

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра "Будівельні, дорожні машини і будівництво"

В.В. ЯЦУН, С.О. ДЖИРМА, В.В. ЯЦУН, О.В. ГОРПИНЧЕНКО

Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка

Лабораторний практикум

Навчальний посібник

За редакцією доцента Яцуна В.В.

Кропивницький
Видавець Лисенко В.Ф.
2020

УДК 621.86/87(075.8)

Я 94

*Друкується за ухвалою Вченої ради
Центральноукраїнського національного технічного університету
(протокол № 6 від 02.03.2020 року)*

Рецензенти:

Солових Є.К., д.т.н., проф. каф. "Експлуатація та ремонт машин"
ЦНТУ;
Семко В.О., д.т.н., проф. каф. "Будівельні, дорожні машини та
будівництво" ЦНТУ;
Осіпов І.М., к.т.н., проф. каф. "Сільськогосподарського
машинобудування" ЦНТУ.

Яцун В.В., Джирма С.О., Яцун В.В., Горпинченко О.В.
Я 94 **Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка.**
Лабораторний практикум. Навчальний посібник: навчально-
методичний комплекс для студентів денної і заочної форм навчання
/ В.В. Яцун, С.О. Джирма, В.В. Яцун, О.В. Горпинченко // Загальна
редакція Володимира Васильовича Яцуна – Кропивницький:
Видавець Лисенко В.Ф., 2020. – 126 с.

ISBN 978-617-7813-10-0

Навчальний посібник спрямований на більш глибоке вивчення,
розуміння, уявлення конструкцій, елементів та процесів підйомно-
транспортних та транспортуючих машин. Метою даного навчального
посібника є допомога у вивченні теоретичного курсу навчальної дисципліни
"Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка" шляхом
виконання лабораторних робіт. Розглядаються конкретні роботи згідно
силабусу навчальної дисципліни.

УДК 621.86/87(075.8)

Укладачі:

Яцун В.В. – к.т.н., доцент, декан факультету БТ ЦНТУ;
Джирма С.О. – к.т.н., доцент каф. БДМБ ЦНТУ;
Яцун В.В. – к.т.н., доцент каф. БДМБ ЦНТУ;
Горпинченко О.В. – к.е.н., викладач каф. ЕМКД ЦНТУ.

ISBN 978-617-7813-10-0

© Центральноукраїнський національний
технічний університет, 2020
© Яцун В.В., Джирма С.О., Яцун В.В.,
Горпинченко О.В., 2020
© Видавець Лисенко В.Ф., 2020

ПЕРЕДМОВА

Навчальні дисципліни "Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка", "Проектування підйомно-транспортних машин" є провідними у підготовці фахівців за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання". Ці машини основа комплексної механізації та автоматизації виробництва, підвищення продуктивності праці на дільницях, у цехах та на підприємствах в цілому. За допомогою підйомно-транспортних машин та механізмів на виробничих дільницях здійснюється переміщення об'єктів виготовлення (заготовок, готових деталей, частин машин, тощо), а також різних допоміжних вантажів (сировини, тари, устаткування...).

У сучасних умовах потокового та автоматизованого виробництва підйомно-транспортні машини (ПТМ) стали сполучною і невід'ємною ланкою технологічного процесу, забезпечуючи переміщення продукції з одного робочого місця на інше, завдяки чому регулюється потік, ритм та зберігається безперервність технологічного процесу.

Курс "Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка" (ВТТ) складається з лекцій, лабораторного практикуму та курсового проекту з ПТМ. У зв'язку з багатоступеневою підготовкою фахівців для "молодших спеціалістів" читається елементарний (описовий) курс ВТТ, для "бакалаврів" і "магістрів" – класичний. Тому у посібнику наведені лабораторні роботи, які відповідають ідеї багатоступеневої підготовки. Мається на увазі, що при проведенні лабораторного практикуму на старших курсах, активно використовуються творчі компоненти (основи наукових досліджень, ПЕОМ, техніко-економічний аналіз, тощо), а також зв'язок з виробництвом.

У кожній лабораторній роботі наводяться короткий теоретичний матеріал, необхідні розрахункові формули, методика виконання роботи та оформлення звіту, питання для самоконтролю студентів.

Лабораторний практикум є результатом опрацювання багаторічного досвіду викладання курсу "Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка" в Центральнотериторіальному національному технічному університеті.

Даний лабораторний практикум безпосередньо стосується спеціальності "Галузеве машинобудування" спеціалізації "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання", а також можливе використання при підготовці фахівців за спеціальностями "Прикладна механіка", "Агроінженерія", "Автомобільний транспорт", "Транспортні технології" та іншими напрямками "Механічна інженерія".

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

1. Тема:

Дослідження аеродинамічного опору вітрового навантаження профілів металоконструкцій, які застосовуються в підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх та меліоративних машинах.

2. Мета роботи:

Навчитись розраховувати вітрове навантаження на навітряну поверхню різних профілів. Порівняти результати теоретичних і дослідних даних.

3. Теоретична частина

Вітрові навантаження діють на металоконструкції та вантажі кранів, що працюють на відкритому просторі. Вітер виникає в приземних шарах атмосфери. Силу вітру визначають як суму складових статичних та динамічних сил. Статичні сили залежать від розподіленого вітрового навантаження p на даній висоті і розрахунковій площі A металоконструкції та вантажу:

$$F_b = p \cdot A . \quad (1.1)$$

Розрахункову площу конструкції або вантажу знаходять за фактичними даними відповідно [1, 2]. Якщо даних немає, площу вантажу можна вибирати залежно від його маси:

Маса вантажу, т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	16	20	32	50	100
Площа вантажу, $A \text{ м}^2$	2,0	2,8	4,0	7,1	10	14	16	20	28	36

Для фермових конструкцій площу можливо визначити наближено:

$$A = k_{суц} \cdot A_{\phi}, \quad (1.2)$$

де A_{ϕ} – площа ферми;

$k_{суц}$ – коефіцієнт суцільності ($k_{суц} = 0,2 \dots 0,6$ – для ферм з прокатних профілів, $k_{суц} = 0,2 \dots 0,4$ – для ферм з труб).

Розподілена сила вітру:

$$P = q \cdot n \cdot c \cdot k, \quad (1.3)$$

де $q = \rho \cdot \frac{V^2}{2}$ – динамічний тиск вітру на висоті 10 м над поверхнею землі

(або води для плавучих кранів), Па;

V – швидкість вітру, м/с;

$\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили, який вибирають залежно від конструктивних особливостей елементів крану ($c = 0,8 \dots 1,2$ – для конструкцій з труб, $c = 1,2$ – для коробчастих конструкцій, прямокутних кабін, противаг, канатів, вантажів; $c = 1,5 \dots 1,6$ – для балок з поясами, що виступають та зовнішніми ребрами, плоских ферм з прямокутних профілів);

n – коефіцієнт перевантаження ($n = 1$ для навантажень робочого стану; $n = 1,1$ для неробочого стану (при розрахунку конструкцій за методом граничного стану));

k – коефіцієнт, що враховує підвищення динамічного тиску вітру в залежності від висоти розташування крана над поверхнею землі:

Висота, м	до 10	20	60	100	200	300 і більше
k	1,0	1,25	1,75	2,1	2,6	3,1

Силу дії вітру на вантаж розраховують при знаходженні його в крайньому верхньому положенні (потрібно брати не менше ніж 500 Н відповідно [1, 2]).

Розрізняють вітрове навантаження робочого стану, при якому підйомна машина працює нормально, та вітрове навантаження неробочого стану.

Для робочого стану крану динамічний тиск вітру q , Па, беруть залежно від зони розміщення крану з урахуванням його призначення:

Крани	q , Па
Які працюють у зонах помірних вітрів	125
Усіх типів, розташовані в річкових та морських портах, на судноремонтних заводах	250
Які працюють без перерви	400

Вітрові навантаження робочого стану повинні враховуватися при розрахунках металоконструкцій, механізмів, гальм, потужності двигунів, стійкості стрілових кранів.

При визначенні потужності двигунів механізмів внаслідок мінливості та нерегулярності вітрових навантажень їх беруть не більшими за 70% від статичного вітрового навантаження робочого стану, що діє на елементи крану або на вантаж.

Для неробочого стану крану динамічний тиск вітру q_0 , Па, приймається: для України, європейської частини та півдня азійської частини Росії – 270...450; для Кавказу, Середньої Азії та узбережжя морів – 850...1000. Якщо район розміщення крану невідомий, то $q_0 = 450$ Па.

Підйомні машини не працюють при вітровому навантаженні неробочого стану. На це навантаження розраховують металоконструкції, механізми пересування, повороту, зміни вильоту стріли, власну стійкість крану проти перекидання та протиугінні пристрої крану.

Динамічна складова тиску від пульсації швидкості вітру повинна враховуватися лише при розрахунку на міцність металоконструкції кранів.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання

1. Набір моделей профілів металоконструкцій, які застосовуються в вантажопідйомних машинах.

2. Анемометр – прилад для вимірювання швидкості повітряного потоку.

3. Лабораторна експериментальна установка (рис. 1.1) – являє собою електровентилятор 1, що створює повітряний потік, який спрямовується конусом 2 на модель профілю конструкції 3. Модель профілю установлюється на спеціальному візку 4. Дослідне значення зусилля від дії вітрового навантаження визначається пружинним динамометром 5. Швидкість вітру заміряється анемометром.

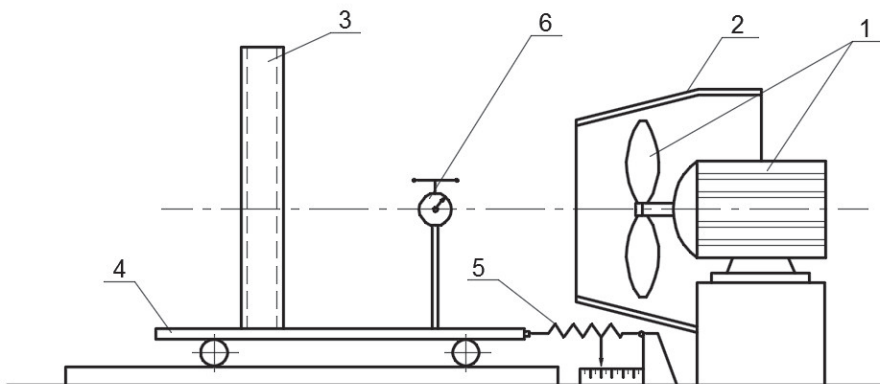


Рисунок 1.1 – Лабораторна установка для дослідження аеродинамічного опору вітрового навантаження профілів металоконструкцій

4.2 Методика проведення роботи

1. Вимірюється навітряна поверхня профілів та визначається її площа.
2. Модель устанавлюється на візку 4, вмикається електроventилятор 1, знімають показники анемометра 6 і динамометра 5.
3. Визначається розрахункове вітрове навантаження за формулою (1.1).
4. Порівнюються експериментальні і розрахункові значення вітрового навантаження.

4.3 Обробка результатів вимірів та обчислень

Результати вимірів та обчислень занести в таблицю:

Профіль, що досліджується	V , м/сек	q_0 , кгс/м ²	F_n , м ²	ω_B^P , кгс	ω_B^3 , кгс	$\Delta F_B = \frac{F_B^3 - F_B^P}{F_B^P} \cdot 100$
Швелер						
Коробчастий профіль						
Двотавр						

5. Висновки

Проаналізувати вплив форми профілів на величину вітрового навантаження і вказати найбільш раціональні форми профілів. Пояснити можливі розбіжності між дослідними і теоретичними значеннями.

6. Зміст звіту

1. Тема роботи.
2. Мета роботи.
3. Короткі теоретичні відомості.
4. Розрахунки і таблиця результатів вимірів та обчислень.
5. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Як визначається вітрове навантаження на металоконструкцію крана?
2. Як змінюється швидкісний напір зі зміною висоти над поверхнею землі?
3. Як визначається розподільне вітрове навантаження?
4. Що таке коефіцієнт суцільності металоконструкції?
5. В яких розрахунках враховується вітрове навантаження?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

1. Тема:

Дослідження режимів роботи вантажопідійомної машини.

2. Мета роботи:

Ознайомитися з методами визначення основних параметрів, які визначають режими роботи вантажопідійомної машини та її механізмів. Набути практичних навичок у визначенні режимів роботи вантажопідійомної машини в цілому та її окремих механізмів.

3. Теоретична частина

Підйомні машини характеризуються циклічним режимом роботи механізмів з частими пусками, зупинками і реверсами. Режим роботи – це комплексна характеристика механізму або машини, яка враховує характер навантажень та їхню тривалість. Він є основою для розрахунків енергосилових параметрів елементів машин на міцність та опір втомленості. Залежно від режиму роботи механізму визначають навантаження, потужність двигуна, розраховують гальма, вибирають запаси міцності для канатів та ланцюгів, захватних пристроїв, редукторів, визначають термін служби елементів вантажопідійомної машини.

Згідно "Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів та машин..." [3] передбачено наступні групи класифікації (режими роботи) вантажопідіймальних кранів і машин та їх механізмів.

1. Група класифікації (режиму роботи) кранів у цілому визначається за таблицею 1 залежно від класу використання (U_0-U_9), що характеризується величиною максимального числа циклів за заданий строк служби, та режиму навантаження (Q_1-Q_4).

Таблиця 2.1 – Групи класифікації (режиму роботи) кранів у цілому

Режим навантаження	Коефіцієнт навантаження K_p	Характеристика вантажів, що підіймаються кранами	Клас використання									
			нерегулярне використання					регулярне використання за легких умов	регулярне використання з перервами	регулярне інтенсивне використання	інтенсивне використання	
			U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
			максимальна кількість робочих циклів									
			$1,6 \times 10^4$	$3,2 \times 10^4$	$6,3 \times 10^4$	$1,25 \times 10^5$	$2,5 \times 10^5$	5×10^5	1×10^6	2×10^6	4×10^6	понад 4×10^6
Q1 - легкий	0,125	легкі – регулярно, номінальні – рідко			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 - середній	0,25	середні – регулярно, а номінальні – досить часто		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q3 - важкий	0,5	важкі – регулярно, а номінальні – часто	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q4 - дуже важкий	1,0	близькі до номінальних – регулярно	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

Режим навантаження крана характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантажень K_p , що визначається за формулою

$$K_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right], \quad (2.1)$$

де C_i – середня кількість робочих циклів з окремим рівнем маси вантажу P_i ,

C_T – сумарне число робочих циклів за весь термін служби крана,

$$C_T = \sum_{i=1}^n C_i, \quad (2.2)$$

P_i – значення випадкових мас окремих вантажів (рівня навантаження) при типовому використанні крана,

$P_{\max}$ – маса найбільшого вантажу (номінальний вантаж), який дозволяється піднімати краном,

$$m = 3.$$

2. Група класифікації (режиму) механізмів у цілому визначається за таблицею 2.1 залежно від класу використання механізму (T_0 - T_9), що характеризується загальною тривалістю використання механізму (у годинах) та режимом навантаження (L_1 - L_4).

Режим навантаження механізму характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантаження K_m , що визначається за формулою

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right], \quad (2.3)$$

де t_i – середня тривалість використання механізму при окремих рівнях навантаження P_i ,

Таблиця 2.2 – Групи класифікації (режиму роботи) механізмів в цілому

Режим навантаження	Нормативний коефіцієнт K_M	Характеристика дій навантажень, яких зазнають механізми	Клас використання механізмів									
			нерегулярне використання			регулярне використання за легких умов	регулярне використання з перервами	регулярне інтенсивне використання	інтенсивне використання			
			T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉
			максимальна кількість робочих циклів									
			200	400	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000	100000
L1-легкий	0,125	малі – регулярно, а найбільші – рідка			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2-середній	0,25	помірні – регулярно, а найбільші – досить часто		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3-важкий	0,5	великі – регулярно, а найбільші – часто	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4-дуже важкий	1,0	найбільші – регулярно	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

t_T – загальна тривалість при всіх окремих рівнях навантаження,

$$t_T = \sum_{i=1}^n t_i, \quad (2.4)$$

P_i – значення окремих навантажень (рівні навантажень), характерних для застосування цього механізму;

$P_{\max}$ – значення найбільшого навантаження, що прикладається до механізму;

$$m = 3.$$

Коефіцієнт використання механізму за вантажопідйомністю

$$K_B = \frac{Q_{свр}}{Q_H}, \quad (2.5)$$

де $Q_{свр}$ – середня маса вантажу, що піднімається за зміну;

Q_H – номінальна вантажопідйомність;

Середню масу вантажу, що піднімається за зміну можливо визначити за формулою:

$$Q_{свр} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} Q_i}{n}, \quad (2.6)$$

де $\sum_{i=1}^{i=n} Q_i$ – маса вантажів, що піднімаються за зміну;

n – число піднятих вантажів за зміну.

Коефіцієнт річного використання механізму

$$K_p = \frac{D_p}{365}, \quad (2.7)$$

де D_p – число днів роботи механізму;

$$K_A = \frac{\sigma_A}{24}, \quad (2.8)$$

де σ_A – число годин роботи за добу.

Відносна тривалість вмикання механізму, %:

$$TB = \frac{t_p}{T_{\text{ц}}} \cdot 100 = 15, 25, 40, 60, 100, \quad (2.9)$$

де t_p – тривалість роботи механізму за весь цикл (I цикл), с;

$T_{\text{ц}}$ – тривалість циклу.

Для механізмів вибирають $T_{\text{ц}}$ не більше однієї години; для двигунів повторно – короточасного режиму допустима тривалість циклу становить 10 хвилин (Якщо $T_{\text{ц}} > 10$ хв. – режим роботи двигуна вважається тривалим, $TB = 100\%$).

Число вмикань механізму за годину (середнє на зміну)

$$ЧВ = (ЧВ)_{\text{ц}} \cdot n_{\text{ц}}, \quad (2.10)$$

де $(ЧВ)_{\text{ц}}$ – число вмикань за один цикл;

$n_{\text{ц}}$ – число циклів роботи механізмів за годину, визначається:

$$n_{\text{ц}} = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} \quad (2.11)$$

За сукупністю значень всіх коефіцієнтів визначають режим роботи механізму.

Наведена класифікація режимів має вади: вона не пов'язана з дійсною довговічністю елементів крана, вираженою в годинах роботи, які необхідно знати для розрахунку деталей на опір втомленості. Режими роботи повинні давати вихідну інформацію в достатньому для проектування обсязі та давати змогу контролювати їх у процесі експлуатації.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання:

1. Електроталь, яка включає механізми підйому вантажу та пересування електроталі.
2. Набір вантажів.
3. Секундомір.
4. Кімнатний термометр.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Різні за величиною вантажі перемістити електроталлю по чергово з одного майданчика на інший, підіймаючи кожний раз гак на максимальну висоту. Переміщення вантажу здійснити при роздільному русі механізмів та поєднаному русі вантажу з пересуванням електроталі. При виконанні кожної операції по переміщенню вантажу повинно бути зареєстровано сумарний час роботи кожного механізму $t_{роб}$ за весь цикл і загальний час циклу $T_{ц} = (t_{роб} + t_{пауз})$ кожної операції при переміщенні окремих вантажів.

2. Зареєструвати повний машинний час роботи електроталі за період виконання всіх операцій з переміщення вантажів та температуру навколишнього середовища.

3. Обчислити коефіцієнт використання електроталі за вантажопідйомністю, користуючись формулою (2.5).

4. Розрахувати коефіцієнт річного використання електроталі, використавши формулу (2.7). При цьому передбачити, що електроталь працює 9 місяців в рік по 25 робочих днів (за розсудом викладача може бути призначена інша кількість робочих днів і місяців роботи).

5. Розрахувати за формулою (2.8) коефіцієнт добового використання механізмів, прийнявши роботу електроталі в одну, дві або три зміни на добу.

6. Визначити відносну тривалість вмикання механізму за формулою (2.9).

7. Знайти число вмикань кожного механізму за годину за формулою (2.11), призначивши мінімальне число вмикань механізму і підйому за цикл – 4, а механізму пересування – 2.

8. Отримані значення коефіцієнтів звести в таблицю і користуючись таблицями 2.1 і 2.2, встановити режим роботи кожного механізму та електроталі в цілому.

Результати розрахунків і вимірювань

Найменування механізму	Коефіцієнт використання			Тривалість вмикання, ТВ %	Число вмикань за годину, ЧВ	Температура навколишнього середовища, °С
	По вантажопідйомності, K_B	За добу, K_d	За рік, K_p			
При переміщенні вантажу Q_1 (кН)						
Механізм підйому						
Механізм пересування						
При переміщенні вантажу Q_2 (кН)						
Механізм підйому						
Механізм пересування						

5. Висновки

За результатами розрахунків зробити висновки про режими роботи механізму підйому та механізму пересування, а також електроталі в цілому.

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Розрахунки, таблиця з результатами обчислень та вимірювань.
4. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Як визначити коефіцієнт використання механізму за вантажопідйомністю?
2. Як визначити коефіцієнт річного використання механізму?
3. Як визначити коефіцієнт добового використання механізму?
4. Як визначити відносну тривалість вмикання механізму?
5. Що таке режим роботи і навіщо його визначають?
6. Як класифікують кранові механізми і крани за групами режимів роботи?
7. Як визначають коефіцієнт навантаження крана?
8. Як визначається коефіцієнт навантаження механізму?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

1. Тема:

Гнучкі тягові органи вантажопідійомних машин

2. Мета роботи:

Визначення параметрів і характеристик канатів та набуття навичок їх бракування, вивчення конструкцій ланцюгів.

3. Теоретична частина

До гнучких вантажних органів належать канати, зварні та пластинчасті ланцюги.

3.1 Сталеві дротяні канати.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, які застосовують залежно від умов експлуатації.

Канати виготовляють з високоміцного сталевого дроту діаметром $0,2 \div 3$ мм ($\sigma_B = 1300 \dots 2600$ МПа); у вантажопідійомних машинах застосовують канати з $\sigma_B = 1600 \dots 2000$ МПа, так як при більших σ_B підвищується жорсткість каната і знижується його довічність.

Висока міцність досягається багаторазовим холодним волочінням в поєднанні з термічною та хімічною обробкою.

Дріт на машинах сукають у сталки, а сталки навколо осердя – в канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари сталки мають більший діаметр дроту, але при цьому збільшується їх жорсткість.

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

Канати класифікують за наступними ознаками:

1) за типом сукання: канати з точковим контактом (ТК) окремих дротів між шарами при різнобічному суканні; канати з лінійним контактом (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічному суканні; канати з

точково-лінійним контактом (ТЛК), де два шари дроту сукані в один бік, а третій – в протилежний;

2) за напрямком сукання: правого та лівого;

3) за видом сукання (рис. 3.1): хрестового (рис. 3.1, а), де дріт в сталках звито в один бік, а сталки в канат – в протилежний; однобічного (паралельного) (рис. 3.1, б) – напрямок звивання дроту у сталки в канаті збігається; комбінованого (рис. 3.1, в), коли дроти в сталці сукано у взаємно протилежних напрямках, а сталки в канат сукані праворуч або ліворуч;

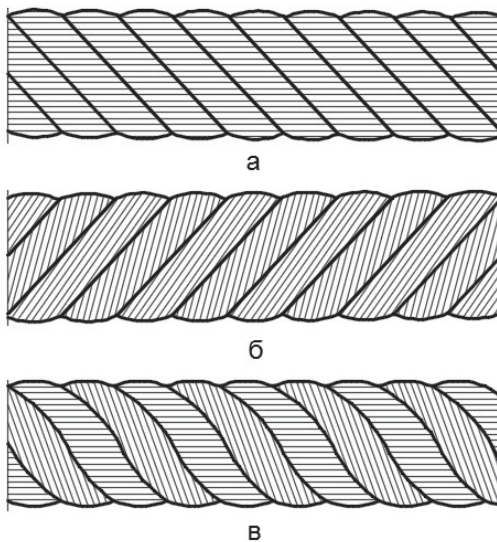


Рисунок 3.1 – Сталеві дротяні канати.

4) по кількості сталок: одно -, трьох -, п'яти -, шести -, семи -, восьми - і вісімнадцяти – сталкові.

Канати однобічного сукання мають меншу жорсткість, більший строк служби (до 50%) порівняно з канатами хрестового сукання, але вони мають істотний недолік – само розкручування. Тому такі канати застосовують тільки в підйомниках.

Дослідженням доведено, що працездатність канатів значною мірою залежить від конструкції і якості осердя. Осердя в канаті правлять за опору для сталок, надають канату гнучкості, а також отримують у ньому мастило. У канатах застосовують в основному органічні осердя (з рослинних волокон - коноплі), які надають канату гнучкості і добре затримують мастило, а також осердя з синтетичних волокон (нейлон, капрон) та металоорганічні.

У канатах, які застосовують в зоні високих температур, використовують азбестові осердя або з м'якого дроту; при великих динамічних навантаженнях застосовують пружинні осердя.

Найбільш широко в вантажопідйомних машинах застосовують шести-сталкові канати хрестового сукання з числом дротів 222 і 366; для підйомників застосовують канати паралельного сукання. Восьми-сталкові канати знаходять застосування в підйомних механізмах з малим діаметром барабана або з фрикційними шківками. Закриті спіральні канати можуть правити за напрямні, наприклад, у шахтних підйомниках, або за несучі – в канатних дорогах.

Розрахунок канатів зводиться до визначення максимального натягу і розривного зусилля, за яким вибирають тип і розміри каната з основними його параметрами.

Натяг однієї гілки канату поліспаста при підйомі номінального вантажу:

$$F_{\max} = \frac{G}{m \cdot \eta_n}, \quad (3.1)$$

де m – число гілок поліспаста;

η_n – к.к.д. поліспаста.

Розривне зусилля:

$$F_{\text{роз}} = k \cdot F_{\text{max}}, \quad (3.2)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності канату, який вибирають залежно від призначення машини і групи режиму роботи ($k = 5 \dots 6$ – для кранів, $k = 9$ – для підйомників з людьми, $k = 15$ – для пасажирських ліфтів при $V > 4$ м/с).

Крім запасу міцності канату необхідно дотримуватись співвідношення між діаметром вибраного крану і діаметром блоку і барабана, що обмежує натяг згину.

Діаметр блоку визначають з умов довговічності канату, залежно від його діаметра, типу механізму та групи режиму роботи:

$$D \geq d_k \cdot e - \text{діаметр блоку по центру каната};$$

$$D_1 \geq (e - 1) \cdot d_k - \text{діаметр по дну жолоба}.$$

Коефіцієнт e залежить від типу машини і групи режиму роботи механізму ($e = 16 \dots 35$ для кранів; $e = 41 \dots 46$ для підйомників).

Допускається зменшення діаметра барабана на 15% порівняно з діаметром блока: $D \geq 0,85 \cdot d_k \cdot e$. Діаметр зрівняльного блоку не впливає на довговічність канатів, тому: $D_3 = (0,6 \dots 0,8) \cdot D$.

3.1.1. Кріплення канатів.

Кріплення кінців сталевих канатів здійснюється різними способами (рис. 3.2).

Закріплення кінців канату на осі виконують за допомогою спеціального пристрою – коуша 1 (рис. 3.2, а), який захищає канат від надмірних напружень зминання і від стирання його об вісь. Коуш являє собою сталеве фасонне кільце, перерізом якого є жолоб. Форма жолоба відповідає діаметру каната, для якого цей коуш призначений. Канат укладають в жолоб коуша і вільний кінець з'єднують з основною гілкою. З'єднання можливо здійснювати шляхом зрощування – уплітання дроту розпушеного кінця канату в тіло основної гілки на довжині (20...25), з наступним обплітанням стальним дротом (рис. 3.2, а).

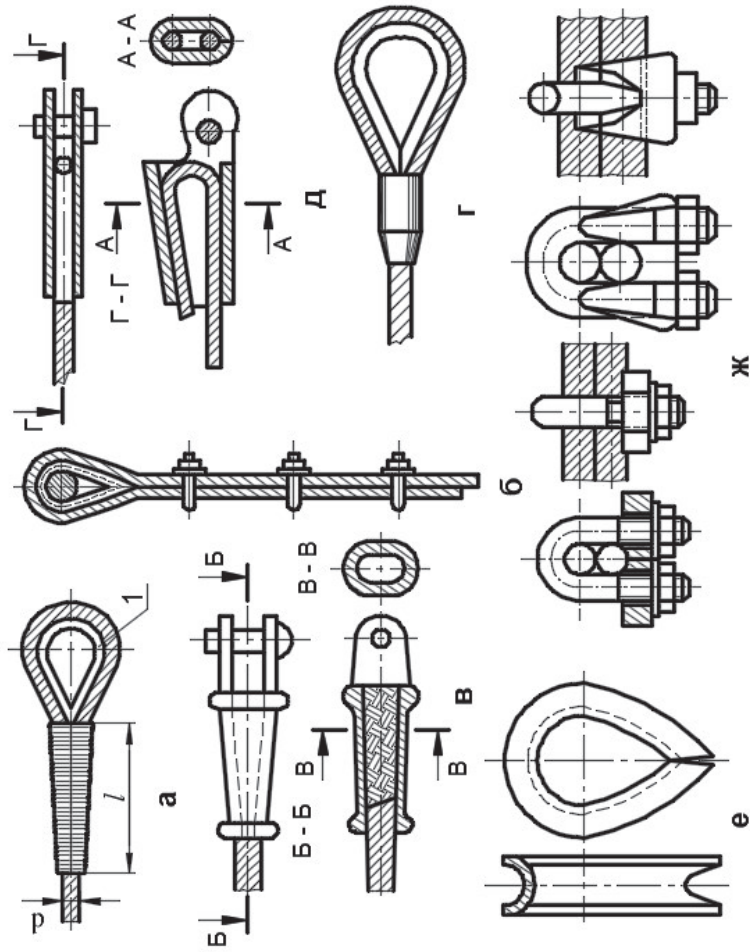


Рисунок 3.2 – Кріплення кінців канатів.

Більш розповсюдженим є з'єднання гвинтовими затискачами (рис. 3.2, б). Число затискачів вибирають залежно від діаметра канату, але їх кількість повинна бути не менше трьох.

Крок між затискачами і довжина вільного кінця канату від останнього затискача повинна бути не менше шести діаметрів канату.

Широке розповсюдження знайшло кріплення кінця канату за допомогою сталевих конічних стаканів (рис. 3.2, в). Для складання цього з'єднання через вузький кінець втулки канат протягують на довжину, яка дорівнює двом довжинам конуса; при цьому канат розплітається, вирізається органічне осердя, кожен дріт очищається, знежирюється, згинається вдвоє, потім канат втягується у втулку і заливається легкоплавким металом.

Крім указаних способів кріплення кінця канату застосовується також з'єднання з запресуванням втулок на канаті (рис. 3.2, г), яке є при наявності спеціальних штампів простим, надійним і високопродуктивним методом. Широке застосування знайшли також клинові затискачі (рис. 3.2, д), які дозволяють здійснювати швидке складання і розбирання з'єднання. Надійність клинового з'єднання визначається кутом нахилу клина і коефіцієнтом тертя між канатом і елементами затискача. При коефіцієнті тертя $f = 0,15$ і нахилі клина 1:4 запас надійності проти вислизання каната дорівнює приблизно трьом. При цьому куті забезпечується також відсутність послаблення затискання канату навіть при повному знятті навантаження з канату.

3.1.2. Бракування канатів.

Для безпечної роботи на вантажопідійомних машинах необхідно своєчасно виявити спрацювання каната і замінити його. Перед початком роботи необхідно щоденно проводити огляд каната і проводити запис в вахтовому журналі результатів огляду. У випадку виявлення на канаті обірваних дрітів необхідно провести їх ретельний підрахунок і порівняти отримані дані з нормами браковки сталевих канатів. Браковка сталевих канатів здійснюється у відповідності до граничних норм за числом обірваних дрітів на довжині одного

кроку суцання. Граничні норми встановлено залежно від конструкції каната (5...14%). Внутрішні пошкодження дротів у процесі експлуатації канату виявляють дефектографом.

3.2 Вантажні ланцюги.

Вантажні ланцюги в підйомних механізмах застосовують рідше, ніж канати внаслідок таких причин: великої лінійної маси, меншої надійності; неможливості контролювати якість ланцюга при роботі; недопущення високих швидкостей, а також ривків зусиль через небезпеку раптового розриву; більш високої вартості.

За конструкцією ланцюги поділяються на зварні і пластинчасті.

3.2.1. Зварні ланцюги.

Зварні ланцюги застосовуються в талях, підйомних машинах малої вантажопідйомності та з ручним приводом, а також для підвішування вантажу на гак. Виготовляють зварні ланцюги зі сталі 10, СтЗЦ, Ст2 ($\sigma_B = 370...450$ МПа) без домішок сірки і фосфору, щоб уникнути червоноламкості та холодноламкості. Способи зварювання – електродугове, горнове. Після виготовлення, щоб зняти внутрішні напруження, ланцюги відпалюють. Зварні ланцюги випробують на розрив під навантаженням, яке дорівнює половині руйнівного зусилля. При цьому не повинно бути залишкових деформацій.

За конструкцією зварні ланцюги бувають: коротколанкові (крок ланцюга $p = 2,6 \cdot d$, де d – діаметр прутка з якого виготовлений ланцюг) і довголанкові ($p = 3,6 \cdot d$); за точністю – калібровані (відхиленні кроку $\pm 0,3 \cdot d$, ширини ланки $\pm 0,5 \cdot d$) та некалібровані ($\pm 0,1 \cdot d$). Калібровані коротколанкові ланцюги застосовують як приводні. Ланцюги, як і канати, вибирають за розривним зусиллям, беручи такі коефіцієнти запасу міцності: $k = 6...8$ для машинного привода, $k = 3$ для ручного.

Розривна сила:

$$F_{роз} = k \cdot F_{\max} . \quad (3.3)$$

Максимальний натяг ланцюга залежить не лише від ваги вантажу і кількості гілок m , на яких висить вантаж, а також і від кута нахилу гілок α .

Натяг ланцюга:

$$F = \frac{G}{m \cdot \cos \alpha} . \quad (3.4)$$

Чим більший кут α , тим більший натяг ланцюга; при $\alpha = 90^0$ натяг $F_{\max} \rightarrow \infty$. Щоб уникнути великих зусиль в ланцюгах, допустимий кут повинен бути $\alpha \leq 60^0$.

Переваги зварних ланцюгів: велика гнучкість в усіх напрямках (що важливо для стропування вантажу); малі габаритні розміри ланцюгового приводу. Недоліки: велика лінійна маса; недостатня надійність, оскільки не можливо передбачати раптовий розрив ланцюга; велика чутливість до динамічних навантажень; відносно мала допустима швидкість руху ланцюга (0,5...1,5 м/с), що обмежує їх використання.

3.2.2. Пластичні ланцюги.

Пластичні ланцюги складаються з окремих пластин, з'єднаних між собою валиками. Число пластин залежить від вантажопідйомності і може бути 2...12. Застосовують пластинчасті ланцюги в телях та підйомних механізмах з направляючими, а також при великих навантаженнях і малих висотах підйому в спеціальних машинах, де треба мати невеликі габаритні розміри приводу та малі висування тягового органу. Їх виготовляють зі сталей 40, 45, 50 ($\sigma_B = 570...630$ МПа) і випробують так, як і зварні ланцюги. Вибирають ланцюги за розривним зусиллям.

Пластинчасті ланцюги мають ті ж самі недоліки, що і зварні, але вони більш надійні в роботі, оскільки немає зварного стику і елементи ланцюга виготовлені з міцної сталі; вони забезпечують більш плавну роботу приводу у порівнянні зі зварними ланцюгами.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

В склад обладнання для проведення лабораторної роботи входять: зразки канатів, коуші, мікрометр, штангенциркуль.

4.2 Методика проведення роботи.

4.2.1. За виданими зразками канатів необхідно визначити їх конструкцію, тип, дати повну характеристику та визначити мінімальну величину розривного зусилля.

4.2.2. За ступенем спрацювання канатів і числу обірваних дротів на довжині одного кроку установити можливість їх бракування.

4.2.3. Для виданих зразків канатів визначити мінімально необхідне значення діаметру барабану і блоків.

4.2.4. По виданому зразку коуша визначити діаметр канату, для якого він призначений.

4.3 Обробка результатів вимірів та обчислень

Результати вимірів та обчислень занести в таблицю

Умовний номер каната	Конструкція канату	Мінімальне значення розривного зусилля	Мінімальний діаметр барабану, м	Мінімальний діаметр блоку, м	Зменшення діаметра від спрацювання, %	Число обірваних дротів на одному кроці сукання

5. Висновки

Необхідно вказати, які зразки канатів (з виданих викладачем) треба вибраковувати і чому?

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Схеми кріплення кінців канатів.
4. Ескізи конструкцій отриманих зразків канатів, ланцюгів, коушів.
5. Таблиця з результатами вимірів та обчислень.

7. Питання для самоконтролю

1. Якими способами виготовляють канати?
2. Як класифікують канати за типом сукання дроту у сталки?
3. Як класифікують канати за видом сукання?
4. Переваги та недоліки канатів однобічного та хрестового сукання?
5. Які бувають осердя канатів та галузі використання різних типів канатів?
6. Як проводять розрахунок канатів на міцність?
7. Як визначити діаметр блоку та барабану?
8. Які основні способи кріплення кінців канатів, та їх переваги і недоліки?
9. Як проводять вибраковку канатів?
10. Матеріал та способи виготовлення зварних ланцюгів?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

1. Тема:

Визначення силових та кінематичних параметрів домкратів.

2. Мета роботи:

Визначити конструкцію гвинтового, рейкового і гідравлічного домкратів та дослідити залежність між вагою вантажу, що піднімається і зусиллям на рукоятці.

3. Теоретична частина

Домкратами називають вантажопідйомні пристрої з жорстким висувним підйомним органом, діючим на штучний вантаж, що піднімається або опускається, знизу, і застосовуються для підйому (опускання) на невелику висоту, а також для горизонтального переміщення вантажу на незначну відстань.

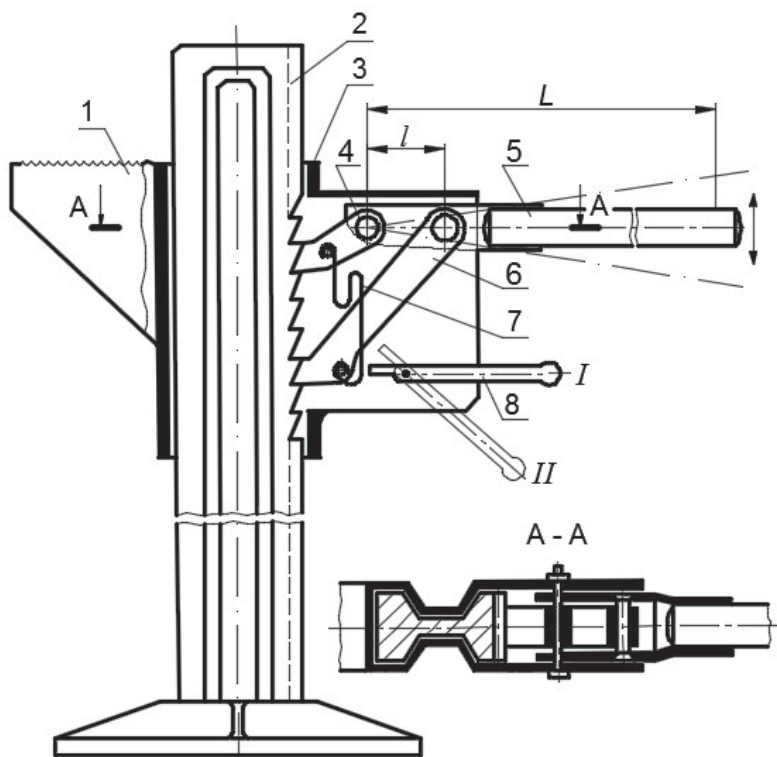
За своєю принциповою конструкцією розрізняють домкрати: гвинтові, рейкові, гідравлічні і пневматичні.

3.1 Рейковий домкрат.

Рейкові домкрати завжди мають ручний привід. Їх вантажопідйомність знаходиться в межах 5...10 кН; вони бувають двох різновидів: важільно-рейкові і зубчасто-рейкові.

3.1.1. Важільно-рейкові домкрати.

Важільно-рейковий домкрат (рис. 4.1) складається з рейки 2 з упорними зубами, обойми 3, яка ковзається вздовж рейки по направляючим, приводного важеля 5 і системи зачіпок (собачок) 4 і 6, які знаходяться всередині обойми домкрата. Для опори вантажів, що піднімаються, застосовується лапа 1, яка жорстко з'єднана з обоймою домкрата.



P – зусилля на рукоятці,
 L – довжина довгого плеча важеля,
 l – довжина короткого плеча важеля,
 η – к.к.д. домкрата.

Рисунок 4.1 – Важільно-рейковий домкрат.

При необхідному підйомі вантажу реверсуючий важіль 8 ставиться в положення 1. При натисканні привідного важеля вниз в зуб рейки упирається велика защіпка 6; обойма разом з вантажем іде в гору і мала защіпка 4 заскакує за черговий зуб. При підйомі приводного важеля вантаж утримується від падіння малою защіпкою, а велика защіпка ковзає по зубу, притискаючись до нього пружиною 7. За один нажим важеля обойма підіймається на один зуб.

Для опускання вантажу важіль 8 переводиться в положення II, в результаті чого зовнішній упор з пружини знімається. Опускання вантажу відбувається після незначного натиснення на важіль вниз. При цьому мала защіпка виходить із зачеплення з рейкою і під дією вантажу обойма опускається до упора малої защіпки в наступний зуб, а важіль рухається вгору, притримуваний рукою для запобігання удару рейки по малій защіпці.

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) важільно-рейкових домкратів достатньо високий (до 0,95...0,97). Недоліком важільно-рейкових домкратів є переривчатість дії і можливість падіння вантажу при зносі защіпок або їх поломці.

Величина вантажу Q , що піднімається важільно-рейковим домкратом:

$$Q = P \cdot \frac{L}{l} \cdot \eta, \quad (4.1)$$

3.1.2. Зубчато-рейкові домкрати.

Зубчато-рейковий домкрат (рис. 4.2) на відміну від важільно-рейкового має рейку з прямими зубцями 7, в зачепленні з якою знаходиться привідна шестерня 6. Між привідною рукояткою I і привідною шестернею 6 розташована проміжна одноступінчата (або двоступінчата) зубчаста передача 2. За правилами Держгіртехнагляду привідна рукоятка виконується у вигляді безпечної рукоятки, яка складається із храпового колеса 4 і защіпки 5.

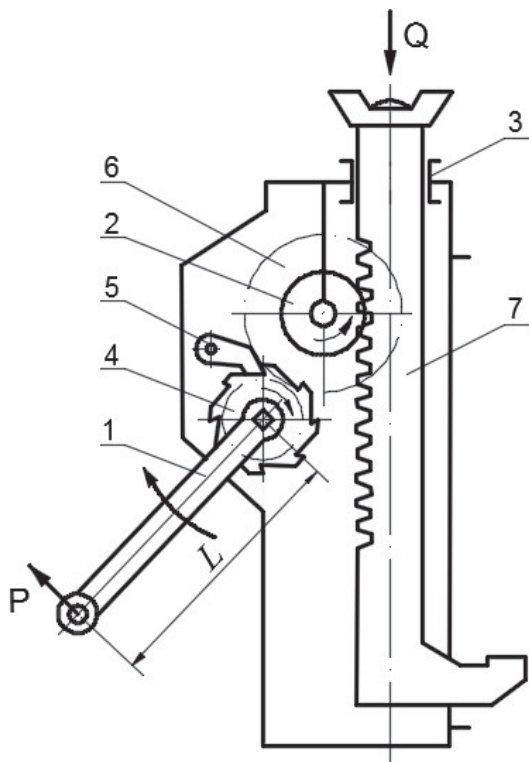


Рисунок 4.2 – Зубчато-рейковий домкрат.

Зусилля, яке необхідно прикласти до рукоятки для підйому вантажу Q , дорівнює:

$$P = \frac{Q \cdot r}{L \cdot i \cdot \eta}, \quad (4.2)$$

де r – радіус початкового кола привідної шестерні;

L – довжина привідної рукоятки;

i – передаточне число проміжної зубчастої передачі;

η – к.к.д. домкрата, який враховує втрати від сил тертя в зубчатих передачах і в направляючих рейки.

Для зменшення габаритів домкрата, шестерні зубчасто-рейкового домкрата виконуються з можливо меншим числом зубців, що зазвичай не перевищують 4 або 5. При цьому для уникнення надмірного підрізування ніжок зуба застосовують зачеплення з великим додатним зміщенням, що значно знижує к.к.д. зубчастої передачі.

3.2 Гвинтові домкрати.

Гвинтові домкрати існують вантажопідйомністю від 10 до 500 кН (1-50 тс) і з висотою підйому до 0,35 м.

Вони працюють за принципом використання похилої площини і коловорота. Робочим органом домкрата є гвинт і гайка, що виготовляються, як правило, відповідно зі сталі 35 та чавуну або бронзи.

При обертанні гвинта зусиллям робітника через рукоятку або тріскачку в ту чи іншу сторону, через взаємодію з рифленою головкою домкрата досягається підйом або опускання вантажу.

Для запобігання самовільного опускання вантажу різьба гвинтових домкратів завжди виконується самогальмівною (трапецеїдальною або упорною), тобто кут підйому гвинтової лінії повинен бути менше кута тертя в різьбі.

Гвинтові домкрати можуть мати ручний або електричний привод.

Простий гвинтовий домкрат (рис. 4.3) складається з корпусу 6, гвинта 2, головки 7, шарнірно з'єднаної з гвинтом, гайки 3 і привідної рукоятки 1. Храпове колесо 4, яке жорстко закріплене на гвинті 2, і заціпка 5 – утворюють тріскачку (див. переріз А-А, рис. 4.3).

При коливальних рухах рукоятки гвинт обертається і висувається з корпусу. В більш простих домкратах поворот гвинта здійснюється не рукояткою з тріскачкою, а простим важелем, вставленим в один з отворів у верхній частині гвинта.

Якщо в важільно-рейкових домкратах точність установки вантажу на висоті дорівнює кроку зуба рейки, а зубчасто-рейкових домкратах – кроку храповика, то за допомогою гвинтових домкратів можливо встановлювати вантаж по висоті з будь-якою точністю, що обумовило їх широке застосування при точному монтажі.

При роботі домкрата на підйомі виникає момент від ваги вантажу і тертя в різьбі M_1 і момент тертя на опорній поверхні гвинта від його взаємодії з нижнім торцем головки M_2 :

$$M_1 = Q \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (4.3)$$

$$M_2 = Q \cdot \frac{d_r}{2} \cdot \mu, \quad (4.4)$$

де Q – вага вантажу, що піднімається;

d_p – середній діаметр різьби;

α – кут підйому гвинтової лінії;

ρ – кут тертя в різьбі ($\rho = 6 \dots 9$);

d_r – середній діаметр поверхні тертя торця головки домкрата по гвинту;

μ – коефіцієнт тертя між головкою і гвинтом (для сталі по сталі $\mu = 0,15$).

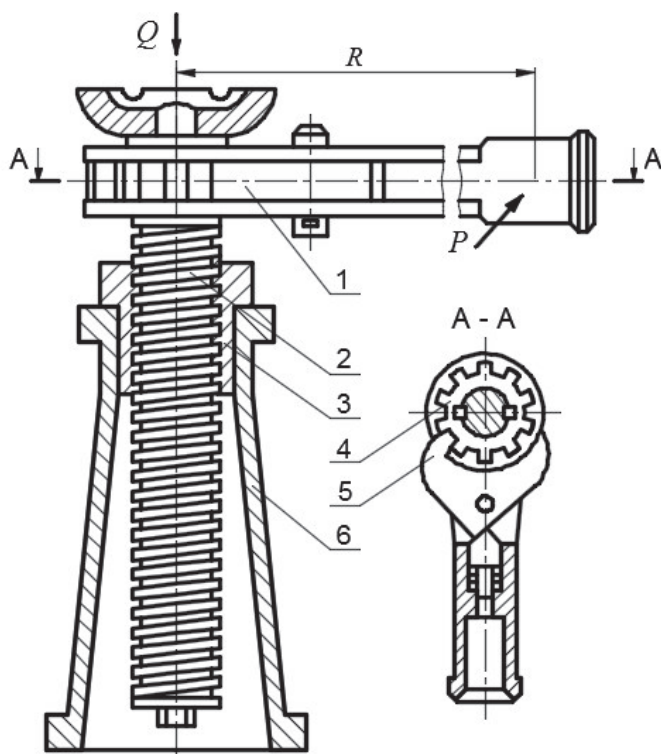


Рисунок 4.3 – Гвинтовой домкрат.

Обертальний момент M , який створюється зусиллям робітником P на плечі рукоятки l , повинен дорівнювати:

$$M = M_1 + M_2. \quad (4.5)$$

Зусилля робочого на рукоятці буде дорівнювати:

$$P = \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot [d_p \cdot t_g \cdot (\alpha + \rho) + d_r \cdot \mu]. \quad (4.6)$$

Основними недоліками гвинтових домкратів є низьке значення к.к.д. і мала швидкість опускання вантажу.

3.3 Гідравлічні домкрати.

Гідравлічні домкрати, як і гвинтові, мають певний хід і можливість точної установки вантажу, що піднімається, але на відміну від гвинтових вони мають значно більш високий к.к.д. В порівнянні з рейковими і гвинтовими, гідравлічні домкрати мають і більшу вантажопідйомність, яка досягає 7500 кН. Гідродомкрати виконуються як з ручним, так і з машинним приводом (в яких насоси приводяться в дію від електродвигуна).

Домкрат з ручним приводом (рис. 4.4) складається з гідроциліндра 2, плунжера 1, ручного поршневого насоса 4 з привідною рукояткою 5 і бачка для мастила 6. При качанні рукоятки 5 мастило із бачка 6 перекачується через клапани 7 і 8 під плунжер 1 та здійснює його підйом разом з вантажем. Для опускання вантажу або плунжера поворотом вентиля 3 порожнина гідроциліндра 2 сполучається з бачком 6 і плунжер опускається під дією власної ваги вантажу. Швидкість опускання регулюється ступенем відкриття спускового вентиля.

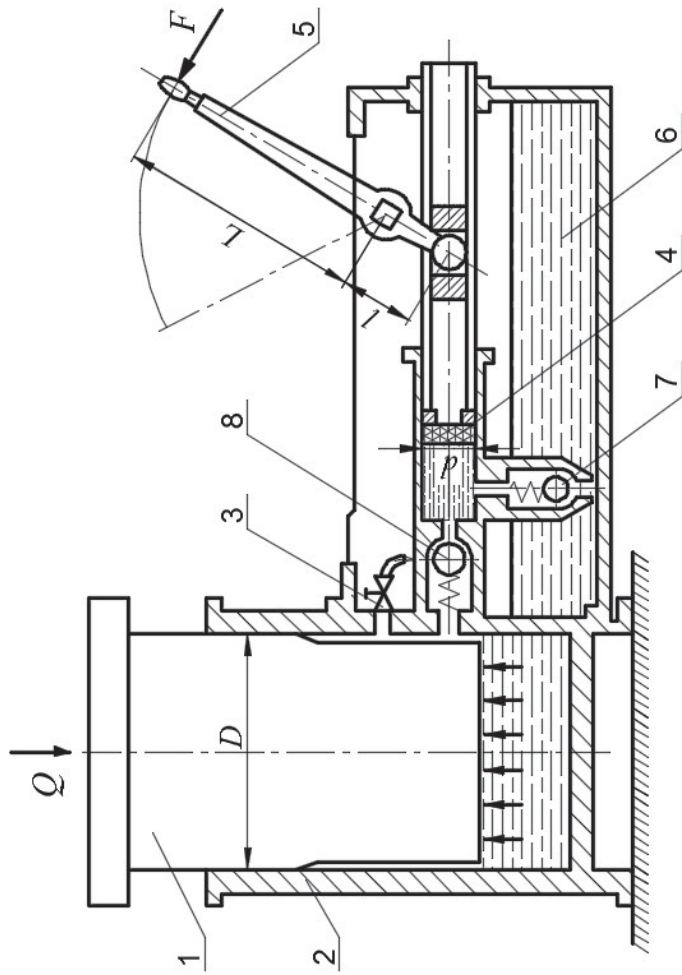


Рисунок 4.4 – Гідравлічний домкрат.

Зусилля руки робітника, яке створюється на рукоятці поршневого насоса гідравлічного домкрата, дорівнює:

$$P = Q \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cdot \frac{l}{L \cdot \eta}, \quad (4.7)$$

де Q – вантажопідйомність домкрата;

d – діаметр поршня насоса;

D – діаметр гідроциліндра;

L і l – плечі важеля (див. рис. 4.4);

η – к.к.д. домкрата, $\eta \approx 0,8$.

Швидкість підйому вантажу гідравлічним домкратом:

$$V = \beta \cdot S \cdot m \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2, \quad (4.8)$$

де S – хід поршня насоса;

m – число подвійних ходів поршня насоса в одиницю часу;

β – коефіцієнт, що враховує витоки масла через ущільнення,

$\beta = 0,9 \dots 0,95$.

Швидкість підйому вантажу гідравлічним домкратом дуже мала (до 8...10 мм/хв), що є їх головним недоліком. Для збільшення продуктивності гідродомкрати обладнуються насосами, що працюють від електродвигуна.

Висота підйому гідравлічних домкратів знаходиться в межах 0,15...0,7 м.

3.4 Пневматичні домкрати.

Пневматичні домкрати за конструкцією і принципом дії аналогічні гідравлічним. Їх відмінність складається в тому, що вони мають декілька більшу висоту підйому і набагато меншу вантажопідйомність.

Використовуються пневматичні домкрати там, де наявні установки стиснутого повітря (авторемонтні, залізничні та інші майстерні).

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Гвинтовий домкрат.
2. Рейковий домкрат.
3. Гідравлічний домкрат.
4. Динамометр.
5. Штангенциркуль.
6. Вимірювальна лінійка.
7. Набір вантажів.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Ознайомитися з конструкцією гвинтового, рейкового і гідравлічного домкратів.

2. За заданою викладачем вантажопідйомністю експериментально визначити максимальні зусилля на рукоятці гвинтового, рейкового і гідравлічного домкратів.

3. За формулами (4.4), (4.6) і (4.7) теоретично визначити максимальне зусилля на рукоятці гвинтового, рейкового і гідравлічного домкратів при тій же вантажопідйомності і порівняти з експериментальними значеннями.

4. Експериментально визначити швидкість підйому вантажу гідравлічним домкратом.

5. Визначити швидкість підйому вантажу за формулою (4.8) і порівняти з експериментальним значенням.

4.3 Обробка результатів вимірювань і обчислень.

Результати розрахунків і вимірювань занести в таблицю

№ п/п	Рейковий домкрат			Гвинтовий домкрат			Гідравлічний домкрат				
	Q , Н	$P_{твор.}$, Н	$P_{експ.}$, Н	Q , Н	$P_{твор.}$, Н	$P_{експ.}$, Н	Q , Н	$P_{твор.}$, Н	$P_{експ.}$, Н	$V_{твор.}$, м/хв	$V_{експ.}$, м/хв

5. Висновки

1. Дати порівняння результатів теоретичного і експериментального визначення вимірювальних величин.

2. Порівняти результати, отримані при роботі рейкового, гвинтового та гідравлічного домкратів.

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи

2. Короткі теоретичні відомості.

3. Обробка результатів розрахунків і вимірювань; таблиця розрахунків.

4. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Що називається домкратом?

2. Класифікація домкратів?

3. Навести схему та пояснити будову і принцип дії гвинтового домкрата?

4. Як визначити момент тертя, що виникає на опорній поверхні гвинта від тертя по нижньому торцю головки?

5. З чого складається крутний момент, який створюється зусиллям робітника на плечі рукоятки гвинтового домкрата?

6. Як визначити зусилля робітника на рукоятці домкрата?

7. Навести схему і пояснити будову та принцип дії важільно-рейкового домкрата?

8. Як визначити величину вантажу, що піднімається важільно-рейковим домкратом?
9. Навести схему та пояснити будову і принцип дії зубчасто-рейкового домкрата?
10. Як визначити зусилля, яке необхідно прикласти на рукоятці зубчасто-рейкового домкрата для підйому вантажу вагою Q ?
11. Навести схему та пояснити будову і принцип дії гідравлічного домкрата з ручним приводом?
12. Як визначити зусилля руки робітника, яке створюється на рукоятці поршневого насоса гідравлічного домкрата?
13. Як визначити швидкість підйому вантажу гідравлічним домкратом?
14. Переваги і недоліки розглянутих в роботі домкратів, одного перед іншим?
15. Конструкція та принцип дії пневматичних домкратів.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

1. Тема:

Регулювання колодкового гальма з пружинним замиканням на задану величину гальмівного моменту.

2. Мета роботи:

Вивчення конструкції гальма і набуття навичок його регулювання на задану величину гальмівного моменту.

3. Теоретична частина.

Найбільш широке розповсюдження в вантажопідйомних машинах знайшли колодкові гальма (рис. 5.1) з зовнішнім розташуванням гальмівних колодок відносно поверхні тертя гальмівного шківів. Від правильного регулювання гальма залежить ефективність гальмування, а також довговічність та надійність окремих деталей гальма. Гальмівний момент, який створюється гальмом, визначається за формулою:

$$M_{\Gamma} = N \cdot f \cdot D, \quad (5.1)$$

де N – зусилля від тиску колодки на шків, Н;

f – коефіцієнт тертя;

D – діаметр шківів, м.

Зусилля нормального тиску на шків обох колодок однакові. Зусилля притискання колодки до шківів здійснюється за рахунок сили P основної пружини 1 (рис. 5.1).

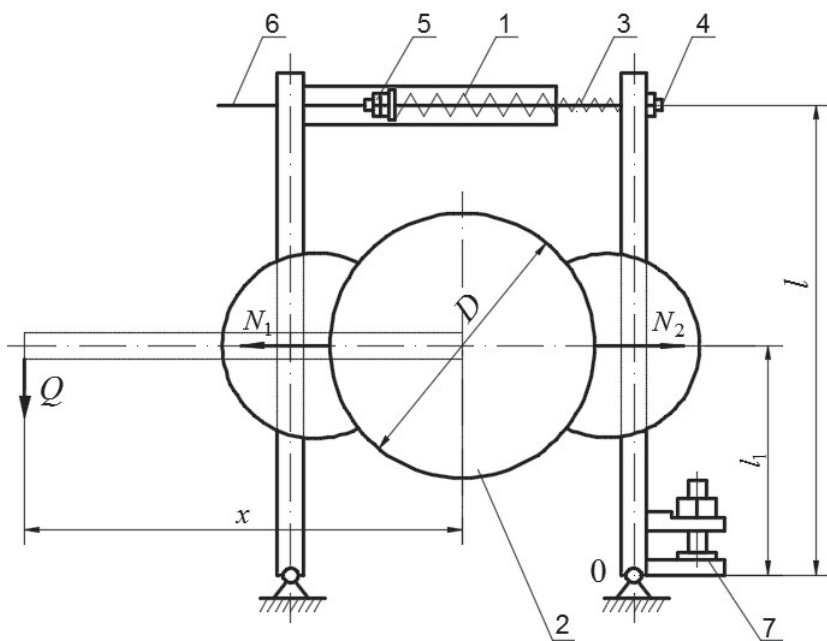


Рисунок 5.1 – Схема колодкового гальма.

Зусилля допоміжної пружини 3 призначено для відведення колодок гальма. Сила P визначається за формулою:

$$P = C \cdot L, \quad (5.2)$$

де C – жорсткість пружини (Н/мм);

L – величина осідання пружини, мм.

За умови рівності моментів відносно шарніра 0 (рис. 5.1) визначаємо силу N :

$$N = P \cdot \frac{l}{l_1}. \quad (5.3)$$

Підставляючи значення N із формули (5.3) в рівняння (5.1) і вирішив його відносно P , одержимо необхідне значення сили попереднього стиснення пружини для одержання заданої величини гальмівного моменту:

$$P = \frac{M_{\Gamma} \cdot l_1}{l \cdot f \cdot D}. \quad (5.4)$$

Регулювання пружини на заданий гальмівний момент здійснюється в наступній послідовності. При законтреній гайці 4 (рис. 5.1) обертають шток 6 гальма так, щоб гайки 5, зафіксовані від прокручування, пересувались по штоку, і встановлюється необхідна величина осідання пружини 1, при якій вона розвиває зусилля необхідне для створення розрахункового гальмівного моменту.

Регулювання рівномірного відходу гальмівних колодок від шківа здійснюється за допомогою упорного регулювального болта 7. Цим болтом встановлюють однакові відходи обох колодок від шківа.

Зазор між шківом і колодкою визначають в залежності від діаметра шківа. В даному випадку $D = 100$ мм, $E = 0,4 \dots 0,6$ мм.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання.

1. Установка колодкового гальма.
2. Пристрій для тарування пружини.
3. Набір ваг.
4. Вимірювальна лінійка.
5. Щуп.

4.2 Методика проведення роботи

1. Зняти основну пружину і протарувати її. Для тарування взяти вантаж P , виміряти величину осадки пружини і за формулою (5.2) визначити жорсткість C .

2. Зібрати гальмо та за допомогою болта 7 відрегулювати величину відходу колодок.

3. Попередньо стиснути пружину на величину P . За формулою (5.3) визначити N . Встановити важіль і на нього навішувати вантаж до початку повороту шківів. Знаючи довжину важеля і величину вантажу, визначити:

$$M_{\Gamma} = M_{\Gamma} = Q \cdot x,$$

де x – відстань від осі обертання шківів до точки прикладання ваги.

4. За формулою (5.1) визначити коефіцієнт тертя f .

Експеримент (пункт 3-4) повторити не менше шести разів.

5. При відомих значеннях f , l_1 , l_2 для заданого викладачем гальмівного моменту за формулою (5.4) визначити P і відрегулювати за допомогою гайки 5 пружину 1 на це значення сили, і за допомогою вантажів перевірити правильність регулювання гальма.

4.3 Обробка результатів вимірювань та обчислень.

1. Результати вимірювань та обчислень занести в таблицю:

№ п/п	P , Н	N_1 , Н	Q , Н	X , м	M_T , Н·м	f

2. Визначення середнього значення і його оцінка.

Середнім арифметичним значенням (або просто середнім значенням) величин $x_1, x_2, \dots, x_n$ називається:

$$\bar{X} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i, \quad (5.5)$$

де X_i – результати вимірювань;

n – кількість вимірів.

Середнім квадратичним відхиленням величини від їх середнього значення $\bar{X}$ називається:

$$S^* = \sqrt{\frac{\left(x_1 - \bar{x}\right)^2 + \dots + \left(x_n - \bar{x}\right)^2}{n}} = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\left(x_i - \bar{x}\right)^2\right)}. \quad (5.6)$$

3. Оцінка за точністю.

Якщо всі n експериментів проведено з однаковою точністю, тоді для оцінки дійсного значення величин, що вимірялись, застосовують середнє арифметичне значення результатів експерименту:

$$f = \bar{f} = \frac{f_1 + f_2 + \dots + f_n}{n} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n f_i. \quad (5.7)$$

4. Визначення усередненої оцінки при декількох вимірах:

$$|d - \bar{x}| \leq t(P, K) \cdot \frac{S}{\sqrt{n}};$$

$$|d - \bar{x}| \leq t(P, K) \cdot \frac{S^*}{\sqrt{n}},$$

де P – усереднена ймовірність (0,95; 0,98; 0,99; 0,999);

K – число ступенів вільності, $K = -1$.

По заданій надійності $P = 0,99$ і числу вимірів $n = 6$; $K = 5$ знаходимо множник $(0,99 \cdot 5) = 4,032$ (див. додаток 2 табл. 1) і одержимо усереднену оцінку дійсного значення f :

$$|f - \bar{f}| \leq t(P, K) \cdot \frac{S^*}{\sqrt{K}}.$$

В практиці обробки результатів експериментів широке розповсюдження одержало "правило трьох сигм".

Відхилення дійсного значення вимірювальної величини від середнього арифметичного значення результатів вимірів не перевищує потроєної середньої квадратичної помилки цього середнього значення.

$$|d - \bar{x}| \leq \frac{3S}{\sqrt{n}};$$

$$|f - \bar{f}| \leq \frac{3S}{\sqrt{n}};$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n \left((x_i - \bar{x})^2 \right)}.$$

5. Висновки

Зробити висновок про точність одержаних значень коефіцієнта тертя.

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Схема установки.
4. Розрахунки і таблиця з результатами вимірів і обчислень.
5. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Призначення колодкових гальм?
2. Які регулювання виконуються в колодкових гальмах?
3. Від чого залежить сила притиснення колодок до шківів?
4. Для чого призначена допоміжна пружина?
5. Від чого залежить величина гальмівного моменту?
6. Як визначити середнє квадратичне відхилення?
7. Типи оцінок істинного значення величини, що вимірюється і їх властивості?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

1. Тема:

Вивчення конструкції колодкового гальма з приводом від електрогідравлічного штовхача.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію і принцип дії колодкового гальма з приводом від електрогідравлічного штовхача; встановити залежність між силою стиснення пружини і силою нормального тиску колодки на шків.

3. Теоретична частина.

Гальмівні механізми є невід'ємною частиною вантажопідйомних машин і призначені для зупинки кранових механізмів, обмеження швидкості і утримання вантажу в підвішеному стані.

Гальмування механізму колодковим гальмом здійснюється в результаті створення сили тертя між гальмівним шківом, насадженим на один із валів механізму і гальмівною колодкою, з'єднаною через важільну систему з нерухомими елементами конструкції.

Гальмо (рис. 6.1) має штовхач 1, шток якого з'єднаний з гальмівною важільною системою важелем 2. При включенні двигуна штовхача поршень зі штоком піднімається, колінчатий важіль 2 повертається і через шток 3 гальма відводить колодку 4 від шківів 5 до тих пір, поки регульований гвинт 6 не досягне упору 7. Після цього починає рухатись гальмівний важіль 8. В цьому положенні гальмо розімкнене. Пружина 9 при цьому стиснена. Замикання гальма здійснюється під дією зусилля стисненої пружини після виключення двигуна штовхача.

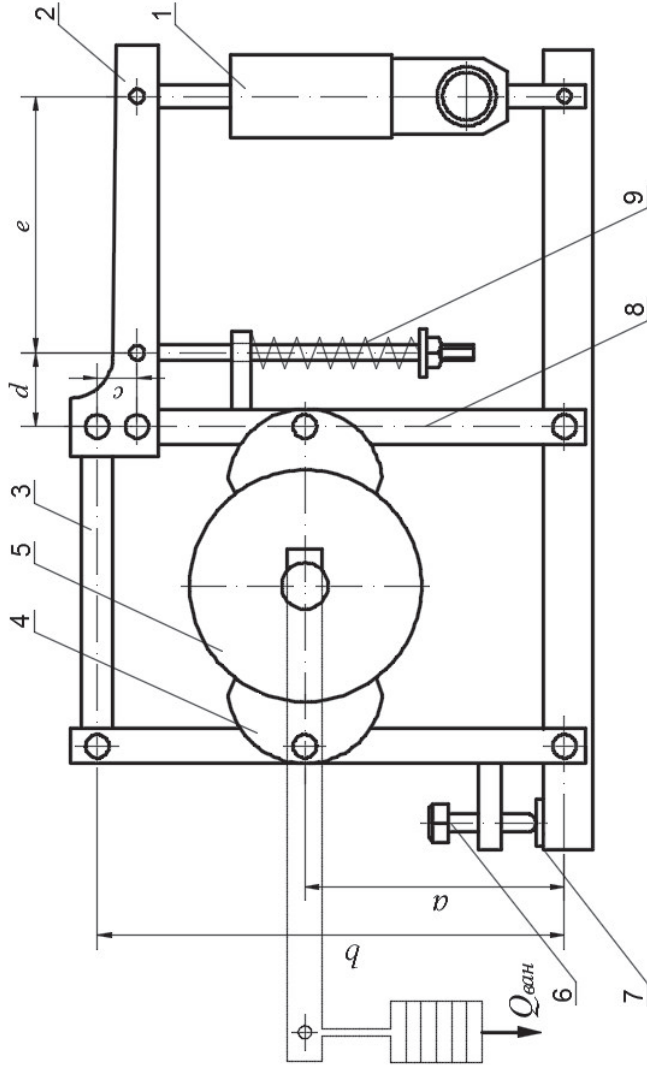


Рисунок 6.1 – Схема лабораторної установки колодкового гальма з приводом від електрогідравлічного штовхача.

До встановлення нормального ходу штовхача необхідно встановити шток штовхача в кінцеве положення і потім опустити його на величину 22 мм (для гальма ТКТГ-200), зафіксувати важелі гайками штока 3.

Встановлення рівномірного відходу колодок здійснюється регулювальним гвинтом 6. Величина відходу колодок повинна становити приблизно 1 мм.

Конструкція електрогідравлічного штовхача включає в себе електродвигун, що приводить в дію центробіжний насос, який створює тиск робочої рідини над поршнем. Поршень разом зі штоком піднімається і діє на важільну систему, стискує пружину і відводить колодки від шківів.

Величина гальмівного моменту забезпечується колодковим гальмом і визначається за формулою:

$$M_{\Gamma} = N \cdot f \cdot D, \quad (6.1)$$

де N – сила нормального тиску колодки на гальмівний шків;

f – коефіцієнт тертя колодки об шків;

D – діаметр гальмівного шківів.

Для збільшення гальмівного моменту, зниження габаритних розмірів, маси, потужності приводу гальма - застосовують фрикційні матеріали з підвищеним коефіцієнтом тертя.

До фрикційних матеріалів гальм пред'являють наступні вимоги: високий і стабільний коефіцієнт тертя, достатня міцність, зносостійкість та термостійкість.

Найбільш повно задовольняють цим вимогам фрикційні матеріали на азбестовій основі, куди входять азбест (70%), мінеральні і органічні наповнювачі із зв'язуючими матеріалами – каучуку, смоли та їх комбінацій, а також з порошкових матеріалів.

Сила нормального тиску колодок на шків виникає внаслідок дії на них через важільну систему стисненої замикаючої пружини 9. Сила (рис. 6.1), що створюється пружиною, пропорційна їх осадці і визначається за формулою:

$$P_{np} = K \cdot (L_0 - L_c), \quad (6.2)$$

де K – жорсткість пружини, Н/м;

L_0 – довжина пружини у вільному стані;

L_c – довжина пружини в стисненому стані.

При відомих значеннях геометричних параметрів гальма (величини a , b , c , d , e - необхідно заміряти на лабораторній установці) легко встановити залежність між N і P_{np} . Цю відповідність студенти повинні визначити самостійно.

Для визначення значення величини N (формула 6.1) необхідно знати коефіцієнт тертя колодки по шківу. Встановити його можна наступним способом: вимірявши коефіцієнт жорсткості пружини K , - стискуємо її до будь-якого довільно заданого значення P_{np} і обчислюємо значення сили нормального тиску N ; далі закріплюємо до шківа важіль (зображений пунктиром на рис. 6.1) і навішуємо на нього вантажі до тих пір, поки шків не повернеться.

Із співвідношення

$$Q_B \cdot R = N \cdot f \cdot D, \quad (6.3)$$

визначимо коефіцієнт тертя:

$$f = \frac{Q_B \cdot R}{N \cdot D}. \quad (6.4)$$

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Гальмо з приводом електрогідравлічного штовхача;
2. Пристрій для таврування пружини.
3. Набір ваг.
4. Важіль.

5. Вимірювальна лінійка.
6. Набір ключів.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Зняти пружину і за допомогою пристрою для тарування визначити коефіцієнт жорсткості.
2. Встановити пружину на місце. Підняти шток штовхача в крайнє верхнє положення, після чого опустити його на величину 22 мм і зафіксувати важелі гайками.
3. Пружинною гайкою стиснути пружину на зусилля 100...150 Н, поррахувати, при заданому зусиллі стиснення пружини, величину сили нормального тиску колодки на гальмівний шків.
4. На шків закріпити важіль і навішувати на нього поступово вантажі до тих пір, поки шків не повернеться відносно колодок. Визначити величину моменту, при якому стався поворот шківa і за формулою (6.1) визначити значення коефіцієнта тертя.

4.3 Обробка результатів вимірів та обчислень.

1. Результати вимірів та обчислень занести в таблицю:

№ п/п	Метод вимірювання гальмівного моменту	Вимірювані величини			
		P_{np} , Н	N , Н	M_T , Н · м	f

5. Висновок

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.

3. Схема гальмівної установки.
4. Таблиця з результатами вимірів та обчислень.
5. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Призначення гальмівних механізмів?
2. За яким принципом здійснюється гальмування механізму колодковим гальмом?
3. Конструкція і принцип дії колодкового гальма з приводом від електрогідравлічного штовхача?
4. Якими конструктивними діями можливе підвищення гальмівного моменту?
5. Послідовність виконання дії для регулювання гальма на задану величину моменту?
6. З яких матеріалів виготовляють накладки колодок гальма і вимоги до них?
7. Що таке коефіцієнт запасу гальмування і від чого він залежить?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7

1. Тема:

Дослідження механізмів підйому вантажу.

2. Мета роботи:

Експериментально встановити залежність коефіцієнта корисної дії механізму підйому від величини вантажу, що піднімається.

3. Теоретична частина.

При підйомі вантажу використана двигуном механізму підйому потужність витрачається, як на підняття вантажу (корисна потужність), так і на подолання різних шкідливих опорів (опір обертанню блоків, барабана, редуктора тощо) і може бути визначена за формулою:

$$N_z = \frac{G \cdot V}{10^3 \cdot \eta_z}, \quad (7.1)$$

де G – вага вантажу, що піднімається, Н;

V – швидкість підйому вантажу, м/с;

η_z – загальний коефіцієнт корисної дії;

Корисна потужність визначається за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot V}{10^3}, \text{ кВт.} \quad (7.2)$$

Із формул (7.1) і (7.2) видно, що спожита потужність завжди більше корисної і ця різниця тим значніша, чим менше значення коефіцієнта корисної дії (к.к.д.). В свою чергу значення η_z залежить як від конструкції механізму підйому (типу редуктора, конструкції підшипникової опори, схеми опори барабана тощо) так і від ступеня його завантаження і вірного вибору двигуна.

Серед шкідливих опорів частина з них мало залежить від навантаження, тому із збільшенням величини вантажу, що піднімається, спостерігається тенденція до зростання η .

Велике значення для нормальної роботи механізму підйому має правильний вибір потужності електродвигуна. Встановлення двигуна недостатньої потужності знижує продуктивність механізму і викликає передчасний вихід двигунів з ладу через його перегрівання зверх допустимих температур і різкого скорочення з цієї причини терміну служіння ізоляції обмоток.

Встановлення двигунів завищеної потужності економічно недоцільно, так як це призводить до зниження його енергетичних показників – коефіцієнт корисної дії, а для асинхронних двигунів – до зниження коефіцієнта потужності.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Електроталь.
2. Ватметр.
3. Секундомір.
4. Вимірювальна лінійка.
5. Набір вантажів.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Увімкнути подачу електроенергії на електроталь і перевірити працездатність її механізмів.

2. Навісити на гак вказаний викладачем вантаж. Увімкнути механізм підйому вантажу і за ватметром (включеному в загальний ланцюг живлення) визначити загальну споживану потужність, одночасно за допомогою вимірювальної лінійки і секундоміра визначити швидкість підйому вантажу.

3. Провести вимірювання і запис результатів, збільшуючи щоразу, величину вантажу, що піднімається.

4. Для кожного значення вантажу розрахувати за формулою (7.2) корисну потужність, а за ватметром визначити спожиту потужність N_3 .

5. Поділивши значення N_k на N_3 , визначити дійсну величину загального коефіцієнта корисної дії для кожного значення величини вантажу.

4.3 Обробка результатів вимірювань та обчислень.

1. Результати вимірювань та обчислень занести в таблицю:

Величина вантажу, що піднімається Н	Швидкість підйому, м/с	Корисна потужність, кВт	Спожита потужність, кВт	Коефіцієнт корисної дії

2. Побудувати графік залежності $\eta_3 = f(G)$.

5. Висновки

Зробити висновок і обґрунтувати, як змінюється к.к.д. механізму в залежності від величини вантажу, що піднімається.

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Таблиця результатів вимірювань та обчислень.
4. Графік залежності.
5. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Загальне визначення потужності?
2. Існуючі одиниці виміру потужності і їх співвідношення між собою?

3. Нащо витрачається потужність, споживана двигуном механізму підйому?

4. Записати формулу для визначення корисної і загальної потужності, спожитої двигуном?

5. До яких наслідків веде встановлення в механізмах двигунів завищеної або заниженої потужності?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8

1. Тема:

Кінематика механізму підйому електроталі.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію та роботу механізму підйому електроталі, ознайомитися із загальним порядком розрахунку кінематичних і силових параметрів за заданою викладачем схемою механізму підйому талі та величиною вантажу, що піднімається.

3. Теоретична частина

Електричні талі призначені для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт та транспортних операцій, і, як правило, переміщуються по нижній полиці двотаврової монорейки. Серійно виготовляються електроталі вантажопідйомністю 2,5; 5; 10; 20; 32; 50 кН.

Тяговим органом в талях служать канати або ланцюги.

Принцип роботи механізму підйому талі наступний (рис. 8.1). Магнітне поле, яке створюється при вмиканні статора 1 електродвигуна в мережу живлення, намагається зменшити опір повітряного зазору електродвигуна, захоплює конусний ротор 2 і долає опір циліндричної пружини 3. Цим самим здійснюється розгальмування гальма 4 і одночасне повільне зростання швидкості обертання ротора 2. Далі рух передається через двоступінчатий циліндричний редуктор (зубчасті колеса Z_1, Z_2, Z_3, Z_4) на вантажну зірочку Z_5 ; вантажний ланцюг 5, який обведено навкруги зірочки Z_5 . При вимиканні напруги магнітне поле зникає і під дією пружини 3 ротор 2 повертається в початкове положення. Гальмівний конічний диск 4, завдяки наявності сил тертя, надійно фіксується, тим самим запобігає подальшому переміщенню вантажу.

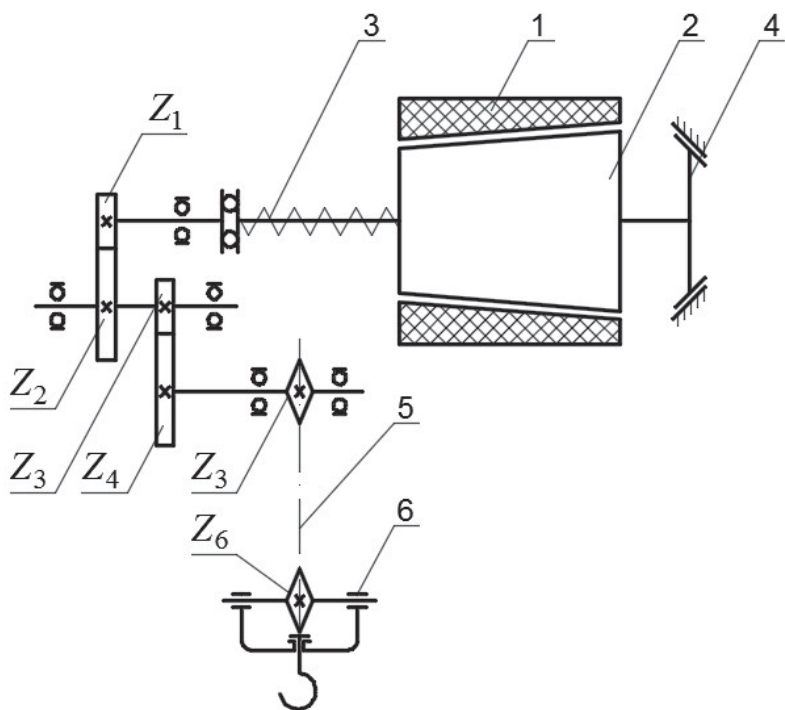


Рисунок 8.1 – Кінематична схема механізму підйому електроталі.

Швидкість підйому (опускання) вантажу на певну висоту:

$$V_{nid} = V_{on} = \frac{H}{t}, \quad (8.1)$$

де H – висота підйому (опускання) вантажу, м;

t – час підйому (опускання), сек.

Швидкість ведучої зірочки:

$$V_3 = V_{nid} \cdot U_n, \quad (8.2)$$

де U_n – кратність поліспасти.

Передаточне відношення редуктора механізму підйому:

$$i_{mex} = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (8.3)$$

де Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – числа зубів зубчастих коліс редуктора.

Число обертів ведучої (вантажної) зірочки:

$$n_3 = \frac{n_{\partial\partial}}{i_{mex}}, \quad (8.4)$$

де $n_{\partial\partial}$ – число обертів електродвигуна.

Максимальний натяг ланцюга:

$$F_{max} = \frac{Q \cdot q}{U_n \cdot \eta_n}, \text{ Н} \quad (8.5)$$

де U_n – кратність поліспасти;

η_n – коефіцієнт корисної дії поліспасти;

Q – максимальна вантажопідйомність талі, кг.

Вантажний момент:

$$M_B = F_{max} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{Q \cdot q \cdot D_3}{2 \cdot U_n \cdot \eta_n}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (8.6)$$

де D_3 - діаметр зірочки по осі вантажного ланцюга, м.

Статичний момент:

$$M_{CT} = \frac{M_B}{i_{mex} \cdot \eta_{mex}}, \quad (8.7)$$

де η_{mex} - к.к.д. механізму підйому.

$$P_{\partial a} = \frac{Q \cdot q \cdot V_{n\partial}}{10^3 \cdot \eta_{zag}}, \text{ кВт} \quad (8.8)$$

де $\eta_{zag} = \eta_n \cdot \eta_{mex}$ - загальний коефіцієнт корисної дії механізму підйому.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Електроталь.
2. Набір вантажів.
3. Секундомір.
4. Лінійка.

4.2 Методика проведення роботи.

1. При підйомі (опусканні) вантажу на задану висоту H заміряти секундоміром час виконання даної операції.

2. Виміряти діаметр зірочки між осями вантажного ланцюга обведеного навкруги неї.

3. Визначити кінематичні та силові параметри механізму підйому за формулами (8.1)...(8.8).

Примітка:

1. Числа зубів коліс редуктора: $Z_1 = 14$, $Z_2 = 108$, $Z_3 = 14$, $Z_4 = 46$.

2. Число обертів вала електродвигуна $n_{дв} = 1320$ об/хв.

4.3 Обробка результатів вимірів та обчислень.

Результати вимірів та обчислень занести до таблиці:

Вага вантажу	Час, сек		Швидкість, м/сек		Передаточне відношення механізму	Число обертів зірочки	Швидкість зірочки, м/сек
	підйому	опускання	підйому	опускання			

Вага вантажу	Максимальний натяг ланцюга, Н	Момент, Н·м		Необхідна потужність двигуна, кВт
		вантажний	статичний	

5. Висновки

Проаналізувати залежність одержаних параметрів від ваги вантажу, що піднімається.

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Розрахунки і таблиці з результатами вимірів та обчислень.
4. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Як визначити потужність двигуна, що витрачається на підйом (опускання) вантажу?

2. Дайте визначення поліспада; які бувають поліспасти і чим відрізняються?

3. Що таке кратність поліспада, як визначається? Навести схеми поліспастів різної кратності?

4. Як визначити вантажний і статичний моменти?

5. Пояснити за кінематичною схемою принцип роботи електричної талі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 9

1. Тема:

Кінематика механізму пересування електроталі.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію і роботу механізму пересування електроталі, ознайомитись із загальним порядком розрахунку кінематичних і силових параметрів механізму пересування за заданою кінематичною схемою та величиною вантажу, що піднімається.

3. Теоретична частина.

Електричні талі призначені для виконання навантажувально-розвантажувальних і транспортних робіт. Як правило талі, наряду з механізмом підйому вантажу, проектуються з механізмом пересування (рис. 9.1).

Механізм підйому електроталі 1 підвішений на несучих шпильках 2 до ходового візка механізму пересування 3, який в свою чергу, підвішується і пересувається по нижній полиці двотаврової монорейки 4.

З вала фланцевого електродвигуна 5 через жорстку муфту 8 рух передається на зубчасту пару Z_1, Z_2 . Зубчасте колесо виконано як одне ціле з ведучим колесом 6 візка. Друге колесо 7 ходового візка є веденим (холостим). Біговими доріжками колеса 6 і 7 спираються на полиці монорейкової колії 4. Завдяки наявності сил зчеплення між ходовим колесом 6 і монорейкою 4 візок механізму пересувається.

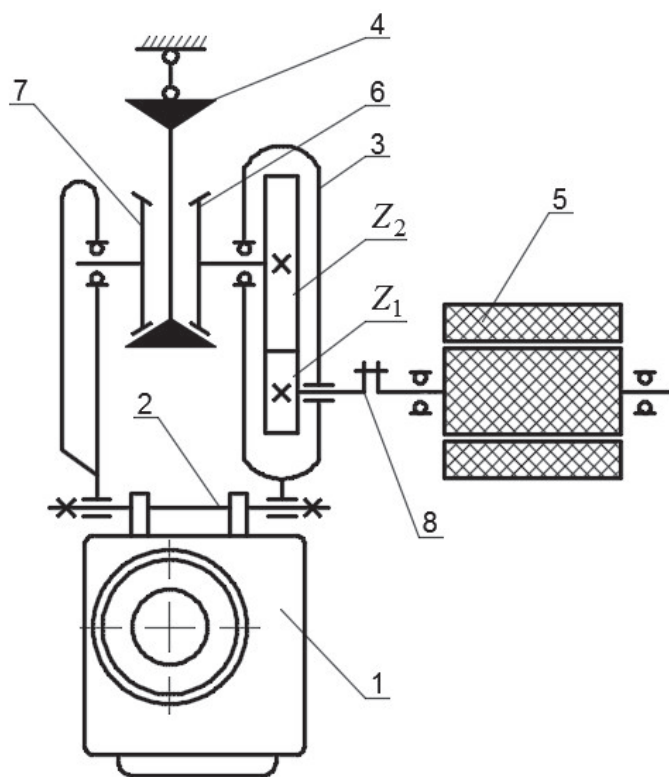


Рисунок 9.1 – Кінематична схема механізму пересування електродаталі.

Опір пересуванню електроталі визначають за формулою:

$$W = (G + G_T) \cdot \left[\left(\frac{f \cdot d + 2k}{D} \right) + \alpha_y \right], \text{ Н} \quad (9.1)$$

де G – вага вантажу, Н;

$G_T = 270$ Н – вага електроталі;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя в підшипниках;

$d = 0,021$ м – діаметр цапфи осі колеса;

$k = 4 \cdot 10^{-4}$ м – коефіцієнт кочення коліс по рейках, який залежить від діаметру, матеріалу коліс і типу рейок, $k = (3 \dots 12) \cdot 10^{-4}$ м;

D – діаметр ходового колеса по колу катання, $D = 0,0505$ м;

$\alpha_y = 0,001$ – ухил підкранової лінії.

З урахуванням можливого дефекту підкранової колії, опору від тертя в ребордах та інших опорів - розрахункове значення сили збільшують до:

$$W_p = (2,5 \dots 3) \cdot W. \quad (9.2)$$

Статичний момент на ходовому колесі:

$$M_{CT} = \frac{W_p \cdot D}{2 \cdot U_M \cdot \eta_M}, \quad (9.3)$$

де $U_M = 6,6$ – передаточне число зубчатої передачі;

η_M – к.к.д. механізму пересування електроталі.

Потужність електродвигуна для пересування електроталі:

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_p \cdot V}{10^3 \cdot \eta_M}, \text{ кВт} \quad (9.4)$$

де V – швидкість пересування електроталі, м/с.

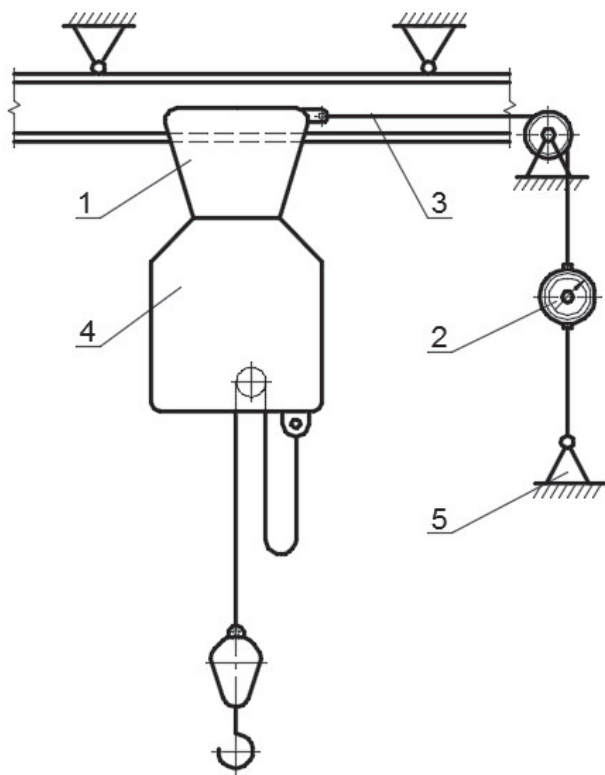


Рисунок 9.2 – Принципова схема електроталі.

Умова при якій колесо електроталі буде обертатися без пробуксовування:

$$G_{34} \cdot \varphi_{34} \geq k_{34} \cdot W_p, \quad (9.5)$$

де G_{34} – зчіпна вага електроталі без вантажу, Н;

φ_{34} – коефіцієнт зчеплення ведучого колеса з рейкою;

$\varphi_{34} = 0,12$ для кранів, що працюють на відкритому повітрі;

$\varphi_{34} = 0,20$ для кранів, встановлених в закритих приміщеннях;

$\varphi_{34} = 0,35 \dots 0,45$ для коліс з гумовим ободом;

k_{34} – коефіцієнт запасу зчеплення ведучого колеса з рейкою,

$k_{34} > 1,2$.

Частота обертання ходового колеса:

$$n_K = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D}, \text{ хв}^{-1} \quad (9.6)$$

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Електроталь.
2. Набір вантажів.
3. Пристрій для кріплення електроталі.
4. Динамометр.
5. Секундомір.

4.2 Методика проведення роботи.

1. На вантажний гак електроталі підвішуються по черзі вантажі G_1 , G_2 , G_3 .
2. З'єднуємо візок 1 електроталі з динамометром 2 (рис. 9.2).

3. Визначаємо кінематичні і силові параметри механізму пересування за формулами (9.1)...(9.6), підставляючи в формули (9.3), (9.4) і (9.5) замість W_p значення W .

4. Визначаємо фактичну силу опору пересуванню електроталі. Тельфер може пересуватись по монорейці на деяку відстань, яка визначається умовою зчеплення ходових коліс з монорейкою.

Граничною умовою зчеплення є початок пробуксовування ходових коліс. Сила зчеплення коліс з монорейкою при цьому контролюється динамометром, приєднаним до канату 3, що утримує ходовий візок електроталі від пересування. Другий кінець динамометра закріплюється на нерухомій опорі 5. По дослідному значенню сили зчеплення (з урахуванням коефіцієнта запасу зчеплення) визначається фактична сила опору пересуванню електроталі (формула 9.5).

4.3 Обробка результатів вимірів та обчислень.

Результати вимірів та обчислень занести до таблиці:

Вантажо- підйом- ність	Час пересування талі		Швидкість пересування талі		Передаточне відношення механізму	Число обертів ходового колеса
	З вантажем	Без вантажу	З вантажем	Без вантажу		

Сила опору пересуванню				Момент статичний	Потужність електродвигуна
розрахункова		фактична			
З вантажем	Без вантажу	З вантажем	Без вантажу		

5. Висновки

В висновках порівняти дослідні і розрахункові значення сил опору пересування електроталі та пояснити розбіжності між ними.

6. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Розрахунки і таблиці з результатами вимірів та обчислень.
4. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Навести кінематичну схему і пояснити будову та принцип роботи механізму пересування електроталі?
2. Як визначається сила опору пересуванню електроталі?
3. Як визначається статичний момент на ходовому колесі та потужність двигуна електроталі?
4. Пояснити методику проведення роботи?
5. Сформулювати умову пересування електроталі без пробуксовування?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 10

1. Тема:

Визначення тягової спроможності приводних блоків з різним профілем жолобу.

2. Мета роботи:

Вивчити процес взаємодії каната з жолобом приводного блока; дослідити різні профілі жолоба.

3. Теоретична частина

Приводні блоки створюють тягове зусилля в гнучкому елементі (канаті) за рахунок сил зчеплення останнього з жолобом блока. Між тяговим зусиллям $S_{нб}$ гілки, що набігає і зусиллям у гілці канату, що сходить $S_{зб}$ зберігається залежність, при якій відсутнє проковзування каната по блоку:

$$S_{нб} = S_{зб} \cdot e^{f\alpha} \quad \text{або} \quad \frac{S_{нб}}{S_{зб}} = e^{f\alpha}, \quad (10.1)$$

де f – коефіцієнт тертя (зчеплення) між канатом і жолобом;

α – кут обхвату блока канатом.

Відношення $\frac{S_{нб}}{S_{зб}}$ називають тяговим коефіцієнтом, так як воно визначає здатність тягового блока створювати тягове зусилля повної величини при заданому значенні $S_{зб}$. Тяговий коефіцієнт повинен бути збільшений за рахунок підвищення коефіцієнта тертя та збільшення кута обхвату блока. В першому випадку футерують жолоб фрикційним матеріалом з підвищеним коефіцієнтом тертя, або надають жолобу спеціальну форму, що підвищує його властивості зчеплення. Для цього застосовують напівкруглі, напівкруглі з підрізом та клиновидні жолоба (рис. 10.1).

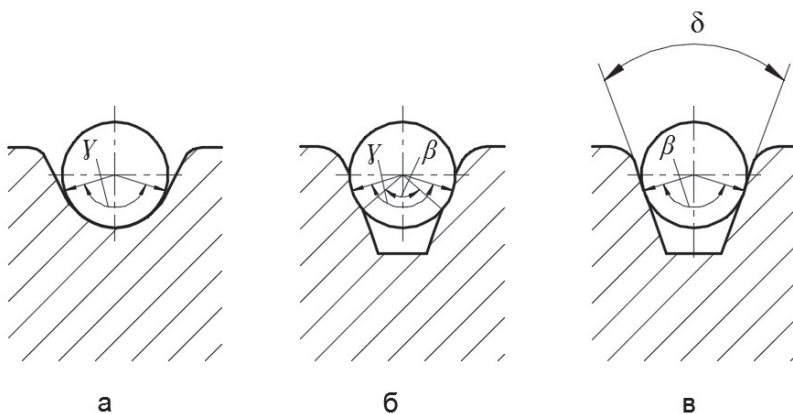


Рисунок 10.1 – Профілі жолоба привідного блоку.

Приведений коефіцієнт тертя для напівкруглого жолоба (рис. 10.1, а):

$$f = f_0 , \quad (10.2)$$

де f_0 – коефіцієнт тертя каната по матеріалу жолоба.

Для напівкруглого жолоба з підрізом (рис. 10.1, б)

$$f = 4 \cdot \frac{1 - \sin \frac{\beta}{2}}{\pi - \beta - \sin \beta} , \quad (10.3)$$

де β і γ – кути, зображені на рис. 10.1;

Для клиновидного жолоба (рис. 10.1, в):

$$f = \frac{f_0}{\cos \frac{\beta}{2}} . \quad (10.4)$$

При виводі цих формул канатний жолоб розглядався, як не пружна поверхня, а канат як гладкий циліндр, що не змінює свого поперечного перерізу під навантаженням.

На рис. 10.3 наведено графік залежності тягового коефіцієнта від кута підрізання напівкруглого жолоба (крива 1) та від кута розпору клиновидного жолоба (крива 2), отримані теоретично при $f = 0,1$ і $\alpha = 180^\circ$.

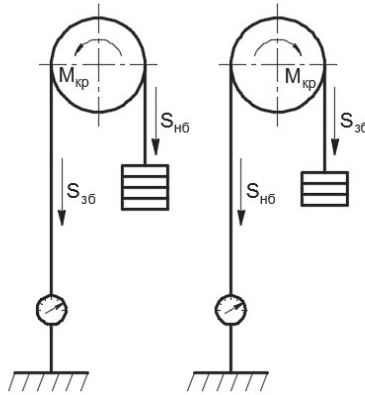


Рисунок 10.2 – Схеми вимірювання тягового коефіцієнта.

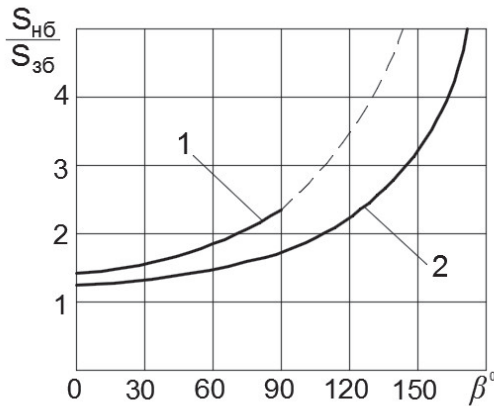


Рисунок 10.3 – Графік залежності тягового коефіцієнта:

- 1 – від кута підрізання напівкруглого жолоба,
- 2 – від кута розпору клиновидного жолоба.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання.

Принцип роботи лабораторної установи видно з рис. 10.2.

До складу лабораторної установки входить: ручна лебідка; блоки з жолобами різної форми, виконані з різних матеріалів (сталь, сірий або модифікований чавун, антифрикційні матеріали); сталевий канат; мірні вантажі; динамометр; вимірювальні інструменти (лінійка, штангенциркуль, шаблони для жолобів блока).

Як видно з рис. 10.2 мірні вантажі створюють зусилля в гілці канату, що набігає (а) або в гілці, що збігає (б) в залежності від напрямку обертання блока з моментом $M_{кр}$.

Динамометр реєструє зусилля в другій гілці каната.

При обертанні шківів зусилля в гілці канату з боку динамометра змінюється на величину сили тертя між канатом і блоком. Повному використанню сили тертя між канатом і блоком відповідає стан ковзання канату по шківу в момент його обертання.

Вимірювання тягового коефіцієнта проводиться в двох випадках: в момент часу попередньому проковзуванню і в момент ковзання каната по шківу.

В момент часу, попередньому проковзуванню має місце найбільше значення тягового коефіцієнта, яке зменшується при ковзанні каната по блоку.

4.1 Методика проведення роботи.

4.2.1. Ознайомитись з експериментальною установкою і підготувати її до експерименту.

4.2.2. Зняти геометричні розміри з випробуваних зразків.

4.2.3. Визначити за формулами (10.4), (10.5), (10.6) теоретичні значення коефіцієнта f , користуючись довідковим значенням коефіцієнта тертя f_0 .

4.2.4. Побудувати графіки (рис. 10.3) теоретичних значень тягового коефіцієнта для випробуваних зразків при різних значеннях кута α , користуючись формулою (10.3).

4.2.5. Визначити за допомогою лабораторної установки значення $\frac{S_{нб}}{S_{зб}}$ для випробуваних зразків одного і того ж тягового зусилля. Отримані значення нанести на графік теоретичних значень, порівняти результати.

4.2.6. Результати вимірів та обчислень занести в таблицю:

Форма жолоба	Геометричні розміри жолоба		Теоретичний тяговий коефіцієнт $\frac{S_{нб}}{S_{зб}}$	Приведений коефіцієнт тертя f	Експериментальні значення		
	β , град	γ , град			$S_{нб}$	$S_{зб}$	$\frac{S_{нб}}{S_{зб}}$
Напівкругла							
Напівкругла з підрізом							
Клиновидна							

5. Висновки

Провести аналіз отриманих результатів і порівняти теоретичні та експериментальні значення досліджуваних величин.

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Обробка результатів, розрахунків та обчислень.
4. Таблиця з результатами вимірювань та обчислень; графіки.
5. Висновки.

7. Питання для самоконтролю

1. Умова відсутності буксування між блоком та канатом?
2. Що називають тяговим коефіцієнтом?

3. Як і за рахунок чого можна збільшити тяговий коефіцієнт?
4. Як визначити приведений коефіцієнт тертя для різних профілів жолоба?
5. Конструкція та принцип дії лабораторної установки.
6. Методика проведення лабораторної роботи.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 11

1. Тема:

Робота на тренажері баштового крану типу КБ-403А.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію тренажера, ознайомитися з органами управління та набути навичок в управлінні баштовим краном.

3. Теоретична частина

3.1 Призначення тренажера.

Тренажер баштового крану типу КБ-403А призначений для початкового ознайомлення з органами управління баштового крану та індивідуального набуття навичок в управлінні баштовим краном.

3.2 Будова тренажера.

Тренажер складається з робочого місця 1 (рис. 11.1), діючої моделі 2 на підкрановій колії, з'єднувального кабелю 3 та виносного пульта 4.

Робота на тренажері базується на управлінні діючою моделлю баштового крану органами управління, які розташовані на робочому місці машиніста баштового крану. В процесі навчання можна контролювати свої дії, спостерігаючи за роботою діючої моделі.

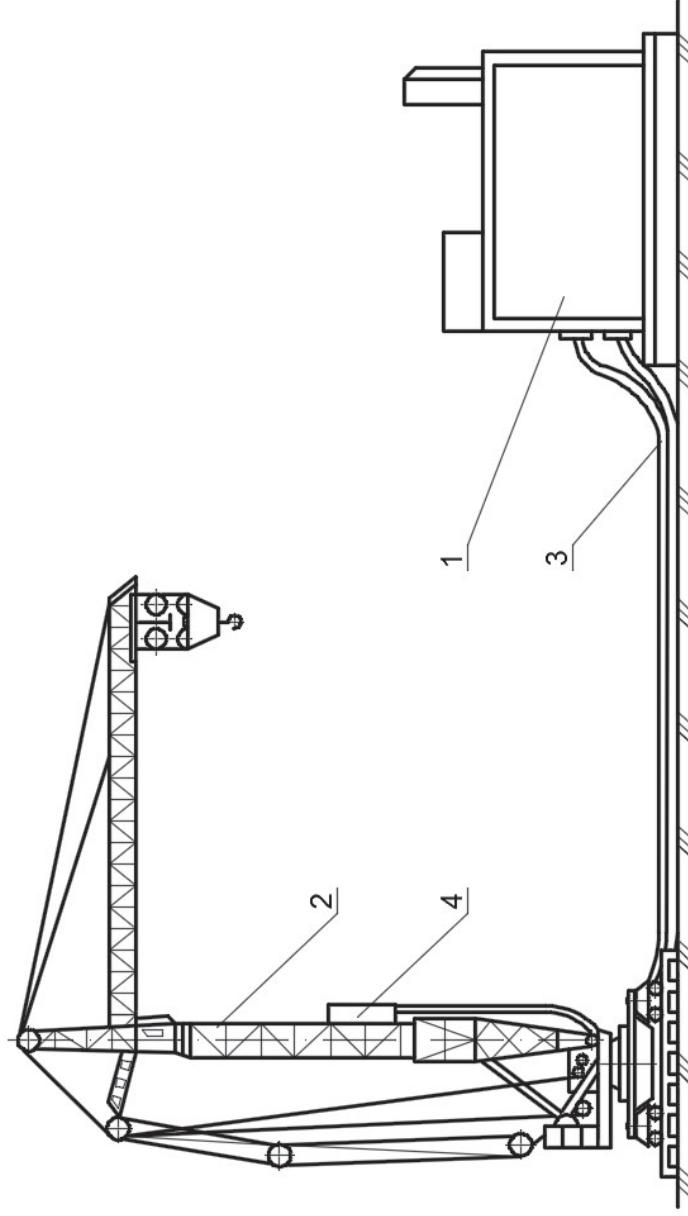


Рисунок 11.1 – Тренажер баштового крана.

Робоче місце (рис. 11.2) є частиною кабіни базового баштового крана типу КБ-403А. Робоче місце складається з основи 1, на якій розташовані органи управління та сидіння 2. Розташування органів управління відповідає їх розташуванню на базовому крані. Органи управління складаються з щитка приладів 3; командоконтролера механізму повороту 4; командоконтролера вантажної лебідки 5; командоконтролера механізму пересування вантажного візка 6; командоконтролера механізму пересування крана 7; педалі звукового сигналу 8; педалі вмикача гальма повороту 9 (моделлю не керує) та інформаційного табло 10.

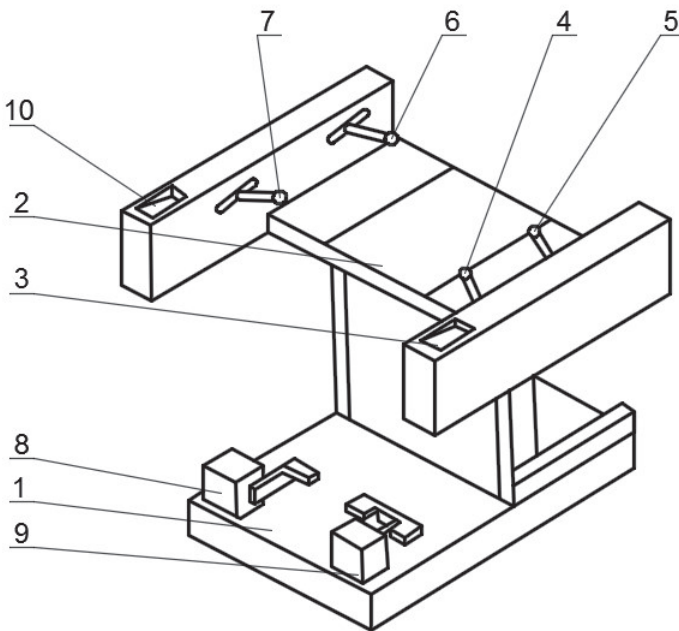


Рисунок 11.2 – Робоче місце кранівника.

На щитку приладів (рис. 11.3) розташовані тумблер "Мережа" з лампою, тумблер "Аварійний вимикач", кнопка вмикання "Лінійний контактор" з лампою.

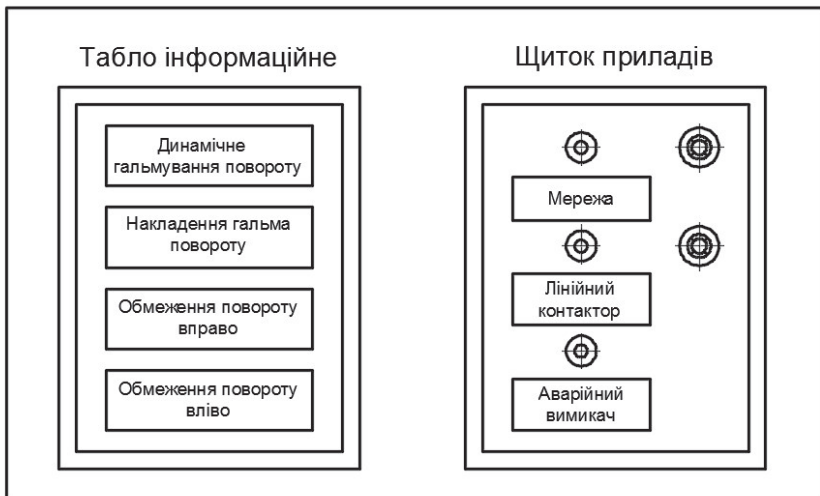


Рисунок 11.3 – Інформаційне табло тренажеру.

На інформаційному табло (рис. 11.3) розміщено:

- обмеження повороту вліво;
- обмеження повороту вправо;
- накладення гальма повороту;
- динамічне гальмування повороту.

Діюча модель самохідного повноповоротного баштового крану (рис. 11.4) з багатомоторним електричним приладом виконана в масштабі 1:10. Поворотна платформа 2 через опорно-поворотний пристрій з'єднана з опорною рамою 1, з якою шарнірно з'єднані діагонально розташовані флюгери, які спираються на ходові візки. На поворотній платформі розташовані вантажна і стрілова лебідки, механізм повороту, баласт та шафа електрообладнання.

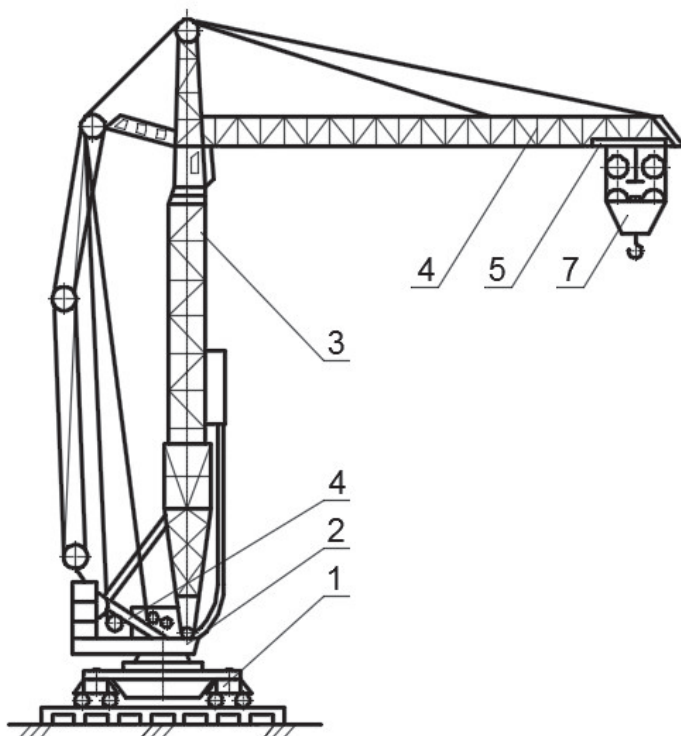


Рисунок 11.4 – Діюча модель баштового крана.

Башта решітчастої конструкції виконана з труб. Вона складається з оголовка, верхньої секції, двох проміжних секцій, порталу і рухомої обойми. Стики секцій башти виконані на фланцях, які проходять по напрямним роликам при висуванні башти. Башта моделі шарнірно з'єднана з поворотною платформою 2 і утримується в вертикальному положенні за допомогою підкосів, які спираються на ферму.

Стріла 4 балочного типу, одно-підвісна, секційна з пересуванням вантажного візка 7 по двох нижніх поясах трьохгранної ферми. Стріла складається з двох секцій – корінної і головної. В корінній частині стріли встановлена візкова лебідка. Стріла шарнірно з'єднана з баштою. Модель крана має гакову підвіску 5, яка служить для навішування такелажних пристроїв.

На моделі установлені і діють електричні кінцеві запобіжні пристрої:

- два обмежника пересування моделі по рейковій колії;
- обмежник вантажопідйомності, який спрацьовує при навантаженні більше 12,5 Н;
- обмежник висоти підйому вантажу;
- обмежник висування башти;
- обмежник висоти підйому стріли, який забезпечує максимальний підйом відносно горизонтального положення на 50^0 ;
- два обмежника повороту башти, які допускають поворот в обидві сторони на 360^0 відносно нейтрального положення;
- два обмежника пересування вантажного візка на балочній стрілі.

3.3 Підготовка тренажера до роботи.

Перед початком роботи необхідно оглянути підкранову колію, механізми, металоконструкції, стан канатів; провести випробування всіх механізмів моделі без навантаження. Виставити всі органи управління у вихідне положення:

- важелі тумблерів "Мережа", "Аварійний вимикач" в нижньому положенні;
- педаль гальма повороту в нейтральному положенні;

- важелі командоконтролерів в нейтральному положенні;
- тумблер, який знаходиться на моделі крана на шафі електрообладнання поворотної платформи, поставити в положення "К" для роботи з робочого місця (кабіни) або в положення "М" для роботи з виносного пульта.

Увімкнути тренажер в мережу.

3.4 Робота на тренажері.

Перед початком пересування крана або перед обертотом його стріли, якщо в роботі крана була перерва, необхідно подавати звуковий сигнал (педаль 8).

Для роботи на тренажері необхідно виконати наступні операції:

- увімкнути тумблер "Мережа";
- увімкнути тумблер "Аварійний вмикач";
- увімкнути кнопку "Лінійний контактор".

Управління робочими рухами моделі крана виконувати командоконтролерами і здійснювати тільки при включеній кнопці "Лінійний контактор".

За допомогою рукоятки командоконтролера 4 (рис. 11.2) здійснити поворот башти моделі крана в обидві сторони на 180° від нейтрального положення; рукояткою командоконтролера 5 – підйом і опускання вантажу; рукояткою командоконтролера 7 – пересування моделі крана по рейковій колії вперед і назад; рукояткою командоконтролера 6 – пересування вантажного візка вперед і назад.

Вмикання і зупинку механізмів крана необхідно виконувати плавно, без ривків. Переведення механізмів з прямого ходу на зворотній до їх повної зупинки не дозволяється, за винятком тих випадків, коли необхідно попередити аварію або нещасний випадок.

Для підвищення продуктивності крана можливо суміщати операції підйому (опускання) вантажу і поворот крана; поворот з пересуванням крана або зміною вильоту стріли.

При раптовому припиненні живлення крана, зупинці крана з інших причин або по закінченню роботи необхідно поставити рукоятки

командоконтролерів в нульове положення і вимкнути тумблери "Мережа" та "Аварійний вимикач".

4. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Кінематичні схеми механізму крана КБ-403А.

5. Питання для самоконтролю

1. Будова тренажера (розповісти з демонстрацією на діючій моделі крана КБ-403А) ?
2. Які запобіжні пристрої встановлені на моделі, їх призначення?
3. Робоче місце кранівника: розташування органів управління?
4. Як підготувати тренажер до роботи?
5. Основні механізми баштового крана (навести кінематичні схеми) ?
6. Виконати управління робочими рухами на моделі крана?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 12

1. Тема:

Аналіз роботи кранів в реальних експлуатаційних умовах.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію кранів, схеми та розміщення в цехах підприємств або на будівельних майданчиках, варіанти роботи і умови експлуатації кранів.

3. Теоретична частина

Номенклатура вантажопідійомних машин нараховує більше 100 видів. З них самими розповсюдженими є крани загального призначення, що становить близько 80% від загальної кількості кранів всіх типів.

Основними параметрами кранів є:

- вантажопідійомність Q , т; за стандартним рядом у межах 0,01...1250 т;
- проліт крана L_K або виліт стріли L для стрілових кранів, м;
- висота підйому вантажу H , м;
- швидкості робочих рухів механізмів V , м/с; ω – кутова швидкість повороту стрілового крана, $с^{-1}$;

- найбільший вантажопідійомний момент ($M_B = \frac{G \cdot L_K}{4}$ – для мостових кранів; $M_B = G \cdot L$ – для стрілових);

- маса крана m_K ;
- загальна потужність двигунів, кВт;
- режим роботи механізмів;
- продуктивність Π , т/год.

Значне число типів кранів загального призначення нормоване.

Основні параметри і розміри мостових кранів: вантажопідійомність до 1250 т; прольоти кранів 2...34 м; швидкість підйому вантажу до 2 м/с (120 м/хв); швидкість пересування кранового візка 0,17...6 м/с (10...360 м/хв); швидкість пересування крана 0,66...2,5 м/с (40...150 м/хв).

Найпоширеніші мостові крани вантажопідйомністю 5...320 т. Приблизно 2/3 всіх мостових кранів обладнано гаковими підвісками. За вантажопідйомністю 5-тонні крани становлять 20%, 10-тонні 17%, найпоширеніший середній режим роботи – приблизно 80% кранів.

Вантажопідйомність баштових кранів перебуває в широких межах (1...80 т); максимальний виліт – до 45 м; висота підйому вантажу – 5...150 м; частота обертання стріли 0,2...0,7 об/хв.

Автомобільні крани випускаються вантажопідйомністю 4; 6,3; 10; 16 і 25 т.; пневмоколісні крани – вантажопідйомність 16...100 т; гусеничні крани – вантажопідйомність до 250 т.

Одним з найважливіших техніко-економічних показників кранів є їх продуктивність.

Годинна продуктивність крана, т/год:

$$P_{\Gamma} = Q \cdot z \cdot k_B \cdot k_4, \quad (12.1)$$

де Q – номінальна вантажопідйомність, т;

z – число циклів роботи крана;

k_B – середній коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю;

k_4 – середній коефіцієнт використання крана за часом.

Річна продуктивність крана, т/р:

$$P_p = P_{\Gamma} \cdot \tau \cdot D, \quad (12.2)$$

де τ – число робочих годин за добу;

D – число робочих днів на рік.

Число циклів за годину:

$$z = \frac{3600}{T_{\text{ц}}}, \quad (12.3)$$

де $T_{\text{ц}}$ – тривалість одного циклу, с.

Тривалість циклу складається з сумарного часу виконання окремих операцій з урахуванням їх суміщення:

$$T_{\text{ц}} = E \cdot \sum_1^n t_i, \quad (12.4)$$

де E – коефіцієнт суміщення кількох операцій ($E = 1$ для стрілових монтажних кранів; $E = 0,8$ для баштових будівельних та козлових перевантажувальних кранів).

В повний робочий цикл вантажопідійомних машин входять такі операції:

1) установка машини в положення, зручне для захвату вантажу: тобто пересування крана та візка, поворот платформи або стріли, зміна вильоту або кута нахилу стріли, опускання вантажозахватного пристрою, тощо;

2) захват та підйом вантажу на висоту, зручну для його транспортування до місця розвантаження;

3) переміщення вантажу, під вішаного на захватному пристрої до місця розвантаження за допомогою одного або декількох механізмів – пересування візка або моста, обертання платформи або стріли, зміни вильоту стріли або кута її нахилу тощо;

4) опускання вантажу в положення, зручне для розвантаження;

5) розвантаження крана, тобто вивільнення захватного пристрою від вантажу;

6) підйом захвата в положення, зручне для холостого пересування за новою порцією вантажу.

Середній коефіцієнт використання крана за вантажопідійомністю k_B залежить від організації робіт: $k_B = 1$ при хорошій організації і раціональному використанні крана.

При роботі крана з насипними вантажами:

$$П = z \cdot V \cdot \rho \cdot \psi ,$$

де V – місткість грейфера, бадді та інших посудин, м^3 ;

ρ – насипна щільність матеріалу (об'ємна маса), т/м^3 ;

ψ – коефіцієнт заповнення посудини (для грейферів $\gamma = 0,6 \dots 1$, залежно від характеру матеріалу, для бадді та ковша $\gamma = 1$).

За середньою продуктивністю крану за рік визначають необхідну кількість кранів у цеху, на складі та в інших місцях.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання.

В даній роботі умовно, під начальною лабораторією, приймається цех або будівельний майданчик, де проводиться екскурсія. Об'єктами вивчення є крани, які там експлуатуються. Для виконання роботи потрібно секундомір та папір, для реєстрації результатів роботи.

4.2 Методика проведення роботи.

Попередньо група студентів ділиться на підгрупи, по 3-5 чоловік в кожній підгрупі.

Робота виконується в 3 етапи.

Перший етап є загальним для всіх груп і виконується в такій послідовності:

1. На підставі відомостей, які повідомить викладач (особа, що проводить екскурсію), а також власних спостережень замалювати схеми розміщення підйомно-транспортного та іншого обладнання в цеху або на будівельному майданчику.

2. По вихідним даним, повідомленим викладачем, та даним з таблиці характеристик крана, зафіксувати основні технічні параметри, поставити номер і дату проведення останнього випробування кожного крана і занести в таблицю:

Тип крана	Інвентарний номер	Вантажопідйомність, т	Проліт (виліт), м	Маса крана, т	Висота підйому вантажу, м	Механізми								
						Підйому вантажу			Пересування крана			Зміни вильоту стріли тощо		
						Швидкість, м/с	Потужність двигуна, кВт	Режим роботи	Швидкість, м/с	Потужність двигуна, кВт	Режим роботи	Швидкість, м/с	Потужність двигуна, кВт	Режим роботи

3. Зафіксувати варіанти роботи, які виконуються кожним краном в цеху (на будівельному майданчику) за час, відведений на виконання роботи.

Другий етап. На цьому етапі кожній підгрупі виділяється певний кран для аналізу його роботи.

1. Достатньо зафіксувати всі варіанти роботи в окремі операції, які виконуються краном. Скласти схеми варіантів і вказати величину шляху переміщення вантажу. Описати вид вантажів, які переміщаються краном. Відзначити порушення правил експлуатації крана (при наявності таких).

2. Визначити (за допомогою секундоміра) тривалість і складові циклу роботи крана за одним з варіантів. Побудувати циклограму роботи крана за цим варіантом.

3. Розрахувати теоретичну і фактичну продуктивність крану за вибраним варіантом. Результати вимірювань та розрахунків занести в таблицю.

№ п/п	Варіант роботи	Вид вантажу	Середній час циклу $T_{ц}$, с			Число циклів /год			Коефіцієнт використання крана		Продуктивність крана, т/год	
			фактичний	теоретичний		фактичний	теоретичний	Вага вантажу, що піднімається, кН	За вантажопідйомністю	За часом (прийняти $\kappa=1,0$)	Фактична	Теоретична

Третій етап. На цьому етапі кожна підгрупа студентів проводить детальний огляд крану і, вказаного викладачем, вузла або механізму. Об'єктами огляду можуть бути кранові механізми, вантажозахватні пристрої, канати і блоки, ходова частина (крана або візка), кабіна управління, прилади і пристрої безпеки та ін. При цьому необхідно:

1. Детально вказати конструкцію і принцип роботи механізму (вузла) і його елементів;
2. Скласти принципіальну схему механізму (вузла).

5. Висновки

Порівняти значення теоретичної і фактичної продуктивності і при наявності розбіжності вказати причини, які на це вплинули.

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Таблиця з зареєстрованими технічними параметрами крана та таблиця з визначенням продуктивності крана.
4. Схеми розміщення ПТМ в цеху, на будівельному майданчику.
5. Кінематична схема зданого механізму (вузла).

7. Питання для самоконтролю

1. Основні параметри прольотних кранів?
2. Основні параметри стрілових кранів?
3. Як визначити годинну продуктивність крана?
4. Як визначити річну продуктивність крана?
5. З чого складається повний робочий цикл вантажопідйомної машини?
6. Зобразити кінематичну схему механізму підйому вантажу?
7. Зобразити кінематичну схему механізму пресування з індивідуальним приводом?
8. Зобразити кінематичну схему механізму пересування з центральним приводом та тихохідним трансмісійним валом?
9. Зобразити кінематичну схему механізму пересування з центральним приводом та швидкохідними трансмісійними валами і кінцевими редукторами?
10. Зобразити кінематичну схему механізму повороту з канатною тягою?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 13

1. Тема:

Дослідження залежності продуктивності гвинтового конвеєра від конструктивних особливостей його виконання.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію гвинтового конвеєра; встановити залежність продуктивності гвинтового конвеєра від кута його нахилу та деяких інших конструктивних особливостей виконання.

3. Теоретична частина.

Гвинтові конвеєри застосовують для переміщення на невеликій відстані пиловидних і зернистих насипних матеріалів (цемент, вапно, молота глина, вугільний штиб, гіпс тощо), а також тістоподібних і в'язких (бетон, мокра глина та ін.) в горизонтальному і рідше в похилому та вертикальному напрямках.

Переваги гвинтових конвеєрів: простота конструкції; не складність обслуговування; надійність у роботі; герметичність, оскільки вантаж розміщується у закритому жолобі; невеликі габаритні розміри; можливість здійснювати розвантажування в будь-якому місці конвеєра. Недоліки: часткове подрібнення крихкого матеріалу; підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу по жолобу та лопаті гвинта; порівняно невелика продуктивність (до 200 м³/год); мала довжина транспортування на один привід (до 75 м).

Гвинтовий конвеєр (рис. 13.1) складається з нерухомого жолоба 7 з напівциліндричним днищем, вала 8 із закріпленим на ньому гвинтом 9 і приводу 1. Вал змонтовано в кінцевих 2, 6 і проміжних 4 підшипниках, які підвішені до поперечних планок жолоба. В одній з кінцевих опор гвинта встановлено упорний підшипник, який сприймає поздовжні зусилля у гвинті.

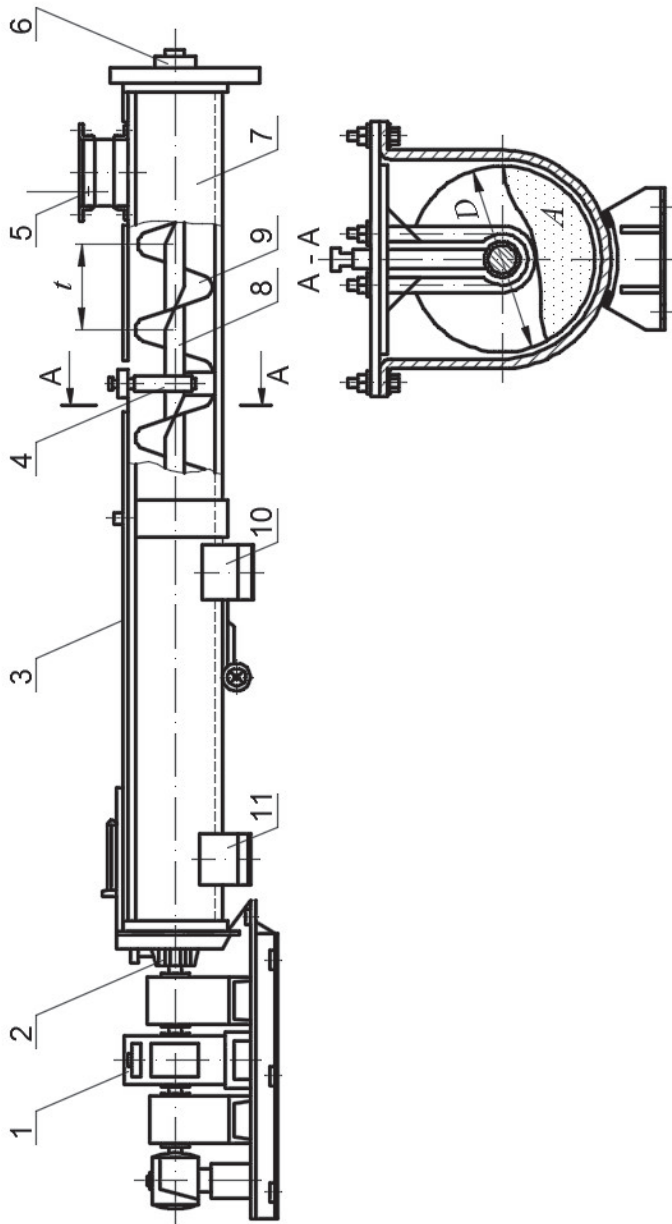


Рисунок 13.1 – Гвинтовий конвеєр.

Жолоб закритий кришкою 3. В деяких конструкціях передбачено пісковий затвор. Насипний матеріал подається через люк у кришці 5 і переміщується гвинтом по жолобу до розвантажувальних воронок – проміжної 10 або кінцевої 11, перекритих шиберними затворами. Жолоб складається з окремих секцій довжиною 2 або 4 м, виготовлених з листової сталі товщиною 3...6 мм.

За кількістю спіралей гвинти бувають одно-, дво- та тризахідні з правим та лівим напрямками навивки. Продуктивність багатозахідних гвинтів більша, ніж однозахідних.

Гвинти поділяються на суцільні, стрічкові, фасонні і лопатеві та застосовуються залежно від виду насипного вантажу.

Суцільним гвинтом транспортують сипкі матеріали (цемент, крейду, сухий пісок, гранульований шлак), а стрічковим – дрібнокускові (гравій, шлак не гранульований). У останнього продуктивність на 20...30% менша, ніж у суцільного. Тістоподібні та мокрі матеріали транспортують фасонними або лопатевими гвинтами. Гвинт складається з окремих секцій довжиною 1,5...3 м і встановлюється в упорний підшипник з одного боку, а для реверсивних конвесрів з двох боків. Стики секцій і гвинтів не повинні збігатися. Діаметр конвесрного гвинта становить 100...800 мм. Привід редукторний і складається з електродвигуна, редуктора і муфти.

Завантаження виконується крізь люк у кришці жолоба.

Розвантаження може відбутися в різних точках по довжині конвесра через шиберний затвор.

Редуктор привода з'єднується з валом гвинта з'єднувальною муфтою, а вал двигуна з редуктором – пружною муфтою. Жолоб виготовляється зі сталевих листів товщиною 3...6 мм; для транспортування абразивних і гарячих (до 200°C) матеріалів застосовують чавунні жолоби.

Для деяких сипких матеріалів (наприклад, цементу) можна використовувати також горизонтально-вертикальні гвинтові конвесри (рис. 13.2) висотою до 15 метрів.

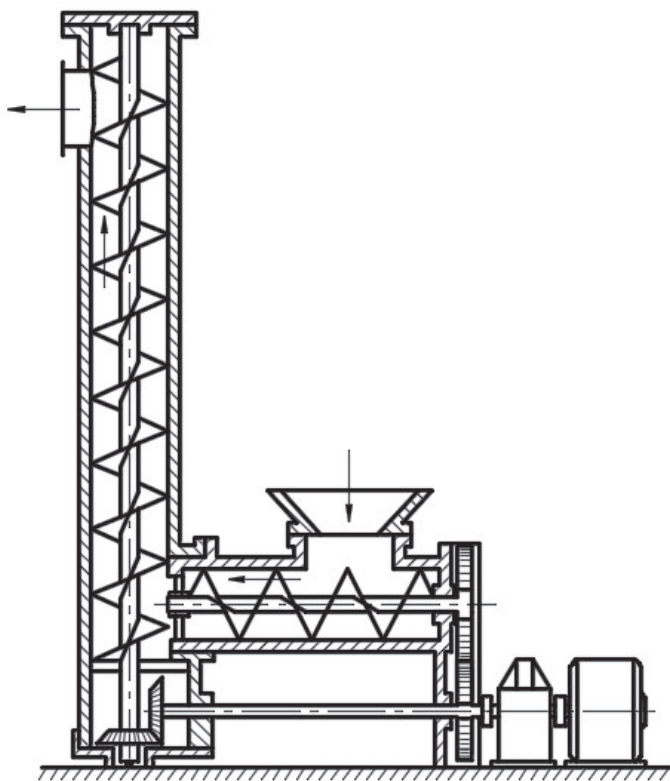


Рисунок 13.2 – Горизонтально-вертикальный гвинтовий конвеєр.

Рух вантажу відбувається за рахунок сил тертя між матеріалом і кожухом під дією відцентрових сил. Для живлення і підпору матеріалу вертикального конвеєра знизу встановлюють гвинтовий горизонтальний конвеєр.

Основною характеристикою конвеєра є продуктивність, яка в загальному випадку визначається за формулою:

$$P = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_\beta, \quad (13.1)$$

де D – діаметр гвинта;

V – швидкість переміщення матеріалу по жолобу;

ψ – коефіцієнт заповнення жолобу;

ρ – насипна щільність вантажу;

C_β – коефіцієнт зменшення продуктивності похилого конвеєра залежно від кута нахилу:

β	0	5	10	15	20
C_β	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Швидкість переміщення вантажу можна визначити через крок і частоту обертання гвинта n_Γ :

$$V = p \cdot \frac{n_\Gamma}{60}. \quad (13.2)$$

Між кроком і діаметром гвинта існує залежність:

$$E = \frac{p}{D} = 0,5 \dots 1,0, \quad (13.3)$$

крок вибирають тим більший, чим легший вантаж, що транспортується.

Коефіцієнт заповнення жолоба ψ залежить від характеру насипних матеріалів: для легких малоабразивних та неабразивних $\psi = 0,3 \dots 0,45$; для важких абразивних та малоабразивних $\psi = 0,125 \dots 0,25$.

Для нормальної роботи гвинтового конвеєра треба визначити частоту обертання гвинта залежно від діаметра і характеру вантажу, що транспортується:

$$n_{\Gamma} = \frac{k}{\sqrt{D}}, \quad (13.4)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від характеру вантажу ($k = 65 \dots 60$ для легких неабразивних та малоабразивних; $k = 45$ для важких малоабразивних; $k = 30$ – для важких абразивних).

Частота обертання гвинта n_{Γ} , хв^{-1} , становить: до 150 – для легких сипких вантажів; до 100 – для кускових; до 50 – для важких і тістоподібних.

Підставивши в формулу (13.1) відповідні значення, дістанемо формулу для отримання продуктивності:

$$\Pi = 47 \cdot D^3 \cdot E \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_{\beta}. \quad (13.5)$$

Діаметр гвинта з умов заданої продуктивності:

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi}{47 \cdot E \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_{\beta}}}. \quad (13.6)$$

Для транспортування кускових матеріалів діаметр гвинта повинен задовольняти умови кусковатості:

$$D \geq (10 \dots 12) \cdot Q_{\max} - \text{для сортового вантажу};$$

$$D \geq (4 \dots 6) \cdot Q_{\max} - \text{для рядового сипкого}.$$

Потужність на валу гвинта витрачається на тертя матеріалу по жолобу та поверхні лопатей гвинта, піднімання вантажу при похилому конвеєрі, на подолання опору в проміжних і кінцевих підшипниках, на тертя та помел часток матеріалу, який потрапляє в зазор між гвинтом і жолобом.

Наближено потужність двигуна можна визначити за формулою:

$$P = \frac{k_3 \cdot \Pi}{367 \cdot \eta} \cdot (L_r \cdot \omega_0 \pm H), \quad (13.7)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу;

L_r – горизонтальна проекція конвеєра;

ω_0 – коефіцієнт опору рухові:

$\omega_0 = 4$ для важких абразивних матеріалів (цемент, пісок, вапно, шамот тощо);

$\omega_0 = 2,5$ для вугілля, сухої глини, солі;

$\omega_0 = 1,2 \dots 1,6$ для легких не сипких матеріалів;

H – висота підйому вантажу.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання.

1. Конвеєрна установка.
2. Динамометричні ваги.
3. Кутомір.
4. Пісок.

4.2 Методик проведення роботи.

1. Вивчити конструкцію та принцип дії конвеєрної установки.
2. Визначити основні показники та геометричні характеристики конвеєрної установки та занести в таблицю:

Діаметр гвинта D	Крок гвинта P	Коефіцієнт заповнення жолоба ψ	Частота обертання гвинта n_r	Швидкість переміщення вантажy	Коефіцієнт вантажy k

3. По заданому викладачем типу матеріалу та трьох значень кута нахилу конвеєра визначити теоретичну продуктивність гвинтового конвеєра за формулами (13.1) та (13.6).

4. Визначити теоретичну продуктивність гвинтового конвеєра при його горизонтальному розташуванні.

5. Для кожної величини кута нахилу конвеєра розрахувати значення коефіцієнта k_β за формулою:

$$k_\beta = \frac{Q_\beta}{Q_0},$$

де Q_β – продуктивність при куті нахилу конвеєра;

Q_0 – продуктивність горизонтального конвеєра.

6. Результати розрахунків занести в таблицю:

Кут нахилу конвеєра, град	0	5	10	15	20
Продуктивність, т/год					
Величина коефіцієнту k_β					

7. За результатами розрахунків побудувати залежність:

$$P = f(\beta) \quad \text{і} \quad K = f(\beta).$$

5. Висновки

Проаналізувати отримані залежність продуктивності гвинтового конвеєра

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи.

2. Короткі теоретичні відомості.
3. Кінематична схема і параметри конвеєра.
4. Таблиця розрахунків.
5. Графіки залежності.
6. Висновки при роботі.

7. Питання для самоконтролю

1. Призначення гвинтових конвеєрів?
2. Які особливості та недоліки гвинтових конвеєрів?
3. Навести кінематичну схему і пояснити принцип роботи гвинтового конвеєра ?
4. За якими ознаками класифікують гвинти конвеєрів ? Їх застосування ?
5. Які переваги та недоліки горизонтально-вертикальних конвеєрів?
6. Як визначити продуктивність гвинтового конвеєра?
7. Яка залежність між частотою обертання гвинта та його діаметром?
8. Як визначити потужність двигуна приводу гвинтового конвеєра?
9. Як залежить продуктивність конвеєра від кута нахилу?
10. Як розрахувати діаметр гвинта?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 14

1. Тема:

Вивчення конструкції ковшового елеватора та визначення параметрів його продуктивності і розвантаження ковшів

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію ковшового елеватора, способи його завантаження і розвантаження. Визначити параметри продуктивності та розвантаження ковшів.

3. Теоретична частина.

Елеваторами називають машини безперервної дії, які призначені для переміщення насипних (рідше штучних) вантажів у вертикальному або крутопохилому (понад 60° до горизонту) напрямі.

Елеватори можна класифікувати за такими ознаками:

- за типом вантажонесучого органу – ковшові, поличні та колискові. Ковшеві – для транспортування насипних вантажів: пиловидних, зернистих (цемент, борошно, зерно, пісок, торф, вугілля, різні хімікати) та кускових, рідше рідин. Колиски підвішують до ланцюгів. Вони можуть розвантажуватися в будь-кому місці низхідної гілки, що неможливо в поличному, де ковші прикріплені до ланцюга нерухомо. Поличні та колискові – для піднімання поштучних вантажів (ящиків, бочок, рулонів тощо);

- за типом тягового органу – стрічкові і ланцюгові (з одним або двома ланцюгами);

- за кутом установлення – вертикальні та крутопохилі;

- за швидкістю руху ковшів – тихохідні до 1,25 м/с, швидкохідні до 4 м/с, а в спеціальних - швидкість досягає 7 м/с. У тихохідних елеваторах розвантаження ковшів гравітаційне, в швидкохідних – відцентрове;

- за розміщенням ковшів на тяговому органі – з розосередженими та зімкнутими ковшами. Перші використовують для дрібно фракційних

матеріалів, за часто з швидкохідним рухом ковшів. Елеватори з зімкненими ковшами – тихохідні з самопливним розвантаженням. Їх використовують для піднімання крупнопускових і абразивних вантажів. Завантажуються ковші насипанням.

Ковшові елеватори мають наступні технічні показники: продуктивність до 600 м³/год., висота підйому до 60 м; швидкість до 4 м/с і більше (до 7 м/с для добре сипких матеріалів з використанням спеціальних ковшів).

Ковшовий елеватор (рис. 14.1) складається із замкненого тягового органу – стрічки 4 (ланцюга), яка обгинає приводний 3 та натяжний 8 барабани (або зірочки). До стрічки (або ланцюга) прикріплені ковші 5, які завантажуються матеріалом в нижній частині елеватора 7 автоматично, а розвантажуються крізь вікно 3 у верхній частині елеватора. На нижньому (натяжному) барабані 8 встановлено натяжний механізм.

Привод елеватора (див. лабораторну модель) складається з двигуна, редуктора, муфти, зупинника (гальма), барабана (зірочки).

Переваги елеваторів: невеликі габаритні розміри перерізів і в плані; підйом вантажу на значну висоту (до 60 м); простота і надійність конструкції, можливість забезпечення герметичності.

Умовами нормальної роботи елеватора є правильний вибір форми і розмірів ковшів, швидкості руху, розмірів барабана (зірочок), форми і розміру верхньої та нижньої частини елеватора.

Ковші вибирають залежно від продуктивності елеватора і типу насипного вантажу. Форма ковша визначається способом розвантаження і характеристикою матеріалу.

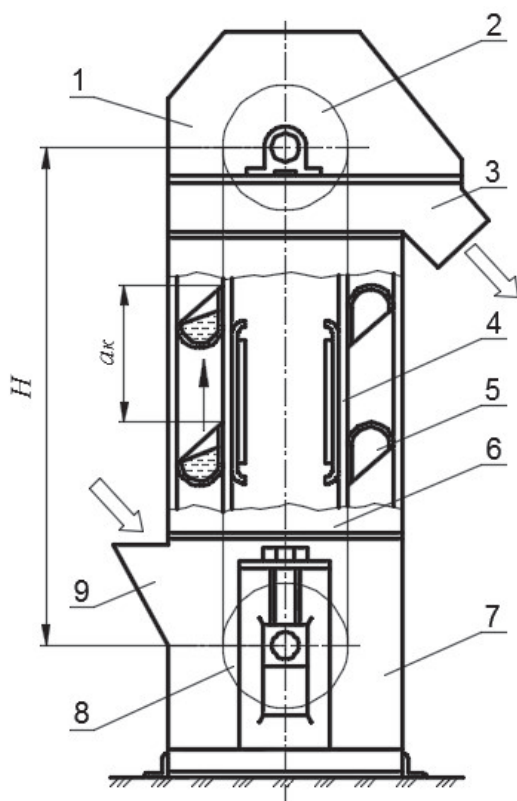


Рисунок 14.1 – Ковшовый елеватор.

Для вертикальних ковшових елеваторів загального призначення використовують ковші наступних типів: глибокі з циліндричним днищем для сухих, добре сипких вантажів; гострокутові та округлені з бортовими направляючими для важких абразивних вантажів; спеціальні для великих швидкостей, а також мілкі з циліндричним днищем для вологих, погано сипких вантажів. Ковші виготовляють зварними, литими, клепаними. Передні кромки зміцнюють сталевим листом з міцної зносостійкої сталі або наплавляють твердими сплавами.

Продуктивність ковшового елеватора визначають за формулою:

$$P = 3,6 \cdot \left(\frac{i_k}{p} \right) \cdot V \cdot \rho \cdot \psi, \quad (14.1)$$

де i_k – геометрична ємність ковша;

p – крок ковшів;

V – швидкість руху ковшів;

ρ – насипна щільність вантажу;

ψ – коефіцієнт заповнення ковша, який залежить від характеру вантажу ($\psi = 0,4 \dots 0,85$).

Продуктивність елеватора значною мірою залежить від способу розвантаження. При русі завантажених ковшів через верхній барабан (зірочки) вони повинні бути повністю випорожнені в розвантажувальний патрубок.

Розвантаження ковшів (рис. 14.2) буває відцентрове, самопливне вільне, самопливне спрямоване. Відцентрове розвантаження відбувається під дією відцентрової сили при достатній швидкості і використовується для дрібносипких матеріалів.

Самопливне вільне і спрямоване розвантаження здійснюється здебільшого під дією гравітаційних сил на вантаж. Для вільного використання матеріалу потрібне відхилення ковшів. Таким способом розвантажуються погано сипкі матеріали. Швидкість ковшів при цьому 0,6...0,8 м/с.

Для вибору способу розвантаження вантажу треба визначити зв'язок швидкості ковша з діаметром барабана, а також умови розвантаження, розміщення ковшів та направляючого патрубку.

На вантаж у ковші на прямолінійному відрізку елеватора при підніманні діє сила mg , а на криволінійному відрізку при обгинанні барабана додаються відцентрові сили:

$$F_{\text{вц}} = \frac{m \cdot V^2}{r}, \quad (14.2)$$

де m – маса вантажу в ковші;

V – швидкість руху центра ваги вантажу в ковші;

r – радіус обертання центра ваги вантажу відносно осі барабана.

Рівнодійна сила

$$\bar{F} = \bar{m} \cdot g + F_{\text{вц}}, \quad (14.3)$$

яка діє на вантаж при обертанні ковша, змінюється за модулем і напрямком, але при будь-якому положенні ковша напрям рівнодійної перетинається з вертикаллю, яка проходить крізь центр барабана в одній і тій самій точці C – полюсі. З подібності трикутників CAC і $F \cdot F_{\text{вц}} \cdot A$ маємо:

$$\frac{l}{r} = \frac{m \cdot g}{F_{\text{вц}}} = \frac{m \cdot g}{\left(\frac{m \cdot V^2}{r} \right)},$$

звідки знаходимо полюсну відстань

$$l = \frac{g \cdot r^2}{V^2}. \quad (14.4)$$

$$\text{Підставивши значення } V_0 = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30}, \text{ одержимо } l = \frac{895}{n^2}. \quad (14.5)$$

Аналізуючи останню формулу, можливо встановити, що величина полюсної відстані залежить тільки від числа обертів барабана.

Зі збільшенням швидкості величина полюсної відстані зменшується, при цьому збільшується відцентрова сила, що діє на вантаж. При $l \leq r_{\delta}$ (рис. 14.2, в), де r_{δ} – радіус барабана, відцентрова сила набагато більша за силу ваги матеріалу, що є умовою відцентрового розвантаження ($F_{\text{вц}} > mg$). При $l \geq r_{\kappa}$ (рис. 14.2, б), де r_{κ} – радіус, проведений з центра барабана через зовнішні кромки ковшів, сила ваги значно більша, ніж відцентрова сила, і тому розвантаження буде самоплинним ($F_{\text{вц}} < mg$). При $r_{\delta} < l < r_{\kappa}$ відбувається змішане відцентрове та самоплине розвантаження ковшів (рис. 14.2, а).

Отже, спосіб розвантаження ковшів залежить від співвідношення між полюсною відстанню і радіусом барабана.

При відцентровому розвантаженні, коли $\frac{l}{r_{\delta}} \leq 1$, діаметр барабана повинен бути

$$D_{\delta} \leq 0,204 \cdot V^2. \quad (14.6)$$

При самоплинному розвантаженні, коли $\frac{l}{r_{\delta}} \leq 3$,

$$D_{\delta} \leq 0,6 \cdot V^2. \quad (14.7)$$

При змішаному (відцентровому і самоплинному) розвантаженні, коли $\frac{l}{r_{\delta}} = 1 \dots 3$.

$$D_{\delta} \leq (0,204 \dots 0,6) \cdot V^2. \quad (14.8)$$

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади та обладнання.

1. Модель ковшового елеватора.
2. Секундомір.
3. Динамометрична вага.
4. Лінійка.
5. Пісок.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Ознайомитися з конструкцією елеватора з детальним вивченням загальної кінематичної схеми та розміщення окремих вузлів. Розглянути кінематичну схему привода, конструкцію натяжного механізму, барабанів, ковшів та способу їх кріплення до стрічки.

2. Визначити розрахункову продуктивність елеватора за формулою (14.1). Для цього заміряємо всі величини, які входять в дану формулу, і заносимо в таблицю:

Міст- кість ковшів, i_k , л	Крок ковшів, p , м	Діаметр бара- бана, D_6 , м	Число обертів барабана, n , об/хв	Швид- кість стрічки, V , м/с	Насипна щіль- ність вантажу, ρ	Коефі- цієнт запов- нення ковша, ψ	Розра- хункова продукти- вність, P , т/год

3. Шляхом зважування насипного матеріалу (піску) при розвантаженні елеватора через розвантажувальний патрубок за час t [с] знаходимо значення фактичної (дійсної) продуктивності:

$$P_0 = 3,6 \cdot \frac{G_0}{t},$$

де G_0 – вага вантажу при розвантаженні елеватора за t [с].

4. Всі дані визначення фактичної продуктивності занести в таблицю:

Номер замірів	Вага вантажу при розвантаженні елеватора, кг	Час розвантаження елеватора, с	Фактична продуктивність, т/год	Фактична середня продуктивність, т/год
1				
2				
3				
4				

5. За заданим викладачем числу обертів барабана n_1 , n_2 та n_3 визначити за формулою (14.5) полюсну відстань.

6. Співставивши полюсну відстань l з радіусом приводного барабана і радіусом зовнішньої кромки ковша r_k визначаємо спосіб розвантаження ковшів.

7. Спостерігаючи за роботою елеватора порівняти визначений спосіб розвантаження ковшів з реальним.

5. Висновки

Порівняти результати фактичної та розрахункової продуктивності; дати обґрунтування визначеного способу розвантаження ковшів.

6. Зміст звіту

1. Тема та мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Опис кінематичної схеми та будови елеватора.
4. Навести кінематичну схему приводу елеватора з визначенням передаточного відношення між валом двигуна та барабаном.

5. Визначити розрахункову та фактичну продуктивність і заповнити таблиці 1 і 2.

6. Розрахувати полюсну відстань та відповідно отриманому способу розвантаження визначити діаметр барабану.

7. Порівняння визначеного способу розвантаження з даними спостережень при роботі елеватора.

7. Питання для самоконтролю

1. За якими ознаками класифікують елеватори?
2. Кінематична схема та будова елеватора?
3. Кінематична схема привода елеватора?
4. Як визначається розрахункова продуктивність елеватора?
5. Які є способи навантаження та розвантаження елеваторів?
6. Вивід формули для визначення полюсної відстані?
7. Які умови відцентрового розвантаження елеватора?
8. Які умови самоплинного та змішаного розвантаження елеватора?
9. Як визначити фактичну продуктивність елеватора?
10. Чому дорівнювати діаметр приводного барабана при відцентровому, самоплинному та змішаному розвантаженні елеватора?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 15

1. Тема:

Вивчення конструкції стрічкового конвеєра.

2. Мета роботи:

Вивчити конструкцію стрічкового конвеєра, оволодіти навичками компонування приводу стрічкового конвеєра та навчитись визначати основні його параметри.

3. Теоретична частина.

Стрічкові конвеєри (рис. 15.1) призначені для безперервного переміщення насипних та дрібно штучних вантажів у горизонтальному, похилому і вертикальному напрямках.

Завдяки своїм позитивним якостям вони широко застосовуються в сільському господарстві, гірничовидобувній, металургійній промисловості.

Основними позитивними якостями є:

- безперервність переміщення матеріалів, що сприяє продуктивності машин, які працюють у комплексі зі стрічковими конвеєрами;
- простота конструкції, надійність і зручність обслуговування;
- можливість повної автоматизації з застосуванням систем регулювання та контролю;
- можливість розвантаження вантажу в будь-якому місці траси конвеєра.

Недоліки стрічкових конвеєрів: велика вартість і недостатня довговічність стрічки, неможливість транспортування вантажів високої температури, липких та гострокромкових тощо.

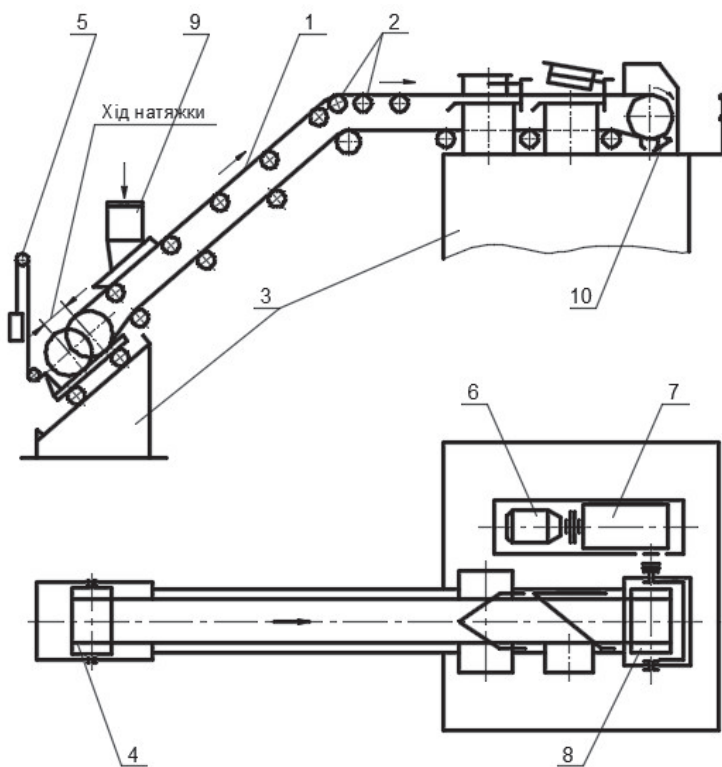


Рисунок 15.1 – Схема стрічкового конвеєра.

Стрічковий конвеєр (рис. 15.1) складається з гнучкої, замкненої, заздалегідь натягнутої стрічки 1, яка одночасно є вантажонесучим і тяговим органом, приводного 8 та натяжного 4 барабанів, роликкоопор 2 для підтримання робочих і неробочих гілок стрічки, приводу, який складається з одного або кількох барабанів, редуктора 7, двигуна 6 і муфт, натяжного пристрою 5, опорної металоконструкції 3, завантажувального 9 і розвантажувального пристроїв, очисного обладнання 10.

Існують стрічкові конвеєри стаціонарного типу та пересувні (невеликої довжини).

Конвеєрні установки мають широкий діапазон продуктивності: від кількох тон до 40 тис. тон/р, з шириною стрічки 300...3000 мм і швидкістю до 10 м/с.

При застосуванні сучасних високоміцних стрічок і багатобарабаних приводів стало можливим створювати конвеєри завдовжки до 8...10 км в одному поставі, а конвеєрні лінії мають довжину до кількох десятків кілометрів і навіть понад 200 кілометрів на відкритих гірничих розробках, що більш економічно, ніж перевезення автомобільним чи залізничним транспортом.

Найбільш важливим та коштовним елементом конвеєра (до 50% загальної вартості всього конвеєра) є стрічка. Як правило, з підвищенням терміну служіння стрічки знижується вартість транспортування конвеєром одиниці вантажу.

Конвеєрні стрічки поділяють: за конструкцією – на гумотканинні, металеві завтовшки 0,6...1,2 см (у тому числі з гумовим покриттям) та спеціальні (сітчасті, з рифленою поверхнею зі скловолосна та ін.); за призначенням – на загального призначення, морозостійкі, теплостійкі, вогнетривкі та для харчових продуктів. Для пиловидних і отруйних матеріалів застосовують трубчасті стрічки.

Привод конвеєра складається з двигуна, редуктора і муфт, які приводять у рух барабани. У приводі передбачено встановлення зупинників, які необхідні для обмеження вибігу стрічки конвеєра при вмиканні двигуна і для запобігання

зворотному рухові похилого навантаженого конвеєра під дією складової сили вантажу.

Залежно від необхідного тягового зусилля конвеєрні приводи бувають одно-, дво- та багатобарабанні. За кількістю двигунів розрізняють одно- та багатодвигунні приводи.

Найбільш поширені прості за конструкцією однобарабанні приводи. Стрічка обгинає приводний барабан неробочою (чистою) поверхнею, що забезпечує більш стабільний коефіцієнт зчеплення стрічки з барабаном. Кут обхвату барабана стрічкою $210...230^\circ$.

У випадках, коли потрібна компактна конструкція конвеєра невеликої потужності, застосовують мотор-барабани з розміщенням двигуна всередині барабану. Основні параметри стрічкового конвеєра – ширина та швидкість руху стрічки.

Проектування стрічкових конвеєрів починається з розрахунку основного параметра – ширини стрічки при заданій продуктивності Π , т/год:

$$\Pi = 3,6 \cdot A \cdot V \cdot \rho , \quad (15.1)$$

Площа поперечного перерізу A насипного матеріалу на стрічці залежить від ширини B та кута природного нахилу.

Спочатку ширину стрічки вибирають за гранулометричним складом матеріалу:

- для рядових вантажів

$$B \geq (2,7...3,2) \cdot a_{\max} , \quad (15.2)$$

де $a_{\max}$ – максимальний розмір куска;

- для сортованих

$$B \geq (3,2...4) \cdot a_{\max} ; \quad (15.3)$$

- для поштучних

$$B \geq a_{\max} + (100 \dots 200). \quad (15.4)$$

Для визначення ширини стрічки з умов забезпечення заданої продуктивності спочатку знаходять площу поперечного перерізу A , м², насипного вантажу на стрічці:

- для масової продуктивності

$$A = \frac{\Pi}{3,6 \cdot V \cdot \rho}; \quad (15.5)$$

- для об'ємної продуктивності

$$A = \frac{\Pi_V}{3,6 \cdot V}. \quad (15.6)$$

З умов уникнення просипання матеріалу із стрічки при її русі використовується не вся ширина стрічки:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05. \quad (15.7)$$

Звідки, площа поперечного перерізу матеріалу A плоскої стрічки може мати вигляд трикутника, а для жолобчастої – виражатися сумою трикутника і трапеції.

Записавши у загальному вигляді вираз для площі поперечного перерізу матеріалу:

$$A = k_n \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2, \quad (15.8)$$

де k_n – коефіцієнт пропорційності.

Підставивши значення (15.8) у формулу (15.5), знаходимо ширину стрічки з умов продуктивності конвеєра:

- для масової продуктивності

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{\Pi}{(k_n \cdot V \cdot \rho)}} + 0,05 \right); \quad (15.9)$$

- для об'ємної

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{\Pi}{(k_n \cdot V)}} + 0,05 \right). \quad (15.10)$$

Значення коефіцієнта k_n залежить від кута нахилу та форми стрічки і становить $k_n = 240 \dots 710$.

Для похилих конвеєрів слід урахувати значення продуктивності внаслідок часткового зсипання матеріалу зі стрічки:

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{\Pi}{(k_n \cdot k_\beta \cdot V \cdot \rho)}} + 0,05 \right), \quad (15.11)$$

де $k_\beta = 0,8 \dots 1,0$ – коефіцієнт який залежить від кута нахилу конвеєра.

З двох добутих значень ширини стрічки (формули (15.2) та (15.9)) беруть більше і округлюють, як правило, в більший бік до стандартної величини (300...3000 мм).

Ширину стрічки жолобчастої форми можливо знайти за формулою:

$$\Pi = (k_\beta \cdot B)^2 \cdot (k_{p1} + k_{p2} \cdot C_\beta \cdot tg\varphi_n) \cdot \rho \cdot V, \quad (15.12)$$

де k_β – коефіцієнт використання ширини стрічки;

k_{p1}, k_{p2} – коефіцієнти, які залежать від форми роликової опори;

C_β – коефіцієнт нахилу стрічки;

φ – кут природного нахилу матеріалу;

$\varphi_n = (0,75 \dots 0,8) \cdot \varphi$ – кут насипання матеріалу на стрічці.

Найбільші кути нахилу конвеєрів зі стрічкою перебувають у межах $\beta = 15 \dots 24^\circ$ залежно від характеру вантажу, що транспортується (менший кут для сухого піску, більший – для вологої землі).

Швидкість руху стрічки – це основний параметр, від правильного вибору якого залежить техніко-економічна ефективність конвеєра, оптимальний термін служби та вартість стрічки, потужність двигуна, габаритні розміри конвеєра. З збільшенням швидкості зменшується ширина стрічки, поперечні розміри конвеєра та його металомісткість. Швидкість стрічки обмежується при транспортуванні крупнокускових матеріалів збудженням великих динамічних навантажень, а пиловидних – внаслідок втрат на трасі. Крім того при великих швидкостях порушується центрування вузьких стрічок.

Залежно від характеру вантажу та ширини стрічки швидкість може перебувати в широких діапазонах 1...10 м/с. У тихохідних конвеєрах мінімальна швидкість повинна бути такою, щоб матеріал, який транспортується, при розвантаженні з кінцевого барабана відривався, а не сковзав по ній і не стирав робочу обкладку.

4. Експериментальна частина

4.1 Прилади і обладнання.

1. Діюча модель стрічкового конвеєра.

4.2 Методика проведення роботи.

1. Вивчити конструкцію діючої моделі стрічкового конвеєра.

2. Скласти кінематичну схему стрічкового конвеєра.

3. За заданою викладачем продуктивністю конвеєра та виду вантажу, який потрібно переміщувати, визначити необхідну ширину стрічки.

5. Зміст звіту

1. Тема і мета роботи.

2. Короткі теоретичні відомості.

3. Кінематична схема приводу конвеєра.

4. Розрахунки для визначення основного параметру конвеєра – ширини стрічки.

6. Питання для самоконтролю

1. Переваги та недоліки стрічкових конвеєрів?
2. Основні вузли та деталі стрічкового конвеєра?
3. Класифікація конвеєрних стрічок?
4. Скласти кінематичну схему привода стрічкового конвеєра.
5. Як визначити продуктивність стрічкового конвеєра?
6. Як визначити ширину стрічки конвеєра за гранулометричним складом матеріалу?
7. Як визначити ширину стрічки з умов продуктивності конвеєра?
8. Як впливає кут нахилу конвеєра на вибір його основних параметрів?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения: ГОСТ 1451-77. – М. ИПК Издательство стандартов, 2003. – 16 с. (Межгосударственный стандарт).
2. Крани вантажопідійомні. Розрахунок вітрових навантажень: ДСТУ ISO 4302:2017 (ISO 4302:2016, IDT). – К.: ДП "УкрНДНЦ", 2017. (Національний стандарт).
3. Про затвердження Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів та машин спеціального військового призначення. Додаток 1. Групи класифікації (режиму роботи) вантажопідіймальних кранів і машин та їх механізмів. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1727-16>
4. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы: ГОСТ 25835-83. – М. Стандартиформ, 2010. – 8 с. (Межгосударственный стандарт).
5. Краны и подъемные устройства. Классификация. Часть 1. Общие положения: ISO 4301/1-86. – М. Международная организация по стандартам, 1987. – 11 с. (Международный стандарт).
6. Козуб, Ю.Г. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов – Старобільськ: вид-во ДЗ "ЛНУ імені Тараса Шевченка", 2018. – 277 с.
7. Хмара, Л.А. Будівельні крани. Конструкція та експлуатація: Підручник / Л.А. Хмара, М.П. Колісник, О.І. Голубченко – К.: Техніка, 2001. – 294 с.
8. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин [Електронний ресурс]: підручник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом "Інженерна механіка" / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. – Електронні текстові дані (1 файл: 30,8 Мбайт). – Київ: Вища школа, 2009.

9. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: НПАОП 0.00-1.01-07. – К.: Основа, 2007. – 312 с.
10. Іванченко, Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.

ЗМІСТ

стор.

ПЕРЕДМОВА	3
 Лабораторна робота № 1	
Дослідження аеродинамічного опору вітрового навантаження профілів металоконструкцій, які застосовуються в підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх та меліоративних машинах	5
 Лабораторна робота № 2	
Дослідження режимів роботи вантажопідйомної машини	11
 Лабораторна робота № 3	
Гнучкі тягові органи вантажопідйомних машин	18
 Лабораторна робота № 4	
Визначення силових та кінематичних параметрів домкратів	28
 Лабораторна робота № 5	
Регулювання колодкового гальма з пружинним замиканням на задану величину гальмівного моменту	41
 Лабораторна робота № 6	
Вивчення конструкції колодкового гальма з приводом від електрогідравлічного штовхача	48
 Лабораторна робота № 7	
Дослідження механізмів підйому вантажу	54
 Лабораторна робота № 8	
Кінематика механізму підйому електроталі	58

Лабораторна робота № 9

Кінематика механізму пересування електроталі 64

Лабораторна робота № 10

Визначення тягової спроможності приводних блоків з різним профілем жолоба 71

Лабораторна робота № 11

Робота на тренажері баштового крану типу КБ-403А 77

Лабораторна робота № 12

Аналіз роботи кранів в реальних експлуатаційних умовах 85

Лабораторна робота № 13

Дослідження залежності продуктивності гвинтового конвеєра від конструктивних особливостей його виконання 92

Лабораторна робота № 14

Вивчення конструкції ковшового елеватора та визначення параметрів його продуктивності і розвантаження ковшів 101

Лабораторна робота № 15

Вивчення конструкції стрічкового конвеєра 111

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 119

Навчальне видання

ЯЦУН Володимир Васильович
ДЖИРМА Станіслав Олександрович
ЯЦУН Володимир Володимирович
ГОРПИНЧЕНКО Ольга Володимирівна

Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка

Лабораторний практикум

Навчальний посібник

Редактор Яцун Володимир Васильович

Технічний редактор Лисенко В.Ф.

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк 7,32.
Облік. видав арк. 2,91. Тираж 98. Зам. 133.

Видавець і виготовлювач СПД ФО Лисенко В. Ф.
25029, м. Кропивницький, вул. Пацаєва, 14, корп. 1, кв. 101. Тел.: (0522) 322-326
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3904 від 22.10.2010