуск} = (\psi_{max} + \psi_{min}) \cdot T_{ном} / 2, \qquad (1.18)$$

де ψ_{max} – максимальна кратність пускового моменту електродвигуна, $\psi_{max} = 2,75$;

ψ_{min} – мінімальна кратність пускового моменту, ψ_{min} = 1,1…1,4. Приймаємо ψ_{min} = 1,2;

$T_{ном}$ – номінальний момент двигуна, $T_{ном}$, Н·м (формула (1.9)).

Підставивши дані у формулу (1.18), отримаємо $T_{пуск} = T_{ср.пуск}$, Н·м.

Момент статичних опорів для роботи візка без вантажу $T_{с.бв}$, Н·м, розраховують за формулою

$$T_{с.бв} = F_{пер.бв} \cdot D_k / 2 \cdot u_р \cdot \eta_м, \quad (1.19)$$

де $F_{пер.бв}$ – загальний опір пересуванню візка без вантажу, Н;

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

$\eta_м$ – ККД механізму, $\eta_м$ = 0,85;

$u_р$ – передавальне число вибраного редуктора.

Загальний опір пересуванню візка без вантажу $F_{пер.бв}$, Н, розраховують за формулою

$$F_{пер.бв} = F_{тр.бв} + F_{ук.бв} + F_{в.бв}, \quad (1.20)$$

де $F_{тр.бв}$ – опір пересуванню від тертя у ходових частинах без урахування вантажу, Н;

$F_{ук.бв}$ – опір від ухилу колії без урахування вантажу, Н;

$F_{в.бв}$ – опір від тиску вітру без урахування вантажу, Н.

Опір пересуванню від тертя у ходових частинах $F_{тр.бв}$, Н, розраховують за формулою

$$F_{тр.бв} = k_р \cdot m \cdot g \cdot [(f \cdot d_k + 2 \cdot \mu) / D_k], \quad (1.21)$$

де $k_р$ – коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд ходових коліс об головку рейки (таблиця 1.1);

m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с^2;

f – коефіцієнт тертя (приведений до цапфи вала) у підшипниках опор вала ходового колеса (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

μ – коефіцієнт тертя (плече реактивної сили) кочення ходового колеса по рейці. Приймаємо $\mu = 0,0005$.

Підставивши дані у формулу (1.21), отримаємо $F_{тр.бв}$, Н.

Опір від ухилу колії $F_{ук.бв}$, Н, розраховують за формулою

$$F_{ук.бв} = m \cdot g \cdot \sin \alpha, \qquad (1.22)$$

де m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с^2;

α – кут ухилу колії, $\sin \alpha = tg \alpha = 0,002$.

Підставивши дані у формулу (1.22), отримаємо $F_{ук.бв}$, Н.

Вітрове навантаження $F_{в.бв}$, Н, діє на металоконструкцію і вантаж для кранів, що працюють на відкритому повітрі. У нашому випадку $F_{в.бв}$, Н, не розраховують, оскільки кран працює в закритому приміщенні.

Підставивши отримані дані у формулу (1.20), отримаємо $F_{пер.бв}$, Н.

Підставивши дані у формулу (1.19), отримаємо $T_{с.бв}$, Н·м.

Момент інерції ротора двигуна та муфти $I = I_р + I_м$, кг · м^2 (підрозділ 1.6); $I_р$ – момент інерції ротора двигуна, кг·м^2 (таблиці А.1, А.2); $I_м$ – момент інерції вибраної муфти, кг·м^2 (таблиці А.8, А.9).

Фактичний час пуску механізму пересування без вантажу $t_{п.бв}$, с, розраховують за формулою

$$t_п = [\delta \cdot I \cdot n_{дв}/(9{,}55 \cdot (T_{ср.пуск} - T_{с.бв}))] + [(9{,}55 \cdot m \cdot V^{2ф}_{пер})/(n_{дв} \cdot (T_{ср.пуск} - T_{с.бв})) \cdot \eta], \quad (1.23)$$

де δ – коефіцієнт, який ураховує вплив мас привода механізму, що обертається (крім ротора двигуна та муфти), δ = 1,1…1,25. Приймаємо δ = 1,25;

I − момент інерції ротора двигуна та вибраної муфти I, кг · м^2;

$T_{ср.пуск}$ – середній пусковий момент двигуна, $T_{ср.пуск} = T_{пуск}$, Н·м, (формула (1.18));

$T_{с.бв}$ – статичний момент опору механізму пересування без урахування вантажу $T_{с.бв}$, Н·м (формула (1.19));

m – маса візка, m = 0,4 · $Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

$V^ф_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, $V^ф_{пер}$, м/с (формула (1.15));

$n_{дв}$ – номінальна частота обертання двигуна, хв$^{-1}$ **(**таблиці А.1, А.2);

η − загальний ККД механізмів переміщення візка, η = 0,85.

Підставивши дані у формулу (1.23), отримаємо $t_{п.бв}$, с.

Фактичне прискорення візка без вантажу для пуску $a_{фак.бв}$, м/с^2, розраховують за формулою

$$a_{фак.бв} = V^ф_{пер} / t_{п.бв}, \quad (1.24)$$

де $V^ф_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, м/с (формула (1.15));

$t_{п.бв}$ − фактичний час пуску механізму пересування без вантажу, с (формула (1.23)).

Підставивши дані у формулу (1.24), отримаємо $a_{фак.бв}$, м/с^2.

Перевіряємо умову $a_{фак.бв} = \leq a_{max}$.

Якщо умова не виконувана, тоді потрібно взяти*:*

$z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка, $z_{пр} = 4$;

z – загальна кількість ходових коліс візка, z = 4.

Розрахуємо a_{max}, м/с^2, за формулою (1.16) з урахуванням $z_{пр} = 4$.

Перевіряємо умову за новими отриманими даними:

$$a_{фак.бв} = \leq a_{max} .$$

Перевіряємо запас зчеплення:

а) розраховуємо сумарне навантаження на приводні колеса без вантажу $F_{пр.бв}$, Н, за формулою

$$F_{пр.бв} = m \cdot z_{пр} \cdot g / z, \qquad (1.25)$$

де m – маса візка, $m = 0{,}4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

$z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка (таблиця 1.1);

z – загальна кількість ходових коліс візка, z = 4;

g – прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с^2.

Підставивши дані у формулу (1.25), отримаємо сумарне навантаження на приводні колеса без вантажу $F_{пр.бв}$, Н;

б) розраховуємо опір пересуванню крана без вантажу $F_{пер.бв}$, Н, за формулою (1.22).

Перевірку запасу зчеплення для пуску $k_ф$ проводимо для випадку роботи візка без вантажу за формулою

$$k_ф = F_{пр.бв} \cdot \varphi / \{F_{пер.бв} + m \cdot g ((a_{фак.бв} / g) - (z_{пр} / z \cdot f \cdot d_k / D_k))\} \geq 1{,}2, \qquad (1.26)$$

де $F_{пр.бв}$ – сумарне навантаження на приводні колеса (без урахування вантажу), Н (примітка – вагу візка, Н, поділити на кількість приводних коліс візка);

φ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс із рейками, φ = 0,15;

$F_{пер.бв}$ – повний опір переміщенню візка без вантажу, Н (формула (1.21));

m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$, кг (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с^2;

$a_{фак.бв}$ − фактичне прискорення візка без вантажу для пуску, м/с^2 (формула (1.24));

$z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка (таблиця 1.1);

z − загальна кількість ходових коліс візка, z = 4;

f – коефіцієнт тертя (приведений до цапфи вала) у підшипниках опор вала ходового колеса (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1).

Тоді за формулою (1.26) отримаємо $k_ф$. Перевіряємо, щоб умова була виконувана $k_ф \geq 1,2$.

Якщо для дотримання умови $a_{фак.бв} \leq a_{max}$ приймали двигун потужністю $P_{дв} < P_c$, його потрібно перевірити на нагрів.

1.7 Визначення гальмівних моментів і вибір гальма

Максимальне припустиме уповільнення візка для гальмування a^m_{max}, *м/с*^{2}, розраховують за формулою

$$a^т_{max} = \{[z_{пр}/z \cdot (\varphi/k_\varphi - f \cdot d_k/D_k) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \cdot 1/D_k] - F_в/m \cdot g\} \cdot g, \qquad (1.27)$$

де $z_{пр}$ – кількість приводних коліс візка (таблиця 1.1);

z − загальна кількість ходових коліс візка, z = 4;

φ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс із рейками, φ = 0,15;

$k_φ$ − коефіцієнт запасу зчеплення, $k_φ$ = 1,2;

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

m – маса візка, m = 0,4 · $Q_{ван}$ (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с^2;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

μ – коефіцієнт тертя кочення ходового колеса по рейці, μ = 0,0005;

$F_в$ – вітрове навантаження, $F_в$ = 0.

Підставивши дані у формулу (1.27), отримаємо максимальне припустиме уповільнення візка $a^т_{max}$, м/с^2.

За даними таблиці 1.3 приймаємо $a^т_{max}$, м/с^2.

Таблиця 1.3 – Найбільші прискорення та уповільнення [а] механізмів пересування кранів із гнучким підвісом вантажу за умов технологічного процесу

Призначення крана	[а], м/с^2, для вантажопідйомності, т		
	до 3,2	3,2...12,5	більше 12,5
Перевантаження штучних вантажів:			
- із ручним стропуванням	0,20	0,15	0,10
- за допомогою захвата з приводом	0,10	0,10	0,10
Перевантаження насипних вантажів за допомогою грейфера	0,25	0,25	0,25
Монтажні роботи	0,10	0,07	0,05
Транспортування рідкого металу	0,10	0,10	0,10

Час гальмування візка крана без вантажу $t_{т.бв}$, с, розраховують за формулою

$$t_{т.бв} = V^{ф}_{пер} / a^{т}_{max}, \quad (1.28)$$

де $V^{ф}_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, м/с (формула (1.15));

$a^{т}_{max}$ – прийняте значення уповільнення візка для гальмування $a^{т}_{max}$, м/с^2 (таблиця 1.3).

Підставивши дані у формулу (1.28), отримаємо час $t_{т.бв}$, с.

Опір для гальмування візка крана без вантажу $F^{Т}_{тр}$, Н, розраховують за формулою

$$F^{Т}_{тр} = m \cdot g \cdot [(f \cdot d_k + 2 \cdot \mu) / D_k], \quad (1.29)$$

де m – маса візка, $m = 0{,}4 \cdot Q_{ван}$ (таблиця 1.1);

g – прискорення вільного падіння, g = 9,81 м/с^2;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса (таблиця 1.1);

d_k – діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (таблиця 1.1);

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

μ – коефіцієнт тертя кочення ходового колеса по рейці, μ = 0,0005;

Підставивши дані у формулу (1.29), отримаємо $F_{пер.бв} = F^{Т}_{тр}$, Н.

Момент статичного опору на валу гальма механізму пересування для несприятливого поєднання навантажень під час гальмування $T^{Т}_{с}$, Н·м, розраховують за формулою

$$T^{Т}_{с} = F_{пер.бв} \cdot D_k \cdot \eta_м / 2 \cdot u_р, \quad (1.30)$$

де $F_{пер.бв}$ − опір для гальмування візка крана без вантажу, $F^{T}_{тр} = F_{пер.бв}$, Н (формула 1.29));

D_k – діаметр ходового колеса, м (таблиця 1.1);

$\eta_м$ − загальний ККД механізмів переміщення візка, $\eta_м = 0,85$;

$u_р$ – передаточне число вибраного редуктора (дивитися рекомендації для формули (1.12)).

Підставивши дані у формулу (1.30), отримаємо $T^{T}_{с}$, Н·м.

Момент сил інерції для гальмування візка без вантажу $T^{T}_{ин}$, Н•м, розраховують за формулою

$$T^{T}_{ин} = [\delta \cdot I \cdot n_{дв} / (9,55 \cdot t_{т.бв})] + [(9,55 \cdot m \cdot V^{2ф}_{пер} \cdot \eta_м) / (n_{дв} \cdot t_{т.бв})], \quad (1.31)$$

де δ – коефіцієнт який ураховує вплив мас привода механізму, що обертається (крім ротора двигуна і муфти), δ = 1,1…1,25. Приймаємо δ = 1,25;

I − момент інерції ротора двигуна та вибраної муфти I, кг · м^2;

$t_{т.бв}$ − час гальмування візка крана без вантажу, $t_{т.бв}$ = 2,2 с (формула (1.29));

m – маса візка, $m = 0,4 \cdot Q_{ван}$ (таблиця 1.1);

$V^{ф}_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, м/с (формула (1.15));

$n_{дв}$ – номінальна частота обертання вибраного двигуна, хв$^{-1}$ (таблиці А.1, А.2).

$\eta_м$ − загальний ККД механізмів переміщення візка, $\eta_м = 0,85$.

Підставивши дані у формулу (1.31), отримаємо $T^{T}_{ин}$, Н•м.

Розрахунковий гальмівний момент на валу гальма $T^{T}_{р}$, Н·м розраховують за формулою

$$T^{T}_{р} = T^{T}_{ин} - T^{T}_{с}, \quad (1.32)$$

де $T^{T}_{ин}$ − момент сил інерції для гальмування візка без вантажу, Н·м (формула (1.31));

$T^{T}_{с}$ − момент статичного опору на валу гальма механізму пересування за несприятливого поєднання навантажень під час гальмування, Н·м (формула (1.30).

Підставивши дані у формулу (1.32), отримаємо $T^{T}_{р}$, Н·м.

За Правилами Держпраці (Держгірпромнагляд), момент, який створений гальмом, $T_т$, Н·м, вибирають за умови

$$T_т \geq k_т \cdot T^{T}_{р}, \qquad (1.34)$$

де $k_т$ – коефіцієнт запасу гальмування вибирають виходячи з режиму роботи механізму (таблиця 1.1). Коефіцієнт запасу гальмування регламентовано за НПАОП 0.00-1.80-18. Вибираємо $k_т$:

1 Легкий і середній режими:

режими 1М, 2М, 3М і 4М (М1 — М5): $k_т = 1,5$.

2 Важкий режим:

режим 5М (М6): $k_т = 1,75$.

3 Дуже важкий:

режими 6М, 7М, 8М (М7 і М8): $k_т = 2,0…2,5$;

$T^{T}_{р}$ − момент статичного опору на валу двигуна для гальмування механізму, Н·м (формула (1.32)).

Підставивши дані у формулу (1.33), отримаємо умову, яку потрібно перевірити, і за отриманою величиною $T_т$, Н·м, вибираємо гальмо за таблицею А.10. Потрібно виписати технічні характеристики вибраного гальма: гальмівний момент, діаметр гальмівного шківа.

Розраховуємо фактичну довжину шляху гальмування механізму пересування візку $S_ф$, м, за формулою

$$S_ф = 0,5 \cdot V_{гр.фак} \cdot t_{т.бв}, \quad (1.34)$$

де $V^ф_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, м/с (формула (1.15));

$t_{т.бв}$ – час гальмування візка без вантажу, с (формула (1.29)).

Підставивши дані у формулу (1.34), отримаємо $S_ф$, м.

Мінімальну довжину шляху гальмування візка крана S_{min}, м, розраховують за формулою

$$S_{min} = (V^ф_{пер})^2 / 2 \cdot k, \quad (1.35)$$

де $V^ф_{пер}$ – фактична швидкість пересування візка, м/с (формула (1.15));

k – спеціальний коефіцієнт, який залежить від місця роботи. Для роботи у приміщенні k = 1,5.

Підставивши дані у формулу (1.35), отримаємо S_{min}, м, перевіряємо умову $S_ф \geq S_{min}$. Вибираємо гальмо з таблиць А.10-А.12.

Практична робота 2

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДІЙМАННЯ ВАНТАЖУ КРАНА

2.1 Загальні відомості

Найбільш розповсюдженим є машинний привод з індивідуальним електродвигуном. Типова схема механізму підіймання вантажу наведена на рисунку 2.1. Із підійманням вантажу на барабан 8 намотується тяговий елемент 6, який із блоками 7 створює поліспаст. Через редуктор 4 і муфту 5 тихохідного вала вал барабана 8 отримує обертання від електродвигуна 1. Піднятий вантаж утримуваний від падіння за допомогою колодкового гальма 3, встановленого на шківу муфти 2 електродвигуна.

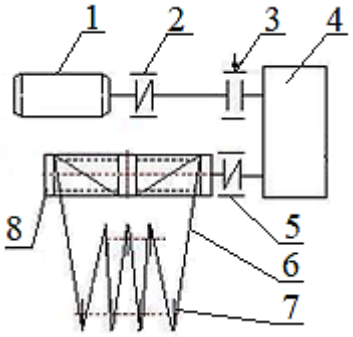


Рисунок 2.1 – Схема механізму підіймання вантажу

Розрахунок механізму підіймання здійснюємо за такими показниками: вагою номінального вантажу $Q_{ван}$, *т*, що підіймають; вагою гакової підвіски $G_п$, *т*; висотою підіймання *Н, м*; заданою швидкістю підіймання $V_п$, *м*/с, з урахуванням режиму роботи механізму. У результаті виконаних розрахунків необхідно вибрати поліспаст і типорозмір гнучкого елемента, визначити навантаження на елементи механізму.

2.2 Вибір поліспаста і типу гнучкого елемента

Застосування системи блоків (з рухомими та нерухомими осями), з'єднаних гнучкими елементами, сприяло створенню поліспастів, які можуть бути самостійними пристроями чи входити до складу механізмів вантажопідйомних машин.

Для вантажопідйомних машин найбільшого розповсюдження отримали поліспасти для виграшу в силі, де для нерухомого вантажу менші навантаження на сталеві канати, обертальний момент на барабані, габарити і вага механізму підіймання.

Для більшості конструкцій вантажопідйомних і транспортних машин канат є невід'ємною складовою, найчастіше його застосовують як гнучкий елемент. Робота каната і пов`язаних із ним механізмів істотно залежить від правильності його конструктивного використання з урахуванням умов експлуатації та точності розрахунку на міцність.

На підставі досвіду експлуатації вантажопідйомних машин і виконаних досліджень з усієї різноманітності широке застосування мають шестисталкові канати типу ЛК-Р і ЛК-РО [13-16].

До конструктивних факторів належить насамперед співвідношення між діаметром барабана або блоків і діаметром каната. Чим менше це співвідношення, тим більшими будуть напруги вигину в канаті і менше його довговічність.

До технологічних факторів можна віднести якість дроту, мастильних матеріалів, характер звивки та правильний вибір матеріалів для жолобів блоків і барабанів. Наприклад, заміна сталевих блоків на чавунні підвищує довговічність канатів на 15–30 %, а футерування жолобів блоків полімерними матеріалами збільшує довговічність канатів у 2-2,5 раза.

Крім того, на довговічність каната впливає температура навколишнього середовища, вологість, запиленість тощо.

Як підйомні, стрілові і тягові застосовують канати з органічним сердечником, за DIN 3059 (аналог DIN EN 12385-4, ISO 2408, BS 302) (ГОСТ 2688–80 «Канат подвійний звивки типу ЛК-Р конструкції 6*9 (1+6+6/6)+10. с. Сортамент»), EN 12385-4, DIN 3064 (ГОСТ 7668-80 «Канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції 6*36 (1+7+7/7+14)+10. с. Сортамент»). Для кранів зазвичай вибирають канати з маркувальною групою з тимчасового опору розриву 1764 МПа.

Розрахунок каната зведено до вибору за ДСТУ мінімально допустимого діаметра, для якого його розривне зусилля F_0, кН, не може бути менше від значення розрахункового зриву розривного $S_{розр}$, кН, тобто $F_0 \geq S_{розр} = S_{max} \cdot Z_P$, де Z_P – мінімальний коефіцієнт використання каната (коефіцієнт запасу міцності), що визначають із таблиці 2.2; S_{max}, кН, – натяг гілки каната, що набігає на барабан. Визначаємо максимальний натяг S_{max}, кН, намотуваної на барабан гілки каната:

$$S_{max} = (Q_{ван} + G_п) / (m \cdot i_п \cdot \eta_п), \qquad (2.1)$$

де $Q_{ван}$ – вантажопідйомність, кН (таблиця 1.1);

$G_п$ – маса гакової підвіски, $G_п = 0{,}02 \cdot Q_{ван}$, кН;

m – кількість гілок каната, що збігають з барабана (рисунок 2.1);

$i_п$ – кратність поліспаста (рисунок 2.1);

$\eta_п$ – ККД поліспаста, $\eta_п = 0{,}97$.

Підставивши дані у формулу (2.1), отримаємо натяг S_{max}, кН.

Розрахункове розривне зусилля $S_{розр}$, кН, каната в цілому розраховують за формулою

$$S_{розр} = S_{max} \cdot Z_P, \qquad (2.2)$$

де S_{max} – максимальний натяг гілки каната, шо намотується на барабан, кН (формула (2.1));

Z_P – коефіцієнт запасу міцності каната, який залежить від режиму роботи механізму. Режим роботи механізму наведено в таблиці 2.1, а значення Z_P вибирають із таблиці 2.2 [12].

Отже, підставивши дані у формулу (2.2), отримаємо $S_{розр}$, кН.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для практичної роботи 2

Параметр	Варіант								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_п$ – швидкість підіймання вантажу, м/хв	7,2	5,3	4,4	4,5	4,6	5,7	4,8	4,0	4,0
$Q_{ван}$ – номінальна вантажопідйомність крана, кг	10000	12500	16000	20000	25000	12500	16000	20000	25000
Режим роботи механізму	М5	М5	М6	М6	М5	М5	М6	М6	М5
Н – висота підіймання, м	20	25	30	20	25	30	20	25	30
η_o – загальний ККД механізмів підіймання	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	0,84	0,83

Таблиця 2.2 – Мінімальне значення коефіцієнтів використання канатів (коефіцієнтів запасу міцності), Z_P

Група класифікації механізмів, згідно з ІСО 4301/1	Рухомі канати	Нерухомі канати
М1	3,15	2,5
М2	3,35	2,5
М3	3,55	3,0
М4	4,00	3,5
М5	4,50	4,0
М6	5,60	4,5
М7	7,10	5,0
М8	9,00	5,0

За отриманим розривним зусиллям вибираємо типорозмір каната, використовуючи відповідні довідкові дані з таблиць Б.1, Б.2 [14, 16]. Виписуємо його характеристики і записуємо його позначення відповідно до прикладу, наданого нижче.

Приклад. Канат сталевий подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6х19(1+6+6/6)+1о.с. Розривне зусилля каната $S_{розр(табл)}$ = 48,85 кН. Діаметр каната $d_{кан}$ = 9,9 мм (ДСТУ ISO 2408:2013 (або інше, але одне, що наразі діє в Україні: ДСТУ EN 12385-4:2017, EN 12385-4 6х25F-FC, ISO 2408, DIN 3057 FE, ГОСТ 7665-80 тощо)). Позначення каната: канат 9,9-Г-1568 ДСТУ ISO 2408:2013.

Визначаємо фактичний запас міцності каната $Z_{P\ факт}$:

$$K_{факт} = S_{розр(табл)} / S_{max}, \qquad (2.3)$$

де $S_{розр(табл)}$ – табличне значення розривного зусилля каната, $S_{розр(табл)}$, кН [14, 16];

S_{max} – максимальний натяг намотуваної на барабан гілки каната, кН (формула (2.1)).

Тоді за формулою (2.3) отримаємо $Z_{P\ факт}$ і порівняємо його з К (таблиця 2.2). Канат вибрано правильно, якщо умова $Z_{P\ факт} \geq Z_P$ дотримувана. Якщо умова не виконувана, тоді потрібно вибрати інший канат із більшим розривним зусиллям.

2.3 Визначення типорозмірів блоків

Блочні обойми застосовують як самостійні вантажопідйомні пристрої під час виконання монтажних і такелажних робіт, а також у конструкціях вантажопідйомних машин із гнучкою підвіскою робочого обладнання,

канатно-блочною системою керування робочими органами. Обойми, які складаються із одного блока, застосовують як відхиляючі, що змінюють напрямок руху каната, а також для підіймання чи переміщення легких вантажів; багатоблочні – для важких вантажів.

Найбільш розповсюдженими для виконання монтажних робіт є одно-, дво-, три-, чотири- та п'ятиблочні обойми вантажопідйомністю від 0,5 до 30,0 т.

Основним елементом кожної обойми є один чи кілька чавунних або сталевих блоків (роликів) із профільними канавками (струмками) на ободах для каната певного діаметра. Блок обертається на радіальних підшипниках кочення чи ковзання відносно осі, жорстко закріпленої між двома щоками. Щоки з`єднані між собою болтами, віссю з кільцем для кріплення крученого виробу і траверсою, у якої на сферичній шайбі або упорному підшипнику установлені гак або петля. Для підвищення довговічності каната використовують блоки із струмком, футерованим алюмінієм, гумою чи пластмасами.

Діаметр блоків D_2, мм, що огинають сталеві канати, розраховують за формулою

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_{кан}, \qquad (2.4)$$

де h_2 – коефіцієнт вибору діаметра блока (таблиця 2.3) [12];

$d_{кан}$ – діаметр вибраного каната, мм [14, 16].

У таблиці 2.3 величини h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока та зрівняльного блока.

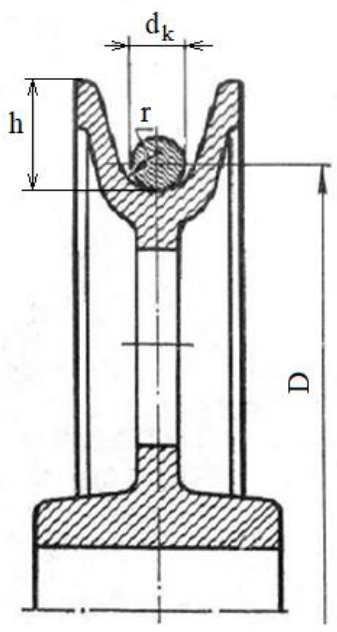
Підставивши дані у формулу (2.4), отримаємо діаметр блоків D_2, мм.

Діаметр блоків D_2, мм, приймаємо за нормальним рядом розмірів: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм [12].

Таблиця 2.3 – Мінімальні коефіцієнти для вибору діаметрів барабана, блока та зрівняльного блока

Група класифікації механізмів ISO 4301/1	Коефіцієнти вибору діаметрів		
	h_1	h_2	h_3
M1	11,2	12,5	11,2
M2	12,5	14,0	12,5
M3	14,0	16,0	12,5
M4	16,0	18,0	14,0
M5	18,0	20,0	14,0
M6	20,0	22,4	16,0
M7	22,4	25,0	16,0
M8	25,0	28,0	18,0

Профіль канавок на ободі блока виконують у такий спосіб, щоб сталевий канат був укладений у жолобок щільно без зайвих щілин, але не заклинений у ньому. Для забезпечення зазначених вимог визначаємо радіус жолоба під канат $r = (0{,}6….0{,}7) \cdot d_{кан}$ мм, висоту жолоба $h = (2{,}0…..2{,}5) \cdot d_{кан}$ мм (рисунок 2.2).



h – висота жолоба; r – радіус жолоба; $d_к$ – діаметр каната; $D(D_2)$ – діаметр блока по центру каната (діаметр блока по середній лінії навитого каната)

Рисунок 2.2 – Канатний блок

Блоки зазвичай монтують на підшипниках кочення, що сприяє збільшенню ККД поліспаста.

Частоту обертання рухомого блока поліспаста $n_{бл}$, $хв^{-1}$, розраховують за формулою

$$n_{бл} = V_п \cdot (i_п - 1) / \pi \cdot D_2, \qquad (2.5)$$

де $V_п$ – швидкість підіймання, м/хв (таблиця 2.1);

$i_п$ – кратність поліспаста (рисунок 2.1);

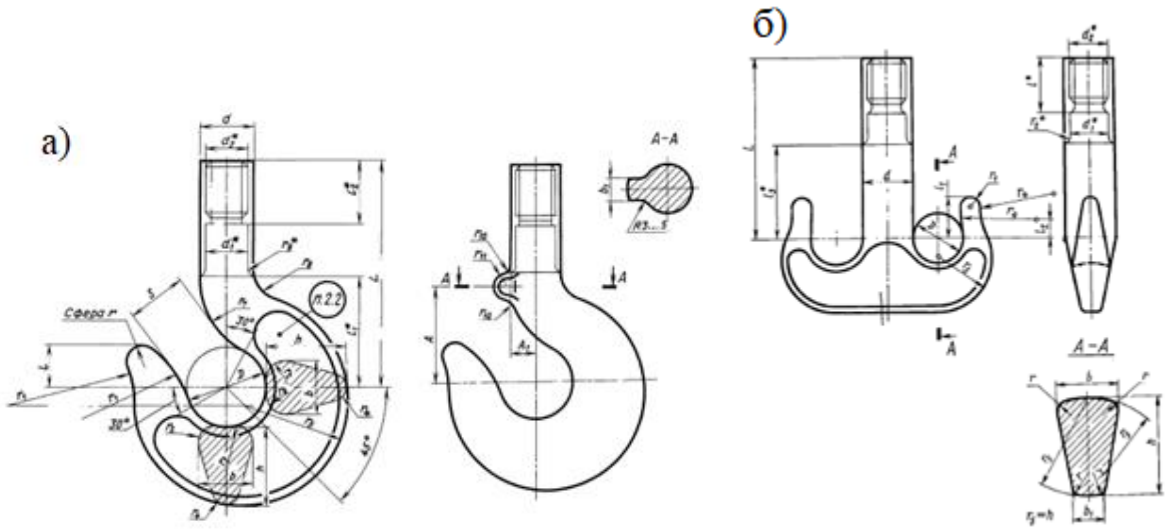
D_2 – діаметр блока по середній лінії навитого каната, м (формула (2.4); дивитися рекомендації з вибору діаметра D_2).

Підставивши дані у формулу (2.5), отримаємо $n_{бл}$, $хв^{-1}$.

2.4 Вибір вантажного гака і типу підвіски

Штамповані та ковані гаки розподіляють на однорогі (рисунок 2.3, а) і дворогі (рисунок 2.3, б). Гак кріплять до підвіски за допомогою різьбового з'єднання, а гак, що підвішений до одного каната, має стрижень із петлею (виконання II). Зустрічають вантажозахоплювальні органи з круглим, овальним і прямокутним перерізами у вигнутій частині, але найбільш розповсюджені гаки з трапецієподібним перерізом. Крім того, вони бувають скорочені $H = (2\ldots. 2,5) \cdot h$, мм, і подовжені $H = (4\ldots5) \cdot h$, мм, де H – висота гака, мм, h – висота трапецієподібних перерізів у небезпечних місцях, мм.

Ковані (штамповані) однорогі гаки мають вантажопідйомність 0,4…20 т для машин і механізмів із ручним приводом; 0,32…100 т для підйомного устаткування із машинним приводом для легкого та середнього і 0,25…80 т для важкого і дуже важкого режимів роботи, а дворогі – 8…20 т для машин із ручним приводом і 5…100 т для машин із машинним приводом для важкого та дуже важкого режимів роботи.



а) однорогий; б) дворогий

Рисунок 2.3 – Конструкції гаків

Пластинчасті гаки виготовляють таких типів:

- однорогі вантажопідйомністю 40…315 т для ливарних кранів;

- дворогі – 80…320 т для кранів загального призначення.

Кожен із розглянутих типів гак має витримувати статичне навантаження, що перевищує його вантажопідйомну силу на 25 %.

З урахуванням заданої вантажопідйомності крана, $Q_{ван}$, кН, режиму роботи механізму та наявності машинного привода з таблиці Б.3 вибираємо тип гака.

2.4.1 Вибір типу підвіски

Гакові підвіски служать для з’єднанням вантажного гака з підйомним канатом. Гак закріплений в отворі траверси підвіски за допомогою різьбового з’єднання. Застосовують такі кріпильні нарізі: трикутну, прямокутну, трапецієподібну та упорну. Трикутна нарізь застосовувана для гаків малої вантажопідйомності – не більше 5 т, але вона обмежено придатна для використання через концентратор місцевих напружень. Прямокутна застосовувана для вантажопідйомності підйомно-транспортних машин до

50…60 т, а трапецієподібна та упорна – для $Q_{ван} > 60$ т. Конструкція гакової підвіски залежить від кількості гілок гнучкого елемента, на яких підвішена підвіска, схеми запасування вантажного каната, кількості та відносного розміщення блоків, конструкції гака.

Діаметр барабана і блоків вантажопідйомних кранів часто приймають однаковими, що не є обґрунтованим. Потрібно враховувати, що з проходженням через блок канат зазнає подвійного вигину (спочатку він згинається, потім випрямляється), а з набіганням на барабан канат тільки згинається. Тому для збільшення довговічності каната діаметр блока потрібно приймати більшим, ніж діаметр барабана, крім того, розміри блока не впливають на передавальне число механізму. Гакові підвіски містять рухливі блоки поліспаста і однорогий гак.

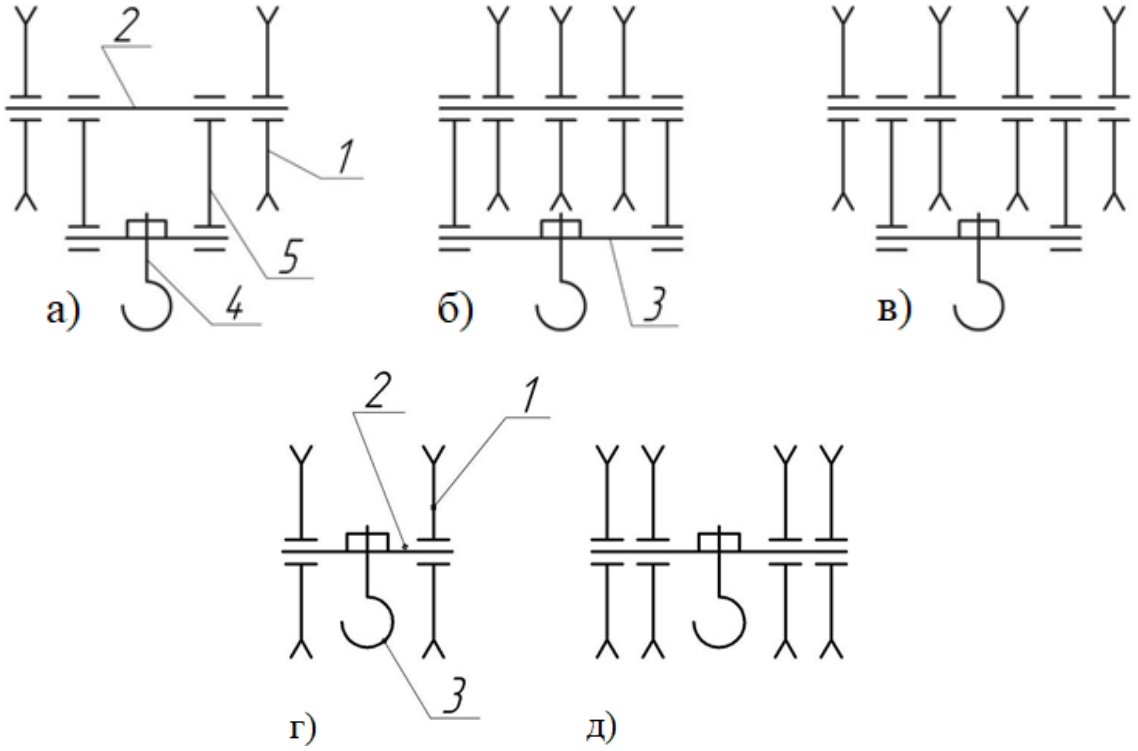


Рисунок 2.4 – Підвіски гакові

У нормальній підвісці (рисунок 2.4, а-в) блоки 1 монтують на осі 2, а гак 4 – на траверсі 3. Вісь і траверсу з'єднують сергами 5. Укорочена підвіска

(рисунок 2.4, г, д) передбачає установлення блоків 1 на консолях траверси 2 гака 3. Габарити цієї підвіски по осі гака за інших рівних умов менше за нормальні, тому для її застосування збільшують висота підіймання вантажу. Укорочені підвіски застосовують лише за парної кратності поліспаста.

Приймаємо діаметр блока гакової підвіски (згідно з вантажопідйомністю і діаметром каната) і вибираємо стандартну гакову підвіску з таблиці Б.4.

2.5 Визначення розмірів і канатомісткості барабана

Канатні барабани служать для багатошарового і одношарового навивання, а також укладання канатів. Багатошарове навивання застосовують тільки для великої довжини каната, коли з одношаровим навиванням потрібні барабани дуже великих розмірів. Барабани для багатошарового навивання каната мають гладку поверхню, обмежену з обох боків бортами (ребордами). За правилами Держпраці (Держгірпромнагляд), реборда має виступати над останнім шаром укладеного каната не менш ніж на два його діаметри. Для рівномірного укладання крученого виробу на барабанах застосовують канатні укладачі.

Залежно від форми обода барабани вантажопідйомних машин, зокрема кранових механізмів, поділяють на циліндричні, конічні та гепоїдні. Найбільш розповсюдженими для підйомно-транспортного обладнання є циліндричні барабани.

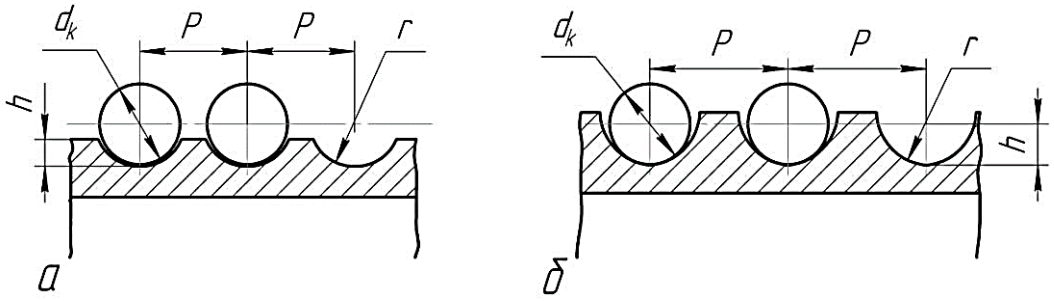
Для правильного укладання каната на поверхні барабана з одношаровим навиванням роблять гвинтову нарізку.

Розміри канавок вибирають так, щоб гнучкий елемент не був заклинений під час укладання його на барабані. Наявність їх збільшує поверхню зіткнення каната з барабаном, зменшує напруження зминання та зношування. У результаті використання нарізних барабанів строк служби

каната зростає. Профіль канавок вибирають за такими нормами (залежно від діаметра каната $d_к$ (таблиця 2.4)):

- крок нарізки t, мм, $t = d_к + (2…3)$;
- радіус канавки r, мм, $r = (0,6…0,7) \cdot d_к$;
- глибина канавки h, мм, $h = (0,6…0,9) \cdot d_к$.

Таблиця 2.4 – Профіль канавок барабана, мм



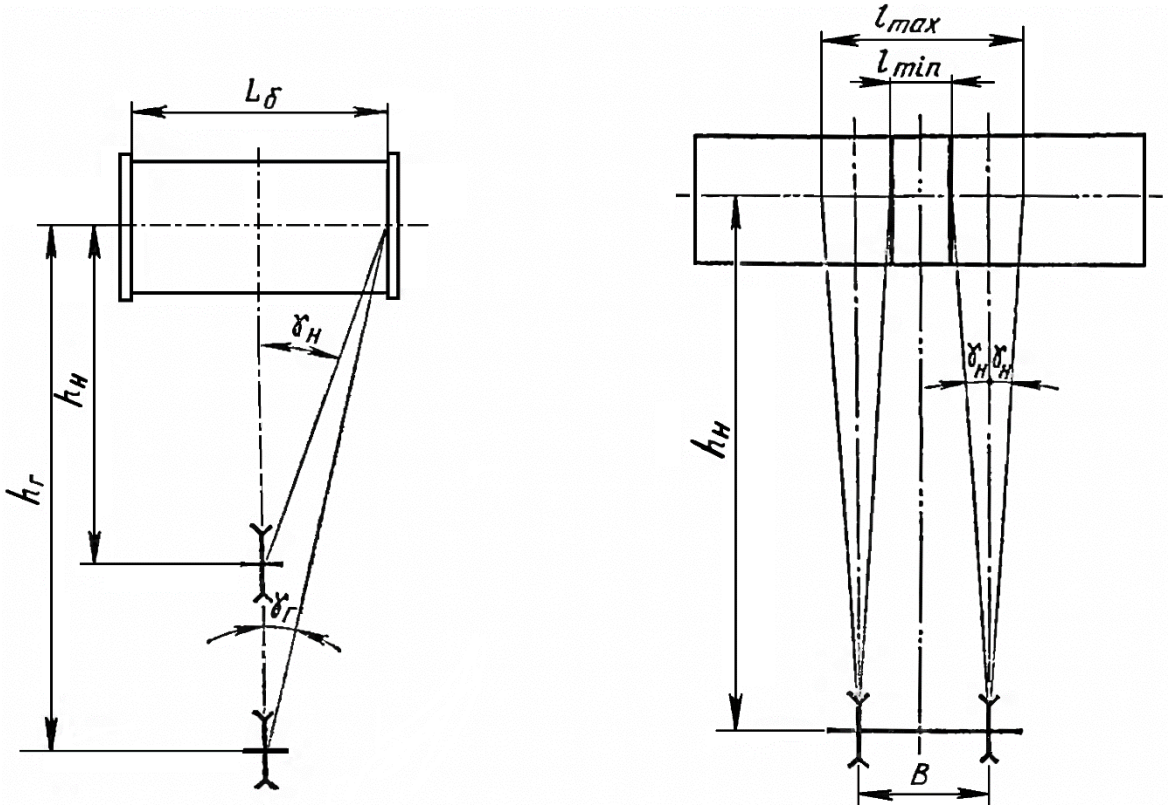
Діаметр каната $d_к$	Канавка нормальна (*а*)			Канавка глибока (б)		
	r	*h*	*p*	*r*	*h*	*p*
Від 12 до 13	7	4	14,5	-	-	-
Понад 13 до 14	7,5	4,5	16	-	-	-
“ 14 до 16	9	5	18,47	-	-	-
“ 16 до 18	10	5,5	20	10	11	22,58
“ 18 до 19,5	10,5	6	22,58	10,5	12	26
“ 19,5 до 21,5	12	6,5	24,19	12	13,5	28,16
“ 21,5 до 23	12,5	7	26	12,5	14	29,02
“ 23 до 24,5	13,5	7,5	28,16	13,5	15	31,25
“ 24,5 до 26	14	8	29,02	14	16	33,84
“ 26 до 27,5	15	8,5	31,25	15	17	35,34

Барабани, на які намотана одна гілка каната, мають одну гвинтову нарізку, а якщо дві гілки – дві протилежні гвинтові нарізки. Подвійний барабан із двома робочими ділянками для намотування каната являє собою ніби два поставлених поряд одинарних барабани. Зазначене технічне вирішення дозволяє у два рази зменшити навантаження на канат і забезпечує суворо вертикальне підіймання вантажу.

Зі здвоєним поліспастом барабан (рисунок 2.5, б) має дві робочі ділянки. На кожну ділянку намотано канат довжиною $L_к$, м, $L_к = H \cdot i_п$, де

H – висота підіймання, м (таблиця 2.1), $i_п$ – кратність поліспаста (рисунок 2.1). Визначаємо Lк, м.

Довжина нарізного барабана, за правилами Держпраці (Держгірпромнагляд), має бути такою, щоб із нижнім положенням вантажозахоплюючого органу на ньому залишалося не менше 1,5…2 навитих витків каната, не враховуючи витків, що знаходяться під притискним пристроєм. Канат навито на барабан в один шар.



а) б)

а) барабан одинарного поліспаста; б) барабан здвоєного поліспаста

Рисунок 2.5 – Схеми для визначення довжини ненарізної частини барабана

Діаметр барабана *D_1, мм*, що огинають сталеві канати, розраховують за формулою

$$D_1 \geq h_1 \cdot d_{кан}, \qquad (2.6)$$

де h_1 – коефіцієнт вибору діаметра барабана (таблиця 2.3) [12];

$d_{кан}$ – діаметр вибраного каната, мм [14, 16].

Підставивши дані у формулу (2.6), отримаємо D_1, мм.

Діаметр барабанів D_1, мм, приймаємо за нормальним рядом розмірів: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 мм з урахуванням отриманого значення (формула (2.6)).

Довжину каната, який навитий на барабан з одного поліспаста, $L_к$, м, розраховують за формулою

$$L_к = H \cdot i_п + \pi \cdot D_1 \cdot (z_1 + z_2), \quad (2.7)$$

де H – висота підіймання вантажу, м (таблиця 2.1);

$i_п$ – кратність поліспаста (рисунок 2.1);

D_1 – діаметр барабана за середньою лінією каната, який навитий, D_1, м (формула (2.6));

z_1 – кількість запасних (невикористаних) витків на барабані до місця кріплення. Рекомендовано $z_1 = 1,5 – 2$;

z_2 – кількість витків каната, який знаходиться під затискним пристроєм на барабані. Рекомендовано $z_2 = 3 – 4$.

Підставивши дані у формулу (2.7), отримаємо $L_к$, м.

Робочу довжину барабана для каната, який звитий з одного поліспаста, $L_{рб}$, м, розраховують за формулою

$$L_{рб} = (L_к \cdot t) / [\pi \cdot m \cdot (m \cdot d_к + D_1) \cdot \varphi], \quad (2.8)$$

де $L_к$ – довжина каната, який навитий на барабан з одного поліспаста, м (формула (2.7));

t – крок нарізки, м (вибирати з таблиці 2.4 або розраховувати згідно з рекомендаціями до пункту 2.5);

m – кількість шарів навивання, m = 1 (приймаємо m = 1);

$d_{кан}$ – діаметр вибраного каната, мм [14, 16];

D_1 – діаметр барабана за середньою лінією каната, який навитий, м (формула (2.6));

φ – коефіцієнт нещільності навивання. Для нарізних барабанів φ = 1 [12].

Підставивши дані у формулу (2.8), отримаємо $L_{рб}$, м.

Прийнявши відстань між правою та лівою нарізками на барабані (мінімальна довжина ненарізної частини, l_{min}, м (рисунок 2.5)) рівною відстані між серединами блоків у гаковій обоймі, тобто l_{min}, мм, розрахуємо повну довжину барабана $L_{пб}$, м, за формулою

$$L_{пб} = 2 \cdot L_{р.б} + l_{min}, \qquad (2.9)$$

де $L_{р.б}$ – робоча довжина барабана для каната, який звитий з одного поліспаста, м (формула (2.8));

l_{min} – мінімальна довжина ненарізної частини барабана для подвійного поліспаста (рисунок 2.5), м.

Тоді за формулою (2.9) отримаємо $L_{пб}$, м.

Барабани бувають ливарними зі сталі або чавуну та зварними з листової сталі. Товщину стінки вибирають із технологічних міркувань (таблиця 2.5).

Із намотуванням каната стінка барабана знаходиться в напруженому стані, зазнаючи стиску, згину і кручення. У барабанів довжиною більше трьох його діаметрів потрібно враховувати напруження на згин і кручення.

Тому основним є розрахунок на стиск за формулою

$$\sigma_{сж} = S_{max} / t \cdot \delta \leq [\sigma_{сж}], \qquad (2.10)$$

де S_{max} – максимальний натяг каната, кН (формула (2.1));

δ – мінімальна товщина стінки барабана, мм.

Таблиця 2.5 – Допустима напруга [$т_{сж}$], Мпа

Матеріал барабана		Межа плинності $\sigma_т$, МПа	Група режиму роботи механізму				
			1М	2М	3М	4М и5 М	6М
Сталь	ВМСтЗсп	245	200	170	150	130	110
	20	250	320	180	160	140	120
	09Г2С	350	260	225	195	165	140
	35Л	275	230	210	170	140	120
	55Л	350	260	230	200	165	140
Чавун	СЧ18	—	110	100	90	—	—
	СЧ24	—	170	150	130	115	100

Розрахуємо товщину стінки ливарного чавунного барабана δ_{min}, м, за формулою

$$\delta_{min} = 0{,}02 \cdot D_б + (0{,}006….0{,}01), \qquad (2.11)$$

де $D_б$ – діаметр барабана (для нарізного барабана вимірюють по дну канавки), м. $D_б = D_1 – d_к$ (таблиця 2.4).

Підставивши дані у формулу (2.11), отримаємо δ_{min}, м. Якщо потрібно визначити δ_{min}, мм, тоді формула $\delta_{min} = 0{,}02 \cdot D_б + (6..10)$ – для ливарного барабана; для звареного – $\delta = 0{,}01 \cdot D_б + 3$, мм.

Визначаємо товщину стінки барабана δ_{min}, м.

Підставивши дані у формулу (2.10), отримаємо умови і перевіряємо, щоб напруження від стиску $\sigma_{сж}$ було не більш ніж [$\sigma_{сж}$] – допустиме напруження від стиску.

2.6 Вибір схеми кріплення каната до барабана

Кріплення каната до барабана має бути надійним, доступним для огляду, зручним для заміни каната і достатньо простим для виготовлення. Канат у місці кріплення не має зазнавати різкого згину, чого досягають за допомогою клина чи планки. Просте і надійне клинове кріплення потребує виготовлення барабана складної конструкції. Також викликають певні труднощі в процесі виготовлення кріплення вставною планкою в ливарному барабані. Найбільш простим і розповсюдженим є кріплення каната до барабана притискною планкою, що має трапецеїдальні канавки (рисунок 2.6, б). Канат утримуваний від переміщення силою тертя, що виникає від затиснення його між планкою та барабаном двома болтами (z = 2). Згідно з правилами Держпраці (Держгірпромнагляд), незалежно від розрахунку для каната діаметром до 31 мм кількість одногвинтових притискних планок має бути не менше двох із кроком 60^0 або однієї для двогвинтового кріплення, а за більшого діаметра каната – по дві планки (рисунок 2.7).

Для розрахунку кріплення потрібно враховувати вплив додаткових витків гнучкого елемента, що зменшують натяг каната в місці кріплення до барабана притискною планкою. Натяг каната в місці кріплення на барабані $F_{кр}$, Н, розраховують за формулою

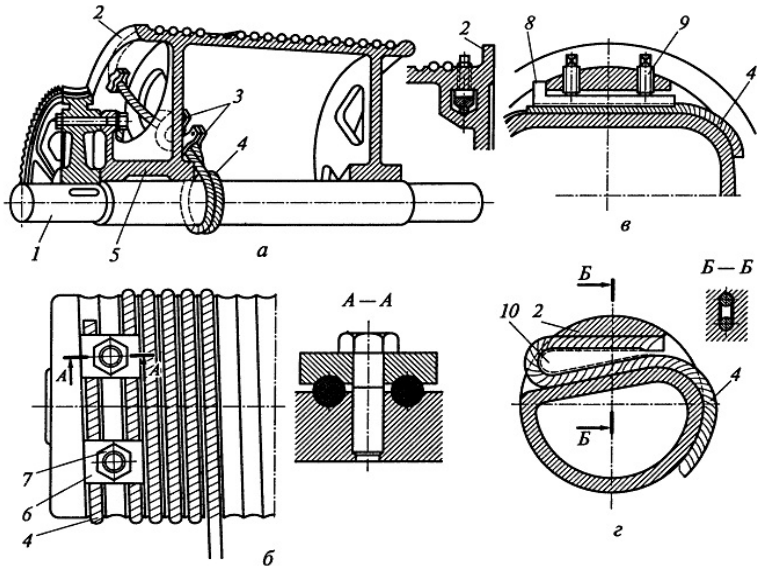
$$F_{кр} = \frac{S\max}{e^{f\alpha}}, \qquad (2.12)$$

де S_{max} – зусилля в канаті, який набігає на барабан, Н (формула (2.1));

e – основа натурального логарифма, e = 2,71;

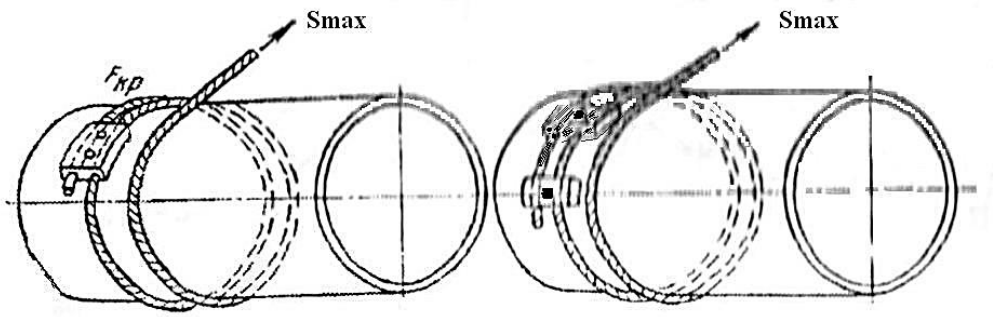
f – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном, f = 0,10… 0,16;

α – кут обхвату канатом барабана, $\alpha = 3\cdot\pi$, для $z_1 = 1{,}5$ регламентованих додаткових витків, рад; $\alpha = 4\cdot\pi$, для $z_1 = 2$ регламентованих додаткових витків, рад.



а) петля із затискачами; б) притискні планки; в) затискач у гнізді планкою; г) затискач у гнізді клином; 1 – вал; 2 – барабан; 3 – затискачі; 4 – канат; 5 – маточина; 6, 8 – планки; 7 – шпилька (болт); 9 – гвинт; 10 – клин

Рисунок 2.6 – Способи кріплення канатів на барабані



а) б)

а) планка з двома болтами; б) дві планки з одним болтом у кожній

Рисунок 2.7 – Кріплення каната на барабані

Підставивши дані у формулу (2.12), отримаємо $F_{кр}$, Н.

Із кріпленням кінця каната до барабана накладкою (рисунок 2.7, а) силу $F_р$, Н, яка розтягує болт, розраховують за формулою

$$F_р = F_{кр} / [z \cdot (f + f_1) \cdot (e^{f \cdot \alpha 1} + 1)], \quad (2.13)$$

де $F_{кр}$ – натяг каната в місці кріплення на барабані, Н (формула (2.12));

z – кількість болтів у накладці, z =2 (рисунок 2.7);

f – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном, f = 0,10 ÷ 0,16;

f_1 – приведений коефіцієнт тертя між канатом і накладкою із трапецеїдальним перерізом канавки,

$$f_1 = f / \sin \beta, \quad (2.14)$$

де β – кут нахилу бокової грані канавки, β = 40°;

e – основа натурального логарифма, e = 2,71;

α_1 – кут обхвату барабана витком кріплення каната, $\alpha_1 = 2\pi$.

Підставивши дані у формулу (2.14), отримаємо f_1.

Отримане значення підставляємо у формулу (2.13) і визначаємо значення $F_р$, Н.

Силу, яка згинає болт, $F_и$, Н, розраховують за формулою

$$F_и = f_1 \cdot F_р, \quad (2.15)$$

де f_1 – приведений коефіцієнт тертя між канатом і накладкою із трапецеїдальним перерізом канавки (формула (2.14));

$F_р$ – сила, яка розтягує болт, Н (формула (2.13)).

Підставивши дані у формулу (2.15), отримаємо $F_и$, Н.

Сумарне напруження в кожному болті $\sigma_{сум}$, Па, розраховують за формулою

$$\sigma_{сум} = (4 \cdot 1,3 \cdot k \cdot F_р / \pi \cdot d^2_1) + (k \cdot F_и \cdot l / 0,1 \cdot d^3_1) \leq [\sigma_р], \quad (2.16)$$

де k – коефіцієнт запасу надійності кріплення каната, $k \geq 1,5$;

$F_р$ – сила, яка розтягує болт, Н (формула (2.13));

d_1 – внутрішній діаметр нарізі болта, м; (формула (2.17));

$F_и$ – сила, яка згинає болт, Н (формула (2.15));

l – відстань від головки болта до барабана, м (рисунок 2.6);

$[\sigma_р]$ –допустиме напруження на розтяг матеріалу болта, Па. Для сталі Ст3 $[\sigma_р] = 80$ МПа.

Для визначення d_1 – внутрішнього діаметра нарізі болта – розрахуємо діаметр болта $d_б$, м, за формулою

$$d_б = 1,2 \cdot d_к, \qquad (2.17)$$

де $d_к$ – діаметр вибраного каната, м.

Підставивши дані у формулу (2.17), отримаємо діаметр болта $d_б$, м.

За таблицею Б.5 вибираємо болт, виходячи з діаметра каната.

Значення l – відстань від головки болта до барабана, м, будемо визначати за рисунком 2.6. Умовно l – відстань від дна канавки на барабані до верхньої площині притискної планки, мм. Використовуючи діаметр каната, $d_к$, мм, вибираємо планку з таблиці Б.5 і визначаємо її товщину Н, мм. За рисунком 2.6, маємо $l = H + 0,5 \cdot d_к$, мм.

Підставивши дані у формулу (2.16), отримаємо $\sigma_{сум}$, Па.

2.7 Вибір двигуна

Статичну потужність двигуна N, кВт, для підіймання вантажу $G_о$, кг, який складається з номінальної вантажопідйомності крана $Q_{ван}$, кг

(таблиця 2.1), ваги гакової підвіски, $G_{під}$ (пункт 2.4.1; таблиця Б.4), тобто $G_o = (Q_{ван} + G_{під})$, Н, розраховують за формулою

$$N_{ст} = (G_o \cdot V_{під}) / (1000 \cdot \eta_o), \qquad (2.18)$$

де G_o – вага вантажу на канатах, Н;

$V_{під}$ – швидкість підіймання вантажу, м/с (таблиця 2.1);

η_o – загальний ККД механізмів підіймання (таблиця 2.1).

Підставивши дані у формулу (2.18), отримаємо потужність N, кВт.

Номінальну потужність двигуна, $N_{ном}$, кВт, потрібно приймати рівною або дещо меншою за статичну $N_{ст}$, кВт, тобто $N_{ном} \leq N_{ст}$.

Вибираємо електродвигун із таблиць А.1, А.2 і виписуємо його технічні характеристики.

Перевіряємо вибраний двигун на можливість запуску зі зниженням напруги на 10 %.

Номінальну кутову частоту обертання, $\omega_н$, рад/с, розраховують за формулою

$$\omega_н = \pi \cdot n_{дв} / 30, \qquad (2.19)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання вибраного двигуна, $хв^{-1}$ (таблиця Б.4).

Підставивши дані у формулу (2.19), отримаємо частоту обертання $\omega_н$, рад/с.

Номінальний момент електродвигуна, $M_н$, Н·м, розраховують за формулою

$$M_н = N_{ном} / \omega_н, \qquad (2.20)$$

де $N_{ном}$ – номінальна потужність вибраного електродвигуна, Вт;

$\omega_н$ – номінальна кутова частота обертання, рад/с (формула (2.19)).

Підставивши дані у формулу (2.20), отримаємо момент електродвигуна Мн, Н·м.

Статичний момент опору механізму підйому M_c, Н·м, розраховують за формулою

$$M_c = N_{ст} / \omega_н, \quad (2.21)$$

де $N_{ст}$ – статична потужність двигуна для підіймання вантажу, Вт (формула (2.18));

$\omega_н$ – номінальна кутова частота обертання, рад/с (формула (2.19)).

Підставивши дані у формулу (2.21), отримаємо момент M_c, Н·м.

Номінальний момент за умовами запуску $M_{н.пуск}$, Н·м, розраховують за формулою

$$M_{н.пуск} = 1{,}25 \cdot M_c / K_{min} \cdot U^2, \quad (2.22)$$

де K_{min} – кратність мінімального моменту двигуна, $K_{min} = 2{,}2$;

M_c – статичний момент опору механізму підіймання, Н·м (формула (2.21));

U – відносне зниження напруги мережі (зі зниженням на 10 % U = 0,9).

Підставивши дані у формулу (2.22), отримаємо момент $M_{н.пуск}$, Н·м.

Перевіряємо умову запуску двигуна зі зниженням напруги в мережі: $M_н > M_{н.пуск}$. Якщо умова виконувана, тобто $M_н > M_{н.пуск}$, тоді двигун запуститься нормально.

Перед розрахунками і вибором муфт і редуктора необхідно визначити загальне передавальне число привода $u_{пр}$, яке розраховують за формулою

$$u_{пр} = n_{дв} / n_б, \quad (2.23)$$

де $n_{дв}$ – номінальна частота обертання вибраного електродвигуна, $хв^{-1}$;

$n_б$ – частота обертання барабана, $хв^{-1}$.

Частоту обертання барабана $n_б$, $хв^{-1}$, визначають за формулою

$$n_б = 60 \cdot V_{під} \cdot i_п / \pi \cdot D_1, \quad (2.24)$$

де $V_{під}$ – швидкість підіймання вантажу, м/с (таблиця 2.1);

$i_п$ – кратність поліспаста (рисунок 2.1);

D_1 – вибраний діаметр барабана, м.

Підставивши дані у формулу (2.24), отримаємо частоту обертання барабана $n_б$, $хв^{-1}$.

Підставивши дані у формулу (2.23), отримаємо загальне передавальне число привода $u_{пр}$.

2.8 Вибір редуктора

Вибір типу редуктора визначений особливостями загального компонування привода, у складі якого він функціонує, а також сукупністю конструктивних та експлуатаційних факторів. До основних із них належать взаємне розташування швидкохідного і тихохідного валів, допустимі обмеження за масою і габаритними розмірами конструкції, вимоги щодо умов монтажу, а також зручність експлуатації і технічного обслуговування. Крім того, істотний вплив на вибір конструктивного типу редуктора та його основних параметрів мають передано потужність, передавальне число, режим експлуатації та ухвалена технологія виготовлення. Сукупний аналіз

зазначених факторів дає змогу обґрунтовано визначити раціональний тип редуктора і забезпечити його відповідність вимогам щодо конструкції привода.

Розрахункову потужність редуктора $P_р$, кВт, визначають (аналогічно формулі (1.12)) як

$$P_р = k_р \cdot P, \qquad (2.25)$$

де $k_р$ – коефіцієнт, який враховує умови роботи редуктора, $k_р = 2{,}25$;

P – найбільша потужність, яку передає редуктор за нормального процесу роботи механізму, кВт. У нашому випадку $P = N_{ст}$ (формула (2.18)).

Підставивши значення у формулу (2.25), отримаємо потужність редуктора $P_р$, кВт.

За передавальним числом привода, $u_{пр}$ (формула (2.23)), отриманою потужністю $P_р$, кВт (формула (2.25)), вибираємо редуктор із таблиці А.3. Виписуємо технічні характеристики вибраного редуктора і записуємо його позначення за прикладом, наведеним нижче.

Приклад позначення редуктора: редуктор Ц2 – 300 – 16 – 11 – КМ – У1.

Розраховують і вибирають з'єднувальну муфту, а також гальмовий механізм аналогічно підрозділам 1.5, 1.7.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1 Як вибирають електродвигун?

2 Як вибирають редуктор?

3 Які конструктивні особливості втулково-пальцевих муфт?

4 Які переваги і недоліки втулково-пальцевих муфт?

5 За якими схемами здійснюваний механізм пересування кранових візків?

6 Що потрібно знати для того, щоб розрахувати потужність, необхідну для пересування візка крана, і вибрати двигун?

7 Для яких умов експлуатації крана можна не враховувати опір від тиску вітру?

8 Із яких опорів складається загальний опір пересуванню візка?

9 На що саме діє вітрове навантаження, якщо кран працює на відкритому повітрі?

10 Як вибирають муфти?

11 Як впливає на опір пересуванню від тертя в ходових частинах застосування підшипників ковзання порівняно з підшипниками кочення?

12 Які параметри потрібно знати для визначення статичної потужності двигуна для пересування візка крана?

13 Які параметри потрібно знати для визначення статичного моменту опору механізму пересування візка крана?

14 Чому фактична швидкість пересування візка може відрізнятися від заданої швидкості?

15 За якими параметрами вибирають гальмо на механізм пересування?

16 Що таке поліспаст?

17 Як вибирають канат?

18 Який тип поліспастів найбільш розповсюджений для вантажопідйомних машин?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Колісник М. П., Шевченко Д. Ф., Мелашич В. В. Основи розробки, виробництва, монтажу, випробувань та обстежень підйомно-транспортних машин: навч. посіб. Дніпропетровськ: Пороги, 2007. 193 с.

2 Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини: навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2006. 299 с.

3 Тищенко Л. М. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів. Харків: Будівництво, 2003. 407 с.

4 Піпа Б. Ф., Хом'як О. М., Чабан В. В. Підйомно-транспортні пристрої: навч. посіб. Київ: КНУТД, 2006. 143 с.

5 Ракша С. В., Мелашич В. В., Колісник М. П. Розрахунки механізмів кранів мостового типу: навч. посіб. Дніпропетровськ: Пороги, 2006. 148 с.

6 Трифазні асинхронні електродвигуни AIP. URL: https://tmmotor.ua/ru?srsltid=afmbooqay2txyb5byim3twc-fmi_98k6algd73ekdqfmbqjnguvhjahy (дата звернення: 20.07.2026).

7 Кранові електродвигуни MTH, MTF, MTKH, MTKF. URL: https://slemz.com.ua/elektrodviguni/kranovi (дата звернення: 20.07.2026).

8 Редуктор ВК. URL: https://xn--80aqy.com.ua/reduktory/podrobnee_o_reduktorakh_vk/ (дата звернення: 20.07.2026).

9 Карнаух С. Г., Таровик М. Г. Деталі машин : Сполучні муфти: довідковий посіб. Краматорськ : ДДМА, 2019. 35 с.

10 Муфти: навч. посіб. для студ. спец. 131 «Прикладна механіка», спеціалізації «Автоматизовані логістичні системи», 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка», спеціалізацій «Літаки та вертольоти», «Інженерія авіаційних та ракетно-космічних систем» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад. О. Г. Архипов, Ю. П. Горбатенко, О. П. Мариношенко, Н. І. Галабурда. Електронні текстові дані (1 файл: 26,8 Мбайт). Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 204 с.

11 АІР Україна. Гальмо ТКГ колодочне кранове. URL: https://xn--80aqy.com.ua/dlya-krana/tormoz-tkg/ (дата звернення: 20.07.2026).

12 НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: затв. Міністерством соціальної політики України / Наказ № 62 від 19.01.2018 р. URL: https://dnaop.com/html/54592/doc-%D0%9D%D0%9F%D0%90%D0%9E%D0%9F_0.00-1.80-18 (дата звернення: 20.07.2026).

13 ДСТУ EN 12385-4:2017 (EN 12385-4:2002 + A1:2008, IDT). Канати сталеві дротяні. Безпека. Ч. 4. Канати подвійного звивання для загального підіймального застосування: Наказ від 27.12.2017 р. № 475. https://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=75583 (дата звернення: 20.07.2026).

14 Сталеві канати. Основні типи конструкцій пасм сталевих канатів. Каталог 2020. URL: https://stalkanat.com.ua/wp-content/uploads/2020/07/katalog-kanatov.pdf (дата звернення: 10.06.2026).

15 ДСТУ ISO 2408:2013. Канати сталеві дротяні загальної призначеності. Загальні технічні вимоги та методи випробування (ISO 2408:2004, IDT): Наказ від 11.06.2013 р. № 622. ДСТУ (Державний Стандарт України). URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=71175 (дата звернення: 20.07.2026).

16 Трос сталевий – сталеві канати. URL: https://1kanat,com,ua/catalog/section/kanat-stal-tros/ (дата звернення: 10.06.2026).

17 ОСТ 24.191.08-81. Гакові кранові підвіски. Технічні характеристики гакових підвісок. URL: https://www.plasma.com.ua/pto/crane_hooks/product3.html (дата звернення: 10.06.2026).

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Кранові електродвигуни серії MTF із фазним ротором 50 Гц, 220/380 і 500 В. Основні параметри

Тип електродвигуна	ТВ= 15 %	ТВ= 25 %	ТВ= 40 %	ТВ= 60 %	30 хв	60 хв	Частота обертання, $хв^{-1}$	Максимальний момент, Н м	Момент інерції ротора, $кг·м^2$	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
MTF 011-6	2	1,7	1,4	1,2	1,4	1,2	800 850 885 910	4,0	0,021	51
MTF 012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	2,2	1,7	785 840 890 920	5,7	0,029	58
MTF 111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	3,5	2,8	850 870 895 920	8,7	0,048	76
MTF 112-6	6,5	5,8	5	4	5	4	895 915 930 950	14,0	0,068	88
MTF 211-6	10,5	9	7,5	6	7,5	6	895 915 930 945	19,5	0,115	120
MTF 311-6	14	13	11	9	11	9	925 935 945 960	320	0,225	170
MTF 312-6	19,5	17,5	15	12	15	12	945 950 955 965	480	0,312	210
MTF 411-6	30	27	22	18	22	18	945 955 965 970	650	0,5	280
MTF 412-6	40	36	30	25	30	25	960 965 970 975	950	0,675	345
MTF 311-8	10,5	9	7,5	6	7,5	6	665 680 695 710	270	0,275	170
MTF 312-8	15	13	11	8,2	11	8,2	680 695 705 720	430	0,387	210

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
MTF 411-8	22	18	15	13	18	13	685 700 710 715	580	0,537	280
MTF 412-8	30	26	22	18	26	22	705 715 720 730	900	0,75	345

Таблиця А.2 – Технічні дані електродвигунів серії МТН

Тип електро-двигуна	Потужність, кВт					Частота обертання, хв $^{-1}$	Tmax, *Н·м*	Момент інерції ротора, кг·м^2	Маса, кг
	ТВ, %			Час роботи, хв					
	25 %	40 %	60 %	30	60				
МТН511-8	34	28	23	34	28	695 705 715	1020	1,075	470
МТН512-8	45	37	31	45	37	695 705 715	1400	1,45	570
МТН611-10	53	45	36	53	45	560 570 575	2360	4,325	900
МТН612-10	70	60	48	70	60	560 570 575	3200	5,34	1070
МТН613-10	90	75	60	90	75	570 575 580	4200	6,36	1240

Таблиця А.3 – Редуктори циліндричні горизонтальні двоступінчасті типу Ц2. Технічна характеристика

Типорозмір редуктора				Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500
Передаточне число		Частота обертання, хв$^{-1}$	Режим					
Номінальне передаточне число	Фактич-не			Потужність на швидкохідному валу, кВт				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
50	50,94	750	Л	6,3	9,9	15	29,2	50
			С	4,2	7,4	11,1	19,4	37
			В	2,42	3,9	5,9	7,9	18,75
			ДВ	1,67	2,63	3,96	7,7	13,5

Продовження таблиці А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
		1000	Л	8,2	12,5	20	39	67,2
			С	566	9,5	14,2	19,3	45,5
			ВТ	2,87	4,75	7,25	9,6	22,9
			ДВ	2,2	3,52	4,86	10,3	13,9
		1500	Л	11,5	18,5	27,5	54,5	94
			С	7,66	11,2	18,4	25,7	59,6
			В	3,8	7,6	9,2	13,6	32,3
			С	8,1	14,6	21,8	28,1	64
			В	4	7,8	12,4	14,2	32,3
			ДВ	3,54	5,67	8,31	14,55	28
		1500	Л	17	27,5	40	61,6	139
			С	10,3	19,3	30,2	31,4	77
			В	5,7	13,5	16,7	16,8	43
			ДВ	4,45	6,88	9,5	18,6	34,8
25	24,9	750	Л	12,5	19	30	60	-
			С	9,25	16,1	22,4	35	-
			В	5,6	9,7	13,5	17,5	-
			ДВ	3,36	5,3	7,95	15,6	-
		1000	Л	14	20	36	70,5	-
			С	11,7	18,3	27,1	42,2	-
			В	6,15	9,3	14,5	21,1	-
			ДВ	4,05	6,36	9,53	18,75	-
		1500	Л	11,5	33	54	96	-
			С	16,3	21,2	39,5	45	-
			В	8,2	16,2	19,4	27,8	-
			ДВ	2,6	4,22	6,17	12,1	21,2
40	41,34	750	Л	7,5	11,5	18,4	36,2	62
			С	5,6	8,3	13,4	23,2	42,2
			В	2,85	4,5	6,8	11,1	22,4
			ДВ	2	3,19	4,77	9,25	16,1
		1000	Л	9,8	14	22	43,5	75
			С	6,95	11,2	16,3	28,1	55
			В	3,43	5,9	8,2	14,2	27,5
			ДВ	2,39	3,81	5,56	11,1	19,4
		1500	Л	13	21	31,5	62	107
			С	8,85	12,3	22,5	31,4	70,2
			В	4,5	8,9	10,7	16,8	35,8
			ДВ	3,02	4,72	7,15	14	23,6
31,5	32,42	750	Л	10,5	14,5	20	48,5	83
			С	6,62	10,4	16,6	23,2	52,7
			В	3,6	6,4	10,3	11,1	
			ДВ	2,94	4,46	6,95	11	23,4
		1000	Л	11,5	18	27,5	54	100

Продовження таблиці А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
			ДВ	5,72	9,12	12,5	23,9	-
20	19,8	750	Л	15	24	36	71,5	-
			С	11,1	17,8	26,9	46,5	-
			В	5,9	9,3	14	24,1	-
			ДВ	3,94	5,2	9,25	18,1	-
		1000	Л	17	29	43,5	77	-
			С	14	20,6	33,5	49,4	-
			В	7,8	11,2	16,9	25	-
			ДВ	4,08	7,57	11,3	20	-
		1500	Л	27,5	40	59,5	116	-
			С	16,6	26,5	43,7	58,2	-
			В	9,7	20	20,4	38,7	-
			ДВ	7,18	10,4	15,4	29,9	-
16	16,3	750	Л	18,5	29	44	86,5	-
			С	13,5	21,6	32	53,6	-
			В	6,7	10,7	15,9	31,3	-
			ДВ	4,46	7,04	10,5	20,3	-
		1000	Л	20	31,5	47	92	-
			С	18,3	25	37,1	54,3	-
			В	8,2	11,8	19,7	32,2	-
			ДВ	5,83	8,25	12,7	24,4	-
		1500	Л	32,5	43	71	138	-
			С	21,4	31,6	50,5	73,6	-
			В	9,95	20,6	23	45,2	-
			ДВ	7,9	12,6	18,8	36,6	-
12,5	12,41	750	Л	25,5	33,5	55	91	-
			С	15,9	25	43,5	53,6	-
			В	9,9	15,9	23,4	32,3	-
			ДВ	6,53	10,5	14,1	27,7	-
		1000	Л	25	35,5	62	107,5	-
			С	19,6	31,2	50,7	54,5	-
			В	11,2	16,3	26,3	32,2	-
			ДВ	8,25	12,25	18,6	31,2	-
		1500	Л	40,5	53	96,5	152,3	-
			С	22,1	39,8	70	81	-
			В	13,3	28,9	34,7	65,2	-
			ДВ	11,75	18,65	27,7	49,7	-
10	9,8	750	Л	30,5	40	65	94	-
			С	18,9	35,7	52	58,8	-
			В	11,7	18,7	25,4	35,2	-
			ДВ	8,2	11,8	17,8	36,6	-

Продовження таблиці А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
		1000	Л	30,5	43	78	127	-
			С	20,2	39,7	61,2	68,5	-
			В	12,5	19,4	31,4	48,2	-
			ДВ	9,72	15,5	22,9	44,2	-
		1500	Л	49,5	62,5	11,75	178	-
			С	27	48,2	84,7	91,3	-
			В	16,9	33,6	40	61	-
			ДВ	14,8	23,6	35,2	58,4	-
8	8,32	750	Л	33	46	76	-	-
			С	23	40,3	61	-	-
			В	13,4	21,1	28,8	-	-
			ДВ	8,8	13,9	24,5	-	-
		1000	Л	37	49	80	-	-
			С	23,4	44,2	58,6	-	-
			В	14,3	21,2	34,9	-	-
			ДВ	11,7	18,3	27,6	-	-
		1500	Л	56,5	68,5	134	-	-
			С	31	55	96,5	-	-
			В	20,3	39,6	47,2	-	-
			ДВ	17,6	28	41,8	-	-

Таблиця А.4 – Редуктор типу ВКН. Технічна характеристика

Типорозмір редуктора	Діаметр швидкохідного вала	Передаточне число	Максимальна потужність $P_р$, кВт, на швидкохідному валу для різних режимів роботи					
			$n_р = 750$ хв$^{-1}$			$n_р = 1000$ хв$^{-1}$		
			Л	С	Т	Л	С	Т
ВКН-280	25	10	4,3	2,0	1,8	6,0	2,0	1,9
		16	3,0	1,4	1,2	4,0	1,7	1,5
		31.5	1,4	1,0	0,9	1,9	1,0	0,9
		50	0,9	0,7	0,6	1,0	0,8	0,7
ВКН-320	25	12.5	6,5	3,1	2,7	8,1	3,4	3,0
		20	3,6	2,4	1,8	5,6	2,8	2,2
		40	2,5	1,7	1,2	2,8	1,8	1,2
		63	1,2	0,9	0,7	1,7	1,1	0,7

Продовження таблиці А.4

Типорозмір редуктора	Діаметр швидкохідного вала	Передаточне число	Максимальна потужність $P_р$, кВт, на швидкохідному валу для різних режимів роботи					
			$n_р = 750$ хв$^{-1}$			$n_р = 1000$ хв$^{-1}$		
			Л	С	Т	Л	С	Т
ВКН-420	25	16	7,8	5,0	4,8	9,1	6,0	6,5
		25	5,0	3,5	3,0	6,1	4,9	4,4
		50	2,8	2,1	1,6	3,5	2,8	2,2
		80	2,3	1,8	1,3	3,1	2,2	1,7
		125	1,6	1,2	1,0	1,7	1,4	1,2
ВКН-480	30	20	11,7	7,3	4,8	14,4	9,0	6,3
		31,5	8,3	5,0	4,0	10,3	6,6	4,8
		63	4,7	3,4	2,5	5,9	4,1	3,0
		100	3,3	3,3	2,2	4,1	3,0	2,7
ВКН-560	35	20	19,9	13,3	9,7	23,1	16,6	12,1
		25	15,5	10,6	8,2	21,9	14,1	10,3
		40	10,7	7,8	6,5	13,9	10,0	7,9
		50	8,8	6,5	5,5	12,1	8,6	6,7
		50	5,9	4,4	3,9	7,8	5,5	4,8

Таблиця А.5 – Редуктор типу ВК. Технічна характеристика

Технічні характеристики редуктора ВК	Типорозмір редуктора		
	350	475	550
1	2	3	4
Передаточні числа	10; 16; 31,5; 50	20; 28; 50; 112	18; 31,5; 71; 125
Номінальний крутний момент на тихохідному валу, Нм	85 … 725	1300 … 1950	2000 … 2400

Продовження таблиці А.5

1	2	3	4
Частота обертання швидкохідного вала, $хв^{-1}$	1000 … 600		
ККД, %	91		
вага, кг	120	215	279

Таблиця А.6 – Редуктор типу ВК. Характеристики зачеплення зубчастих передач

Характеристика		Типорозмір редуктора ВК											
		350				475				550			
Передаточне число	Фактичне	49,5	30,56	14,67	10,69	109,61	52,92	29,06	19,68	126,78	66,28	32,9	17,72
	Номінальне	50	31,5	16	10	112	50	28	20	135	71,5	31,5	18
1 Ступінь	Aw6	90				105				140			
	B1	40				50				60			
	z1	11	16			12	21			11	18	11	18
	z2	49	44			21	49			59	52	59	52
	m	3				3				4			
2 Ступінь	Awn	130				160				190			
	B 2	35				40				60			
	z3	15		25	30	11		18	24	11		30	
	z4	50		40	35	69		62	56	65		46	
	m	4				4				5			
3 Ступінь	Awт	130				210				220			
	УЗ	40				70				80			
	z5	15				13				11			
	z6	50				47				44			
	m	4				7				8			

Таблиця А.7 – Муфти пружні втулково-пальцеві. Параметри та розміри, мм

Номінальний крутний момент, Н·м	d	d_1	d	d_1	D, не більше	L, не більше				*l,* не більше				Частота обертання, $с^{-1}$	Зміщення валів, не більше		Маса, кг
	Ряд 1		Ряд 2			1	2	3	4	1	2	3	4		радіальне	кутове	
6,3	9		-		71	43	-	43	-	20	-	13	-	147	0,2	1°30’	0,53
	10		-			49	43	49	-	23	20	16	-				0,60
	11		-														0,59
16,0	12		-		75	63	53	63	-	30	25	20	-	127			0,70
	14		-														0,68
	16		-			83	59	83	59	40	28	30	18				0,75
31,5	16		-		90	84	60	84	60					106			1,52
	18		-														1,40
	-		19														1,38
63,0	20		-		100	104	76	104	76	50	36	38	24	95			2,02
	22		-														2,04
	-		24														1,96
125,0	25		-		120	125	89	125	89	60	42	44	26	77	0,3		3,97
	28		-														4,13
	-		30			165	121	165	121	80	58	60	33				4,37
250,0	32		-		140									63		1°00'	5,91
	-		35														6,21
	36		-														6,25
	-		38														6,28
250,0	40		-		140	225	169	225	169	110	82	85	56	63	0,3	1°00'	6.63
	-		42														6,86
	45		-														6.80
500,0	40		-		170									60			11,75
	-		42														12.10
	45		-														12,60
710,0	45		-		190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	0,4		14.31
	•		48														14,70
	50		-														15.21
	-		55														15,34
	56		-														15,22
1000,0	50		-		220	286	216	286	216	140	105	107	72	48			18.87
	-		55														19.91
	56		-														19.75
	-		60														21,93
	63		-														26,09
	-		65														28,65
	-		70														29,81
2000,0	63		-		250	288	218	288	218	140	105	107	72	38			31.98
	-		65														31,64
	-		70														34,65

Продовження таблиці А.7

Номінальний крутний момент, Н·м	d	d_1	d	d_1	D, не більше	L, не більше				*l*, не більше				Частота обертання, $с^{-1}$	Зміщення валів, не більше		Маса, кг
	Ряд 1		Ряд 2			1	2	3	4	1	2	3	4		радіальне	кутове	
2000,0	71		-		250									38	0,4	1°00'	34,48
	-		75														35,06
	80		-			348	268	348	268	170	130	135	95				36,07
	-		85														38,45
	90		-														40,03
4000,0	80		-		320	350	270	350	270					30	0,5	0°30'	66,71
	-		85														69,01
	90		-														71,61
	-		95														74,11
8000,0	100		-		400	432	342	432	342	210	165	170	125	24	0,5		132,68
	110		-														140,88
	-		120														145,58
	125		-														142,98
16000,0	-		120		500	435	345	435	345					19	0,6		237,81
	125		-														234,61
	-		130			515	415	515	415	250	200	205	155				264,31
	140		-														264,61
	-		150														356,31
	160		-			615	495	615	495	300	240	245	185				308,11
Примітка – типи муфт: I – із циліндричним отвором на кінці валів, II – із конічним отвором на кінці валів																	

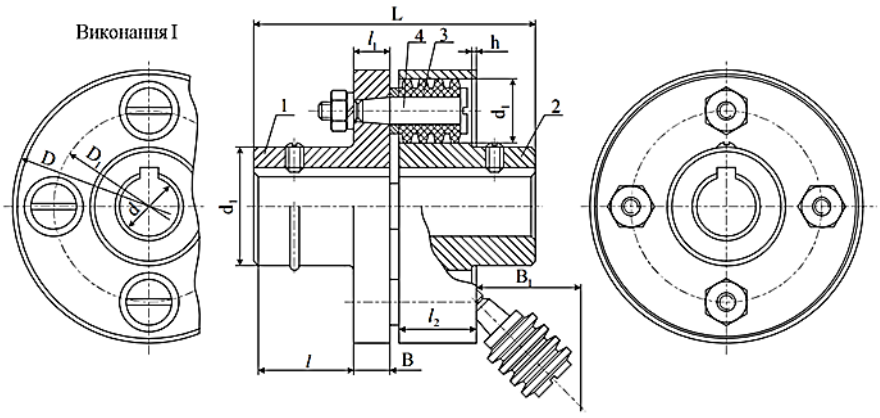
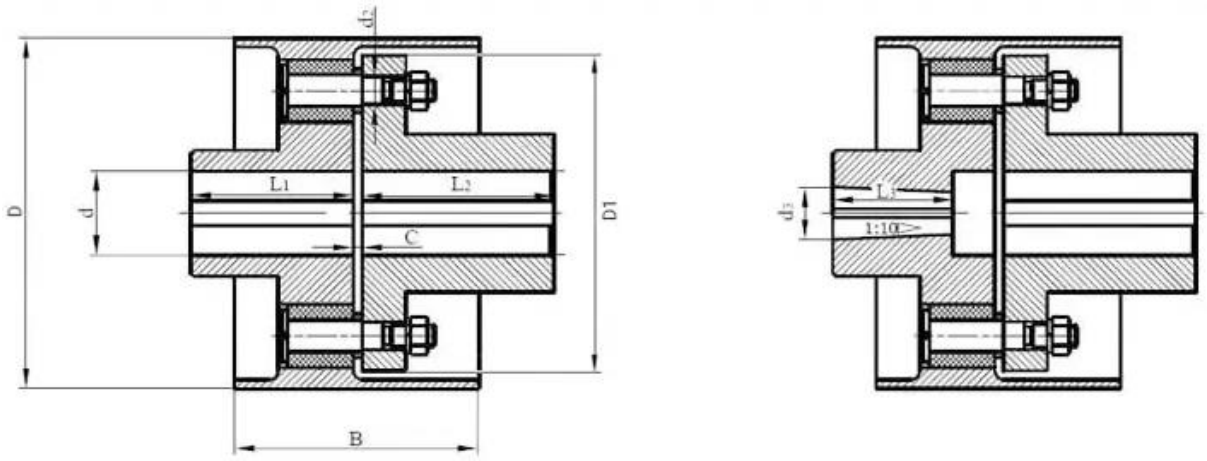


Рисунок А.1 – Муфта пружна втулково-пальцева

Таблиця А.8 – Муфти пружні втулково-пальцеві з гальмівним шківом

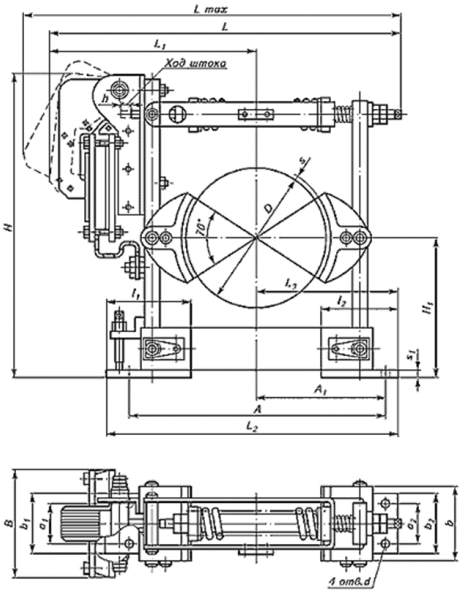


Номер муфти	Найбільший переданий крутний момент, Н·м	Діаметр гальмівного шківа D, мм	Ширина гальмівного шківа B, мм	Маса муфти, кг	Момент інерції муфти, кг·м^2
1	500	200	95	25	0,125
2	800	300	145	60	0,6
3	5500	400	185	125	2,25
4	7000	500	210	175	5,0

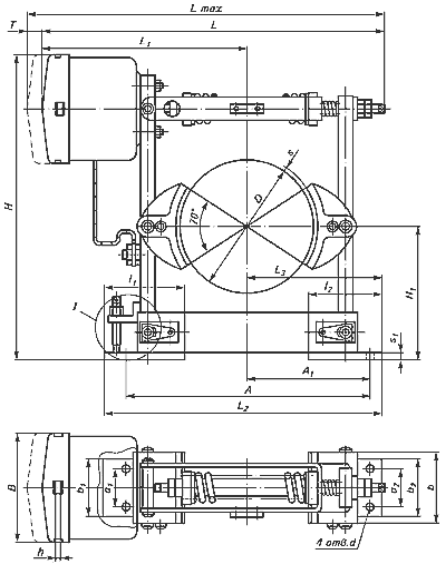
Таблиця А.9 – Моменти інерції муфт МПВП залежно від типорозміру

Типорозмір МПВП	Номінальний крутний момент, Н·м	Орієнтовний момент інерції J, кг·м^2
МУВП-1	6,3	0,001…0,005
МУВП-2	16…63	0,005…0,020
МУВП-3	125…250	0,030…0,150
МУВП-4	400…630	0,150…0,300
МУВП-5	1000…1600	0,350…0,500

Таблиця А.10 – Технічні параметри гальмівних пристроїв типу ТКП і ТКТ



а) тип гальма ТКТ



б) тип гальма ТКП

Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м, для ТВ, %			Тип електро-магніту	Вага гальма, кг
	25	40	100		
ТКП – 100	20	16	8	МП – 101	16
ТКП – 200 / 100	40	32	16		30
ТКП – 200	160	125	54	МП – 201	37
ТКП – 300 / 200	240	190	80		75
ТКП – 300	500	420	170	МП – 301	90

Розміри гальм типу ТКП, мм										
Діаметр шківа	Відхід колодки від шківа	L	ℓ	ℓ_1	ℓ_2	B	b	b_1	b_2	b_3
100	0,4	353	44	300	223	132	30	70	65	45
200		501		394	283			90	90	54
200	0,5	546	80	394	328	178	38	90	90	54
300		681		550	396			140	120	81
300	0,7	718	92	550	436	223	54	140	120	81

Розміри гальм типу ТКП, мм										
b_4	H	h	A	a	a_1	d	d_1	s_1	δ	s_2
36	274	100	110	15	40	13	9	8	6	4
47	414	170	175	22	60	18	13	11		7
47	437	170	175	22	60	18	13	11	8	7
72	577	240	250	25	80	22	17	14		9
72	600	240	250	25	80	22	17	14	8	9

Таблиця А.11 – Технічні дані гальм ТКТ і електромагніту типу МО–Б

Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м	Серія магніту	L	L_1	L_2	H	h	h_1	h_2
ТКТ 100	20	МО– 100Б	398	135	195	250	100	70	100
ТКТ 200/100	40		546	265	255	400	170	135	170
ТКТ 200	160	МО– 200Б	660	265	322	415	170	135	170
ТКТ 300/200	240		796	390	389	547	240	190	240

Розміри гальм типу ТКТ, мм

Тип гальма	l_1	B	B_1	A	d	b_2	b_1	b_3	Маса гальма, кг
ТКТ 100	300	130	120	110	13	65	70	58	12
ТКТ 200/100	394	130	180	175	18	90	90	58	25
ТКТ 200	394	177	212	175	18	90	90	80	35
ТКТ 300/200	550	177	270	250	22	120	140	80	70

Серія магніту	B_2	B_5	C_2	C_3	H_1	H_3	H_4
МО – 100Б	37	107	22	85	18	143	182
МО – 200Б	74	174	40	140	27	235	297

Таблиця А.12 – Технічні дані гальм, мм, типу ТКГ і електродвигунів типів ТЭГ і ТГМ

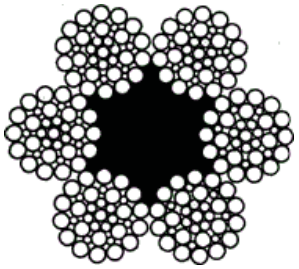
Тип гальма	Гальмівний момент, Н·м	Тип штовхача	L	L_1	A	B	H	h	l	b_1	b_2	d	Маса, кг
ТКГ 160	100	ТЕГ 16М	490	268	200	201	390	144	147	120	70	13	25
ТКГ 200	300	ТГМ 25	603	332	350	213	404	170	198	90	90	18	35
ТКГ 300	800	ТГМ 50	712	421	500	232	500	240	275	120	140	22	80
ТКГ 400	1500	ТГМ 80	940	489	340	232	570	320	375	140	180	22	120
ТКГ 500	2500	ТГМ 80	1160	650	410	232	685	400	435	160	200	27	155

Продовження таблиці А.12

Тип штовхача	H	B_1	B_2	B_3	a	b
ТЕГ 16М	285	73,5	105	178,5	14	12
ТГМ 25	355	87,5	125	212,5	14	20
ТГМ 50	400	92	125	227	16	25
ТГМ 80	400	92	125	227	16	25

ДОДАТОК Б

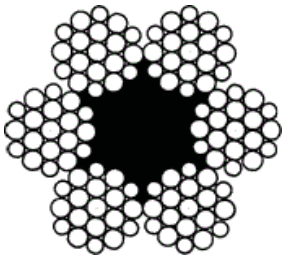
Таблиця Б.1 – Канат подвійної звивки типу ЛК-РО



Канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о. с.

Діаметр каната, мм	Площа перерізу	Маса 1000 м змащеного каната, кг	Маркувальна група, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Розривне зусилля каната в цілому, кН, не менше						
11,5	52	513	—	—	66,8	70,9	75,1	78,3	80,7
13,5	70,6	696,5	—	—	90,7	96,3	101,5	106	109
15	82,2	812	—	—	104,5	111,5	116,5	122,5’	128
16,5	105,7	1045	—	—	135,5	144	150	157,5	165
18	125,8	1245	—	—	161,5	171,5	175,5	186,5	190,5
20	154	1520	—	—	197,5	210	215	229	233,5
22	185,1	1830	207,5	222,5	237,5	252,5	258,5	275	280,6
23,5	215,9	2130	242,5	259,5	277	294	304	321	338
25,5	252,5	2495	283,5	303,5	234	344	352,5	375,5	383
27	283,8	2800	318,5	341,5	364,5	387,5	396,5	422	430,5
29	325,4	3215	366	392	417,5	444	454,5	484	493,5
31	370	3655	416	445	475	505	517	550,5	561,5
33	421	4155	473	507	540,5	574	588	626,5	638,5
34,5	461,1	4550	518	555,5	592	629,5	644,5	686	700
36,5	503,1	4965	565,5	606	646	686,5	703,5	748,5	764

Таблиця Б.2 – Канат подвійної звивки типу ЛК-Р



Канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6 х 19 (1 + 6 + 6/6) + 1 о. с.

Діаметр каната, мм	Площа перерізу	Маса 1000 м змащеного каната, кг	Маркувальна група, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Розривне зусилля каната в цілому, кН, не менше						
9,9	36,66	358,6	—	—	48,85	51,85	53,45	55,95	58,85
11,0	47,19	461,6	—	—	62,85	66,75	68,80	72,00	75,15
12,0	53,87	527,0	—	—	71,75	76,20	78,55	81,90	85,75
13,0	61,00	596,6	71,05	76,19	81,25	86,30	89,00	92,80	97,00
14,0	74,40	728,0	86,70	92,85	98,95	105,00	108,00	112,50	118,00
15,0	86,28	844,0	100,00	107,00	114,50	122,00	125,50	131,00	137,00
16,5	104,61	1025,0	121,50	130,00	139,00	147,50	152,00	159,00	166,00
18,0	124,73	1220,0	145,00	155,00	106,00	176,00	181,50	189,50	198,00
19,5	143,61	1405,0	167,00	179,50	191,00	203,00	209,00	218,50	228,00
21,0	167,03	1635,0	194,50	208,00	222,00	236,00	243,50	254,00	265,50
22,5	188,78	1850,1	220,00	235,50	251,00	267,00	275,00	287,50	303,50
24,0	215,49	2110,0	250,50	269,00	287,00	304,50	314,00	328,00	343,00
25,5	244,00	2390,0	284,00	304,50	324,50	345,00	355,50	372,00	388,50
27,0	274,31	2685,0	319,00	342,00	365,00	388,00	399,50	418,00	436,50
28,0	297,63	2910,0	346,50	371,00	396,00	421,00	434,00	453,50	473,50
30,5	356,72	3490,0	415,50	445,50	475,00	504,50	520,00	544,00	567,50
32,0	393,06	3845,0	458,00	490,50	523,50	556,00	573,00	599,50	625,50
33,5	431,18	4220,0	502,50	538,50	574,00	610,50	748,00	782,50	686,00
37,0	512,79	5015,0	597,50	640,50	683,00	725,00	629,00	658,00	816,00

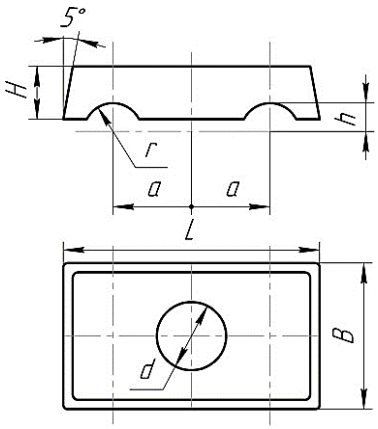
Таблиця Б.3 – Найбільша вантажопідйомність гаків, кН

Номер заготовки гака	Машини та механізми з ручним і машинним приводом для режимів		
	1 М - 2 М	3М – 4М	5М - 6М
Однорогі			
1	4,0	3,2	2,5
2	5,0	4.0	3,2
3	6.3	5.0	4.0
4	8.0	6,3	5.0
5	10,0	8,0	6,3
6	12,5	10.0	8,0
7	16.0	12.5	10.0
8	20.0	16.0	12,5
9	25,0	20,0	16,0
10	32,0	25,0	20,0
11	40.0	32.0	25.0
12	50.0	40,0	32,0
13	63,0	50,0	40,0
14	80.0	63.0	50.0
15	100,0	80.0	63,0
16	125,0	100.0	80.0
17	160,0	125,0	100,0
18	200.0	160.0	125.0
19	—	200,0	160,0
20	—	250,0	200.0
21	—	320,0	250,0
22	—	400.0	320.0
23	—	500,0	400.0
24	—	630.0	506.0
25	—	800,0	630,0
26	—	1000.0	800.0
Дворогі			
1	80	63	50
2	100	80	63
3	125	100	80
4	165	125	100
5	200	160	125
6	—	200	160
7	—	250	200
8	—	320	250
9	—	400	320
10	—	500	400
11	—	630	500
12	—	800	630
13	—	1000	800
14	—	—	1000

Таблиця Б.4 – Технічні характеристики гакових підвісок [17]

Вантажо-підйомність, т	Гак	Кількість блоків	Діаметр блока, мм	Діаметр каната, мм	Вага, кг
3,2	12А-1	1	400	14,0	48,0
3,2	12А-1	1	500	14,0	62,0
5,0	14А-1	2	400	14,0	85,0
5,0	14А-1	1	500	16,5	90,0
5,0	14А-1	1	630	18,0	120,0
5,0	14А-1	2	500	14,0	107,0
10,0	17А-1	3	400	16,5	161,0
10,0	17А-1	3	500	16,5	195,0
10,0	17Б-1	2	500	18,0	190,0
10,0	17А-1	2	630	18,0	285,0
12,5	17А-1	3	400	16,5	205,0
12,5	18А-1	3	500	16,5	250,0
12,5	18А-1	3	600	18,0	340,0
16,0	19А-1	3	400	16,5	223,0
16,0	19А-1	3	500	16,5	308,0
16,0	19А-1	3	600	18,0	394,0
16,0	19А-1	4	400	16,5	314,0
16,0	19А-1	4	500	16,5	368,0
16,0	19А-1	4	600	18,0	488,0
20,0	19А-1	4	400	16,5	318,0
20,0	20А-1	4	500	16,5	514,0
20,0	20А-1	4	600	18,0	627,0
32,0	22А-1	4	710	22,0	1016,0

Таблиця Б.5 – Розміри накладок



Номер	Діаметр каната d_K	Розміри, *мм*							Маса, *кг*
		a	*L*	*B*	*H*	*h*	*r*	*d*	
1	Св.10 до 12	13	40	40	12	1,5	10	13	0,13
2	“ 12 до 14	15	45	45	14	2,0	11	13	0,2
3	“ 14 до 17	18	55	50	16	2,5	12	17	0,3
4	“ 17 до 20	22	65	55	18	3,0	14	22	0,52
5	“ 20 до 23	25	75	60	22	3,5	16	26	0,72
6	“ 23 до 26	28	85	65	26	4,0	18	26	0,92
7	“ 26 до 27,5	32	95	70	30	4,5	20	32	1,42

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт

з освітнього компонента

«*БУДІВЕЛЬНІ ТА КОЛІЙНІ МАШИНИ*»

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 16.09.2026 р.
Умовн. друк. арк. 4,5. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018