

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання практичних занять
з дисципліни**

***“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-
РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ”***

Харків - 2009

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри "Будівельні, колійні та вантажно-

розвантажувальні машини" 6 жовтня 2008 р., протокол № 2.

Дані методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування" всіх форм навчання.

У методичних вказівках надається методика розрахунку механізмів та окремих елементів, що застосовуються у підйомно-транспортних машинах або у технологіях роботи з їх використанням.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко, А.В. Погребняк

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять
з дисципліни

*“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-
РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ”*

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 06.11.08 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 1,5. Обл.-вид.арк. 1,75.
Замовлення № Тираж 150 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

ЗМІСТ

Завдання 1.....	4
Завдання 2.....	6
Завдання 3.....	9
Завдання 4.....	11
Завдання 5.....	14
Завдання 6.....	17
Завдання 7.....	19
Завдання 8.....	22
Список літератури.....	27

Завдання 1

Підібрати тип і діаметр каната згідно з ДСТУ [1, 2, 3] (вказавши відповідну маркірувальну групу) для тягового поліспада, який пересуває вантаж вагою F_g , кН, (див. рисунок 1). Розрахункові дані подано у таблиці 1.

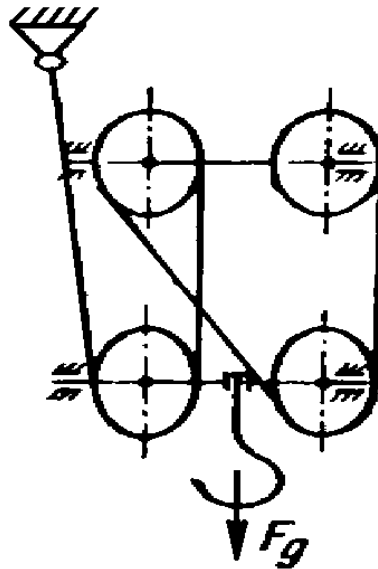


Рисунок 1 – Схема до розрахунку каната

Умова вибору каната

$$F_P \geq s \cdot F_{\max},$$

де F_P , F_{\max} – відповідно руйнівне і найбільше робоче натягування каната, Н;
 s – запас міцності.

Найбільше робоче натягування каната F_{\max} , Н,

$$F_{\max} = F_g / (u_{\Pi} \eta_{\Pi}),$$

де u_{Π} - кратність поліспада (визначити з рисунка 1);
 η_{Π} - ККД поліспада.

Знаходимо ККД поліспада η_{Π}

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta^z)\eta}{z(1 - \eta)},$$

де η - ККД блока;

z – кількість гілок поліспада, на яких підвішений вантаж.

Для одинарного поліспада z – це кратність, або передаточне число $z = u_{\Pi}$ (див. рисунок 1).

Розрахункове розривне зусилля F_P , Н,

$$F_P = \frac{sF_g}{u_{\Pi}\eta_{\Pi}}.$$

Таблиця 1 - Розрахункові дані

Варіант	F_g , кН	s	η	Варіант	F_g , кН	s	η
1	50	4	0,98	16	50	6	0,98
2	60	5	0,97	17	60	5,5	0,97
3	70	5,5	0,96	18	70	5	0,96
4	80	6	0,95	19	80	4	0,95
5	90	9	0,94	20	90	15	0,94
6	100	15	0,98	21	100	9	0,98
7	110	4	0,97	22	110	15	0,97
8	120	5	0,96	23	120	4	0,96
9	130	5,5	0,95	24	130	5	0,95
10	140	6	0,94	25	140	5,5	0,94
11	160	9	0,98	26	160	6	0,98
12	170	4	0,97	27	170	9	0,97
13	180	5	0,96	28	180	4	0,96
14	190	5,5	0,95	29	190	5	0,95
15	200	6	0,94	30	200	5,5	0,94

Завдання 2

Розрахувати кріплення каната до барабана (рисунок 2), якщо надано найбільший робочий натяг каната F_{max} , Н, і діаметр каната d_k , мм, (вихідні дані – у таблиці 2).

При коефіцієнті тертя між канатом і барабаном f і наявності перед планкою двох запасних витків, тобто коли кут обхвату барабана цими витками $\alpha = 4\pi = 4 \cdot 3,14 = 12,56$ рад, натяг каната перед кріпильною планкою визначаємо за формулою

$$F = \frac{F_{max}}{\exp(f\alpha)}.$$

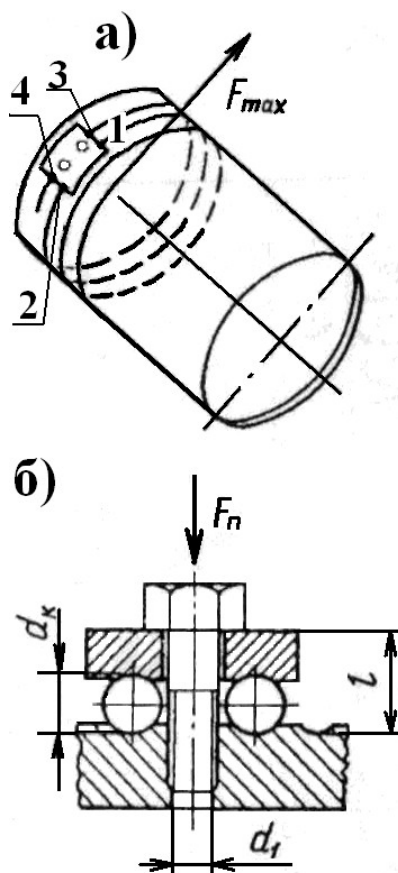


Рисунок 2 – Схема до розрахунку кріплення каната на барабані

Таким чином, внаслідок тертя запасних витків об поверхню барабана натяг каната в місці його кріплення зменшується в 4,5 разів у порівнянні з найбільшим натягом.

Отриманій силі F протидіють:

а) на ділянці 1–2 (рисунок 2, а) сили тертя каната об притискну планку і поверхню барабана F_{1-2} , Н,

$$F_{1-2} = (f + f_1)F_n,$$

де f_1 – коефіцієнт тертя каната об притискну планку, приймаємо $f_1 = f$;

F_n – сила, що утворюється одним болтом і притискає канат до барабана, Н;

б) на ділянці 2—3 сила тертя каната об барабан F_{2-3} , Н,

$$F_{2-3} = (F - F_{1-2}) - \frac{F - F_{1-2}}{\exp(f\alpha)},$$

де $\alpha = 2\pi = 2 \cdot 3,14 = 6,28$ рад – кут обхвату барабана канатом, що перебуває під планкою;

в) на ділянці 3—4 сили тертя F_{3-4} , Н,

$$F_{3-4} = (f + f_1)F_n.$$

З умови, що сили тертя повинні бути не менше сили натягу, тобто $F_{1-2} + F_{2-3} + F_{3-4} \geq F$, знаходимо силу, що розтягує болт F_n , Н,

$$F_n = \frac{F}{(f + f_1) \cdot [\exp(f\alpha) + 1]}.$$

При навантаженні кріплення в стрижні болта виникають напруги вигину, тому що сила, яка дорівнює силі $f_1 F_n$ тертя каната об планку, прагне зрушити її та зігнути болт. Приймаючи, що дана сила передається на болт через опорну поверхню його головки, знаходимо згинальний момент M , Нм,

$$M = f_1 \cdot F_n \cdot l,$$

де $l \cong 2d_k$ – плече дії сили, мм (див. рисунок 2, б).

Сумарна напруга в кожному болті з урахуванням напруги крутіння, що виникає при затягуванні, σ , МПа,

$$\sigma = \frac{1,3kF_n}{2\pi d_1^2/4} + \frac{f_1 k F_n l}{2\pi d_1^3/32} \leq [\sigma] , \quad (2.1)$$

де d_1 - діаметр болта, мм.

Прийmemo коефіцієнт запасу надійності кріплення $k = 1,5$. Виберemo болт M12 зі сталі 45, у якого $[\sigma] = 90$ МПа, діаметр $d_1 = 10,1$ мм, і перевіримо умову (2.1). Фактична напруга в тілі болта повинна бути не більше ніж припустима, тоді при кріпленні планки двома болтами буде забезпечена необхідна надійність кріплення. Якщо умова не виконується, тоді потрібно змінити діаметр болта d_1 . Наприкінці розрахунку потрібно зробити висновок про надійність кріплення, виходячи з отриманих результатів за формулою (2.1).

Таблиця 2 – Розрахункові дані

Варіант	F_{\max} , кН	d_k , мм	f	Варіант	F_{\max} , кН	d_k , мм	f
1	10200	8,3	0,12	16	9500	8,3	0,12
2	12400	9,1	0,13	17	11800	9,1	0,13
3	14500	9,9	0,11	18	12300	9,9	0,11
4	20200	11,0	0,14	19	19800	11,0	0,14
5	13000	12,0	0,10	20	12000	12,0	0,10
6	14100	13,0	0,12	21	13000	13,0	0,12
7	30100	14,0	0,12	22	28000	14,0	0,12
8	31500	15,0	0,13	23	29000	15,0	0,13
9	2300	3,7	0,11	24	2500	3,7	0,11
10	3400	4,0	0,14	25	3800	4,0	0,14
11	4600	4,9	0,10	26	5100	4,9	0,10
12	6100	5,9	0,12	27	7000	5,9	0,12
13	11500	9,7	0,12	28	12000	9,7	0,12
14	15100	11,5	0,13	29	14000	11,5	0,13
15	25800	14,5	0,11	30	24000	14,5	0,11

Завдання 3

За даними завдання (таблиця 3) визначити число затискачів при кріпленні каната до рами вантажопідйомного механізму (рисунок 3).

З'єднання буде надійним, якщо сили тертя zf_2F_{n1} між гілками каната, між канатом і коушем будуть не менше найбільшого робочого натягу каната, тобто

$$zf_2F_{n1} + zf_2F_{n1} \exp(f_3\alpha_2) = kF_{\max},$$

де f_2 – коефіцієнт опору просуванню каната в затискачах, $f_2 = 0,3$;

F_{n1} – осьове зусилля, створюване однією скобою, з урахуванням напруг, що виникають при затягуванні;

f_3 – коефіцієнт тертя каната по коушу, $f_3 = 0,15$;

z – кількість затискачів;

k – коефіцієнт запасу надійності кріплення, $k = 1,5$;

α_2 – кут обхвату циліндричної частини коуша канатом, $\alpha_2 \cong \pi = 3,14$ рад.

Зусилля притиснення, створюване одним затискачем (болт зі сталі 45 має $[\sigma] = 90$ МПа), дорівнює:

$$F_{n1} = 2 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma]}{1,3},$$

де d_1 – діаметр болта, мм (див. рисунок 2, таблиця 3).

Необхідне число затискачів z

$$z = \frac{k \cdot F_{\max}}{f_2 \cdot F_{n1} [1 + \exp(f_3 \cdot \alpha_2)]}.$$

Оскільки число затискачів повинне бути не менш трьох, потрібно прийняти (виходячи з отриманого результату) їх відповідну кількість.

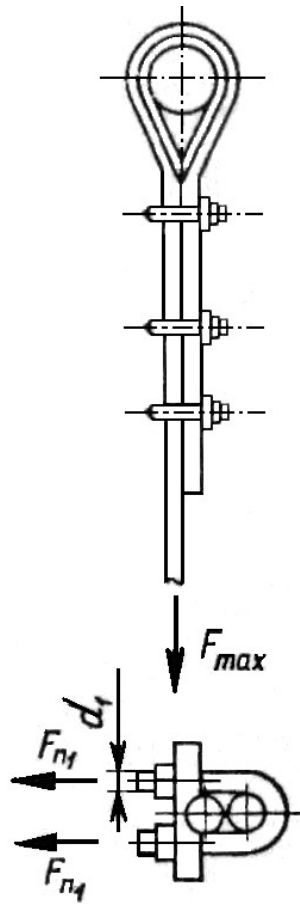


Рисунок 3 – Схема до розрахунку кріплення каната на рамі

Таблиця 3 – Розрахункові дані

Варіант	F_{max} , кН	d_1 , мм	Варіант	F_{max} , кН	d_1 , мм
1	10200	10,7	16	9500	10,7
2	12400	11,7	17	11800	11,7
3	14500	13,6	18	12300	13,6
4	20200	10,7	19	19800	10,7
5	13000	11,7	20	12000	11,7
6	14100	13,6	21	13000	13,6
7	30100	10,7	22	28000	10,7
8	31500	11,7	23	29000	11,7
9	2300	13,6	24	2500	13,6
10	3400	10,7	25	3800	10,7
11	4600	11,7	26	5100	11,7
12	6100	13,6	27	7000	13,6
13	11500	10,7	28	12000	10,7
14	15100	11,7	29	14000	11,7
15	25800	13,6	30	24000	13,6

Завдання 4

Визначити зусилля F_P на рукоятці рейково-черв'ячного домкрата вантажопідйомністю m , кг, (рисунок 4) згідно з розрахунковими даними у таблиці 4.

Момент опору повороту черв'яка T , Нм, визначимо за формулою

$$T = T_{ц} + T_{п} + T_{ч},$$

де $T_{ц}$ – момент від тертя в радіальних підшипниках, Нм;

$T_{п}$ – момент від тертя в п'яті, Нм;

$T_{ч}$ – момент від тертя між зубами рейки й витком черв'яка, Нм.

Момент від тертя в радіальних підшипниках $T_{ц}$, Нм,

$$T_{ц} = \xi T = T f_0 d_{ц} / d_1,$$

де f_0 – коефіцієнт тертя в підшипнику і п'яті, $f_0 = 0,02$;

$d_{ц}$ – діаметр цапфи черв'яка, мм;

d_1 – діаметр ділильної окружності черв'яка, мм.

Момент від тертя в п'яті, $T_{п}$, Нм, визначаємо за формулою

$$T_{п} = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot d_{п} \cdot f_0,$$

де m – вантажопідйомність рейково-черв'ячного домкрата, кг;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с², (отже, $m \cdot g = Q$ – це вага вантажу, Н);

$d_{п}$ – діаметр п'яти черв'яка, $d_{п} = 40$ мм.

Момент від тертя між зубами рейки й витком черв'яка $T_{ч}$, Нм,

$$T_{ч} = 0,5 m g \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) d_1,$$

де α – кут зачеплення, $\alpha=20^\circ$;

φ – кут тертя, град.

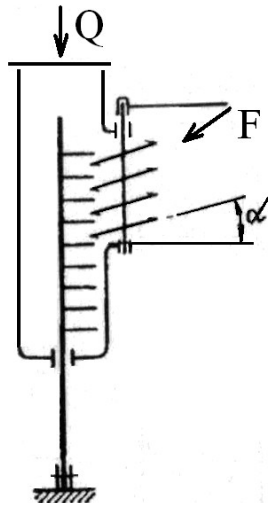


Рисунок 4 – Схема для визначення зусилля на рукоятці рейково-черв'ячного домкрата

Приймаємо: коефіцієнт тертя в зачепленні, що змазується, $f = 0,06$ і кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$, знаходимо кут тертя

$$\varphi = \arctg \frac{f}{\cos \alpha_0} = \arctg \frac{0,06}{\cos 20^\circ} = 3^\circ 36'$$

Для забезпечення самогальмування в домкраті необхідно, щоб кут підйому гвинтової лінії був менше кута тертя. Приймаємо $\alpha = 3^\circ$.

Припустимо, що все осьове навантаження сприймається одним зубом, з умови міцності зуба рейки на вигин знаходимо модуль

$$m_m = \sqrt{\frac{mgk}{u\pi\psi[\sigma]_и}},$$

де k – коефіцієнт навантаження, $k = 1,2$;

u – коефіцієнт форми зуба, $u = 0,154$;

$[\sigma]_и$ – допустиме напруження, МПа,

$[\sigma]_и = 0,4\sigma_B/s = (0,4 \cdot 590) : 1,5 = 157$ МПа – допустиме напруження (для Ст. б);

ψ – коефіцієнт співвідношення ширини зуба до модуля.

$$\psi = V/m_m = \pi q 2\gamma / 360^\circ = 3,14 \cdot 9 \cdot 100^\circ / 360^\circ = 8,$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка, $q = 9$;

$2\gamma = 100^\circ$ – кут обхвату.

Визначивши модуль m_m , мм, приймаємо згідно з ДСТУ його значення, а потім визначаємо d_1 , мм, – діаметр ділильної окружності черв'яка:

$$d_1 = qm_m .$$

Тоді момент опору черв'яка T , Нм,

$$T = \frac{T_{\Pi} + T_{\Psi}}{1 - \xi} = \frac{mg}{1 - f_0 d_{\Pi}/d_1} [f_0 d_{\Pi}/2 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) d_1/2] ,$$

де d_{Π} – діаметр п'яти черв'яка, $d_{\Pi} = 40$ мм.

Вибравши рукоятку телескопічної конструкції довжиною $l = 0,35 \dots 0,6$ м, одержимо зусилля на рукоятці в межах (визначити інтервал, в межах якого може змінюватись зусилля F_p , Н)

$$F_p = T/l = T : (0,35 \dots 0,6) .$$

Таблиця 4 – Розрахункові дані

Варіант	m, кг	d_{Π} , мм	Варіант	m, кг	d_{Π} , мм
1	2000	30	16	2000	45
2	1900	35	17	1900	55
3	1800	40	18	1800	55
4	1700	45	19	1700	30
5	1600	50	20	1600	30
6	1500	55	21	1500	35
7	2000	50	22	2000	40
8	1900	40	23	1900	45
9	1800	35	24	1800	50
10	1700	35	25	1700	55
11	1600	40	26	1600	45
12	1500	50	27	1500	40
13	2000	55	28	2000	35
14	1900	50	29	1900	30
15	1800	45	30	1800	30

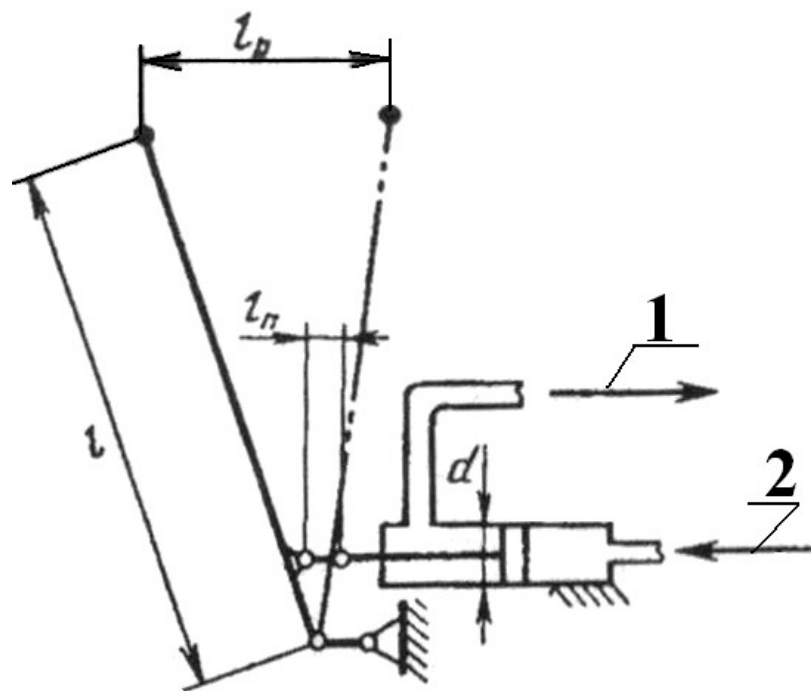
Завдання 5

Визначити основні параметри насоса з ручним приводом для гідравлічної системи привода перекидання платформи причіпного візка згідно з даними таблиці 5 і рисунка 5.

З кінематичного і силового аналізу механізму перекидання приймаємо: діаметр гідроциліндра $D = 60$ мм, хід штока $l_{ш} = 160$ мм, зусилля на штоку $F_{ш} = 25000$ Н.

Довжину рукоятки рекомендується приймати рівною 250...400 мм, а відстань між віссю плунжера та віссю хитання рукоятки призначають звичайно в 15...20 разів менше довжини рукоятки. Приймаючи довжину рукоятки l , м, l_1 , м, (див. таблицю 5) і хід рукоятки $l_p = 350$ мм, знаходимо хід поршня насоса $l_{п}$, м,

$$l_{п} = \frac{l_1}{l} l_p.$$



1 – напрямок робочої рідини до гідроциліндра; 2 – напрямок робочої рідини з бака

Рисунок 5 – Схема до розрахунку насоса з ручним приводом

Діаметр плунжера d , м, при зусиллі робітника F_p , Н, і ККД гідропередачі η (див. таблицю 5) знайдемо з основної силової залежності

$$d = D \sqrt{\frac{F_p l \eta}{F_{ш} l_1}} \text{ м.}$$

Обсяг робочої рідини V_H , м³, що насос подає за один робочий хід рукоятки

$$V_H = \frac{\pi d^2}{4} l_{ш} .$$

Місткість гідроциліндра V , м³,

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l_{ш} .$$

Число робочих ходів рукоятки, необхідне для повного перекидання платформи, з урахуванням витoku робочої рідини через ущільнення ($k_v = 0,95$)

$$z = \frac{V}{V_H k_v} .$$

Приймаючи, що при підйомі платформи робітник за 1 хв буде виконувати 25...30 робочих ходів рукоятки насоса, визначимо час перекидання $t_{оп}$, хв,

$$t_{оп} = \frac{z}{25...30} .$$

Таблиця 5 – Розрахункові дані

Варіант	l , мм	l_1 , мм	F_P , Н	η
1	2	3	4	5
1	250	16	250	0,70
2	260	16	240	0,75
3	270	17	230	0,80
4	280	17	220	0,85
5	290	18	210	0,90
6	300	18	200	0,95
7	310	19	250	0,70
8	320	19	240	0,75
9	330	20	230	0,80
10	340	20	220	0,85
11	350	21	210	0,90
12	360	21	200	0,95
13	370	22	250	0,70
14	380	22	240	0,75
15	390	23	230	0,80
16	250	16	220	0,85
17	260	16	210	0,90
18	270	17	200	0,95
19	280	17	250	0,70
20	290	18	240	0,75
21	300	18	230	0,80
22	310	19	220	0,85
23	320	19	210	0,90
24	330	20	250	0,70
25	340	20	240	0,75
26	350	21	230	0,80
27	360	21	220	0,85
28	370	22	210	0,90
29	380	22	200	0,95
30	390	23	250	0,70

Завдання 6

Визначити окружне зусилля (силу тяги) на барабані тягової лебідки при установленні способом «падаючої» стріли водонапірної башти висотою H , м, масою m , т, (рисунк 6, таблиця 6).

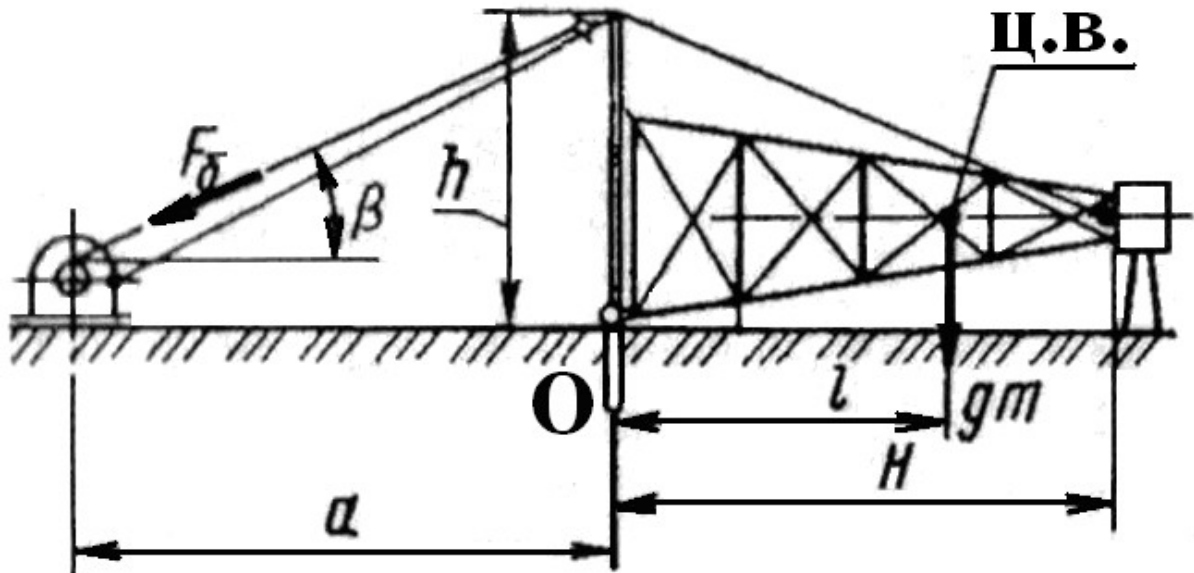


Рисунок 6 – Схема до розрахунку сили тяги при установленні водонапірної башти

З рівняння моментів відносно якоря (точка O) сила тяги F_B , Н,

$$F_B = \frac{mgl}{u_{\Pi} h \cos \beta},$$

де l – відстань від точки O до центру ваги, приймаємо $l = 0,6 \cdot H$, м;

u_{Π} – кратність поліспасти (див. таблицю 6);

h , a – відстані, приймаємо $a = 1,2 \cdot H$, м.

Визначаємо функцію кута нахилу канату β

$$\cos \beta = a / \sqrt{a^2 + h^2}.$$

Після визначення потрібного зусилля F_B , Н, підібрати лебідку [1,3].

Таблиця 6 – Розрахункові дані

Варіант	H, м	m, т	ц _п	h, м
1	2	3	4	5
1	30	9	2	10
2	31	10	3	11
3	32	11	4	12
4	33	12	2	13
5	34	13	3	14
6	35	9	4	15
7	36	10	2	10
8	37	11	3	11
9	38	12	4	12
10	39	13	2	13
11	30	9	3	14
12	31	10	4	15
13	32	11	2	10
14	33	12	3	11
15	34	13	4	12
16	35	9	2	13
17	36	10	3	14
18	37	11	4	15
19	38	12	2	10
20	39	13	3	11
21	30	9	4	12
22	31	10	2	13
23	32	11	3	14
24	33	12	4	15
25	34	13	2	10
26	35	9	3	11
27	36	10	4	12
28	37	11	2	13
29	38	12	3	14
30	39	13	4	15

Завдання 7

Визначити потужність електродвигуна для механізму підйому кран-балки з вантажопідйомністю m , кг, і швидкістю підйому v , м/с. Режим роботи легкий. Схема підвішування вантажу показана на рисунку 7.

Зусилля на гаку F_g , Н, визначаємо за формулою

$$F_g = mg .$$

При ККД барабана η_b , блока η (див. таблицю 7) і кратності поліспасти $u_{\Pi} = 2$ окружне зусилля на барабані F_b , Н, визначаємо за формулою

$$F_b = \frac{F_g}{(1 + \eta)\eta_b} .$$

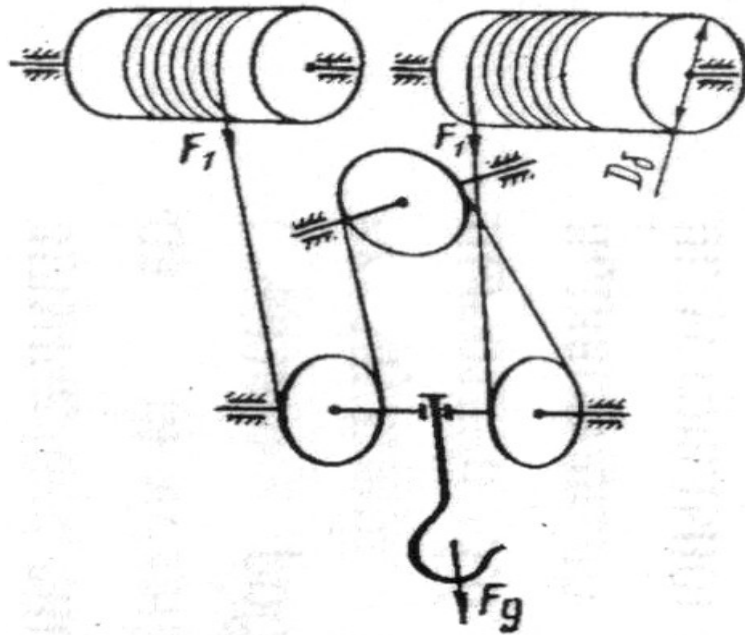


Рисунок 7 – Схема до розрахунку потужності двигуна

Визначаємо потужність електродвигуна P , кВт,

$$P = \frac{F_b v_K}{\eta_M} ,$$

де v_K – швидкість намотування каната на барабан, $v_K = u_{\Pi} v$, м/с;

η_M – ККД двоступінчастого редуктора, $\eta_M = 0,9$;

η – ККД поліспасти, $\eta = 0,95$.

За результатами розрахунків потрібно вибрати електродвигун, вказавши його технічну характеристику [1,3] (серію, ПВ, потужність, частоту обертання тощо).

Таблиця 7 – Розрахункові дані

Варіант	m , кг	v , м/с	η_6	η
1	3000	0,40	0,97	0,98
2	3100	0,32	0,96	0,97
3	3200	0,25	0,95	0,96
4	3300	0,20	0,97	0,98
5	3400	0,16	0,96	0,97
6	3500	0,40	0,95	0,96
7	3600	0,32	0,97	0,98
8	3700	0,25	0,96	0,97
9	3800	0,20	0,95	0,96
10	3900	0,16	0,97	0,98
11	3000	0,40	0,96	0,97
12	3100	0,32	0,95	0,96
13	3200	0,25	0,97	0,98
14	3300	0,20	0,96	0,97
15	3400	0,16	0,95	0,96
16	3500	0,40	0,97	0,98
17	3600	0,32	0,96	0,97
18	3700	0,25	0,95	0,96
19	3800	0,20	0,97	0,98
20	3900	0,16	0,96	0,97
21	3000	0,40	0,96	0,97
22	3100	0,32	0,97	0,98
23	3200	0,25	0,96	0,97
24	3300	0,20	0,95	0,96
25	3400	0,16	0,97	0,98
26	3500	0,40	0,96	0,97
27	3600	0,32	0,95	0,96
28	3700	0,25	0,97	0,98
29	3800	0,20	0,96	0,97
30	3900	0,16	0,95	0,96

Завдання 8

Для ручної черв'ячної лебідки вантажопідйомністю m , кг, (див. таблицю 8) спроектувати гальмовий пристрій, що забезпечує утримання вантажу в піднятому стані й плавне його опускання.

Приймаємо: $D_6 = 0,12 \text{ м}$, $d_2 = 0,4 \text{ м}$, $d_{a1} = 0,08 \text{ м}$ (рисунок 8), передаточне число черв'ячної передачі $u = 25$, кут підйому гвинтової лінії $\alpha = 14^\circ 02'$, наведений кут тертя $\varphi = 3^\circ 40'$.

Для безпеки і плавності при опусканні вантажу використовуємо конічне вантажоупорне постійно замкнуте гальмо. Для утримання вантажу в піднятому стані приймаємо найбільш надійний у роботі та більш розповсюджений храповий зупинник.

Необхідний гальмівний момент на валу черв'яка T_T , Нм,

$$T_T = k_T \frac{mgD_6}{2u_{\Pi}u} \eta_{\Pi} \eta_M . \quad (8.1)$$

Значення коефіцієнта запасу гальмування призначають невеликим: $k_T = 1,2 \dots 1,3$, приймаємо $k_T = 1,25$. Кратність поліспасти $u_{\Pi} = 2$ ($u_{\Pi} = z$).

При ККД блоків на підшипниках ковзання η (див. таблицю 8) ККД поліспасти визначаємо за формулою

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta^z) \eta}{z(1 - \eta)} .$$

Оскільки черв'ячне колесо ведуче, то з урахуванням ККД підшипників ковзання $\eta_{\Pi C}$ (див. таблицю 8), ККД механізму лебідки при опусканні вантажу визначаємо за формулою

$$\eta_M = \frac{\text{tg}(\alpha - \varphi)}{\text{tg}\alpha} \eta_{\Pi C}^2 .$$

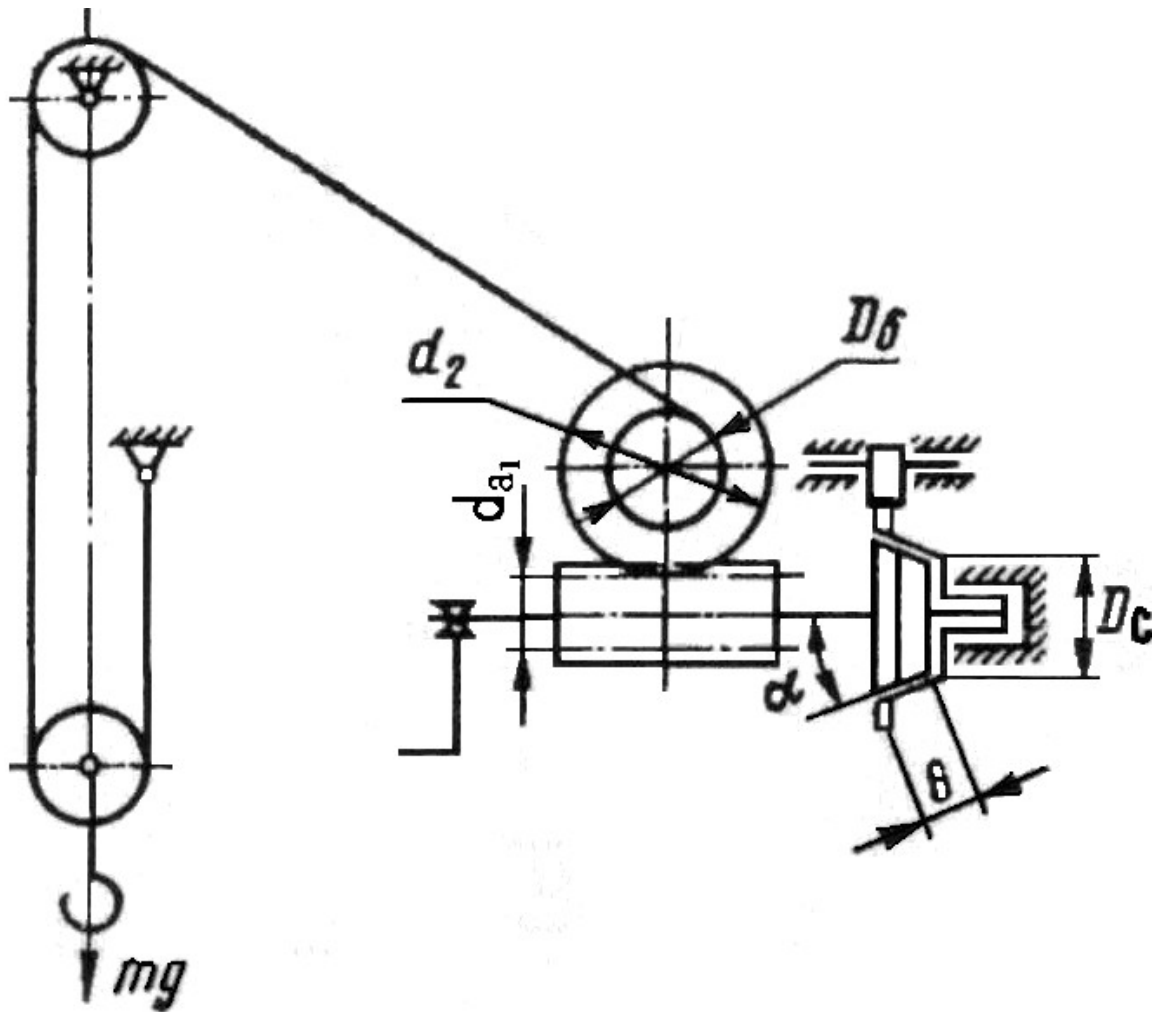


Рисунок 8 – Схема до розрахунку гальмівного пристрою

Після підстановки отриманих значень у залежність (8.1) одержимо T_T , Нм.

Проектування храпового зупинника. Модуль храповика m_m , мм, визначаємо за формулою

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2T_T}{k_B z_K y [\sigma]_H}} .$$

У розрахунках приймаємо $y = 0,375$ (при зовнішнім зачепленні засувки із храповим колесом), відношення ширини храповика колеса до модуля $k_B = b/m_m = 3$, число зубів храпового колеса $z_K = 12$, $[\sigma]_H = 20$ МПа (при виготовленні храповика із сірого чавуну).

Отримавши значення m_m , мм, знаходимо діаметр храпового колеса D_k , мм, та ширину храповика колеса b , мм,

$$D_k = m_m z_k, \quad b = k_B m_m .$$

Перевіряємо міцність крайки зуба на зминальність, визначаючи тиск (формула 8.2) і порівнюючи його з припустимим $p < [p] = 150$ МПа.

$$p = \frac{2T_T}{k_B z_k m_m^2} . \quad (8.2)$$

При розташуванні центру хитання собачки на дотичній до окружності храповика забезпечується найменше зусилля на собачку. Тоді сумарна напруга вигину і стиску в тілі собачки визначається за формулою

$$\sigma = \frac{F_t}{b_1 \cdot \delta} \left(\frac{6 \cdot e}{\delta} + 1 \right) \leq [\sigma]_{и} ,$$

де $[\sigma]_{и}$ – допустима напруга, $[\sigma]_{и} = 50$ МПа (при виготовленні засувки зі сталі 45);

δ – товщина засувки, приймаємо $\delta \approx 0,8 \cdot m_m$, мм;

e – ексцентриситет дії сили, приймаємо $e \approx 0,5\delta$, мм;

b_1 – ширина засувки, приймаємо $b_1 = b + 2$, мм;

F_t – окружне зусилля храпового колеса, Н.

Окружне зусилля храпового колеса F_t , Н, визначаємо за формулою

$$F_t = 2T_T / D_k ,$$

де T_T – необхідний гальмівний момент на валу черв'яка;

D_k – діаметр храпового колеса.

Проектування вантажоупорного гальма. Діючу в черв'ячному зачепленні осьову силу черв'ячного вала використовують для замикання гальма. Ця сила дорівнює окружній силі на черв'ячному колесі, тобто

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{mgD_6}{u_{II}d_2} \eta_{II} \eta_{ПС} .$$

Осьова сила, під дією якої стискаються робочі поверхні, утворює момент тертя T_f , Нм,

$$T_f = \frac{F_{t2}}{\sin \alpha} f \frac{D_C}{2} = T_T .$$

Приймаючи середній діаметр опорної конічної поверхні таким, що дорівнює діаметру виступів черв'ячного вала, $D_C = d_{a1} = 80$ мм, при коефіцієнті тертя $f = 0,15$ (сталь по чавуну), знаходимо кут α

$$\alpha = \arcsin \frac{F_{t2} f D_C}{2T_T} .$$

Для запобігання заклинювання поверхонь кут α повинен бути більше кута тертя або $\operatorname{tg} \alpha > f$. Дана умова виконується, тому що $\operatorname{tg} 56^\circ 48' = 1,53$, що більше $f = 0,15$.

Максимально можливе значення окружного зусилля F_{t2} , Н, на колесі буде при підйомі вантажу

$$F_{t2} = mg \cdot D_6 / u_{II} \cdot d_2 \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{ПС} .$$

З урахуванням зусилля F_{t2} , Н, та тиску, що допускається, на конічній поверхні $[p] = 0,2$ МПа довжина твірної конуса визначається

$$b = F_{t2} / \pi D_C [p] \sin \alpha .$$

Для перевірки гальма на нагрівання порівнюємо фактичне значення величини pv з тією, що допускається $[pv]$. Через різні значення швидкостей ковзання конічних поверхонь приймають $[pv] = 1,25 \dots 2,5$ МПа*м/с, тобто на 30...50% менше, ніж для колодкових гальм.

При частоті обертання рукоятки $n = 15$ хв⁻¹ середня швидкість ковзання v , м/с,

$$v = \pi n D_C / 60 .$$

Після визначення швидкості v , м/с, визначаємо P^v , МПа*м/с.

При опусканні вантажу робітник повинен створювати момент, що дорівнює різниці між гальмівним моментом і моментом сили ваги вантажу. Приймаючи довжину рукоятки $l = 0,3$ м, одержуємо зусилля робітника при опусканні

$$F_p = \frac{(k_T - 1,0)mgD_6}{2 \cdot u_{II} \cdot u \cdot l} \eta_{II} \eta_M .$$

Гальмовий пристрій, виконаний відповідно до розрахованих параметрів, забезпечить плавне опускання вантажу і надійне його утримання в піднятому стані.

Таблиця 8 – Розрахункові дані

Варіант	m, кг	η	$\eta_{пс}$
1	2	3	4
1	2000	0,97	0,98
2	2100	0,96	0,97
3	2200	0,95	0,96
4	2300	0,94	0,98
5	2400	0,98	0,97
6	2500	0,97	0,96
7	1900	0,96	0,98
8	1800	0,95	0,97
9	1700	0,94	0,96
10	1600	0,98	0,98
11	2000	0,97	0,97
12	2100	0,96	0,96
13	2200	0,95	0,98

Продовження таблиці 8

1	2	3	4
14	2300	0,94	0,97
15	2400	0,98	0,96
16	2500	0,97	0,98

17	1900	0,96	0,97
18	1800	0,95	0,96
19	1700	0,94	0,98
20	1600	0,98	0,97
21	2000	0,97	0,96
22	2100	0,96	0,98
23	2200	0,95	0,97
24	2300	0,94	0,96
25	2400	0,98	0,98
26	2500	0,97	0,97
27	1900	0,96	0,96
28	1800	0,95	0,98
29	1700	0,94	0,97
30	1600	0,98	0,96

Список літератури

1 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Высшая школа, 1983. – 350 с.

2 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов: Государственный нормативный акт об охране труда ДНАОП № 0-1.03-93. – Киев, 1994.

3 Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 424 с.

4 Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учебн. для вузов. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.