

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять
із навчальної дисципліни

«БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної форми навчання зі спеціальностей 133 – Галузеве машинобудування,
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2024

Методичні рекомендації до проведення практичних занять із навчальної дисципліни «Будівельна техніка» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної форми навчання зі спеціальностей 133 – Галузеве машинобудування, 192 – Будівництво та цивільна інженерія) / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : А. І. Аніщенко, В. В. Блажко. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024. – 80 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц. А. І. Аніщенко,
канд. техн. наук, доц. В. В. Блажко

Рецензент

М. М. Нестеренко, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Рекомендовано кафедрою автоматизації і комп'ютерно-інтегрованих технологій, протокол № 3 від 16.02.2023

Методичні рекомендації призначені для здобувачів спеціальностей 133 – Галузеве машинобудування, 192 – Будівництво та цивільна інженерія. У методичних рекомендаціях наведено вимоги щодо оформлення завдань, засоби та послідовність їх виконання, приклади оформлення робіт і список рекомендованих джерел.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Механічні передачі.....	6
Вправа № 1 Розрахунок клинопасової передачі.....	7
1.1 Загальні відомості.....	8
1.2 Методика розрахунку.....	9
Контрольні запитання.....	15
Вправа № 2 Розрахунок зубчастої передачі.....	15
2.1 Загальні відомості.....	15
2.2 Методика розрахунку.....	17
Контрольні запитання.....	20
Вправа № 3 Вибір потужності електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу	21
3.1 Загальні відомості.....	21
3.2 Методика розрахунку.....	22
Контрольні запитання.....	26
Вправа № 4 Розрахунок стрічкового конвеєра.....	27
4.1 Загальні відомості.....	27
4.2 Методика розрахунку.....	29
Контрольні запитання.....	35
Вправа № 5 Розрахунок і вибір параметрів лебідки (механізму підйому вантажу вантажопідйомних машин).....	36
5.1 Загальні відомості.....	36
5.2 Методика розрахунку.....	39
Контрольні запитання.....	45
Вправа № 6 Визначення продуктивності самохідного скрепера.....	45
6.1 Загальні відомості.....	46
6.2 Методика розрахунку.....	47
Контрольні запитання.....	53
Вправа № 7 Визначення продуктивності та необхідної кількості транспортних одиниць, які обслуговують одноковшовий навантажувач.....	53
7.1 Загальні відомості.....	53
7.2 Методика розрахунку.....	57
Контрольні запитання.....	60
Вправа № 8 Визначення технічної продуктивності та необхідної потужності щокочових дробарок.....	60
8.1 Загальні відомості.....	61
8.2 Методика розрахунку.....	65
Контрольні запитання.....	67

Вправа № 9 Визначення основних показників роботи гравітаційних бетонозмішувачів.....	68
9.1 Загальні відомості.....	68
9.2 Методика розрахунку.....	70
Контрольні запитання.....	72
Список рекомендованих джерел.....	74
Додаток А.....	75

ВСТУП

Метою методичних рекомендацій є закріплення лекційного матеріалу щодо вивчення будівельної техніки за допомогою поданих прикладів розрахування основних показників окремих видів машин.

Завдання, наведені в цих методичних рекомендаціях, дозволяють здобувачам вищої освіти визначити основні показники й параметри будівельних машин і після розрахування витрат потужності правильно обрати двигун їхньої приводної частини.

Методичні рекомендації можуть бути використані студентами, що навчаються за спеціальностями «Галузеве машинобудування», «Будівництво та цивільна інженерія», «Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології».

Методичні рекомендації стануть в нагоді при дипломному проєктуванні здобувачами вищої освіти різних професійних напрямів на основі елементів раніше вивчених дисциплін «Деталі машин», «Теоретична механіка», «Опір матеріалів».

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Передача – це пристрій для передавання механічної енергії на відстань, як правило, із перетворенням швидкостей і моментів, а іноді й із перетворенням видів закону руху. У автомашинах, тракторах та інших самохідних машинах такі пристрої чи їх сукупність називаються трансмісією.

У практиці машинобудування застосовуються такі різновиди передач: механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні та комбіновані. Найширше в будівельних машинах використовуються механічні передачі. За принципом дії їх можна поділити на три групи: передачі тертям (фрикційні, пасові); передачі зачепленням (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові) та канатні передачі. Ланки, що передають енергію, називаються ведучими, а ті, що її сприймають, – веденими (рис. 1). Основні параметри передач: коефіцієнт корисної дії (ККД) η , передавальне відношення (число) u , потужність на валах P і крутний момент M .

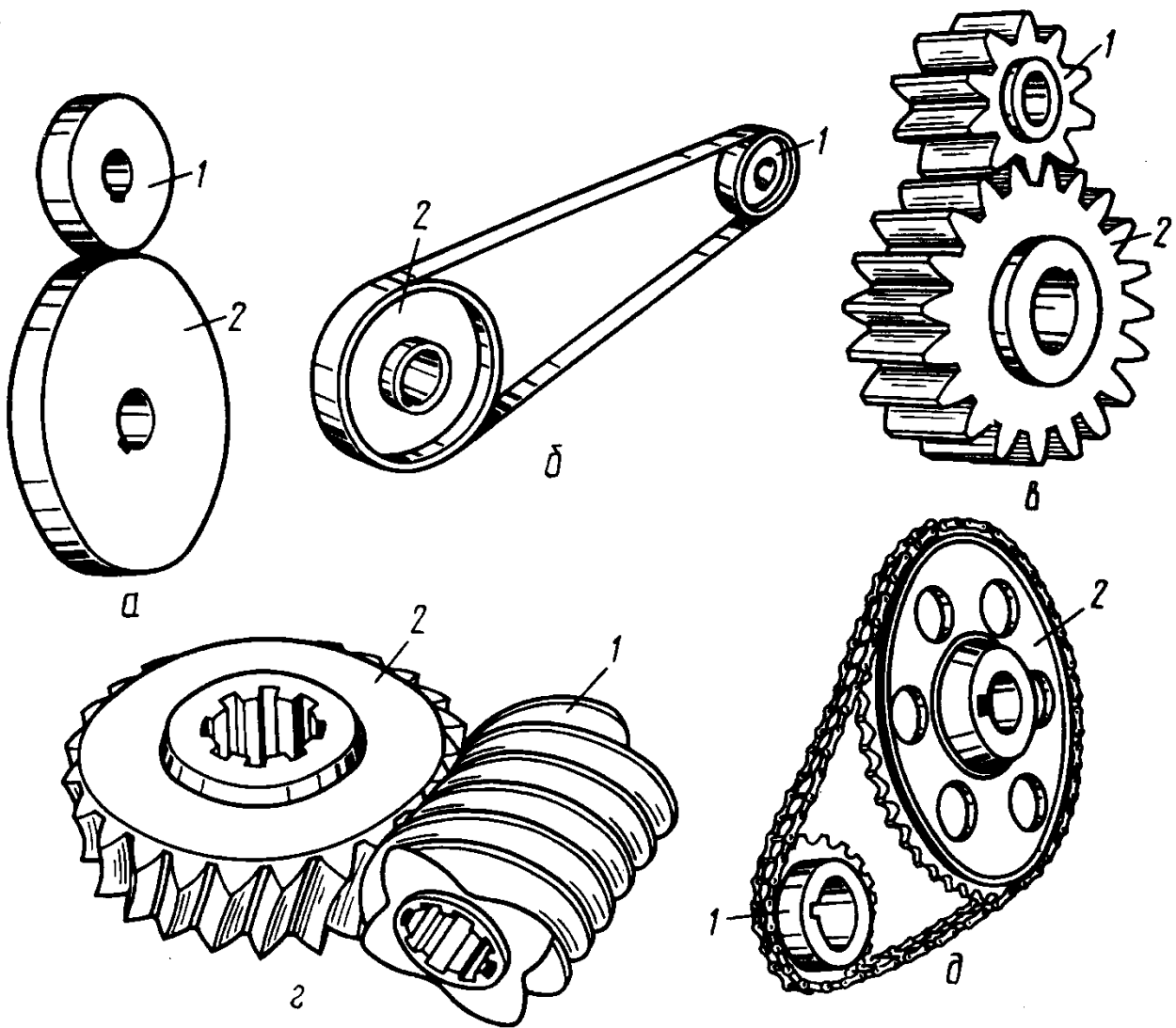


Рисунок 1 – Механічні передачі:
а – фрикційна; б – пасова; в – зубчаста; г – черв'ячна; д – ланцюгова;
1, 2 – ведуча та ведена ланки

ВПРАВА № 1

РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета вправи: вивчити конструкцію основних елементів передачі; засвоїти методику розрахунків кубістських передач.

Зміст вправи:

1. Накреслити загальну схему клинопасової передачі (рис. 1.1).
2. Вивчити параметри клинопасової передачі.
3. Вибрати типорозмір паса.
4. Визначити діаметри шківів.
5. Вибрати міжосьову відстань і довжину паса.
6. Знайти необхідну кількість пасів передачі.
7. Вибрати матеріали шківів і їхні конструктивні розміри.

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 1

Номер з/п	Потужність на ведучому шківі P , кВт	Частота обертання ведучого шківа n , хв ⁻¹	Передатне відношення передачі, U	Режим роботи
1	3,0	2 880	2,5	I
2	4,0	2 880	3,15	IV
3	5,5	2 880	4,0	III
4	7,5	2 900	3,55	II
5	11,0	2 910	2,0	I
6	15,0	2 920	5,0	III
7	18,5	2 930	4,0	II
8	3,0	1 430	2,0	I
9	4,0	1 440	3,15	IV
10	5,5	1 440	5,0	III
11	7,5	1 440	4,5	I
12	11,0	1 440	2,5	II
13	15,0	1 450	3,55	III
14	18,5	955	4,0	I
15	4,0	960	4,0	IV
16	5,5	965	2,5	II
17	7,5	965	3,15	II
18	11,0	965	5,0	I
19	15,0	965	2,0	III
20	3,0	710	5,0	II

1.1 Загальні відомості

Пасові передачі відносяться до передач із гнучким зв'язком і застосовуються при необхідності передачі руху на значну відстань (до 12–15 м). Їх використовують при потужності до кількох кіловат. У них обертальний момент (рис. 1.1) від ведучого вала передається за допомогою гнучкої стрічки (3) (паса), який охоплює шківів (1) і (2), розміщені на цих валах. Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють плоско-, клино- та круглорасові передачі.

Переваги пасових передач: простота конструкції; порівняно невисока ціна; можливість передавати оберти на значні відстані й працювати з високими швидкостями; плавність роботи й невеликий шум; незначна чутливість до поштовхів, ударів, вібрацій, перевантажень.

Головні **недоліки**: незначна довговічність паса; непостійність передавального відношення; великі радіальні габарити при передачі значних потужностей, підвищені навантаження на вали й опори внаслідок попередньої натяжки пасів; чутливість до потрапляння на них мінеральних мастил; неможливість застосування у вибухонебезпечних приміщеннях внаслідок електризації пасів.

Конструкція передачі

Клинопасова передача складається з трьох основних елементів: ведучого шківів (1), веденого шківів (2) та паса (3) (рис. 1.1).

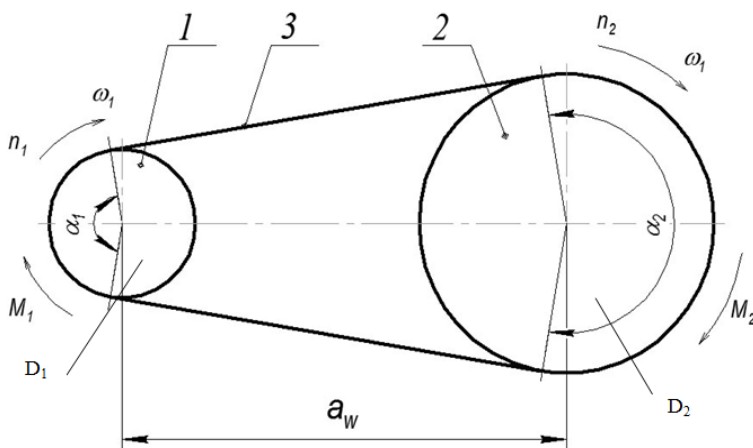


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема клинопасової передачі

Ця передача характеризується такими параметрами:

– геометричні:

– D_1 і D_2 – розрахункові діаметри шківів, мм;

– a_w – міжосьова відстань, мм;

– α_1 і α_2 – кути обхвату шківів ремнем, град;

– кінематичні:

– w_1 і w_2 – кутові швидкості обертання валів, на які посаджені шківів, c^{-1} ;

– n_1 і n_2 – частоти обертання валів, xv^{-1} ;

– силові:

– P_1 і P_2 – потужності на шківах, кВт;

– M_1 і M_2 – крутні моменти на ведучому та веденому валах, Н·м.

На рисунку 1.2 представлений ескіз конструкції шківа з літерним позначенням основних розмірів. Шків складається з обода (1), маточини (2) і сполучного елемента (3) (на рис. 1.2 сполучний елемент виконаний у вигляді тонкого диска (3) з отворами).

Для загального машинобудування найчастіше використовують паси нормального перетину за ДСТУ 1284.1-80; 2-80; 3-80 семи різних типорозмірів – 0, А, Б, В, Г, Д, Е, що відрізняються один від одного величиною поперечного перерізу.

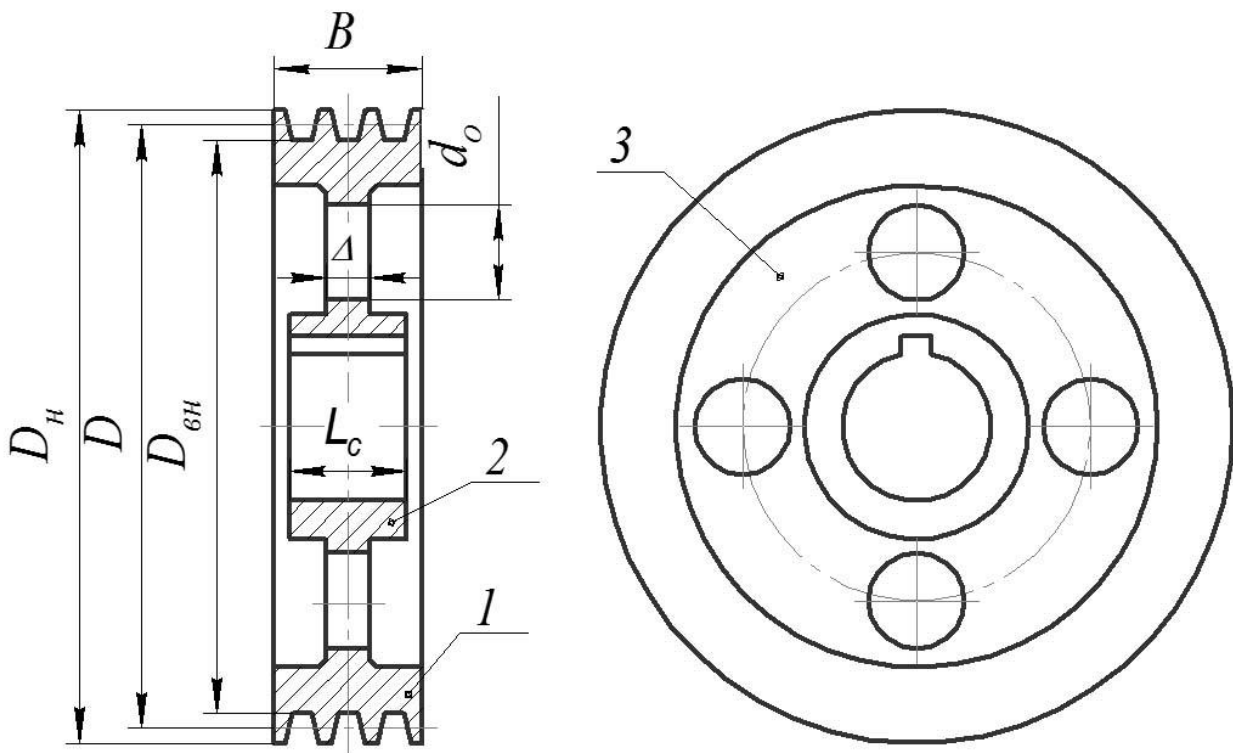


Рисунок 1.2 – Конструктивне виконання шківа

1.2 Методика розрахунку

Основними параметрами, які варто визначити при проведенні найпростішого розрахунку передачі на міцність, є такі:

D – розрахунковий діаметр шківа, мм;

B – ширина обода шківа, мм;

Z – кількість пасів і, отже, кількість профілюючих канавок на ободі шківа;

d_v – діаметр отвору під вал, мм;

D_n – зовнішній діаметр шківа, мм;

a – міжосьова відстань, мм;

L – довжина паса, мм;

c, s, t, e, k – параметри, що характеризують розташування канавок на ободі шківа, мм;

φ – профільний кут канавок, град;

v – кількість пробігів крапки паса за одиницю часу, як характеристика його тривалої довговічності; матеріал шківів; типорозмір перетину паса.

Порядок виконання роботи

1. Вибір типорозміру (профілю) паса.

Вибір того або іншого типорозміру для конкретної пасової передачі проводять відповідно до рисунка 1.3 залежно від заданої потужності P та частоти обертання n .

Конструкцію паса зазвичай вибирають кордтканинну як найпоширенішу. Кордшнурову, як більш гнучку та довговічну, використовують для важких умов роботи.

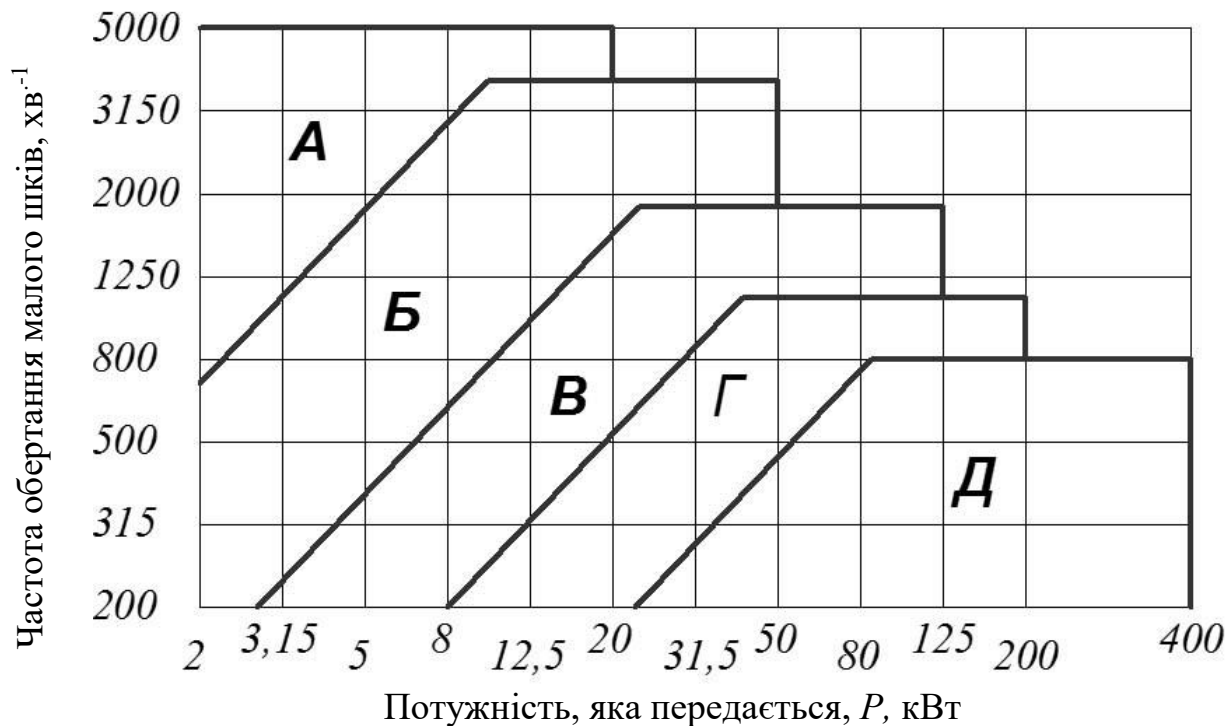


Рисунок 1.3 – Вибір типорозміру паса

2. Визначення діаметрів шківів.

2.1 Діаметр меншого шківа D_1 вибирають за таблицею 1.2 відповідно до припустимих потужностей і частоти обертання.

2.2 Попередній діаметр більшого шківа D_2 визначаємо за формулою, мм:

$$D_2' = D_1 U (1 - \xi), \quad (1.1)$$

де U – передатне відношення передачі;

ξ – коефіцієнт відносного ковзання ремня (для кордтканинних клинових пасів дорівнює 0,02; для кордшнурових 0,01).

Таблиця 1.2 – Допустимі потужності при певному діаметрі шківів й перетинах паса

Типорозмір паса	Діаметр меншого шківів D_1 , мм	P_o при швидкості V ременя, м/с					
		2	5	10	15	20	25
0	63	0,15	0,36	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,39	0,78	1,15	1,38	1,26
	80	0,20	0,45	0,85	1,21	1,51	1,47
	90	0,21	0,49	0,93	1,33	1,67	1,62
А	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,81	1,47	2,63	2,41	2,29
	125	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65
Б	125	0,59	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
	180	0,81	1,55	2,72	3,82	4,71	4,94
В	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
Г	315	–	4,71	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	–	5,15	9,20	12,08	13,72	13,32
	400	–	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
	450	–	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
Д	500	–	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	–	8,45	15,95	20,00	23,60	24,30
	600	–	9,43	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	–	9,80	18,00	24,10	29,00	31,30
Е	800	–	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	–	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1 000	–	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

Кінцеве значення діаметра D_2 приймають відповідно до ДСТУ 1284.3-80, округливши розрахункове значення діаметра до найближчого більшого за ДСТУ:

63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1 000 мм.

Далі проводиться уточнення фактичного передатного відношення:

$$U = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} \quad (1.2)$$

3. Вибір міжосьової відстані й довжини паса.

Міжосьова відстань клинопасової передачі визначається залежно від конструктивних особливостей машини.

3.1. Попереднє значення міжосьової відстані може бути визначене з емпіричної залежності, мм:

$$a'_w = c_1 D_2, \quad (1.3)$$

де c_1 – числовий коефіцієнт, прийнятий залежно від передаточного числа U :

- при $U = 1$ числовий коефіцієнт $c_1 = 1,5$;
- при $U = 2$ числовий коефіцієнт $c_1 = 1,2$;
- при $U = 3$ числовий коефіцієнт $c_1 = 1,0$;
- при $U = 4$ числовий коефіцієнт $c_1 = 0,95$;
- при $U = 5$ числовий коефіцієнт $c_1 = 0,9$;
- при $U = 6$ числовий коефіцієнт $c_1 = 0,85$.

Примітка. Доцільно, щоб значення прийнятої міжосьової відстані перебувало в межах $(0,6-1,5) (D_1+D_2)$. Збільшення міжосьової відстані веде до збільшення габаритів і до підвищення вартості, а зменшення – до зниження довговічності ременя й зменшенню кута обхвату.

3.2. Необхідну розрахункову довжину ременя, мм визначають за формулою:

$$L_p = 2a'_w + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4a'_w}. \quad (1.4)$$

Промисловість випускає клинові паси стандартного ряду довжин відповідно до ДСТУ 1284.3-80. Приймається найближча більша стандартна довжина L з ряду, мм:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 550, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000.

Визначивши стандартну довжину паса L , обраховують фактичну міжосьову відстань a_w , мм:

$$a_w = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (1.5)$$

4. Визначення необхідної кількості пасів.

Необхідну для передачі потужність кількості пасів визначають за залежністю

$$Z' = \frac{P k_d}{P_0 k_a k_l}, \quad (1.6)$$

де P – потужність на ведучому шківі, кВт (див. табл. 1.1);

P_0 – потужність, яка допускається, на один пас, кВт (значення приймається за таблицею 1.2).

Після попереднього визначення швидкості руху паса, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60},$$

де k_d – коефіцієнт динамічного навантаження й режиму роботи передачі (див. табл. 1.3);

k_a – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату паса шківів на роботу передачі (за табл. 1.4).

Після попереднього визначення кута обхвату паса меншого шківів, град:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{D_2 - D_1}{a_w} \quad (1.7)$$

Примітка. Кут обхвату для клинопасової передачі менше 120° небажаний, у такому випадку необхідно збільшувати міжосьову відстань a_w .

k_l – коефіцієнт, що враховує вплив довжини ремня. Його вибирають залежно від відношення довжини паса L до умовної довжини L_0 :

L/L_0	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
k_l	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,13	1,15

За умовну довжину L_0 , при якій визначається P_0 відповідно до ДСТУ 1284.3-80, прийнято, мм:

Тип паса	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>E</i>
L_0	1 320	1 700	2 240	3 750	6 000	7 100	8 500

Отриману розрахункову кількість пасів Z округляють у більший бік, до найближчого цілого числа.

Таблиця 1.3 – Значення коефіцієнтів динамічного навантаження k_d залежно від різновиду навантаження

Режим роботи	Різнавид навантаження	k_d
I	Спокійна	1,0
II	Помірні коливання навантаження	1,1
III	Значні коливання навантаження	1,25
IV	Ударні й різко нерівномірні навантаження	1,5

Таблиця 1.4 – Значення кута обхвату залежно від виду передачі

Пасові	Кут обхвату α_1 , град						
	180	170	160	150	140	130	120
Плоскі	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82
Клинові	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

5. Вибір матеріалу шківів та визначення його деяких конструктивних розмірів.

5.1 Зазвичай шківів виготовляють із сірого чавуну. Його марку призначають залежно від окружної швидкості на ободі шківів: при $V \leq 15$ м/с – чавун марки СЧ 10; $V = 15-30$ – СЧ 15; $V = 30-35$ – СЧ 20. При швидкостях до 60 м/с шківів виготовляють сталевими.

5.2 Розміри канавок для паса та їхнє розташування на ободі шківа c, e, t, s, k приймають за даними таблиці 1.5 (див. рис. 1.4).

Таблиця 1.5 – Конструктивні розміри шківів і пасової передачі

Типорозмір паса	Розмір канавки				
	c	l	t	S	k
0	2,5	10	12	8	5,5
A	3,5	12,5	16	10	6
Б	5	16	20	12,5	7,5
В	6	21	26	17	10
Г	8,5	28,5	37,5	24	12
Д	10	34	44,5	29	15
Е	12,5	43	58	38	18

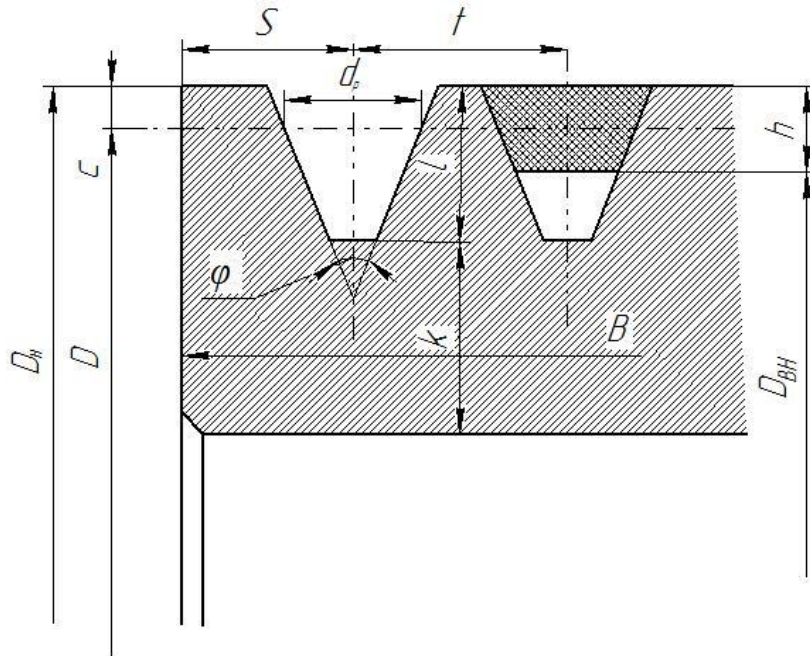


Рисунок 1.4 – Розміри канавок для паса та їхнє розташування на шківі

5.3 Ширина ободу шківа, мм:

$$B = (Z - 1)t + 2s. \quad (1.8)$$

5.4 Діаметр отвору під вал:

$$d_n = c_2 \sqrt{\frac{P_i}{n_i}}, \quad (1.9)$$

де c_2 – числовий коефіцієнт, який дорівнює 130–160;

P_i – потужність, яка передається конкретним шківом, кВт;

n_i – частота його обертання, хв^{-1} .

5.5. Зовнішній діаметр обода шківа, мм:

$$D_n = D_i + 2c, \quad (1.10)$$

де D_i – розрахунковий діаметр шківа, мм.

5.6 Внутрішній діаметр обода шківа, мм:

$$D_{\text{вн}} = D_i - 2l. \quad (1.11)$$

Кінцеві розміри шківів проставляють на прикладених ескізах.

Контрольні запитання

1. Подайте визначення клинопасової передачі.
2. Що таке передатне відношення?
3. Чому необхідно округляти деякі розрахункові значення до стандартних, що рекомендуються ДСТУ?
4. Від чого залежить необхідна кількість пасів передачі?

ВПРАВА № 2

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета вправи: вивчити конструкцію основних елементів зубчастих передач; засвоїти методику розрахунку зубчастої передачі згідно з вихідними даними таблиці 2.1.

Зміст вправи:

1. Ознайомитися з існуючими видами зубчастих передач (рис. 2.1).
 2. Накреслити загальну схему одноступінчастого зубчастого редуктора (рис. 2.2).
 3. Вивчити основні елементи зубчастої передачі.
 4. Порахувати кількість зубців зубчастого колеса та шестерні.
 5. Визначити діаметри шестірні й зубчастого колеса в одноступінчастому редукторі, схема якого наведена на рисунку 2.2.
- Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 2.1.

2.1 Загальні відомості

Зубчаста передача передає або перетворює за допомогою зачеплення рух зі зміною кутових швидкостей та крутних моментів від вала до робочого виконавчого механізму будівельної машини.

Редуктор – це зубчасті передачі, розміщені в корпусі із масляною ванною.

Переваги зубчастих передач: малі габарити, високий ККД (0,94–0,99), більша надійність, сталість передаточного числа, можливість використання в широкому діапазоні моментів, швидкостей та передатних відносин.

Недоліки: вимоги високої точності виготовлення, шум при роботі з високими швидкостями зубчастих коліс, особливо при використанні коліс із прямими зубцями.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 2

Номер з/п	Параметри електродвигуна		Передаточне число передачі	Тип зачеплення
	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, хв ⁻¹	u	
1	3,0	1430	4,0	Косозубе
2	11,0	965	2,5	Прямозубе
3	4,0	1440	5,0	Прямозубе
4	5,5	725	2,0	Косозубе
5	7,5	1440	5,6	Прямозубе
6	3,0	2880	2,0	Прямозубе
7	4,0	1440	3,15	Шевронне
8	7,5	725	2,0	Прямозубе
9	3,0	960	4,0	Прямозубе
10	10,0	1440	2,0	Косозубе
11	5,5	2880	5,6	Прямозубе
12	4,0	1440	2,5	Косозубе
13	5,5	960	2,8	Шевронне
14	3,0	960	3,5	Прямозубе
15	7,5	725	3,15	Прямозубе
16	4,0	2880	3,0	Шевронне
17	11,0	1440	5,6	Прямозубе
18	5,5	2880	2,0	Косозубе
19	7,5	965	2,5	Шевронне
20	4,0	960	2,8	Прямозубе

Зубчасті передачі дозволяють передавати рух між:

а) паралельними валами – циліндричними колесами (із прямими, косими й шевронними зубцями) – *циліндричні передачі* (рис. 2.1, а, б, в, г, д);

б) валами, осі яких перетинаються за допомогою конічних коліс (із прямими, круговими та, зрідка, тангенціальними зубами) – *конічні передачі* (рис. 2.1, ж, к, л);

в) двома валами, осі яких перехрещуються – *гіперболоїдні, гвинтові* (рис. 2.1, е); *гіпоїдні* (рис. 2.1, м); *черв'ячні передачі* (рис. 2.1, н).

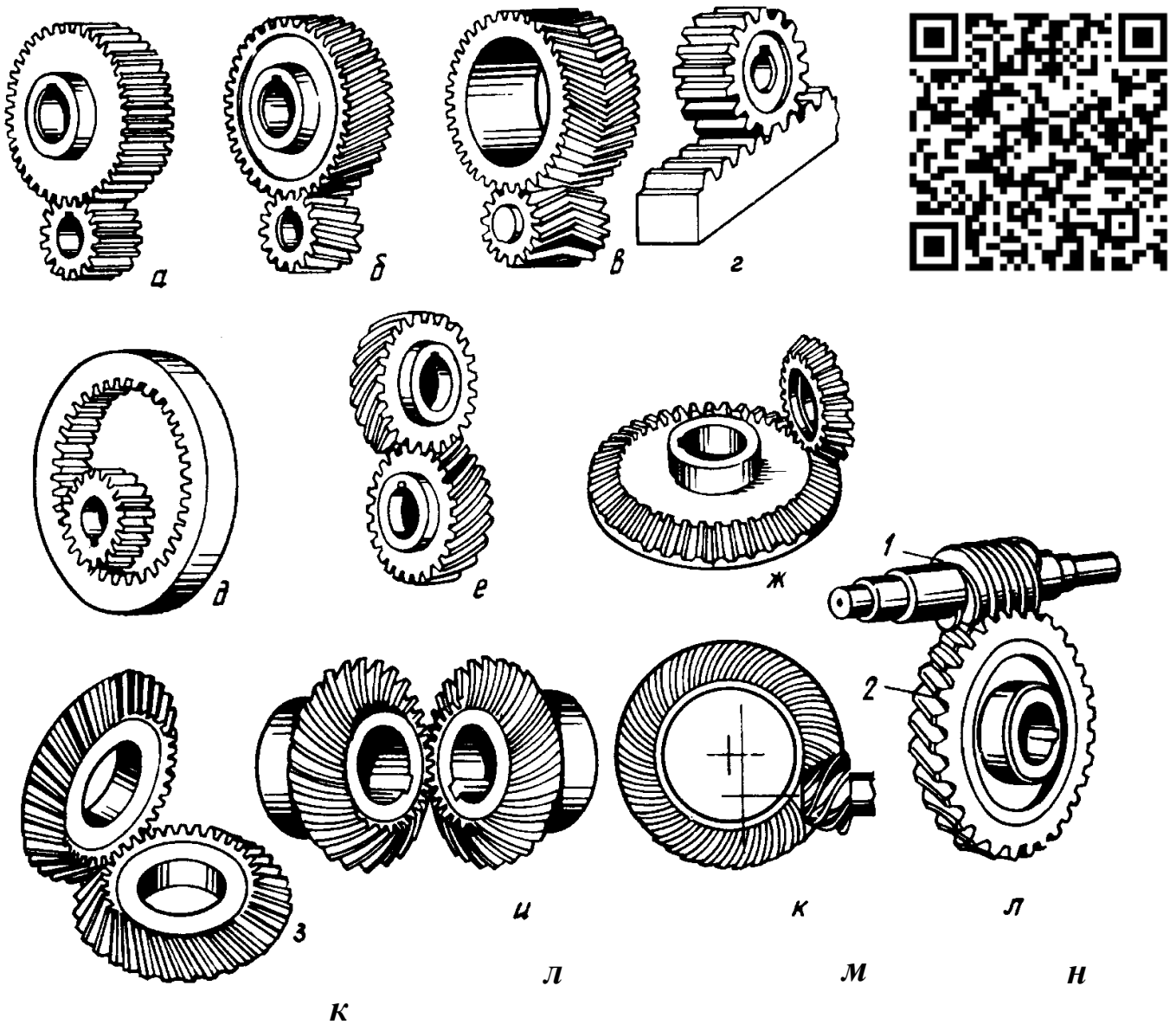


Рисунок 2.1 – Зубчасті передачі:
 а, г, д, ж – прямозубі; б, к – косозубі; в – шевронні; е, л, м – з криволінійним зубом; н – черв’ячна; 1 – черв’як; 2 – черв’ячне колесо

За конструктивним виконанням зубчасті передачі можуть бути *закритими* (розташовані в корпусі й забезпечені постійним змащенням, наприклад, як зазначено вище, – редуктори) і *відкритими* (працюють без масла або змащуються періодично).

2.2 Методика розрахунку

1. Визначаються крутний момент на валах редуктора (див. рис. 2.2.), Н·м

$$T_1 = \frac{9550P_d}{n_d}, \tag{2.1}$$

$$T_2 = T_1 u \eta, \tag{2.2}$$

$$\eta = \eta_d \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_M, \quad (2.3)$$

де T_1 – крутний момент на валу I електродвигуна та на шестірні 1, Н·м;

P_d – потужність на валу електродвигуна, кВт (табл. 2.1);

n_d – частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹ (табл. 2.1);

T_2 – крутний момент на вала II колеса 2, Н·м;

u – передаточне число зубчастої передачі (табл. 2.1);

η – ККД приводу редуктора;

$\eta_{эд}, \eta_{зп}, \eta_{п}, \eta_M$ – ККД електродвигуна, зубчастої передачі, підшипника й муфти (табл. 2.2.).

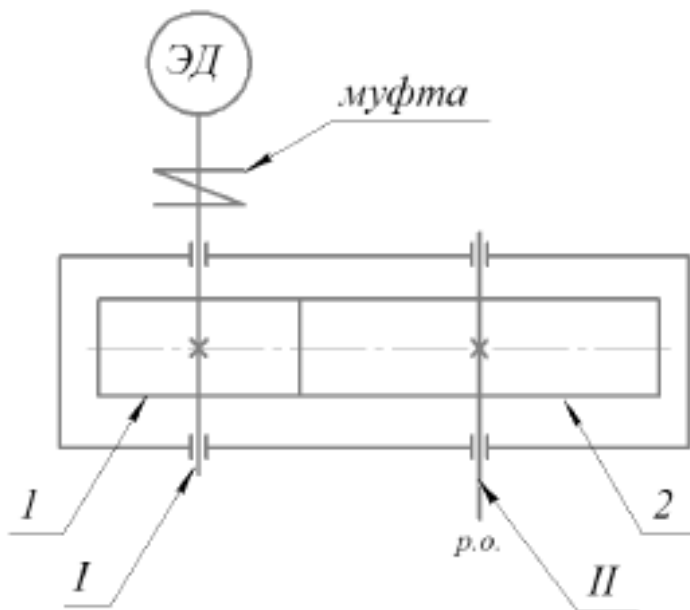


Рисунок 2.2 – Схема одноступінчастого зубчастого редуктора

Таблиця 2.2 – ККД елементів приводу

Передача	ККД	Передача	ККД
Закрита зубчаста:		Підшипники:	
– циліндрична;	0,97–0,98	– кочення;	0,99–0,995
– конічна	0,96–0,97	– ковзання	0,98–0,99
Відкрита зубчаста	0,95–0,96	Електродвигуна	0,83–0,95
Муфта	0,97–0,99	–	–

2. Міжосьова відстань визначається так, мм:

$$a_w = k_a (u + 1) \sqrt{\frac{T_2}{0,4 \cdot u^2 \cdot \sigma_n^2}}, \quad (2.4)$$

де $k_a = 495$ – для прямозубих коліс;

$k_a = 430$ – для косозубих та шевронних коліс;

σ_n – тривала контактна витривалість (для сталі 45 приймається рівною $\sigma_n = 520$ МПа).

Отримане значення міжосьової відстані (у мм) переважно округляють у більший бік зі стандартного ряду згідно із СТ СЭВ – 229-75:

– ряд I (кращий) – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1 000;

– ряд II – 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900.

3. Розміри зачеплення обирають відповідно до наведених нижче залежностей, мм:

– діаметр ділильної окружності колеса:

$$d_2 = 2a_w \frac{u}{u+1}; \quad (2.5)$$

– ширина колеса:

$$b_2 = 0,4 \cdot a_w. \quad (2.6)$$

Модуль зчеплення (мм) – це частина діаметра ділильного кола, що припадає на один зуб колеса. Зі збільшенням величини модуля збільшується площа зуба й, отже, можливе припустиме навантаження на нього.

Стандартне значення модуля приймають в інтервалі і обирають згідно із СТ СЭВ 310-76 (у мм):

$$m_t = a_w \cdot (0,01-0,02) :$$

– ряд I (кращий) – 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0;

– ряд II – 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11,0; 14,0.

Примітка. Стандартним модулем для **косозубих** коліс вважається нормальний модуль m_n ; для **шевронних** стандартний модуль може бути як нормальним m_n , так і окружним (торцевий) m_t . До того ж (у мм)

$$m_n = m_t \cdot \cos\beta \quad (2.7)$$

де β – кут нахилу зубів:

– для косозубих передач $\beta = 8-18^\circ$;

– для шевронних $\beta = 25-40^\circ$.

Кількість зубців зубчастої передачі та кут їхнього нахилу

$$Z_\Sigma = \frac{2a_w \cos\beta}{m_n}. \quad (2.8)$$

Значення Z_Σ округляється в **менший** бік й визначається, як дійсне значення кута нахилу:

$$\beta = \arccos \frac{Z_\Sigma m}{2a_w}. \quad (2.9)$$

Кількість зубів шестірні Z_1 і колеса Z_2 визначається так:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1}, \quad (2.10)$$

$$Z_2 = u \cdot Z_1. \quad (2.11)$$

Значення Z_1 округляють до найближчого цілого числа з урахуванням мінімально-припустимої кількості зубів:

- прямозубого зачеплення $Z_{\min} = 17$;
- косозубого та шевронного зачеплення $Z_{\min}^{\text{кос}} = 17 \cos^2 \beta$.

4. Фактичне уточнене передаточне число обирають відповідно до залежності

$$u^\phi = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.12)$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100. \quad (2.13)$$

5. Уточнена міжосьова відстань між шестірнею й зубчастим колесом у передачі варто визначити як, мм:

- для прямозубих передач:

$$a_w^\phi = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2}; \quad (2.14)$$

- для косозубих/шевронних передач:

$$a_w^\phi = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2 \cos \beta}. \quad (2.15)$$

6. Визначення основних геометричних параметрів шестірні й колеса проводиться за формулами таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Геометричні розміри шестірні й колеса, мм

Параметр, мм	Шестірня	Колесо
Ділильний діаметр. Прямозубе зачеплення	$d_1^d = mZ_1$	$d_2^d = mZ_2$
Ділильний діаметр. Косозубе/шевронне зачеплення	$d_1^d = \frac{mZ_1}{\cos \beta}$	$d_2^d = \frac{mZ_2}{\cos \beta}$
Діаметр вершин зубів	$d_1^a = d_1^d + 2m$	$d_2^a = d_2^d + 2m$
Діаметр западин зубів	$d_1^b = d_1^d - 2,5m$	$d_2^b = d_2^d - 2,5m$
Ширина вінця	$b_1^\phi = b_2^\phi + 2$	$b_2^\phi = a_w \psi_a$
Висота зуба	$h = h_a + h_f$	
Висота голівки зуба	$h_a = m$	
Висота ніжки зуба	$h_f = 1,25 m$	

У формулах ψ_a – коефіцієнт ширини вінця: для прямозубих і косозубих – 0,25–0,4; для шевронних – 0,5–1,0.

Контрольні запитання

1. Подайте визначення терміна «зубчаста передача».
2. Які типи зубчастих зачеплень ви знаєте?
3. Що таке модуль зачеплення?
4. Як визначається крутний момент на ведучому валу?

ВПРАВА № 3

ВИБІР ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

Мета вправи: вивчити кінематичні схеми приводів будівельних машин, їх складових, вибрати електродвигун відповідно до схеми приводу.

Зміст вправи:

1. Визначити загальний ККД приводу та необхідну потужність електродвигуна.
2. Обрати тип електродвигуна.
3. Визначити загальне передаточне число приводу та розподілити його між типами його передач.
4. Обчислити частоти обертання, потужність та крутний момент на валах приводу.

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 3.1 та схеми рисунка 3.1.

3.1 Загальні відомості

Привод, або силовий привод, – пристрій для приведення в дію різних технологічних машин за допомогою двигуна, стисненого повітря, рідини або пружин.

Класифікація

В електротехніці привод – пристрій для приведення в дію будь-якої машини, механізму або комутаційних апаратів:

- гальмівний привод – сукупність пристроїв гальмівної системи, які забезпечують передавання енергії від її джерела до гальмівних механізмів.
- привод машини – система, що складається з двигуна та пов'язаних із ним пристроїв для пересування одного чи кількох твердих тіл.

За використовуваною енергією розрізняють такі приводи:

- механічний (зубчаста, фрикційна, ланцюгова, пасова передача);
- гідравлічний;
- пневматичний;
- електричний.

За різновидом розподілу енергії механічний привод може бути:

- трансмісійним;
- груповим;
- одиничним (індивідуальним).

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 3

Номер з/п	Схема за рисунком 3.1	Тип передачі	Потужність на вихідному валу P_6 , кВт	Частота обертання вихідного вала n_6 , хв ⁻¹
1	а	Плоскопасова та циліндрична прямозуба	5,0	150
2	а		5,5	145
3	а		6,0	140
4	а		6,5	125
5	а		7,0	130
6	б	Плоскопасова та черв'ячна двозахідна	7,0	30
7	б		7,5	30
8	б		8,0	35
9	б		8,5	35
10	б		9,0	40
11	в	Клинопасова та циліндрична прямозуба	13,5	140
12	в		14,0	145
13	в		14,5	150
14	в		15,5	145
15	в		14,5	140
16	г	Клинопасова й конічна прямозуба	10,0	135
17	г		9,0	140
18	г		8,5	135
19	г		8,0	130
20	г		5,5	110

3.2 Методика розрахунку

1. Визначити потужність електродвигуна за формулою, кВт:

$$P_{дв} = \frac{P_6}{\eta_{заг}}, \quad (3.1)$$

де $\eta_{заг} = \eta_{н.н} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{м} \cdot (\eta_n)^k$,

$\eta_{н.н}$, $\eta_{зп}$ – ККД окремих пасової та зубчатої передач (табл. 3.2);

η_n – ККД підшипників, що враховує втрати в опорах;

$\eta_{м}$ – ККД муфти;

k – кількість валів або пар підшипників.

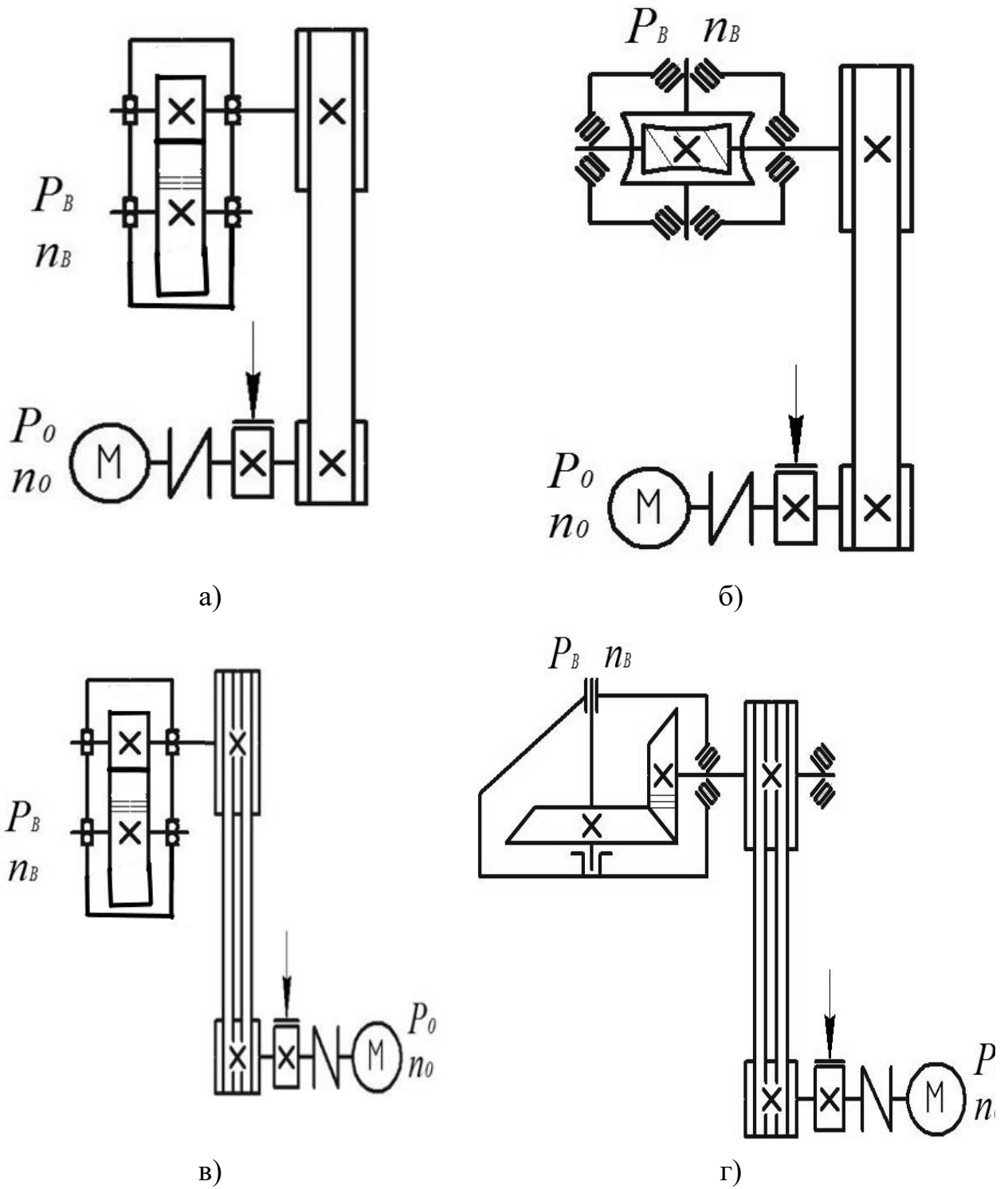


Рисунок 3.1 – Схеми приводів будівельних машин:
 а – схема приводу конвеєра; б – схема приводу кранової лебідки;
 в – схема приводу бетононасоса; г – схема приводу конусної дробарки

Таблиця 3.2 – Орієнтовні значення часткових ККД

Елементи приводу	η
Збчаста передача в редукторі (закрита):	
– циліндричний;	0,97–0,98
– конічний;	0,96–0,97
– черв'ячна	0,7–0,96
Зубчаста передача відкрита:	0,95–0,96
Ланцюгова передача	0,9–0,97
Пасова передача:	
– плоскопасова;	0,95–0,97
– клинопасова	0,94–0,96
Підшипники (одна пара)	0,98–0,995
Муфти	0,97–0,99

2 Частоту обертання вала електродвигуна визначаємо відповідно до залежності

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{в}} \cdot u_{\text{нн}} \cdot u_{\text{зн}}, \quad (3.2)$$

де $u_{\text{нн}}$, $u_{\text{зн}}$ – передаточні числа окремих передач.

Значення передаточного числа u для різних типів передач

Зубчаста в редукторі:

– циліндрична.....	6–40
– конічна.....	4–6
– черв'ячна.....	16–80

Відкрита зубчаста:

– циліндрична.....	4–16
– конічна.....	4–8
Ланцюгова.....	2–5
Пасова.....	2–4

3. Користуючись таблицею 3.3, підібрати електродвигун потужністю P_0 з частотою обертання n_0 ротора, значення яких у найближчі до отриманих раніше $P_{\text{дв}}$ і $n_{\text{дв}}$. Під час вибору P_0 допускається перевантаження двигуна до 5–8 % при постійному та до 10–12 % при змінному навантаженнях.

4. Визначити загальне передаточне число приводу:

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_0}{n_{\text{в}}}, \quad u_{\text{заг}} = u_{\text{нн}} \cdot u_{\text{зн}}. \quad (3.3)$$

Отримане в результаті розрахунку загальне передаточне число розподіляють між видами й ступенями передач.

Якщо в кінематичній схемі приводу, крім зубчастих передач, є пасова передача, то спочатку визначають її передаточне число, щоб забезпечити пропорційність деталей таких передач із іншими деталями приводу.

5. Діаметр меншого шківa пасової передачі, мм:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_o}{n_o}}, \quad (3.4)$$

де P_o, n_o – потужність електродвигуна й частота обертання ротора.

Таблиця 3.3 – Двигуни закриті єдиної серії, що обдуваються, 4А (тип / асинхронна частота обертання, хв⁻¹)

Потужність, кВт	Синхронна частота, хв ⁻¹			
	3 000	1 500	1 000	7 50
0,23	–	–	–	71У8/680
0,37	–	–	4А 71Ф6/910	4А 80А8/675
0,55	–	4А 71А4/1390	4А 71У6/900	
0,75	4А 71А2/2840	4А 71У4/1390	4А 80А6/915	4А 90ЛА8/700
1,1	4А 71У2/2810	4А 80А4/1420	4А 80У6/920	4А 90ЛВ8/700
1,5	4А 80А2/2850	4А 80У4/1415	4А 90Л6/935	4А 100Л8/700
2,2	4А 80У2/2850	4А 90Л4/1425	4А 100Л6/950	4А 112МА8/700
3	4А 90Л2/2840	4А 100S4/1435	4А 112МА6/950	4А 112МВ8/700
4	4А 100S2/2880	4А 100Л4/1430	4А 112МВ6/960	4А 132S8/720
5,5	4А 100Л2/2880	4А 112М4/1445	4А 132S6/965	4А 132М8/720
7,5	4А 112М2/2900	4А 132S4/1455	4А 132М6/970	4А 160S8/730
11	4А 132М2/2900	4А 132М4/1460	4А 160S6/975	4А 160М8/730
15	4А 160S2/2940	4А 160S4/1465	4А 160М6/975	4А 180М8/730
18,5	4А 160М2/2940	4А 160М4/1465	4А 180М6/975	–
22	4А 180S2/2945	4А 180S4/1470	–	–
30	4А 180М2/2945	4А 180М4/1470	–	–

6. Діаметр більшого шківa, мм:

$$D_2 = D_1 \cdot u_{п.п} (1 - \varepsilon), \quad (3.5)$$

де $u_{п.п}$ – передаточне число пасової передачі;

ε – коефіцієнт, що враховує відносне ковзання паса (для прогумованих і текстильних пасів $\varepsilon = 0,01$).

7. Отримані значення D_1 і D_2 округлити відповідно до рекомендованого ряду діаметрів, мм: 50; 63; 80; 90; 100; 123; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1 000; 1 120; 1 250.

8. Після вибору діаметрів D_1 і D_2 уточнюємо передаточне число пасової передачі:

$$u_{п.п} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (3.6)$$

9. Передаточне число u_2 зубчастих передач вибрати з такого ряду чисел згідно з ДСТ 8032-84: 1; (1,12); 1,24; (1,4); 1,6; (1,8); 2; (2,24); 2,5; (2,8); 3,15; (3,55); 4; (4,5); 5; (5,6); 6,3; (7,1); 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 31,5; (35,5); 40; 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100 відповідно до залежності

$$u_{з.п} = \frac{u_{заг}}{u_{п.п}} \quad (3.7)$$

10. Визначити частоту обертання n , потужність P і крутний момент T на швидкохідному та тихохідному валу привода, користуючись уточненими значеннями передаточних відношень.

10.1 Частота обертання, хв^{-1} :

– швидкохідного вала:

$$n_{\text{шв}} = \frac{n_0}{u_{\text{п.п.}}}, \quad (3.8)$$

– тихохідного вала:

$$n_{\text{тих}} = \frac{n_{\text{шв}}}{u_{\text{з.п.}}} = \frac{n_0}{u_{\text{п.п.}} \cdot u_{\text{з.п.}}}. \quad (3.9)$$

10.2 Потужність, кВт:

– швидкохідного вала:

$$P_{\text{шв}} = P_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{п.п.}}, \quad (3.10)$$

– тихохідного валу:

$$P_{\text{тих}} = P_{\text{шв}} \eta_{\text{з.п.}} \eta_{\text{п}}^k = P_0 \eta_m \eta_{\text{п.п.}} \eta_{\text{з.п.}} \eta_{\text{п}}^k, \quad (3.11)$$

де $\eta_m, \eta_{\text{п.п.}}, \eta_{\text{з.п.}}, \eta_{\text{п}}$ – ККД муфти, пасової передачі, зубчатої передачі, підшипників (табл. 3.2);

k – кількість валів або пар підшипників.

10.3 Крутні моменти (Н·м):

– швидкохідного вала:

$$T_{\text{шв}} = \frac{P_{\text{шв}}}{\omega_{\text{шв}}} = \frac{30P_{\text{шв}}}{\pi n_{\text{шв}}}, \quad (3.12)$$

– тихохідного вала:

$$T_{\text{тих}} = \frac{P_{\text{тих}}}{\omega_{\text{тих}}} = \frac{30P_{\text{тих}}}{\pi n_{\text{тих}}}, \quad (3.13)$$

де $\omega_{\text{шв}}, \omega_{\text{тих}}$ – кутова швидкість обертання, відповідно, швидкохідного та тихохідного (вихідного) валів, с^{-1} .

11. За отриманими результатами складаємо підсумкову таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Підсумкова таблиця

Позначення вала	Частота обертання, хв^{-1}	Потужність, кВт	Крутний момент, Н·м
Ведучий	n_0	P_0	
Швидкохідний	$n_{\text{шв}}$	$P_{\text{шв}}$	$T_{\text{шв}}$
Тихохідний	$n_{\text{тих}}$	$P_{\text{тих}}$	$T_{\text{тих}}$

Контрольні запитання

1. Які механічні передачі ви знаєте?
2. Які типи зубчастих передач використовуються в приводах будівельних машин?
3. З яких елементів складається привід будівельної машини?

ВПРАВА № 4

РОЗРАХУНОК СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Мета вправи: освоїти методику розрахунку стрічкового конвеєра відповідно до різновиду матеріалу, що транспортується, та умов його експлуатації.

Зміст вправи:

1. Накреслити схему похилого конвеєра.
2. Визначити необхідну ширину стрічки конвеєра.
3. Розрахувати максимальний натяг стрічки та необхідну кількість прокладок у ній.
4. Вибрати електродвигун.
5. Визначити конструктивні розміри барабанів конвеєра.
6. Підібрати редуктор.

Розрахунок проводять згідно з вихідними даними, наведеними в таблиці 4.1.

4.1 Загальні відомості

Конвеєр – це машина безперервної дії, призначена для переміщення сипучих, кускових або штучних вантажів. Конвеєри класифікують за певними ознаками залежно від:

- напрямку переміщення вантажів: горизонтальні, вертикальні, похилі;
- установки самого конвеєра або деталей: напідлогові, почіпні;
- види тягового органа: стрічкові, ланцюгові, канатні, без тягового органа (гравітаційні, інерційні, гвинтові).

У будівництві використовують стрічкові, пластинчасті, скребкові, ковшові, гвинтові та інерційні конвеєри.

Стрічковий конвеєр (рис. 4.1, а) становить нескінченну стрічку (4), яка охоплює два барабани, один із яких (6) – ведучий, а другий (2) – ведений. Стрічкові конвеєри у будівництві слугують для переміщення як насипних, так і штучних вантажів.

Залежно від типу роликоопор стрічка може мати плоску або жолобчасту форму (рис. 4.1 а, б). Жолобчаста форма стрічки забезпечує більшу продуктивність конвеєра при тій самій ширині та швидкості стрічки.

Продуктивність стрічкового конвеєра (т/ч) визначається за кількістю насипного (штучного) вантажу, що надходить до нього і який за одиницю часу повинен бути переміщений у заданому напрямі на задану відстань. Продуктивність знижується зі збільшенням кута нахилу до обрїю (кут нахилу не перевищує 18–22°).

Таблиця 4.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 4

№ з/п	Продуктивність конвеєра	Матеріал, що транспортується	Максимальні розміри шматків	Середня щільність	Довжина конвеєра	Кут нахилу	Матеріал стрічки конвеєра	Атмосфера, у якій працює конвеєр
	Пк, т/год		d_{\max} , мм	ρ_0 , т/м ³	L , м	β , град		
1	210	Бита цегла	25	2,2	35	10	ОПБ	У приміщенні з підвищеною вологістю
2	160	Шлаковий цемент	50	1	55	13		
3	220	Пісок	65	1,9	45	22		
4	150	Портландцемент	65	1,4	30	19	ОПБ	
5	130	Щебінь гранітний сортований	65	1,6	40	10	СТ	На відкритому повітрі, пил
6	160	Гранітний щебінь	40	1,7	55	13	ОПБ	
7	130	Земля	65	1,6	20	15	Б820	
8	160	Гравій звичайний	30	1,55	60	12	ОПБ	На відкритому повітрі
9	100	Шлак звичайний	25	0,65	40	18	Б820	На відкритому повітрі, пил
10	130	Земля	40	1,2	30	12	Б820	
11	180	Крейда	25	1,35	48	22	ОПБ	Нормальна вологість
12	100	Шлак звичайний	20	0,7	50	14	Б820	
13	120	Гравій сортований	35	1,7	40	11	Б820	
14	140	Мокрі шлаки	65	0,95	50	11	ОПБ	Підвищена вологість
15	160	Шлаковий цемент	25	0,9	55	12	ОПБ	
16	120	Гравій сортований	40	1,55	63	11	Б820	
17	150	Портландцемент	25	1,4	35	12	Б820	
18	200	Мокрий пісок	50	1,8	40	19	ОПБ	Сухе приміщення
19	225	Портландцемент	25	1,25	30	10	Б820	
20	150	Крейда	50	1,5	30	20	ОПБ	

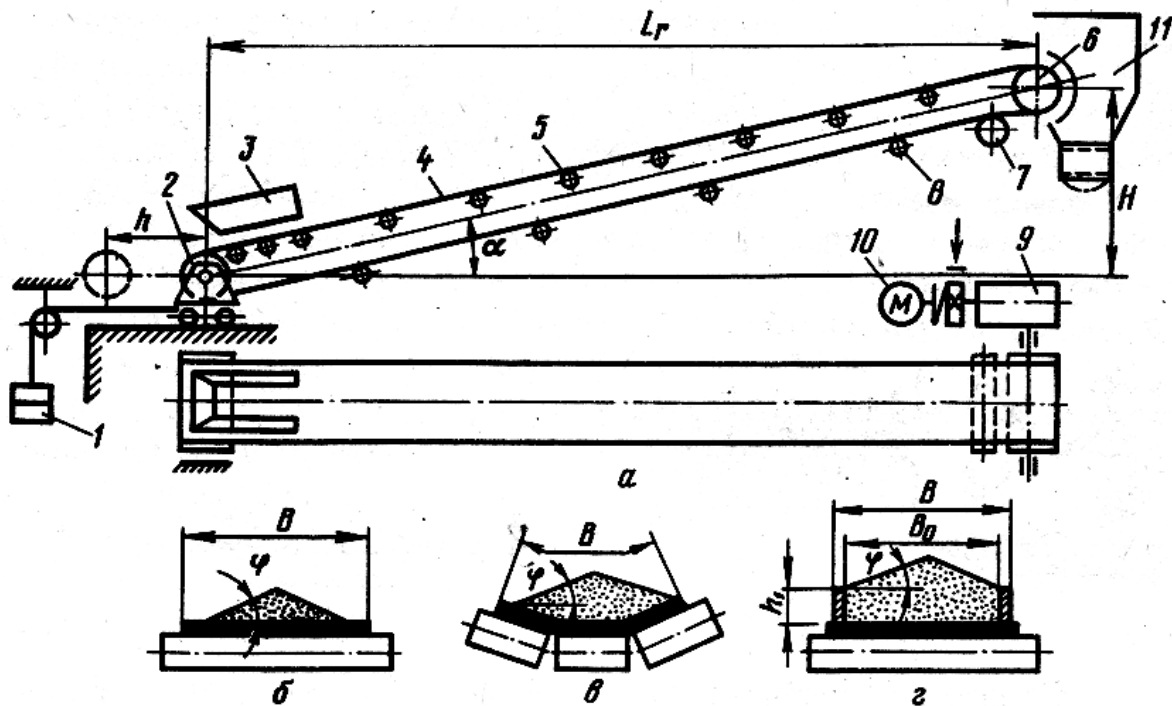


Рисунок 4.1 – Стрічковий конвеєр:

а – конструктивна схема; б, в – із прямою та жолобчастою стрічками; г – із прямою стрічкою та бортами; 1 – натяжний пристрій; 2, 6 – ведений і ведучий барабани; 3, 11 – завантажувальна та розвантажувальна лійки; 4 – стрічка; 5, 8 – верхня та нижня роликоопори; 7 – барабан, що відхиляє; 9 – редуктор; 10 – двигун; L_r – довжина по горизонталі; H – висота підйому; h – хід натяжного барабана; α – кут нахилу; φ – кут природного укоосу матеріалів; h_1 – висота борта

4.2 Методика розрахунку

1. Накреслити розрахункову схему стрічкового конвеєра (рис. 4.2).

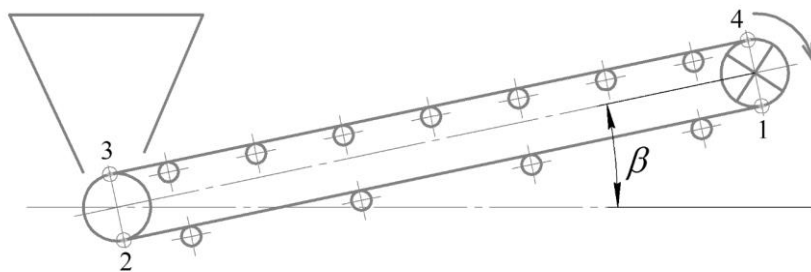


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема похилого стрічкового конвеєра

2. Визначити необхідну ширину стрічки (м), за заданою продуктивністю. Розрахунок ширини стрічки проводиться за формулою

$$B = \sqrt{\frac{P_k C}{3600 \cdot 0,11 \cdot V \rho_0}}, \quad (4.1)$$

де P_k – конструктивна продуктивність конвеєра, т/ч;

V – швидкість стрічки, м/с;

ρ_0 – середня щільність матеріалу, т/м³;

C – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності конвеєра при установці його під кутом.

Значення коефіцієнта C залежно від кута нахилу конвеєра:

– для кута нахилу конвеєра – 10–15°, коефіцієнт $C = 0,95$;

– для кута нахилу конвеєра – 16–20°, коефіцієнт $C = 0,9$;

– для кута нахилу конвеєра – 20–22°, коефіцієнт $C = 0,86$.

Швидкість руху стрічки визначається залежно від різновиду вантажу, що транспортується, у таких межах, м/с:

– для гравію й щебеню..... $V = 1,0–1,5$

– для шлаків..... $V = 0,5–1,0$

– для пилоподібних матеріалів.. $V = 0,8–1,0$

– для піску й землі..... $V = 1,0–2,5$

Ширину конвеєрної стрічки (м), обрану за умовами заданої продуктивності, потрібно перевірити за крупністю матеріалу, що транспортується:

– для рядового матеріалу..... $B \geq 2d_{\max} + 0,2$ (4.2)

– для сортового матеріалу..... $B \geq 3,3d_{\max} + 0,2$ (4.3)

Для подальших розрахунків приймаємо більше значення ширини стрічки з отриманих за залежністю (4.1), (4.2) або (4.3). Остаточну ширину стрічки обирають за ДСТУ, округливши розрахункове значення ширини до найближчого більшого стандартного значення, м: 0,3; 0,4; 0,5; 0,65; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0.

Після вибору стандартної ширини стрічки проводиться уточнення робочої швидкості руху стрічки, м/с:

$$V_{\text{уточн}} = \frac{B^2}{B_0^2} V, \quad (4.4)$$

де B – розрахункова ширина стрічки, м;

B_0 – прийняте значення ширини стрічки за ДСТУ, м;

V – попередньо обрана швидкість, м/с.

3. Тяговий розрахунок конвеєра методом обходу за контуром.

Тяговий розрахунок дозволяє визначити необхідну кількість прокладок у конвеєрній стрічці, а також вибрати привід конвеєра.

Для проведення розрахунку користуються схемою за рисунком 4.2. Розрахунок проводять методом обходу за характерними крапках тягового контуру (рис. 4.2, крапки 1, 2, 3, 4).

Спочатку визначаємо силу опору на ділянках, потім зусилля в характерних крапках.

3.1 Визначення сили опору на ділянках (1–2) (W_{1-2}) та (3–4) (W_{3-4}), Н:

$$W_{1-2} = (q_n \cdot \cos\beta + q_{p.n.}) \cdot L \cdot W - q_n \cdot L, \quad (4.5)$$

$$W_{3-4} = [(q + q_n) \cdot \cos\beta + q_{p.гр.}] \cdot L \cdot W + (q + q_n) \cdot L \cdot \sin\beta, \quad (4.6)$$

де q_n – лінійна сила ваги стрічки, Н/м;

$$q_n = (245 \dots 340) B_0, \quad (4.7)$$

де B_0 – ширина стрічки, м;

β – кут нахилу конвеєра, град;

$q_{p.n.}$ – лінійна сила ваги обертових елементів роликкоопор порожньої ланки стрічки, Н/м;

$$q_{p.n.} = \frac{q \cdot m_p}{l_k}, \quad (4.8)$$

де m_p – маса обертових елементів роликкоопор, кг (табл. 4.2);

l_k – відстань між роликкооперами в порожній вітві, $l_k = 2,5-3,5$ м;

q – погонна вага вантажу, що транспортується, Н/м:

$$q = \frac{\Pi_k}{0,36 \cdot V_{\text{уточн}}}, \quad (4.9)$$

де L – довжина конвеєра, м;

W – коефіцієнт опору руху стрічки по роликкооперах (див. табл. 4.3);

$q_{p.гр.}$ – вага обертових елементів роликкоопор навантаженої гілки, яка припадає на один погонний метр стрічки, Н/м:

$$q_{p.гр.} = \frac{q \cdot m_p}{l_{гр}}, \quad (4.10)$$

де $l_{гр}$ – відстань між роликкооперами навантаженої гілки конвеєра, $l_{гр} = 1,1-1,5$ м.

3.2. Початок визначення зусиль проводять із крапки 1. Натяг у кожній наступній крапці дорівнює натягу попередньої плюс сила опору на ділянці стрічки між двома крапками:

$$S_{i+1} = S_i + W_{\text{від } i \text{ до } i+1}. \quad (4.11)$$

Зусилля в крапці (2) визначається так, Н:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \quad (4.12)$$

де S_1 – зусилля в крапці 1, Н;

W_{1-2} – опір на ділянці 1–2 конвеєра, Н.

Зусилля в крапці 3 тягового контура конвеєра, Н:

$$S_3 = k_2 \cdot S_2, \quad (4.13)$$

де k_2 – коефіцієнт зосереджених опорів (при куті обхвату натяжного барабана $\alpha = 180^\circ$ приймаємо $k_2 = 1,05-1,06$).

Зусилля в крапці 4, Н:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}, \quad (4.14)$$

де W_{3-4} – опір на похилій ділянці вантажної галузі конвеєра, Н.

Найбільшого натягу стрічка конвеєра зазнає в крапці 4, а за початок обходу за контуром прийнята крапка 1.

Сили натягу S_1 і S_4 зв'язані співвідношенням відповідно до формули Ейлера

$$S_4 = e^{f\alpha} \cdot S_1, \quad (4.15)$$

де e – підстава натурального логарифму;

α – кут обхвату стрічкою поверхні барабана, град ($\alpha = 3,14$ радіан, якщо в конструкції конвеєра немає відхиляючого барабана, у разі використання відхиляючого барабана $\alpha = 3,8-4,2$ радіани);

f – коефіцієнт зчеплення стрічки з барабаном (табл. 4.4).

Зусилля натягу S_1 і S_4 визначаються відповідно до системи рівнянь (4.14) і (4.15):

$$\begin{cases} S_4 = k_2 \cdot (S_3 + W_{1-2}) + W_{3-4} \\ S_4 = e^{f\alpha} \cdot S_1 \end{cases}. \quad (4.16)$$

Розв'язок системи рівнянь (6.10) виглядає так:

$$S_1 = \frac{k_2 \cdot W_{1-2} + W_{3-4}}{e^{f\alpha} - k_2}. \quad (4.17)$$

Після визначення зусилля S_1 відповідно до залежності (4.17) визначаються всі інші зусилля – S_2, S_3, S_4 .

Таблиця 4.2 – Маса обертових елементів роликоопор, m_p , кг

Ширина стрічки, м	Жолобчаста роликоопора			
	у нормальному виконанні		у важкому виконанні	
	Діаметр ролика, мм	Маса, кг	Діаметр ролика, мм	Маса, кг
0,40	102	10,0	–	–
0,50	102	11,5	–	–
0,65	102	12,5	–	–
0,80	127	22,0	159	45,0
1,00	127	25,0	159	50,0
1,20	127	29,0	159	57,0
1,40	159	50,0	194	108,0
1,6	–	–	194	116,0
2,0	–	–	219	190,0

Таблиця 4.3 – Коефіцієнт опору руху стрічки по роликоопорах залежно від умови роботи конвеєра

Умови роботи конвеєра	Коефіцієнт W
У чистому сухому приміщенні без пилу	0,02
У нормальному приміщенні з нормальною вологістю повітря за наявності невеликої кількості абразивного пилу	0,025
Пересувні конвеєри при гарних умовах роботи	0,03
В неопалюваних приміщеннях з підвищеною вологістю або на відкритому повітрі, де є велика кількість абразивного пилу	0,04

Таблиця 4.4 – Коефіцієнт f зчеплення стрічки з барабаном

Тип барабана	Стан поверхонь барабана і стрічки, що дотикаються		Атмосферні умови	Коефіцієнт f
Нефутерований барабан	1	Чисті	Сухо	0,35
	2	Запилені	Сухо	0,3
	3	Забруднені нелипкими вантажами (пісок, вугілля)	Волого	0,25
	4	Забруднені липкими вантажами (глина) або обмерзлі	Волого, морозно	0,1
Футерований барабан	1	Чисті	Сухо	0,4
	2	Запилені	Сухо	0,35
	3	Забруднені нелипкими вантажами (пісок, вугілля)	Волого	0,25
	4	Забруднені липкими вантажами (глина) або обмерзлі	Волого, морозно	0,1

4. Визначити необхідну кількість прокладок конвеєрної стрічки.

За найбільшим натягом стрічки S_4 визначається необхідна кількість прокладок у стрічці Z .

Необхідна кількість прокладок Z у стрічці визначається за умовою міцності на розрив за найбільшим натягом, шт.:

$$Z = 1.1 \frac{S_{\text{наиб}}}{B_0 [\sigma_p]}, \quad (4.18)$$

де $S_{\text{наиб}}$ – найбільший натяг стрічки, Н;

B_0 – прийнята стандартна ширина стрічки, см;

$[\sigma_p]$ – питоме напруження, що допускається, в 1 см однієї прокладки, Н/см.

Для кожної стандартної ширини стрічки є діапазон кількості прокладок, що допускається. Значення кількості прокладок залежно від ширини стрічки:

- для ширини стрічки $B_0 = 0,3$ м кількість прокладок $Z = 3-5$ шт;
- для ширини стрічки $B_0 = 0,4$ м кількість прокладок $Z = 6-8$ шт;
- для ширини стрічки $B_0 = 0,5-0,6$ м кількість прокладок $Z = 8-9$ шт;
- для ширини стрічки $B_0 = 0,7$ м кількість прокладок $Z = 9-10$ шт;
- для ширини стрічки $B_0 = 0,8-1,0$ м кількість прокладок $Z = 10-11$ шт;
- для ширини стрічки $B_0 = 1,0$ м і більше кількість прокладок $Z = 11-12$ шт.

Напруга, що допускається, визначається, як відношення межі σ_p міцності до коефіцієнта запасу міцності k_1 :

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_p}{k_1}. \quad (4.19)$$

Межа міцності σ_p на розтягнення залежить від матеріалу стрічки:

- для бельтингу Б820 – $\sigma_p = 600$ Н/см;
- для бельтингів ОПБ – $\sigma_p = 1300$ Н/см;
- для синтетичної тканини – $\sigma_p = 3000$ Н/см.

Значення k_1 вибираємо залежно від ширини стрічки та кількості її прокладок:

- при $Z = 2...3$ – $k_1 = 9$;
- при $Z = 4...5$ – $k_1 = 9,5$;
- при $Z = 6...8$ – $k_1 = 10,0$;
- при $Z = 9...12$ – $k_1 = 11,0$.

Якщо за розрахунком необхідна кількість прокладок більша, ніж передбачені рекомендовані значення, необхідно прийняти більшу стандартну ширину стрічки B_0 і зробити перерахунок величини Z .

5. Вибрати привід конвеєра (рис. 4.3).

Необхідна потужність двигуна, кВт

$$N_{дв} = \frac{TV_{уточн}}{1000\eta}, \quad (4.20)$$

де T – необхідне тягове зусилля на приводному барабані конвеєра, Н;

$\eta = 0,75-0,80$ – ККД приводу барабана.

Тягове зусилля на барабані конвеєра

$$T = S_{нб} - S_{сб} = S_4 - S_1. \quad (4.21)$$

Настановна потужність електродвигуна

$$N_{уст} = k_3 \cdot N_{дв}, \quad (4.22)$$

де $k_3 = 1,1-1,15$ – коефіцієнт запасу потужності двигуна.

За $N_{уст}$, користуючись таблицею А.1 додатка А, підбирають електродвигун типу МТ, МТК, 4АС.

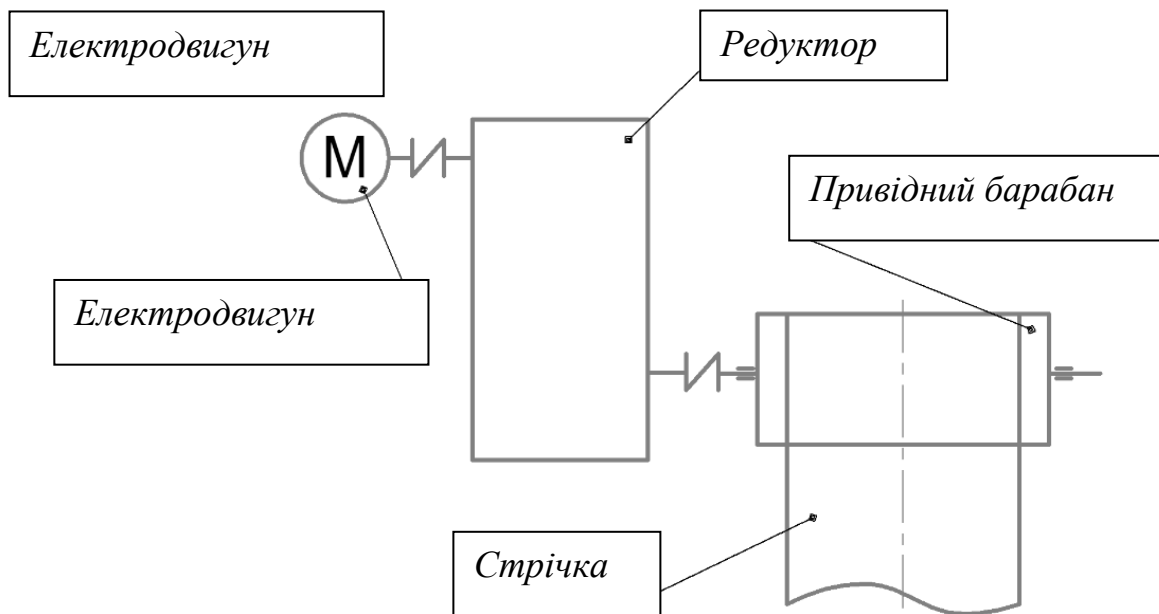


Рисунок 4.3 – Кінематична схема приводу конвеєра

6. Визначити основні конструктивні розміри барабана конвеєра.

Діаметр приводного барабану, мм:

$$D_{\text{прив}} = (120 \dots 150)Z . \quad (4.23)$$

Діаметр натяжного барабана, мм:

$$D_{\text{нат}} = 100 \cdot Z . \quad (4.24)$$

Довжина барабана, мм:

$$L_{\sigma} = B_0 + 100 . \quad (4.25)$$

7. Підібрати редуктор.

Передаточне число редуктора визначається, як

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\sigma}} , \quad (4.26)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання двигуна, хв^{-1} ;

n_{σ} – частота обертання барабану, хв^{-1} .

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_{\text{уточн}}}{\pi \cdot D_{\text{прив}}} . \quad (4.27)$$

За U , $N_{\text{уст}}$, $n_{\text{дв}}$, користуючись таблицею А.2 додатка А, варто вибрати редуктор.

Контрольні запитання

1. За якими конструктивними особливостями класифікують конвеєри, які використовуються в будівництві?
2. Охарактеризуйте конструктивні особливості стрічкового конвеєра?
3. На що впливає кут нахилу конвеєра?
4. Як варто визначати продуктивність стрічкового конвеєра з урахуванням властивостей вантажу, що транспортується?

ВПРАВА № 5

РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ЛЕБІДКИ (МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН)

Мета вправи: засвоїти методику розрахунку лебідки; навчитися підбирати лебідки для конкретних умов підйому будівельних елементів і конструкцій стосовно до вантажопідйомної машини, що експлуатується.

Зміст вправи:

1. Накреслити схему поліспасти відповідно до свого варіанта.
2. Визначити загальний коефіцієнт корисної дії піднімального механізму.
3. Підібрати сталевий канат.
4. Визначити довжину та діаметр каната, канатоємність барабана лебідки.
5. Визначити необхідну потужність при усталеному русі вантажу та підібрати електродвигун.
6. Підібрати редуктор.

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 5.1.

5.1 Загальні відомості

Лебідка – машина для піднімання або переміщення вантажів за допомогою тягового каната чи ланцюга (рис. 7.1). У разі потреби лебідку поєднують із поліспастром. Вона є також частиною талі. Лебідка складається з електродвигуна, редуктора, барабана, рами, гальмівної системи.

За призначенням розрізняють лебідки маневрові та вантажні. Маневрові лебідки використовують на пересувних навантажувальних станціях для виконання транспортних операцій.

За кількістю барабанів лебідки поділяють на однобарабанні та двобарабанні, а за видом енергії – на електричні та пневматичні. Лебідки забезпечують тягові зусилля в межах від 2,5 до 200 кН. Тягове зусилля на канатах сучасних вітчизняних лебідок, які використовуються найчастіше, – 4,5–18 кН, канатомісткість – 130–150 м, швидкість руху робочого органу – 0,25–0,7 м/с, діаметр каната – 12,5 мм.

Конструкція та пристрій лебідок.

Електричні лебідки використовуються для підйому вантажу або стріли (піднімальні) і для пересування вантажного візка (тягові) (рис. 5.2).

Піднімальні електрореверсивні лебідки можуть бути загального призначення та спеціальні кранові. Перші використовуються як механізми підйому вантажу на будівельних підйомниках, легких кранах, а також як самостійні найпростіші вантажопідйомні машини при виконанні будівельних, монтажних і ремонтних робіт.

Піднімальні електричні лебідки характеризуються наявністю твердого зв'язку між барабаном і електродвигуном.

Підйом вантажів лебідкою здійснюється за допомогою поліспастів.

Поліспасти – це система, що складається з декількох рухливих і нерухливих блоків та гілок каната, що послідовно огинає всі блоки; її призначенням є виграш у силі або швидкості (рис. 5.3).

Головний параметр поліспастів – *кратність $i_{пол}$* . Кратність поліспастів – це відношення числа несучих гілок каната, з'єднаних безпосередньо з вантажем, до числа гілок, що намотуються на барабан лебідки.

Поліспасти бувають одинарні (на барабан намотується одна ділянка (рис. 7.1, схема I, II, III)) – підйомники, баштові крани, і здвоєні (на барабан одночасно намотуються дві ділянки каната (рис. 5.1, схема IV)) – прогонні крани.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 5

№ з/п	Схема канатного поліспасти (рис. 5.4)	Вид вантажопідйомної машини	Вага вантажу, що піднімається, Q, кг	Швидкість підйому вантажу, $V_{вант}$, м/с	Висота підйому вантажу, Н, м	Режим роботи лебідки, ПВ, %
1	II	Баштовий кран	2 000	1,2	65	25
2	III	Баштовий кран	1 700	1,2	70	40
3	II	Баштовий кран	800	0,9	35	40
4	III	Баштовий кран	1 200	1,0	60	25
5	IV	Козловий кран	7 200	0,17	15	25
6	II	Баштовий кран	1 800	0,85	72	40
7	I	Будівельний підйомник	700	1,3	150	40
8	III	Баштовий кран	2 200	0,65	78	25
9	I	Будівельний підйомник	450	0,50	35	40
10	II	Баштовий кран	1 600	0,95	63	40
11	III	Баштовий кран	1 700	0,80	70	40
12	II	Баштовий кран	1 400	0,75	75	25
13	II	Баштовий кран	750	0,8	30	25
14	IV	Козловий кран	1 500	0,14	25	40
15	I	Будівельний підйомник	300	0,5	30	40
16	II	Баштовий кран	2 850	0,6	67	25
17	I	Будівельний підйомник	500	0,2	45	25
18	III	Баштовий кран	2 300	0,5	67	40
19	IV	Козловий кран	6 900	0,33	28	25
20	I	Будівельний підйомник	420	0,5	20	40

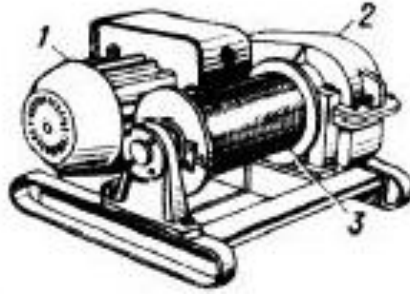


Рисунок 5.1 – Лебідка:

1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – барабан із канатом

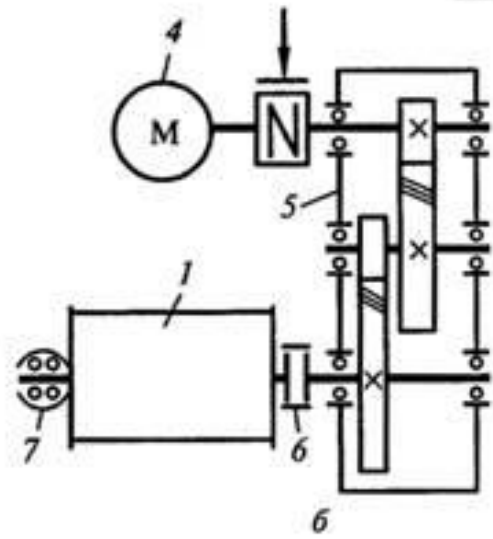
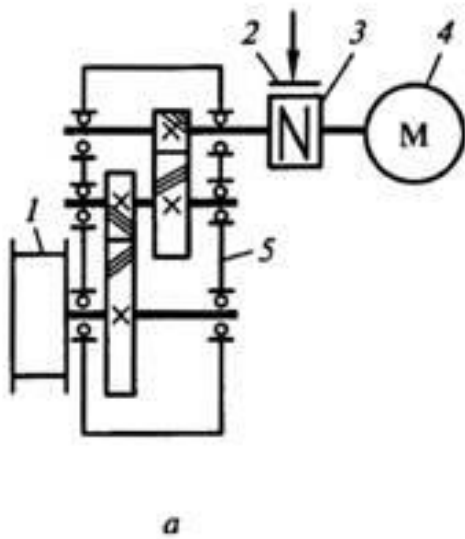


Рисунок 5.2 – Кінематичні схеми електричних реверсивних лебідок ТЛ-14А, ТЛ-14Б (а) і ТЛ-7А-1, ТЛ-7Б-1, ТЛ-9А-1 (б):

1 – барабан; 2 – двоколдові гальма; 3 – муфта; 4 – двигун; 5 – редуктор; 6 – зубчата муфта; 7 – опора підшипника

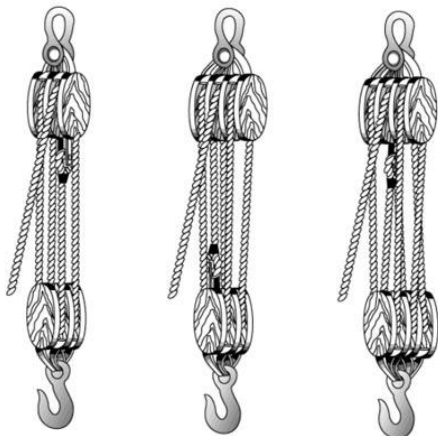


Рисунок 5.3 – Поліспаст

5.2 Методика розрахунку

1. Накреслити одну зі схем поліспаств відповідно до варіанта завдання (рис. 5.4) і визначити кратність поліспаства відповідно до прийнятої схеми.
2. Визначити загальний коефіцієнт корисної дії вантажного поліспаства. Загальний коефіцієнт корисної дії підйимального механізму:

$$\eta_{заг} = \eta_{пол} \cdot \eta_{обв.бл}, \quad (5.1)$$

де $\eta_{пол}$ – коефіцієнт корисної дії поліспаства;

$\eta_{обв.бл}$ – коефіцієнт корисної дії обвідних блоків, що відхиляють, у поліспасті дорівнює 0,98.

Для поліспаства, у якого тягова гілка відходить від верхнього нерухомого блока (рис. 5.4, схема I–III), ККД визначається за формулою

$$\eta_{пол} = \frac{\eta_{бл} (1 - \eta_{бл}^z)}{i_{пол} (1 - \eta_{бл})}, \quad (5.2)$$

а від нижнього рухливого блока (рис. 7.4, схема IV) за формулою

$$\eta_{пол} = \frac{1(1 - \eta_{бл}^z)}{(1 + i_{пол})(1 - \eta_{бл})}, \quad (5.3)$$

де $i_{пол}$ – кратність поліспаства;

$\eta_{бл}$ – коефіцієнт корисної дії одного блока в поліспасті, дорівнює 0,98;

z – кількість блоків у поліспасті.

3. Підібрати сталевий канат.

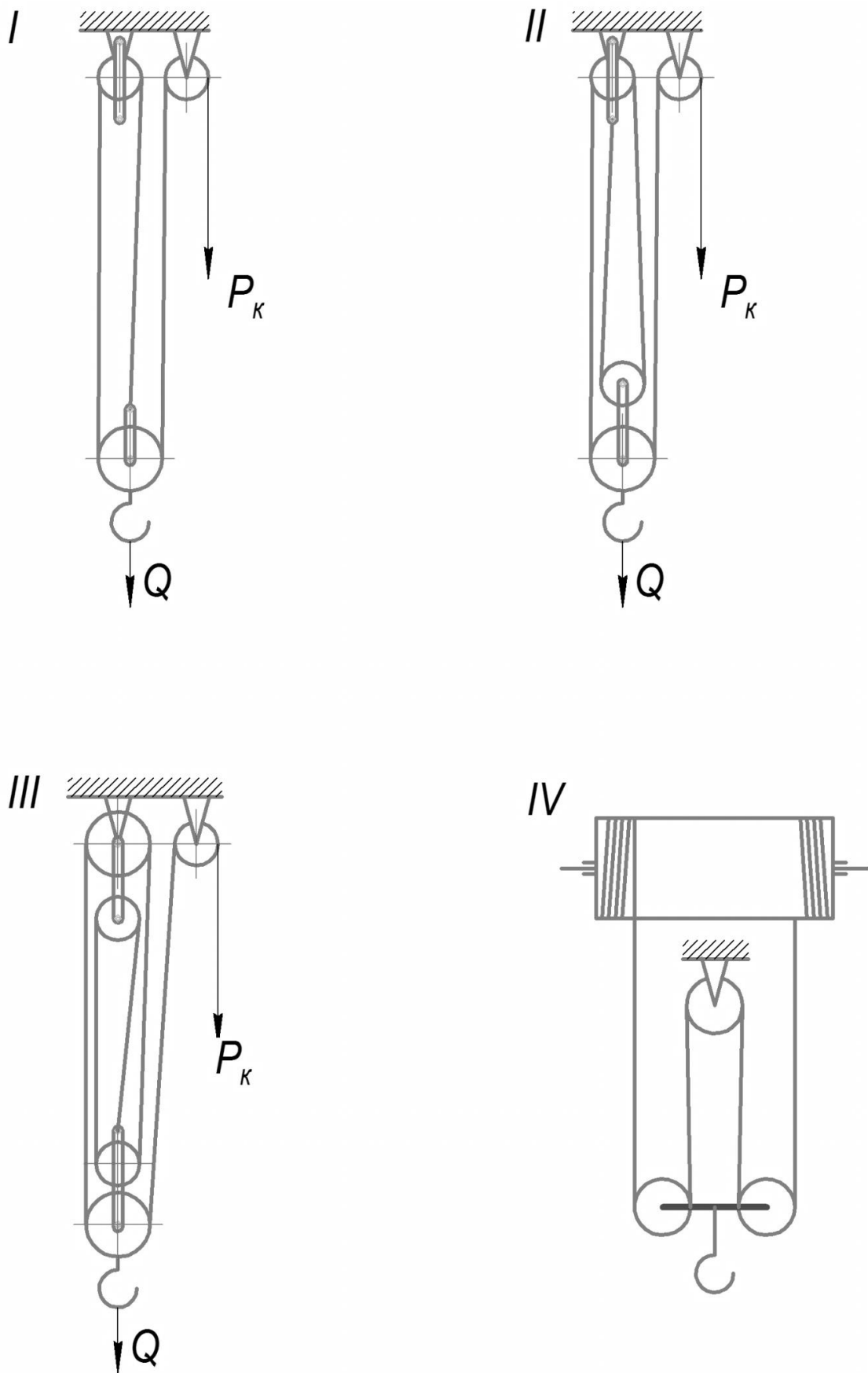


Рисунок 5.4 – Принципові схеми поліпастів механізмів підйому вантажів:
 I, II, III – одинарний поліпаст, IV – здвоєний поліпаст

У вантажопідіймальних машинах застосовують переважно канати подвійної звивки типу ЛК із шістьма рядами в поперечному перерізі та з кількістю дротів у кожній від 19 до 37 (рис. 5.5).

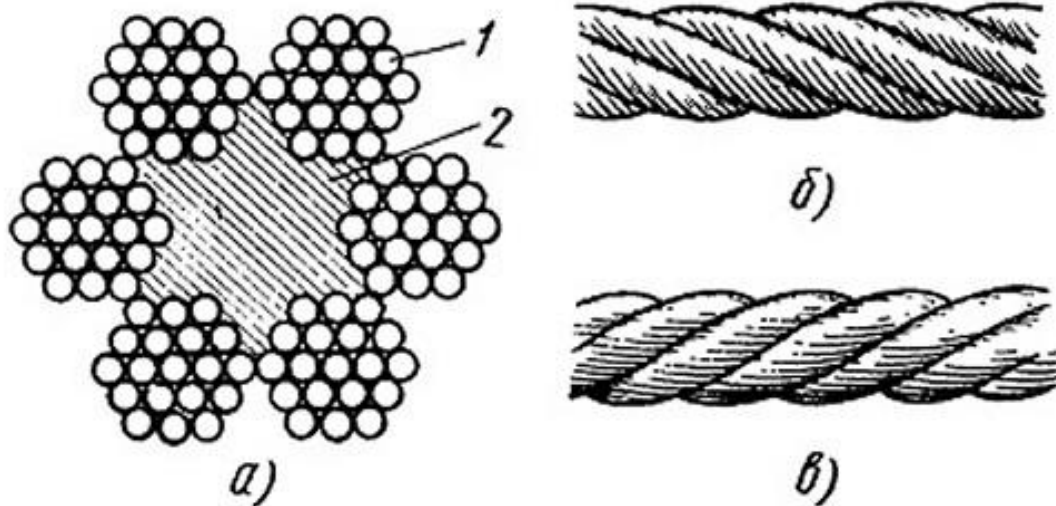


Рисунок 5.5 – Поперечний переріз і тип завивки сталевого каната:
 а – поперечний переріз круглого каната; б – однобічна завивка;
 в – хрестова завивка; 1 – дріт, 2 – осердя

Підбирають сталевий канат за розривним зусиллям, що допускається, R , Н:

$$R = k \cdot S_{\max}, \quad (5.4)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності каната на розрив, прийнятий за показниками таблиці 5.2;

S_{\max} – максимальне робоче зусилля в гілці каната, що після поліспасти спрямовується на барабан лебідки (безпосередньо або через блоки, що відхиляють), Н:

$$S_{\max} = \frac{9,81 \cdot Q'_{\text{розр}}}{i_{\text{пол}} \cdot \eta_{\text{пол}}}, \quad (5.5)$$

де $Q'_{\text{розр}}$ – маса вантажу та вантажної платформи (масу вантажної платформи приймати рівною 150 кг, $Q'_{\text{розр}} = Q + 150$, кг);

Q – вага вантажу, що піднімається, відповідно до варіанта (табл. 7.1), кг.

Обирати канат треба з урахуванням тимчасового опору розриву σ_p за таблицею 5.3.

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнта запасу міцності каната k залежно від режиму роботи лебідки

Режим роботи лебідки, %	Підйомники, будівельні крани, м	k
Легкий, 15	$D_{\sigma} \geq 16 \cdot d_k$	5,0
Середній, 25	$D_{\sigma} \geq 18 \cdot d_k$	5,5
Важкий, 40	$D_{\sigma} \geq 20 \cdot d_k$	6,0

Таблиця 5.3 – Значення діаметра каната залежно від розривних зусиль (канати подвійної завивки типу ЛК-Р, конструкції $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1o. c.,$ ДСТУ 2688-60)

Діаметр каната, d_k , мм	Маса 1,0 м каната, кг	Тимчасовий опір розриву, σ_p , МПа, кг/мм ²			
		1 372 (140)	1 568 (160)	1 764 (180)	1 960 (200)
		Розривне зусилля каната, Н			
8,3	0,256		34 800	38 250	41 600
9,1	0,305		41 550	45 450	49 600
9,9	0,359		48 850	53 450	58 350
11,0	0,462		62 850	68 800	75 150
12,0	0,527		71 750	78 550	85 750
13,0	0,597	71 050	81 250	89 000	97 000
14,0	0,728	86 700	98 950	108 000	118 000
15,0	0,804	100 000	114 500	125 500	137 000
16,0	1,025	121 500	139 000	153 000	166 000
18,0	1,220	145 000	166 000	161 500	190 000
19,5	1,405	167 000	191 000	209 000	228 000
21,0	1,635	194 500	222 600	243 500	355 500
22,5	1,850	220 000	251 000	275 000	303 500
23,0	2,110	250 500	237 000	314 000	343 000
25,5	2,390	284 000	324 500	356 500	388 500
27,0	2,685	319 000	365 000	399 500	436 500

4. Відповідно до вихідних даних правильно вибрати конструктивне рішення барабана лебідки й визначити його конструктивні параметри.

Барабани для канатів виготовляються звареними або литими. Їхня поверхня може бути гладкою (рис. 5.6, а) або з канавками, що нарізуються для каната (рис. 5.6, б).

Розміри профілів канавок наведені в таблиці 5.4.

4.1 Діаметр барабана D_{σ} вибирається залежно від типу машини (табл. 5.1) за даними таблиці 5.2.

4.2 Довжина каната, що навивається на барабан, визначається відповідно до такої залежності, м:

$$L_k = i_{\text{пол}} \cdot H + 2\pi(D_{\sigma} + d_k), \quad (5.6)$$

де H – задана висота підйому вантажу, м.

4.3 Можливу кількість шарів навивки каната на барабан можна знайти за формулою

$$m = \frac{D_p - D_6}{2d_k} - 2, \quad (5.7)$$

де D_p – діаметр реборди барабана, визначається відповідно до залежності $D_p = (2,5 \dots 3,7) \cdot D_6$.

Розрахункова кількість шарів навивки каната на барабан округляється до цілого (більшого).

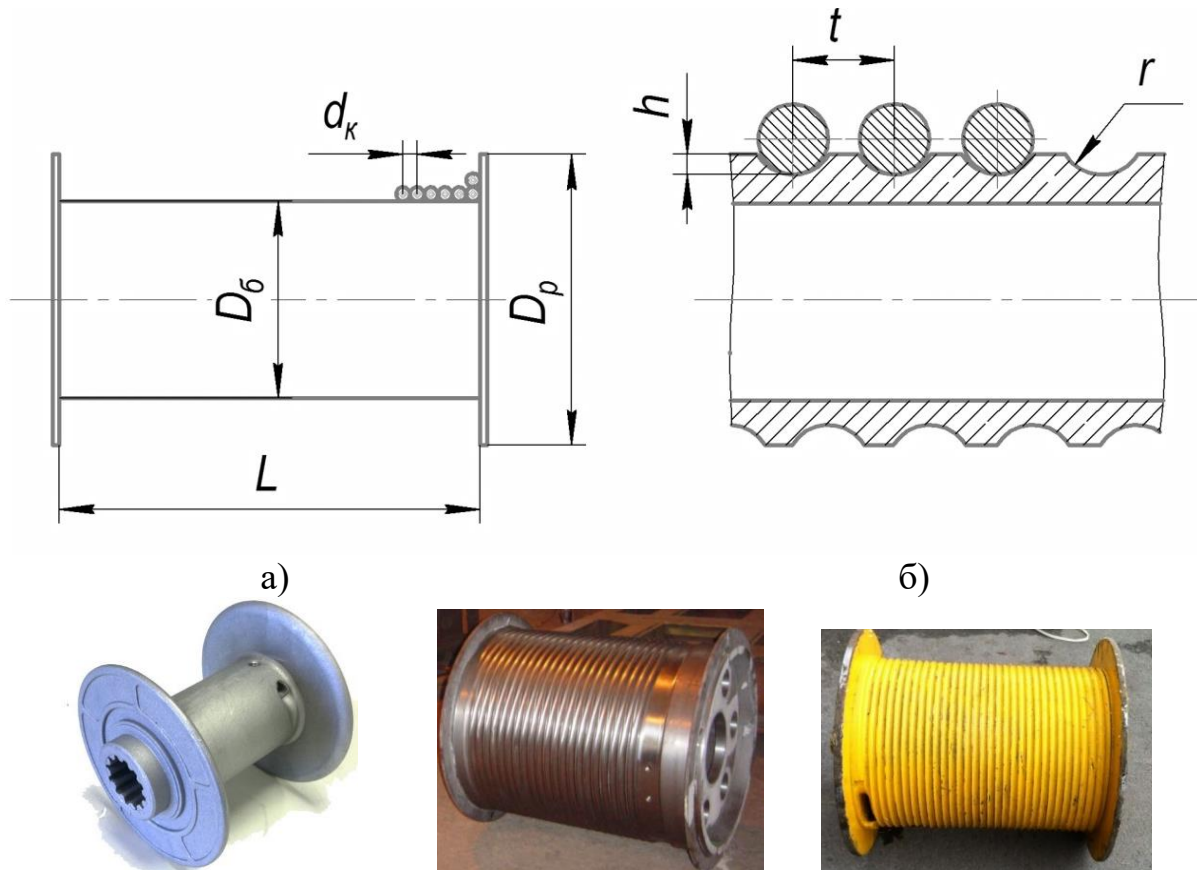


Рисунок 5.6 – Схема барабана із гладкою поверхнею (а) і з канавками для каната (б)

4.4 Робоча довжина барабана визначається для двох умов:

а) при багат шаровій навивці:

$$L_6 = \frac{L_k \cdot t}{m \cdot \pi (D_6 + d_k \cdot m)}, \quad (5.8)$$

б) при одно шаровій навивці:

$$L_6 = \frac{L_k \cdot t}{\pi \cdot (D_6 + d_k)}, \quad (5.9)$$

де L_k – довжина каната, що навивається на барабан, м;

m – кількість шарів навивки каната;

t – крок витків каната, м.

Для варіанта а) – при навивці каната на гладкий багатошаровий барабан крок витків каната $t = d_k$, м.

Для варіанта б) – при навивці каната на барабан з канавками крок витків каната t обираємо згідно з таблицею 5.4, м.

Після порівняння отриманих значень довжини каната при багатошаровій та одношаровій навивці приймаємо довжину барабана ту, яку можна використовувати в лебідці. Подальші розрахунку проводяться з обраною довжиною барабана L_6 та кількістю навивки шарів каната на барабан m .

Таблиця 5.4 – Конструктивні розміри канавок на барабанах лебідок, мм

Діаметр каната	Крок витків	Радіус канавки, мм	Глибина канавки, мм	Діаметр каната	Крок витків	Радіус канавки, мм	Глибина канавки, мм
d_k , мм	t , мм	r , мм	h , мм	d_k , мм	t , мм	r , мм	h , мм
6,0–7,4	9,0	4,5	2,5	20,0–21,5	24,0	12,0	6,5
8,0–9,0	10,0	5,0	3,0	21,5–23,0	26,0	12,5	7,0
9,0–10,0	11,0	5,5	3,0	23,0–24,5	28,0	13,5	7,5
10,0–11,0	12,5	6,0	3,5	24,5–26,0	29,0	14,0	8,0
11,0–12,0	13,5	6,5	3,5	26,0–27,5	32,0	15,0	8,5
12,0–33,0	15,0	7,0	4,0	27,5–29,0	34,0	16,0	9,0
13,0–14,0	16,0	7,5	4,5	29,0–31,0	36,0	17,0	9,5
14,0–15,0	17,0	8,5	4,5	31,0–33,0	38,0	18,0	10,0
15,0–16,0	18,0	9,0	5,0	33,0–35,0	40,0	19,0	10,5
16,0–17,0	19,0	9,5	5,5	35,0–37,5	42,0	21,0	11,5
17,0–18,0	20,0	10,0	5,5	37,5–40,0	44,0	22,0	12,0
18,0–19,0	22,0	10,5	6,0	40,0–42,5	48,0	23,0	13,0
19,0–20,0	23,0	11,0	6,0	42,5–45,5	50,0	25,0	14,0

4.5 Канатоємність барабана, м:

$$L = \frac{L_6 \cdot m \cdot \pi(D_6 + d_k \cdot m)}{d_k} \quad (5.10)$$

Придатність лебідки по канатоємності визначається з умови $L_k < L$.

5. Вибрати двигун.

Необхідна потужність двигуна визначається за максимальним робочим зусиллям у канаті, швидкістю підйому вантажу та коефіцієнтом корисної дії лебідки:

$$P = \frac{S_{\max} V_k}{1000 \cdot \eta_{\text{леб}}}, \quad (5.11)$$

де V_k – швидкість навивки каната на барабан, м/с;

$\eta_{\text{леб}}$ – ККД передачі від двигуна до барабана, дорівнює 0,75;

$$V_k = V_{\text{вант}} \cdot i_{\text{пол}}, \quad (5.12)$$

де $V_{\text{вант}}$ – задана швидкість підйому вантажу, м/с.

Вибір двигуна здійснюється за таблицею А.1, А.2 додатка А відповідно до обчисленої потужності.

6. Підібрати редуктор.

Передаточне число редуктора:

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}, \quad (5.13)$$

де $n_{\text{дв}}, n_{\text{б}}$ – частота обертання двигуна й барабана відповідно, хв^{-1} ;

$$n_{\text{б}} = \frac{60V_k}{\pi[D_{\text{б}} + d_k(2m-1)]}. \quad (5.14)$$

Редуктор обирають за розрахунковим передаточним числом U і частотою обертання вала двигуна $n_{\text{дв}}$, відповідно до заданого режиму роботи лебідки за таблицею А.3 додатка А (потужність на привідному валу редуктора типу Ц2).

Контрольні запитання

1. Що таке поліспаст? Що таке кратність поліспасти?
2. Що таке лебідка?
3. Від чого залежить діаметр каната?
4. Що таке реборда?

ВПРАВА № 6

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ САМОХІДНОГО СКРЕПЕРА

Мета вправи: вивчити робочий процес скрепера, засвоїти методику визначення експлуатаційної продуктивності скрепера.

Зміст вправи:

1. Перевірити скрепер на можливість руху без пробуксовування.
 2. Вибрати швидкості руху скрепера на окремих ділянках шляху.
 3. Визначити експлуатаційну продуктивність скрепера.
- Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 6

№ з/п	Ґрунт	Базова машина	Місткість ковша	Дальність переміщення	Ширина шару	Товщина шару	Ухил або підйом	Маса скрепера
			$q, \text{ м}^3$	$l_2, \text{ км}$	$b, \text{ м}$	$c, \text{ м}$	i	$m_c, \text{ т}$
1	Пісок сухий	T-I30	7,0	0,7	2,65	0,30	0,06	7,1
2		T-74-39	10,0	0,4	2,60	0,30	0,03	9,5
3		T-100M3	7,0	0,5	2,60	0,30	0,06	6,7
4	Пісок пухкий	T-I30	7,0	0,4	2,65	0,30	0,04	7,1
5		T-I30	7,0	0,5	2,60	0,30	0,06	7,1
6	Пісок вологий	T-4A	4,0	0,3	2,40	0,10	0,05	4,4
7		T-74-39	3,0	0,7	2,10	0,10	0,04	2,4
8		T-I00M3	6,0	0,5	2,60	0,30	0,04	6,7
9	Супісь	ДТ-75	15,0	0,5	2,80	0,10	0,04	16,5
10		T-4A	4,0	0,4	2,40	0,20	0,03	4,4
11	Суглинок	T-4A	4,0	0,3	2,40	0,10	0,03	4,4
12		T-I80	10,0	0,5	3,00	0,10	0,04	9,5
13	Суглинок пухкий	ДТ-75	3,0	0,3	2,10	0,10	0,03	2,8
14		ДТ-75	3,0	0,3	2,10	0,10	0,07	2,8
15	Щільний суглинок	T-4A	4,0	0,7	2,40	0,10	0,02	4,4
16		T-I00M3	6,0	0,7	2,60	0,10	0,03	6,7
17	Глина	ДТ-75	15,0	0,6	2,80	0,20	0,05	16,5
18		T-I30	8,0	0,4	2,60	0,20	0,04	9,2
19	Дрібний ґравій	T-I80	10,0	0,8	3,00	0,20	0,05	9,5
20		ДТ-75	15,0	0,5	2,85	0,35	0,05	16,5

6.1 Загальні відомості

Скрепер – землерійно-транспортна машина для розробки та транспортування ґрунту до місця його пошарового укладання. Скрепери бувають причіпні й самохідні, здебільшого самохідні (рис. 6.1).

Робочим органом скрепера є ковш, що за допомогою транспортних гідроциліндрів ріжучою частиною (ножами) примусово заглиблюється у ґрунт. Після заповнення ґрунтом ківш закривається передньою заслонкою та переводиться в транспортне положення з наступним переміщенням до місця укладання ґрунту. Ковш розвантажується завдяки переміщенню задньої стінки вперед та роботи гідроциліндрів, жорстко з'єднаних із задньою стінкою.

6.2 Методика розрахунку

1. Перевірити скрепер на можливість руху без пробуксовування.

Швидкість руху скрепера залежить від виникаючих опорів ґрунтів і потужності трактора.

Тягове зусилля, що розвивається трактором на першій передачі, визначається за формулою (6.1). Дані для розрахунку тягового зусилля вибирають із таблиці 6.2.

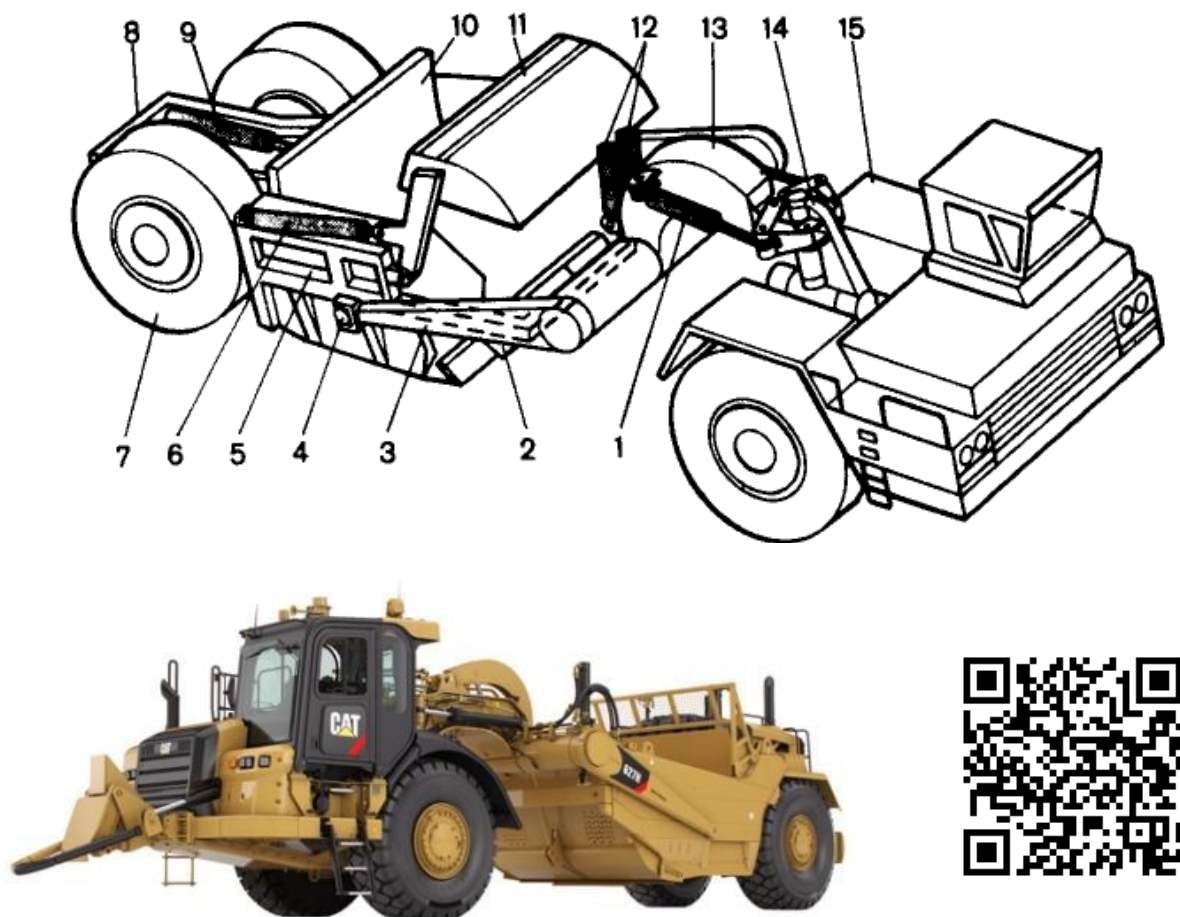


Рисунок 6.1 – Скрепер:

- 1 – гідроциліндри для повороту скрепера в плані; 2 – ножі;
- 3 – П-подібна тягова рама ковша; 4 – шарніри рами та ковша; 5 – ковш;
- 6, 9 – гідроциліндри висування та повернення задньої стінки; 7 – колесо;
- 8 – буферний пристрій; 10 – задня стінка; 11 – передня заслонка;
- 12 – гідроциліндри, що регулюють положення заслонки; 13 – хобот рами;
- 14 – седельно-ланцюговий пристрій; 15 – одноосьовий тягач

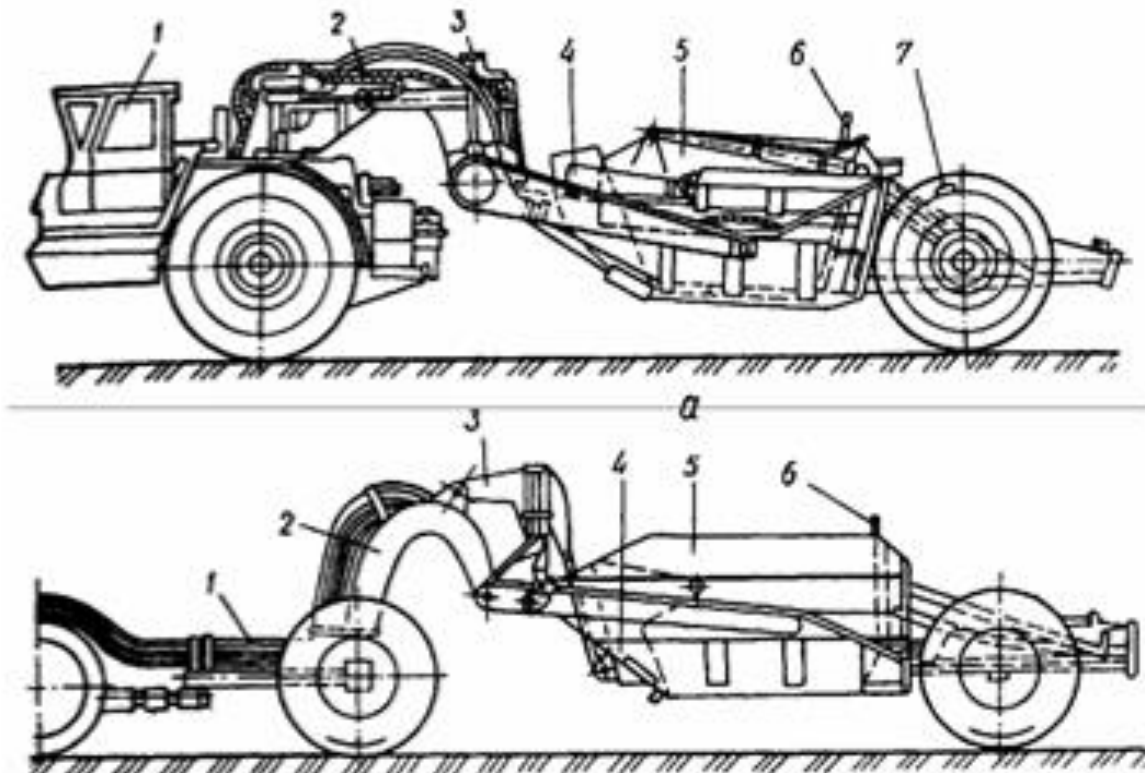


Рисунок 6.2 – Скрепери:

а – напівпричіпний ДЗ-13 (1 – тягач БелАЗ-351; 2 – передня навіска; 3 – гідросистема; 4 – заслонка; 5 – ковш; 6 – задня стінка; 7 – задні колеса;
 б – причіпний ДЗ-20В (1 – тяга; 2 – дишель; 3 – важіль заслонки; 4 – ковш; 5 – рама; 6 – задня стінка)

Найбільше зусилля, необхідне для переміщення скрепера, виникає під час набору ґрунту; його визначають за формулою

$$\Sigma W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \quad (6.1)$$

де W_1 – опір ґрунту різанню, Н;

$$W_1 = b \cdot c \cdot k \cdot 10^6, \quad (6.2)$$

де b – ширина зрізаного шару ґрунту, м;

c – товщина шару, що зрізується, м (див. табл. 6.1);

k – питомий опір ґрунту різанню, МПа (див. табл. 6.3).

Опір руху призми волочіння перед скрепером:

$$W_2 = 9,81 \cdot y \cdot b \cdot h_c^2 \cdot \rho_0 (\mu \pm i), \quad (6.3)$$

де y – коефіцієнт обсягу призми волочіння, обумовлений даними таблиці 6.4;

ρ_0 – середня щільність ґрунту, кг/м³ (табл. 6.3);

μ – коефіцієнт тертя ґрунту об ґрунт ($\mu = 0,3-0,5$ – більші значення для піщаних ґрунтів);

i – ухил місцевості;

h_c – висота шару ґрунту в ковші, м.

Висота шару ґрунту в ковші:

– при місткості ковша скрепера $q = 3-5 \text{ м}^3$ висота шару ґрунту в ковші $h_c = 1-1,13 \text{ м}$;

– при місткості ковша скрепера $q = 6-9 \text{ м}^3$ висота шару ґрунту в ковші $h_c = 1,25-1,5 \text{ м}$;

– при місткості ковша скрепера $q = 10-14 \text{ м}^3$ висота шару ґрунту в ковші $h_c = 1,8-2,0 \text{ м}$;

– при місткості ковша скрепера $q = 15-24 \text{ м}^3$ висота шару ґрунту в ковші $h_c = 2,4 \text{ м}$;

– при місткості ковша скрепера q понад 25 м^3 висота шару ґрунту в ковші $h_c = 2,27 \text{ м}$.

Опір від ваги зрізаного шару ґрунту, який рухається в ковші, Н:

$$W_3 = 9,81 \cdot b \cdot c \cdot h_c \cdot \rho_0. \quad (6.4)$$

Опір від внутрішнього тертя ґрунту в ковші, Н:

$$W_4 = 9,81 \cdot b \cdot c \cdot h_c \cdot \rho_0 \cdot x, \quad (6.5)$$

де x – коефіцієнт, що враховує вплив різновиду ґрунту; $x = 0,24-0,31$ – для глини; $x = 0,37-0,44$ – для суглинків; $x = 0,46-0,5$ – для піску.

Опір руху скрепера, Н:

$$W_5 = 9,81 \cdot (m_c + m_T + m_{ГР}) f, \quad (6.6)$$

де m_c – маса скрепера без тягача, кг (див. табл. 6.1);

m_T – маса трактора, кг (див. табл. 6.2);

$m_{ГР}$ – маса ґрунту в ковші, $m_{ГР} = q \cdot \rho_0$, кг;

f – коефіцієнт опору перекочуванню коліс; $f = 0,06-0,07$ – для неїждженої ґрунтової дороги, $f_k = 0,15$ – для сухого піску.

Підрахувавши всі зазначені опори, визначаємо загальний опір ΣW_i , що виникає при наборі ґрунту ковшем скрепера. До того ж для нормальних умов руху скрепера $T \geq \Sigma W_i$.

Сила тяги трактора:

$$T = (m_T \cdot 10) \cdot (f + \sin \alpha) + n \cdot (m_c + m_T + m_{ГР}) \cdot (f + \sin \alpha), \quad (6.7)$$

де α – кут підйому дорожнього покриття, $\alpha = 5-20^\circ$.

Умова руху без буксування $T_{зч} \geq T$. При невиконанні зазначеної умови руху варто змінити товщину зрізаного шару ґрунту й, відповідно, швидкість руху скрепера.

Сила зчеплення з ґрунтом, Н:

$$T_{зч} = \varphi_{зч} \cdot P_{зч}, \quad (6.8)$$

де $\varphi_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення (див. табл. 6.3);

$P_{зч}$ – зчіпна вага трактора, Н;

$P_{зч} = G_{тр}$ – для машини підвищеної прохідності та для гусеничних тракторів;

$G_{тр} = (m_{т} \cdot 10)$, Н;

$P_{зч} = (0,75 - 0,8) \cdot G_{тр}$ – для колісних тракторів;

$G_{тр}$ – вага трактора (див. табл. 6.2).

2. Обрати швидкості руху скрепера на окремих ділянках шляху

Швидкості руху скрепера на окремих ділянках шляху обирають згідно з даними таблиці 8.2 відповідно до варіанта завдання й методичних рекомендацій:

V_1 – швидкість на першій передачі;

V_2 – швидкість на п'ятій-шостій передачах;

V_3 – швидкість на другій-третьій передачі;

V_4 – швидкість на п'ятій передачі.

3. Визначити експлуатаційну продуктивність скрепера.

Експлуатаційну продуктивність скреперів ($\text{м}^3/\text{год}$) можна визначити за формулою

$$P_{\text{експл}} = \frac{3600 \cdot q \cdot k_n \cdot k_{вр}}{t_{ц} \cdot k_p}, \quad (6.9)$$

де q – місткість ковша скрепера, м^3 ;

k_n – коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом (див. табл. 6.3);

$k_{вр}$ – коефіцієнт використання скрепера за часом (у середньому приймається рівним 0,8);

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту (див. табл. 6.3);

$t_{ц}$ – час робочого циклу, с.

$$t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5,$$

де t_1 , t_2 , t_3 , t_4 – відповідно, час набору ґрунту, навантаженого ходу, розвантаження, холостого ходу, с;

t_5 – тривалість повороту, перемикання передач швидкостей і інші витрати часу, с.

Скрепер перебуває в русі без пробуксовування за умови, що зчіпна сила тяги більша, ніж тягове зусилля трактора за потужністю, що розвивається, і більша, ніж загальний опір пересуванню.

Тривалість кожного елемента циклу, с:

$$t_i = \frac{l_i}{V_i}, \quad (6.10)$$

де l_i – довжина відповідної ділянки, м;

V_i – швидкість руху скрепера на цій ділянці, м/с.

Довжина ділянки набору ґрунту l_1 , м:

$$l_1 = \frac{q \cdot k_n}{k_p \cdot b \cdot c}, \quad (6.11)$$

де k_n – коефіцієнт наповнення ковша скрепера (табл. 6.3);

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту (табл. 6.3).

Час набору ґрунту визначається за визначеною довжиною ділянки l_1 та швидкості V_1 на першій передачі.

Таблиця 6.2 – Технічні характеристики базових тракторів

Показник	ДТ-75	Т-74-39	Т-4А	Т-100МЗ	Т-130	Т-180
Марка двигуна	СМД-14	Д-75	А-ОІМ	Д-10	Д-160	Д-180
Потужність двигуна, кВт/год	55	55	100	74	118	130
Тяговий клас	3	3	4	10	10	15
Швидкість руху, км/год						
– уперед						
I	5,3	4,53	3,55	2,36	3,17	2,86
II	5,91	5,6	5,12	3,78	3,77	4,62
III	6,58	6,76	4,77	4,51	4,38	6,37
IV	7,31	8,0	5,32	6,45	5,22	8,66
V	8,16	10,0	6,5	10,15	6,37	11,96
VI	9,05	12,0	7,54	–	7,60	–
VII	11,18	–	8,73	–	8,79	–
– назад	4,54	5,64	4,8– 7,2	2,79– 6,37	3,05– 8,5	3,2– 7,5
Габарити трактора						
Довжина	3 075	3 600	4 475	4 313	4 390	5 800
Ширина	1 740	1 840	1 952	2 460	2 475	2 740
Висота	2 273	2 300	2 568	3 059	3 080	2 800
Маса, m_T , т	5,26	5,9	8	12,1	14	14,35

Таблиця 6.3 – Фізико-механічні властивості ґрунтів

Найменування ґрунту	Категорія	Середня щільність	Коефіцієнт розпушення	Коефіцієнт наповнення ковша	Питомий опір ґрунту різанню	Коефіцієнт зчеплення	
						Гусеничний хід	Колісний хід
						ρ_{σ} кг/м ³	k_p
Пісок пухкий, сухий	I	1 200– 1 600	1,05– 1,1	0,5– 0,7	0,02– 0,04	0,4	0,4
Пісок вологий, супісь, суглинок розпушений	I	1 400– 1 800	1,1– 1,2	0,7– 0,8	0,05– 0,1	0,5	0,5
Суглинок середній і дрібний гравій, легка глина	II	1 500– 1 800	1,15– 1,25	0,8– 0,95	0,09– 0,18	0,5	0,5
Глина, щільний суглинок	III	1 600– 1 500	1,2– 1,3	0,65– 0,75	0,16– 0,3	0,6	0,6

Таблиця 6.4 – Коефіцієнт обсягу призми волочіння у

Місткість ковша q , м ³	Вид ґрунту				
	Пісок	Супісь	Суглинок		Глина
			сухий	вологий	
до 6	0,26	0,22	–	0,10	0,10
6–10	0,28	0,17	0,13	0,10	0,05
10–15	0,32	0,16	0,11	0,09	–
Понад 15	0,32–0,30	0,15	0,11	0,09	2

Час навантаженого ходу t_2 визначається на ділянці l_2 (табл. 6.1) і відповідає швидкості V_2 на п'ятій-шостій передачах (табл. 6.2).

Час розвантаження ковша t_3 визначається при швидкості руху скрепера V_3 на другій-третій передачах (табл. 6.2), а довжина ділянки l_3 скреперів призначається згідно з таблицею 6.5.

Час холостого ходу t_4 визначають при швидкості руху скрепера V_4 на п'ятій передачі відповідно до формули

$$t_4 = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{V_4}. \quad (6.12)$$

Час, витрачений на два повороти скрепера t_5 , зазначений в таблиці 6.6.

Час робочого циклу скрепера, с:

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_1}{V_1} + \frac{l_2}{V_2} + \frac{l_3}{V_3} + \frac{l_1 + l_2 + l_3}{V_4} + t_5. \quad (6.13)$$

Таблиця 6.5 – Довжина шляху розвантаження скрепера, l_3 , м

Категорія ґрунту	Місткість ківшу скрепера, м ³		
	До 6	6–10	Понад 10
I, II	6–7	6–10	8
III	8–10	8–10	10
IV	10	12	15

Таблиця 6.6 – Час повороту скрепера, с

Скрепери	Місткість ковша скрепера, м ³			
	До 3	6–8	10	Понад 10
Причіпний	28	45	60	60
Самохідний	–	20	25	30

Контрольні запитання

1. Поясніть, чому скрепер варто віднести до групи землерійно-транспортних машин?
2. За яких умов будуть забезпечені нормальні умови роботи скрепера?
3. Від яких параметрів залежить продуктивність скрепера?

ВПРАВА № 7

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТА НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ОДИНИЦЬ, ЯКІ ОБСЛУГОВУЮТЬ ОДНОКОВШОВИЙ НАВАНТАЖУВАЧ

Мета вправи: вивчити робочий процес навантажувача; навчитися визначати експлуатаційну продуктивність навантажувача.

Зміст вправи:

1. Визначити експлуатаційну продуктивність одноковшового навантажувача.
2. Знайти необхідну кількість транспортних одиниць, які обслуговують навантажувач.

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 7.1.

7.1 Загальні відомості

Навантажувач – спеціалізована техніка, що використовується для переміщення і укладання вантажів. Залежно від типу вантажу, який необхідно захопити й перевезти, використовуються різні види навантажувачів, що володіють різними технічними характеристиками й адаптовані під різні умови роботи.

Залежно від виду вантажу, який вони можуть обробити, використовується така класифікація навантажувачів:

- вилочні, призначені для роботи з одиничним вантажем;
- ковшові, використовувані при операціях з сипким вантажем.

Залежно від пристрою ковша виокремлюють одноковшові з дизельним двигуном і багатоковшові навантажувачі. Тип механізму їх пересування також може бути різним – гусеничним, колісним або рейковим.

У одноковшових навантажувачів робочим є один ковш, розташований на кінці стріли. Він може мати різну ємність – зменшену, нормальну і збільшену. Вибір ковша залежить від особливостей вантажу. Така машина застосовується, коли необхідно занурити невеликий сипкий і кусковий матеріал – сміття, щебінь, пісок тощо.

Основним робочим органом одноковшового навантажувача є ковш, використовуваний для розробки, навантаження й переміщення сипких

дрібнокускових матеріалів і ґрунтів I і II категорій. Головним параметром одноковшових навантажувачів є вантажопідйомність. За вантажопідйомністю їх поділяють на малогабаритні (до 0,5 т), легкі (0,6–2,0 т), середні (2,0–4,0 т), важкі (4,0–10 т) і великовантажні (більше 10 т).

Залежно від ходового обладнання навантажувачі можуть бути гусеничними та пневмоколісними. Гусеничні навантажувачі мають високу прохідність і розвивають більшу напірне зусилля, пневмоколісні – більшу маневреність і високі транспортні швидкості. Як базові машини, для навантажувачів застосовують спеціальні пневмоколісні шасі, гусеничні та колісні промислові трактори навантажувальних модифікацій або трактори загального призначення.

За способом розвантаження робочого органа розрізняють навантажувачі з переднім розвантаженням (фронтальні навантажувачі), із бічним розвантаженням (напівповоротні), із заднім розвантаженням (перекидний тип навантажувача). У будівництві поширення набули фронтальні й напівповоротні навантажувачі на пневмоколісному та гусеничному ході з об'ємним гідروприводом навантажувального обладнання.

Фронтальні навантажувачі забезпечують розвантаження ковша з боку розроблення матеріалу. Навантажувальне обладнання шарнірно кріпиться до порталної рами (6), жорстко встановленої на основній рамі базової машини (рис. 7.1). Воно складається з робочого органа, стріли, важільного механізму та гідроциліндрів двобічної дії. Робочий орган навантажувача – ковш (7), встановлений на стрілі (4), який керується важільним механізмом, що складається з двох пар коромисел (3) і поворотних тяг (2), які приводяться в рух двома гідроциліндрами (5) повороту ковша. Підйом і опускання стріли здійснюються двома гідроциліндрами (7). Гідравлічний привод робочого обладнання дозволяє плавно змінювати швидкості в широких межах і надійно охороняти його від перевантажень.

Напівповоротний навантажувач (рис. 7.2). На відміну від фронтальних, ці машини забезпечують розвантаження ковша і змінних робочих органів попереду й на обидва боки на кут до 90° від повздовжньої осі. Це зменшує час на розвороті й дозволяє використовувати їх для роботи в обмежених умовах.

За конструкцією напівповоротні навантажувачі відрізняються від фронтальних тим, що навантажувальне обладнання монтується на поворотній платформі (1), яка, зі свого боку, через опорно-поворотний пристрій (2) спирається на ходову раму (3) базової машини. Обертального руху поворотна платформа набуває завдяки двом горизонтально розташованим гідроциліндрам (4), штоки яких з'єднані пластинчастим ланцюгом (5) та огиначними зірочками (6) поворотної платформи.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 7

Варіант	Ґрунт, що розробляється	Марка навантажувача	Марка автомобіля-самоскида	Тривалість			Довжина шляху переміщення		
				наповнення ковша	виїзд із вибою	на під'їзд до вибою	до транспорту	навантаженого транспорту	порожнього транспорту
				t_1 , с	t_2 , с	t_3 , с	l_1 , м	l_2 , м	l_3 , м
1	Пухкий ґрунт	ТЕ-7	ЗИЛ-ММЗ-555	4	4	8	6	15	20
2	Вологий пісок	ТЕ-5	КрАЗ-256Б	5		9	5	20	30
3	Гравій	ТЕ-10	КрАЗ-256Б	6		10	2	25	30
4	Щебінь	ТЕ-21	БелАЗ-549	7		10	4	10	15
5	Скельний ґрунт	ТЕ-24	БелАЗ-548А	4		9	5	15	20
6	Пухкий ґрунт	ТЕ-5	КрАЗ-256Б	5	6	8	5	20	25
7	Вологий пісок	ТЕ-8	КрАЗ-256Б	6		8	6	25	30
8	Гравій	ТЕ-10	МАЗ-525	7		9	8	30	40
9	Щебінь	ТЕ-11	МАЗ-2525	5		9	7	35	45
10	Скельний ґрунт	ТЕ-21	БелАЗ-549	6		10	4	20	30
11	Пухкий ґрунт	ТЕ-8	КрАЗ-256Б	7	5	8	5	30	35
12	Гравій	ТЕ-11	МАЗ-525	4		99	6	20	20
13	Вологий пісок	ТЕ-7	ЗИЛ-ММЗ-555	5		10	4	10	15
14	Щебінь	ТЕ-8	КаПЗ-256Б	4		9	5	15	20
15	Скельний ґрунт	ТЕ-24	БелАЗ-548А	5		10	6	25	30
16	Вологий пісок	ТЕ-11	КрАЗ-256Б	6	4	8	4	20	25
17	Гравій	ТЕ-12	КрАЗ-256Б	5		8	5	25	30
18	Щебінь	ТЕ-24	БелАЗ-548А	4		9	6	30	35
19	Скельний ґрунт	ТЕ-8	КрАЗ-256Б	5		10	7	35	40
20	Пухкий ґрунт	ТЕ-5	КрАЗ-256Б	6		10	4	40	45

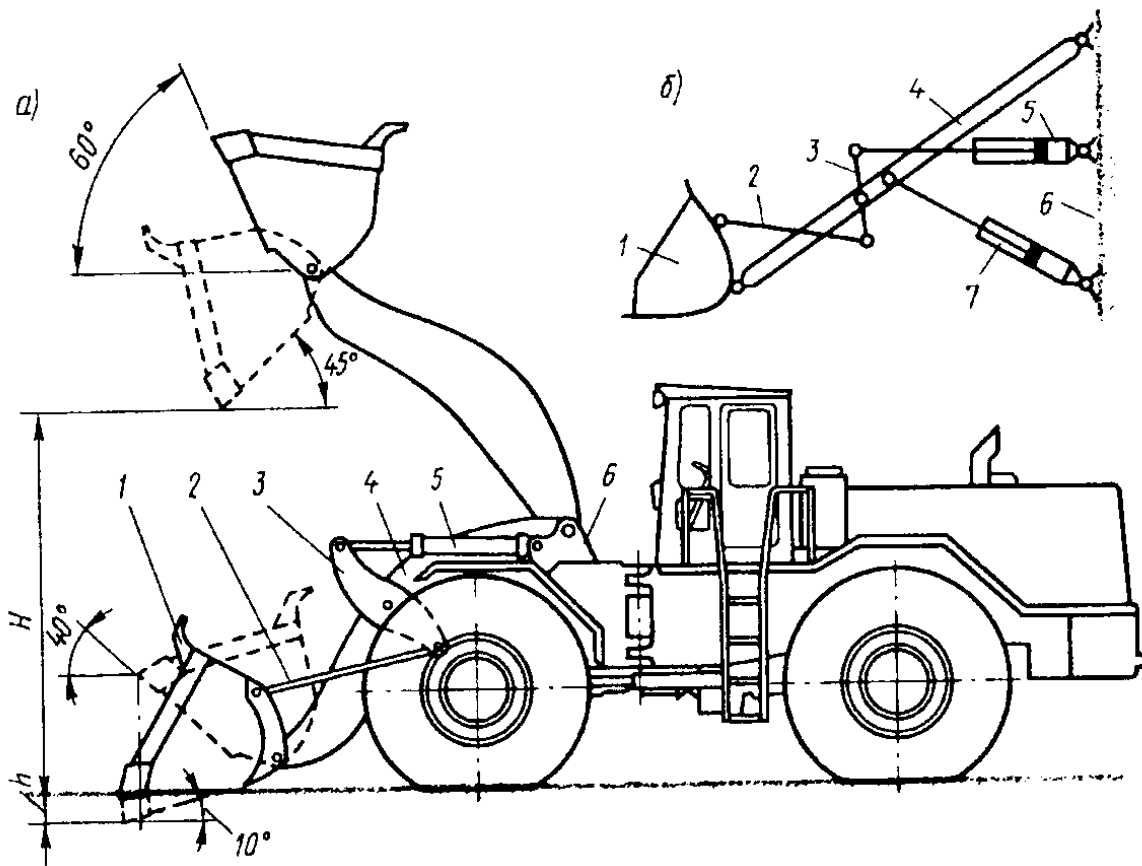


Рисунок 7.1 – Одноковшовий фронтальний навантажувач:
a – схема конструкції; *б* – кінематична схема навантажувального обладнання

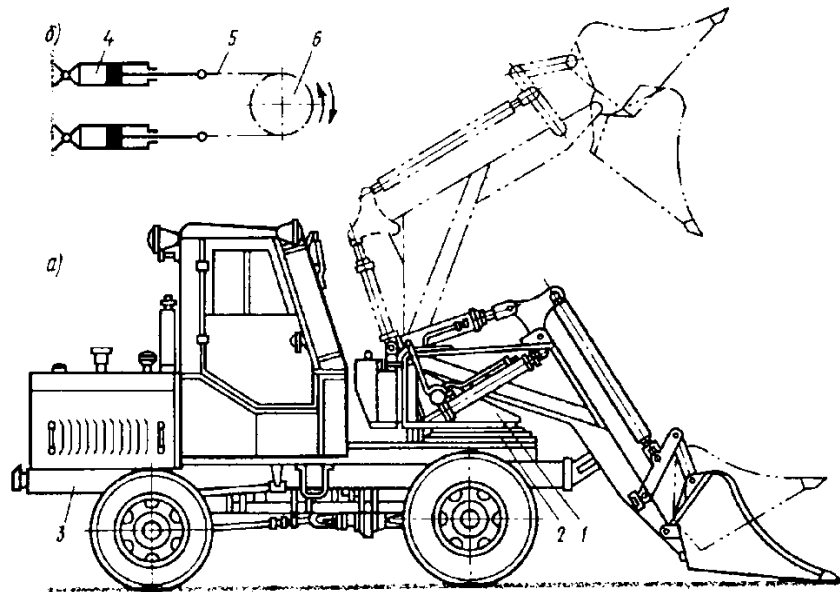


Рисунок 7.2 – Напівповоротний одноковшовий навантажувач:
 а – схема конструкції, б – кінематична схема механізму обертання платформи

7.2 Методика розрахунку

1. Експлуатаційна продуктивність одноковшового навантажувача в годину, м³/год:

$$P_{експл} = \frac{3600 \cdot q \cdot k_n}{k_p \cdot t_{ц}} \quad (7.1)$$

де q – геометрична ємність ківшу навантажувача, м³ (табл. 7.2);

k_n – коефіцієнт наповнення ківшу навантажувача;

k_p – коефіцієнт наповнення ґрунту;

$t_{ц}$ – час робочого циклу навантажувача, с. Значення коефіцієнта k_n наведені в таблиці 7.3. Середнє значення коефіцієнта розпушення k_p для різних видів ґрунтів має наступні значення: пісок 1,1...1,5; гравійно-щебневий ґрунт 1,16...1,15; пухкий ґрунт 1,20...1,26; скельний ґрунт 1,24...1,30.

Час робочого циклу, с:

$$t_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7, \quad (7.2)$$

де t_1 – тривалість наповнення ківшу (табл. 7.1), с;

t_2 – тривалість на виїзд із вибою (табл. 7.1), с;

t_3 – тривалість на проїзд навантажувача до транспорту, с:

$$t_3 = \frac{l_1}{v}, \quad (7.3)$$

де l_1 – довжина шляху переміщення до транспорту, м (табл. 7.1);

v – відповідна швидкість (див. табл. 7.2);

t_4 – тривалість розвантаження ($t_4 = 2 \dots 3$ с);

t_5 – тривалість на під'їзд до вибою (табл. 7.1);

t_6 – тривалість на маневрування транспорту ($t_6 = 6 \dots 8$ с);

t_7 – тривалість на перемикання швидкостей ($t_7 = 5 \dots 10$ с).

Навантажувач звичайно пересувається на першій і другій передачі. Відповідно швидкості для визначення t_3 беруть із технічної характеристики навантажувача відповідності з варіантом таблиці 7.1. Технічні характеристики одноковшевих навантажувачів наведені в таблиці 7.2.

2. Ефективність використання навантажувачів у значній мірі залежить від організації їхньої спільної роботи із транспортними засобами. Як транспортні засоби в даній справі використовують автомобіль-самоскид.

До працюючого навантажувача транспорт необхідно подавати безупинно. Вантажопідйомність транспортної одиниці повинна бути більшою, ніж маса ґрунту, що заповнює ківш. Кількість завантажень ґрунту до кузова транспортного засобу:

$$n_3 = \frac{Q \cdot k_p}{q \cdot k_n \cdot \gamma}, \quad (7.4)$$

де γ – щільність ґрунту, т/м³ (табл. 7.3);

Q – вантажопідйомність транспортної одиниці, т (табл. 7.4).

Кількість транспортних одиниць, що обслуговують навантажувач:

$$n_o = \left[\frac{P_{експл} \cdot t'_u}{(Q \cdot k'_e)} \right] + \gamma, \quad (7.5)$$

де $P_{експл}$ – експлуатаційна продуктивність навантажувача на годину, м³/с;

t'_u – тривалість циклу транспортної одиниці без обліку часу простою під навантаженням, с:

$$t'_u = \frac{l_2}{v_{зав}} + \frac{l_3}{v_{x.x}} + t_p + t_{нов}, \quad (7.6)$$

де l_2, l_3 – довжина шляху переміщення навантаженого й порожнього транспорту, км (табл. 7.1);

$v_{зав}, v_{x.x}$ – середні швидкості руху навантаженого й порожнього транспорту, км/г.

Для обчислень приймаємо: $v_{зав} = 20$ м/с; $v_{x.x} = 30$ м/с; $t_p = 0,005-0,02$ – тривалість розвантаження транспорту, с; $t_{нов} = 0,009-0,013$ – тривалість повороту транспортного засобу, с; $k'_e = 0,85-0,9$ – коефіцієнт використання транспорту.

Таблиця 7.2 – Характеристики одноковшових навантажувачів

Показник	ТЕ-7	ТЕ-12	ТЕ-5	ТЕ-10	ТЕ-17	ТЕ-11	ТЕ-8	ТЕ-24	ТЕ-21
Марка тягача	ДТ-75Б	Т-4П	Д-804ПГ	Т-130П	Спеціальне шасі з шарнірно з'єднаною рамою	К-702	МоАЗ-542А	ТП-330	Спеціальне шасі
Марка двигуна	СМД-14	АМ-41	Д-180	Д-130	АМ-41	ЯМЗ-238НБ	ЯМЗ-238	8ДВТ-330	В2-550 ТК-П5
Тип навантажувача	Фронтальний			Універсальний		Фронтальний			
Максимальна вантажопідйомність, т	2	3	5	4	2	4	5	10	15
Обсяг ковша, q м ³	1,0	1,5	2,5	2,0	1,0	2,0	2,8	5,0	7,5
Ширина ковша, мм	2 050	2 340	3 032	2 900	2 330	2 770	3 100	3 700	4 400
Робочий тиск, МПа	10	10	10	10	10	10	10	14,5	16
Швидкість пересування, V м/с:									
– уперед;	3–20	30–70	2–5	3–10	20–30	20–40	20–40	3–14	7–40
– назад	2–4	4–6	3–8	6–9	0–21	0–40	0–40	3–13	0–25
Маса, кг	9 651	12 565		20 500	8 500	15 850	19 300	53 615	61 950

Таблиця 7.3 – Коефіцієнт наповнення ковша навантажувача k_n і щільність I різних ґрунтів

Ґрунт	γ , т/м ³	k_n
Пухкий	1,6	0,80–0,90
Вологий пісок	1,7	0,75
Ґравій	1,8	0,6
Щебінь	1,75	0,5
Скельний ґрунт	1,75	0,4

Таблиця 7.4 – Основні технічні характеристики автомобілів-самоскидів

Показник	ГАЗ-53Б	ЗИЛ-ММЗ-585Л	ЗИЛ-ММЗ-555	МАЗ-503Б	Краз-256Б	МАЗ-525	Белаз-548А	Белаз-549
Вантажопідйомність, т	3,5	3,5	4,5	7,0	11,0	25,0	40,0	75,0
Обсяг кузова, м ³	5,0	2,44	3,0	3,8	6,0	14,3	26,0	49,7
Максимальна швидкість, км / год	85	65	80	75	65	30	55	57
Маса в спорядженому стані (без вантажу)	3 750	4 175	4 575	6 750	1 1400	24 380	26 925	52 800

Контрольні запитання

1. Які типи навантажувачів ви знаєте?
2. Як визначити експлуатаційну продуктивність навантажувача?
3. З яких операцій складається цикл роботи навантажувача?

ВПРАВА № 8

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ ТА НЕОБХІДНОЇ ПОТУЖНОСТІ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК

Мета вправи: вивчити робочий процес подрібнення матеріалів; навчитися визначати продуктивність щокрових дробарок.

Мета вправи:

1. Визначити технічну продуктивність щокрової дробарки.
2. Знайти необхідну потужність для здійснення процесу подрібнення відповідно до вихідних даних.

3. Підібрати типову дробарку для заданого процесу подрібнення.

4. Здійснити вибір екскаватора або навантажувача з відповідною місткістю ковша під знайдену типову дробарку (дробарка працює в кар'єрі).

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 8

№ з/п	Розміри завантажувального отвору, В×L, мм	Матеріал, що дробиться	Ексцентриситет, s, мм	Кут захоплення, α, град	Ширина розвантажувальної щілини, а, мм
1	150 × 250	Вапняк м'який	10	12	50
2	200 × 450	Сланець глинистий	11	14	
3	400 × 600	Сланець глинистий	10	16	
4	200 × 900	Сланець глинистий	12	14	
5	1 200 × 1 400	Граніт	32	18	250
6	580 × 900	Піщаник	17	16	
7	950 × 1 000	Граніт	25	18	150
8	600 × 850	Піщаник	18	17	
9	350 × 900	Вапняк м'який	12	18	
10	200 × 400	Піщаник	10	15	
11	550 × 1 000	Сланець глинистий	19	17	
12	900 × 1 150	Граніт	27	18	
13	350 × 900	Піщаник	10	15	180
14	1 500 × 2 000	Граніт	55	18	
15	850 × 1 200	Вапняк міцний	30	17	
16	550 × 900	Граніт	16	18	100
17	200 × 400	Сланець глинистий	12	19	
18	350 × 900	Піщаник	10	20	
19	600 × 850	Граніт	35	17	
20	1 100 × 1 500	Піщаник	12	18	

8.1 Загальні відомості

Процес руйнування кам'яних матеріалів – щебня, гравію й піску – у результаті додавання статичних і динамічних навантажень називається подрібненням. Головний параметр подрібнення – ступінь подрібнення $i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}}$,

де D_{\max} – розмір найбільш великого каменя, що подрібнюється, до розміру максимальних зерен у продукті подрібнення d_{\max} .

Застосовують такі способи подрібнення: роздавлювання, розколювання, злам, удар, стирання і вибух. Вибір способу подрібнення залежить від вихідних розмірів породи, що подрібнюється, її міцності, необхідного ступеня подрібнення, необхідної кількості. За принципом дії та конструктивними ознаками дробарки поділяються на щокові, конусні, валкові, молоткові та роторні (рис. 8.1).

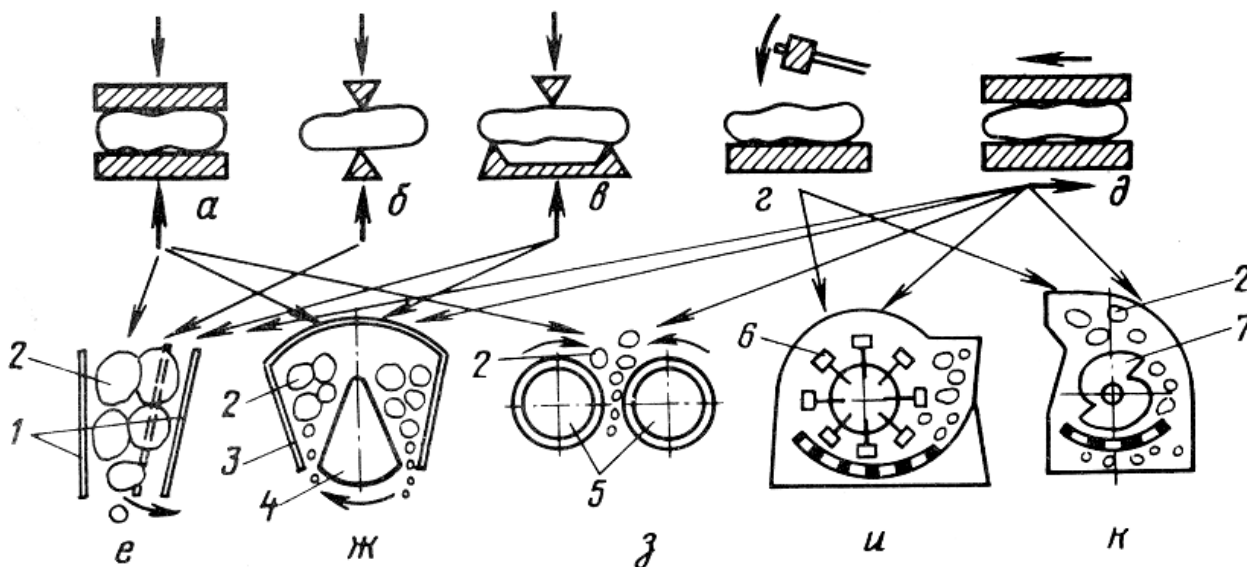


Рисунок 8.1 – Схеми подрібнення та види дробарок:

а – роздавлюванням; б – розколюванням; в – ламанням; г – ударом;
 д – стиранням; е – щокова; ж – конусна; з – валкова; и – молоткова; к – роторна;
 1 – дроб'ячі плити; 2 – матеріал; 3, 4 – нерухомий та рухомий конуси; 5 – валки;
 б – молотки; 7 – ротор

Подрібнення порід здійснюється в машинах, які називаються дробарками. Існує три ступені подрібнення – велике, середнє та дрібне (табл. 8.2). Залежно від необхідного ступеня подрібнення та вихідної міцності породи здійснюється вибір дробарки.

Щокові дробарки слугують для подрібнення порід високої міцності, мають приймальні отвори з розміром від 160 мм × 250 мм до 2 100 мм × 2 500 мм.

Розрізняють щокові дробарки із простим і складним хитанням щоки (рис. 8.2).

У дробарок із *простим хитанням щоки* (рис. 8.2, б) рухлива щока робить зворотно-поступальний рух тільки в горизонтальній площині. Руйнування породи при цьому здійснюється за рахунок роздавлювання та розколювання.

У щоковій дробарці зі *складним коченням щоки* (рис. 8.2, в, 10.3) будь-яка її крапка рухається за замкнутою еліптичною кривою, тобто відбувається її переміщення як у горизонтальній, так і у вертикальній площинах (рис. 8.4, б). До руйнування породи, крім зазначеного вище, додається ще й стирання.

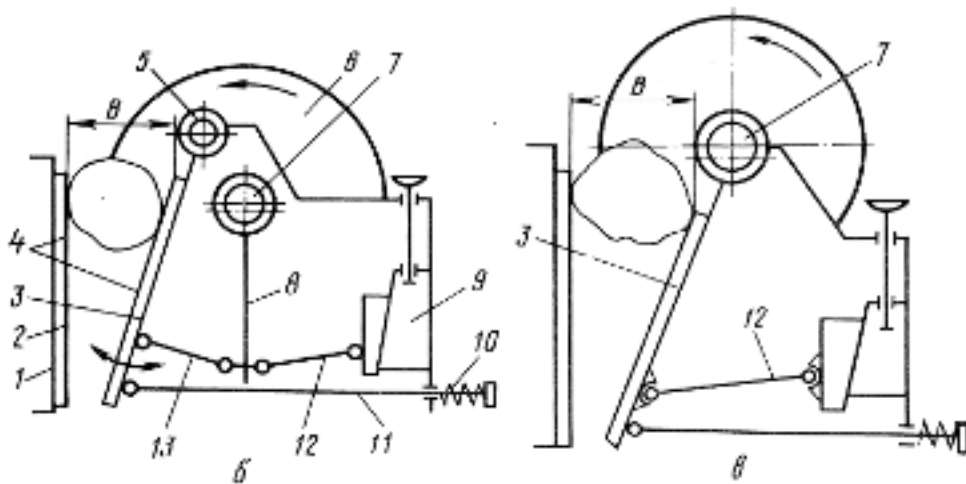
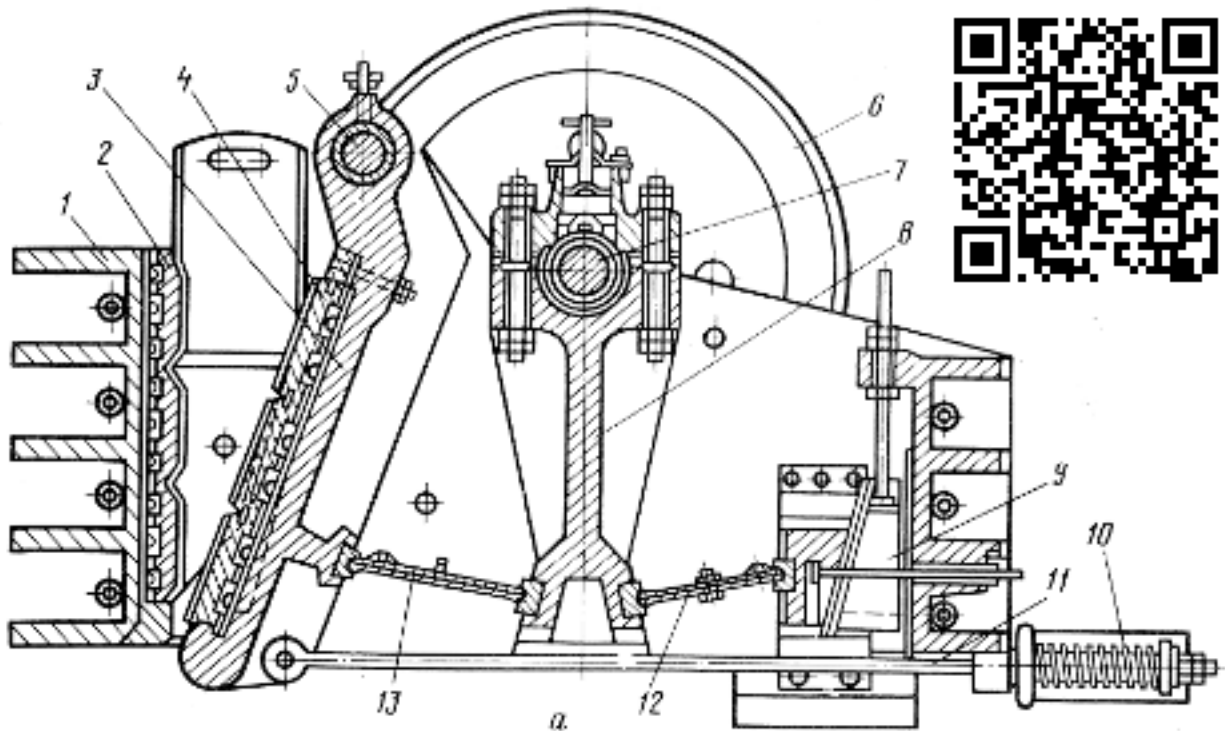


Рисунок 8.2 – Щокова дробарка (а) та її кінематичні схеми з простим (б) та складним (в) рухом щоки:

- 1 – корпус; 2, 3 – нерухома та рухома щоки; 4 – дробляча плита; 5 – вісь;
 6 – маховик; 7 – вал; 8 – шатун; 9 – регулюючий пристрій; 10 – пружина;
 11 – тяга; 12, 13 – розпірні плити

Таблиця 8.2 – Стадії дроблення матеріалу дробарками

Дроблення	Діаметр вихідного матеріалу, D , м	Діаметр кінцевого продукту d , м
Велике	1,20–0,80	0,20–0,10
Середнє	0,80–0,10	0,10–0,03
Дрібне	0,10–0,02	0,02–0,003

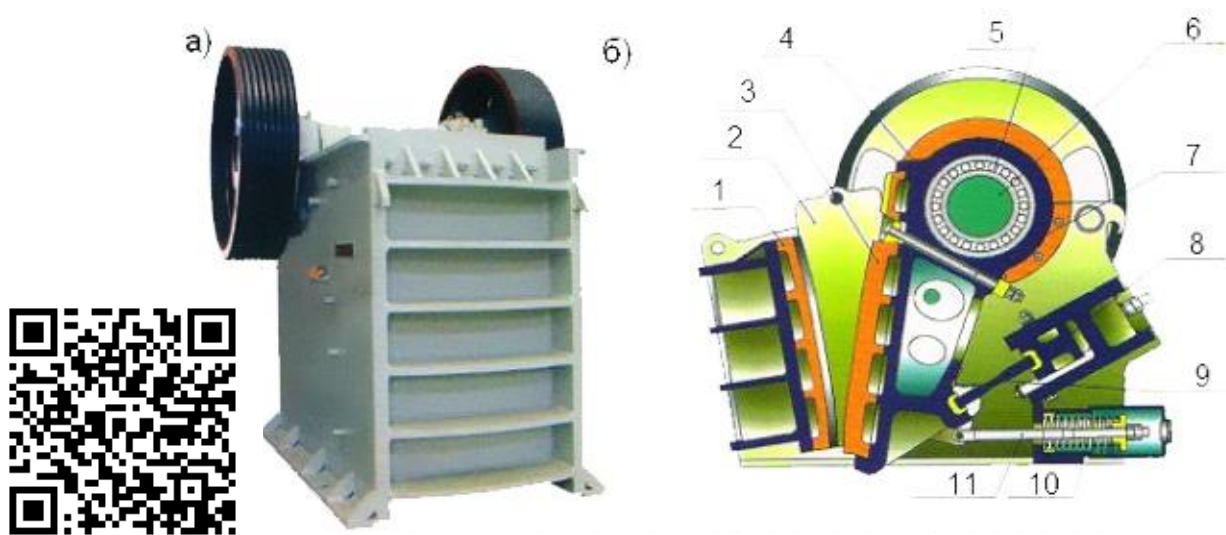


Рисунок 8.3 – Щокова дробарка зі складним рухом щоки:

- А – загальний вигляд; б – схема; 1 – дробляча плита нерухомої щоки;
 2 – камера дроблення; 3 – дробляча плита рухомої щоки; 4 – рухома щока;
 5 – ексцентриковий механізм рухомої щоки; 6 – привідний вал; 7 – болт кріплення дроблячої щоки; 8 – пристрій регулювання розміру вихідної щілини;
 9 – розпірна плита; 10 – пружина повернення рухомої щоки;
 11 – тяга замикаючого пристрою

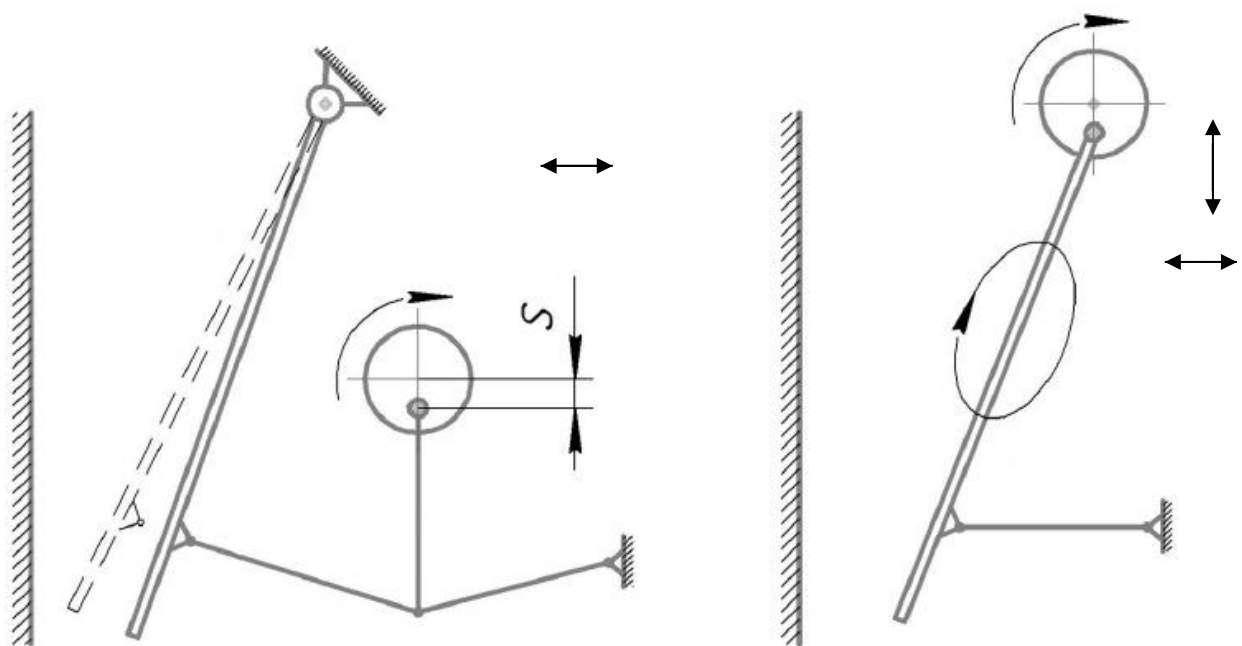


Рисунок 8.4 – Схема щокової дробарки із простим (а) і складним (б) хитанням щоки

8.2 Методика розрахунку

1. Визначити технічну продуктивність щоклової дробарки.

Продуктивність щоклової дробарки може бути представлена формулою, м³/год

$$\Pi = 60Vn\mu, \quad (8.1)$$

де V – обсяг призми матеріалу, що випадає із дробарки за один відхід рухливої щокло, м³;

n – частота обертання ексцентрикового валу, хв⁻¹;

μ – коефіцієнт розпушення породи, що подрібнюється; має різні значення залежно від форми подрібнюваного матеріалу, його міцності й ступеня подрібнення, $\mu = 0,3-0,65$ (менші значення вибираються при більшому подрібненні).

Обсяг призми матеріалу V (рис. 8.5) можна визначити відповідно до залежності:

$$V = \frac{2a+s}{2} h \cdot L \quad (8.2)$$

де a – розмір при зближеному положенні щік, м;

s – хід рухливої щокло, м;

L – довжина завантажувального (розвантажувального) отвору, м;

h – висота призми матеріалу, що подрібнюється в робочому просторі дробарки, $h = s/\operatorname{tg}\alpha$, м;

α – кут захоплення (у щоклових дробарках він не повинен становити більше 20–23°).

Частота обертання ексцентрикового валу, хв⁻¹

$$n = 66,5 \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg}\alpha}{s}}. \quad (8.3)$$

2. Знайти потужність щоклової дробарки.

Для дробарок з довжиною розвантажувального отвору L до 1 000 мм потужність, необхідна для роботи дробарки, визначається за виразом, кВт

$$N_1 = \frac{\sigma^2 nb(D^2 - d^2)}{0,23E}. \quad (8.4)$$

Для дробарок з довжиною завантажувального отвору L більше ніж 1 000 мм, кВт

$$N_2 = \frac{\sigma^2 n(D^3 - d^3)}{0,23E}, \quad (8.5)$$

де b – ширина розвантажувальної щілини, $b = a + s$, м;

σ – межа міцності матеріалу, що дробиться, МПа (див. табл. 8.3);

D – діаметр каменів, що завантажуються в дробарку, м; зазвичай $D = (0,8-0,9)B$, м;

B – ширина завантажувального отвору дробарки, м;

d – середній діаметр подрібненого матеріалу, $d = a + 0,5 s$, м;
 E – модуль пружності матеріалу, МПа (див. табл. 8.3).

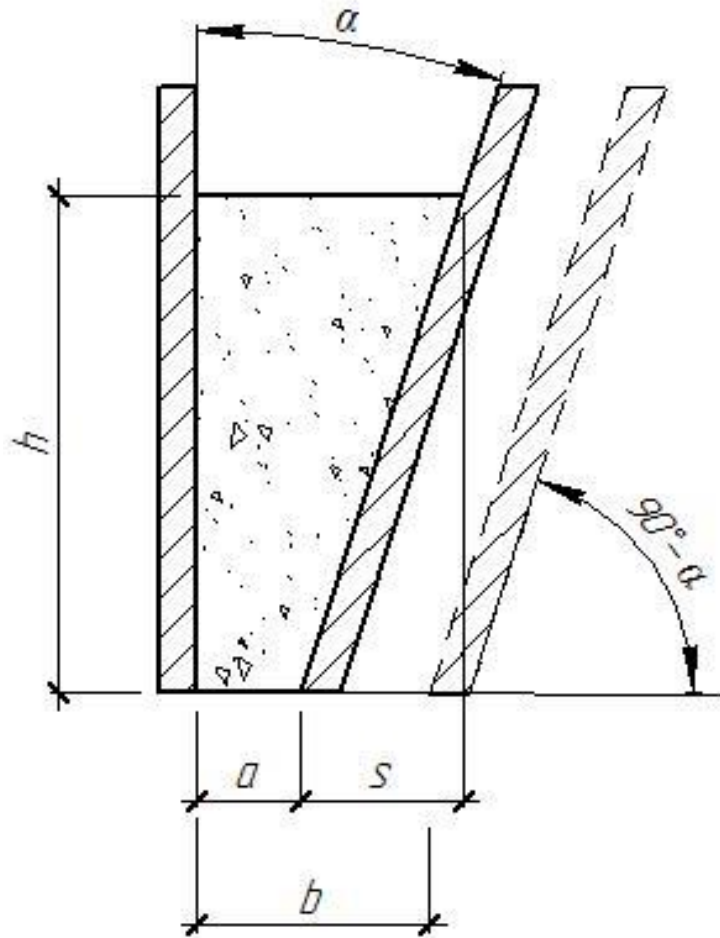


Рисунок 8.5 – Схема для визначення обсягу призми матеріалу, V

Таблиця 8.3 – Характеристика гірських порід

Порода	σ , МПа	E , МПа
Вапняк м'який	40–60	35 000–50 000
Вапняк міцний	120–135	35 000–50 000
Сланець глинистий	25–40	11 000–19 000
Піщаник	50–80	34 000–50 000
Граніт	180–200	60 000–70 000

3. Підібрати типову дробарку.

Користуючись даними таблиці 8.4, підібрати дробарку, найбільш наближену до визначених продуктивності та потужності, а також вихідних даних. Вказати тип дробарки, конструктивне рішення та основні показники.

4. Обрати екскаватор або навантажувач під знайдену дробарку (дробарка працює в кар'єрі).

При потраплянні в первинну дробарку занадто великих каменів, які не можуть бути нею роздроблені, доводиться зупиняти каменедробарку, витягати нероздроблений камінь і розбивати його на шматки, придатні для завантаження в каменедробарку.

Щоб виключити доставку занадто великих каменів на каменедробильний завод, їх варто сортувати в кар'єрі. Таке сортування можуть зробити екскаватори або навантажувачі, що працюють у вибої з ковшами відповідних місткостей.

Максимальна місткість ковша екскаватора або навантажувача, що забезпечує забір тільки каменів, які вільно входять у завантажувальний отвір дробарки, може бути знайдена за таблицею 8.5.

Визначивши необхідну місткість ковша екскаватора (навантажувача) за таблицею 8.4, необхідно обрати типорозмірний екскаватор (навантажувач).

Таблиця 8.4 – Технічні характеристики щоківних дробарок

Показник	Просте хитання щоки			Складне хитання щоки				
	СДМ-111	СДМ-118	СВД-117	СДМ-115	СДМ-116	СДМ-108	СДМ-109	СДМ-110
Розміри прийомного отвору, В·L, мм	900 × 1 200	1 500 × 2 100	1 200 × 1 500	160 × 250	250 × 400	250 × 900	400 × 900	600 × 900
Крупність вихідної сировини, D, мм	510	1 300	1 000	120	210	210	340	510
Кут захоплення, не більше, α, град.	19	20	20	15	15	17	17	19
Номінальна вихідна щільність, а, мм	100	180	150	30	40	40	60	100
Продуктивність при номінальній щільності, П, м ³ /год	180	550	310	3	7	18	25	55
Потужність електродвигуна, не більше, N, кВт	90	250	160	10	17	40	55	75

Таблиця 8.5 – Місткість ковшів екскаватора або навантажувача залежно від завантажувального отвору дробарки

Місткість ковша, м ³	Розмір завантажувального отвору дробарки, мм			
	600 × 900	900 × 1 200	1 200 × 1 500	1 500 × 2 100
Екскаватор	0,5	1	2	3
Навантажувач	0,8	1	2	4

Контрольні запитання

1. Які типи щоківних дробарок ви знаєте?
2. Що таке ступінь подрібнення? Які стадії подрібнення ви знаєте?

3. Який вид дробарки із простим чи складним хитанням шоки забезпечує більш якісне подрібнення?

4. Як класифікують дробарки за різновидом руху рухливої шоки?

5. Яким чином дробарку убезпечують від зупинки при потраплянні в робочий простір шматка матеріалу, що не дробиться?

ВПРАВА № 9

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ГРАВІТАЦІЙНИХ БЕТНОЗМІШУВАЧІВ

Мета вправи: вивчити конструктивні відмінні риси гравітаційних бетонозмішувачів; навчитися визначати продуктивність і потужність машин, а також навчитися обирати бетонозмішувач для конкретних умов експлуатації.

Мета вправи:

1. Визначити погодинну експлуатаційну продуктивність гравітаційного бетонозмішувача.

2. Визначити змінну продуктивність гравітаційного бетонозмішувача.

3. Розрахувати потужність змішувача та вибрати двигун.

4. На підставі зроблених розрахунків підібрати типовий бетонозмішувач.

Розрахунок проводять згідно з даними таблиці 9.1.

9.1 Загальні відомості

Бетонозмішувачі використовують для приготування бетонних сумішей, до складу яких входять щебінь (гравій або керамзит), пісок, цемент і вода.

Бетонозмішувачі класифікують за такими ознаками: мобільність (стаціонарні та пересувні), режим роботи (циклічної та безперервної дії), спосіб перемішування (гравітаційне та примусове).

Бетонозмішувачі з невеликим обсягом робіт використовують на будівельних майданчиках.

Головним параметром циклічних бетонозмішувачів є обсяг готового замісу.

У змішувачах безперервної дії (рис. 9.1, б) надходження складових компонентів і вихід готової суміші сполучаються в часі, унаслідок чого їхня продуктивність перевищує продуктивність змішувачів циклічної дії. Головний параметр змішувачів безперервної дії – продуктивність.

Гравітаційні бетонозмішувачі (рис. 9.1, а) використовують для приготування рухливих сумішей.

У гравітаційних бетонозмішувачах вихідні компоненти за допомогою лопатей, які жорстко прикріплені до корпусу, піднімаються нагору, а потім, під час обертання барабана, під дією гравітаційних сил падають униз. Цей процес повторюється кілька разів, завдяки чому здійснюється приготування бетонної суміші.

Перекидний бетонозмішувач СБ-166 (рис. 9.2, а) складається з механізму завантаження у вигляді скіпового підйомника, до якого входять ковш (1) та механізм його підймання і опускання (2), а також барабан (3), пульт керування (4), привод змішувального барабана (5), системи водопостачання (6) та рами (7).

Таблиця 9.1 – Вихідні дані до виконання вправи № 9

№ з/п	Місткість барабана, V , л	Коефіцієнт виходу суміші, $k_{вих}$	Швидкість підйому скіпа, $v_{ск}$, м/с	t_1 , с	t_2 , с	t_3 , с
1	200	0,65	0,20	15	60	20
2	180	0,68	0,35	10	100	30
3	150	0,67	0,20	18	80	20
4	220	0,69	0,25	20	120	40
5	240	0,66	0,27	15	100	50
6	160	0,65	0,23	17	90	20
7	420	0,68	0,27	16	130	30
8	240	0,67	0,28	20	150	40
9	480	0,66	0,30	15	80	20
10	360	0,70	0,27	18	100	30
11	420	0,69	0,25	20	110	25
12	460	0,65	0,26	16	100	30
13	390	0,66	0,28	19	90	30
14	460	0,68	0,30	15	120	35
15	190	0,67	0,29	20	130	40
16	230	0,69	0,28	18	90	20
17	210	0,70	0,23	17	110	25
18	490	0,65	0,30	20	150	50
19	220	0,67	0,21	16	120	35
20	190	0,68	0,23	17	100	20

Для повороту барабана при розвантаженні використовують гідроперекидачі.

Перекидний бетонозмішувач СБ-101 (рис. 9.2, б) складається зі змішувального барабана (2) із прикріпленими до його внутрішньої поверхні лопастями (1). Обертання барабана здійснюється від двигуна (6) через двоступеневий редуктор (4). Для переміщення змішувача застосовують ходовий пристрій (5) у вигляді двох жорстких металевих коліс. Кут нахилу змішувального барабана змінюється за допомогою механізму повороту (3). Усі ці агрегати і вузли змонтовано на рамі (7).

9.2 Методика розрахунку

1. Визначити годинну експлуатаційну продуктивність гравітаційного бетонозмішувача.

Експлуатаційна продуктивність змішувальних машин періодичної дії визначається так, м³/год:

$$P_{\text{техн}} = \frac{Vnk_{\text{вих}}k_{\text{ер}}}{1000}, \quad (9.1)$$

де V – місткість змішувального барабана, л;

n – кількість замісів за одну год;

$$n = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3}, \quad (9.2)$$

де t_1 – тривалість завантаження барабана, с (при подачі скіповим ковшем $t_1 = 15-20$ с);

t_2 – тривалість перемішування, с ($t_2 = 60-15$ с);

t_3 – тривалість розвантаження барабана, с ($t_3 = 20-50$ с);

$k_{\text{вих}}$ – коефіцієнт виходу готової суміші. Коефіцієнт виходу готової суміші становить відношення обсягу готової суміші до місткості барабану за завантаженням, у цьому випадку $k_{\text{вих}} = 0,65-0,7$;

$k_{\text{ер}}$ – коефіцієнт використання машин за часом, $k_{\text{ер}} = 0,8-0,9$.

2. Визначити змінну продуктивність бетонозмішувача, м³/зміну:

$$P_{\text{см}} = T_{\text{см}} P_{\text{техн}}, \quad (9.3)$$

де $T_{\text{см}}$ – час зміни, 8,2 год.

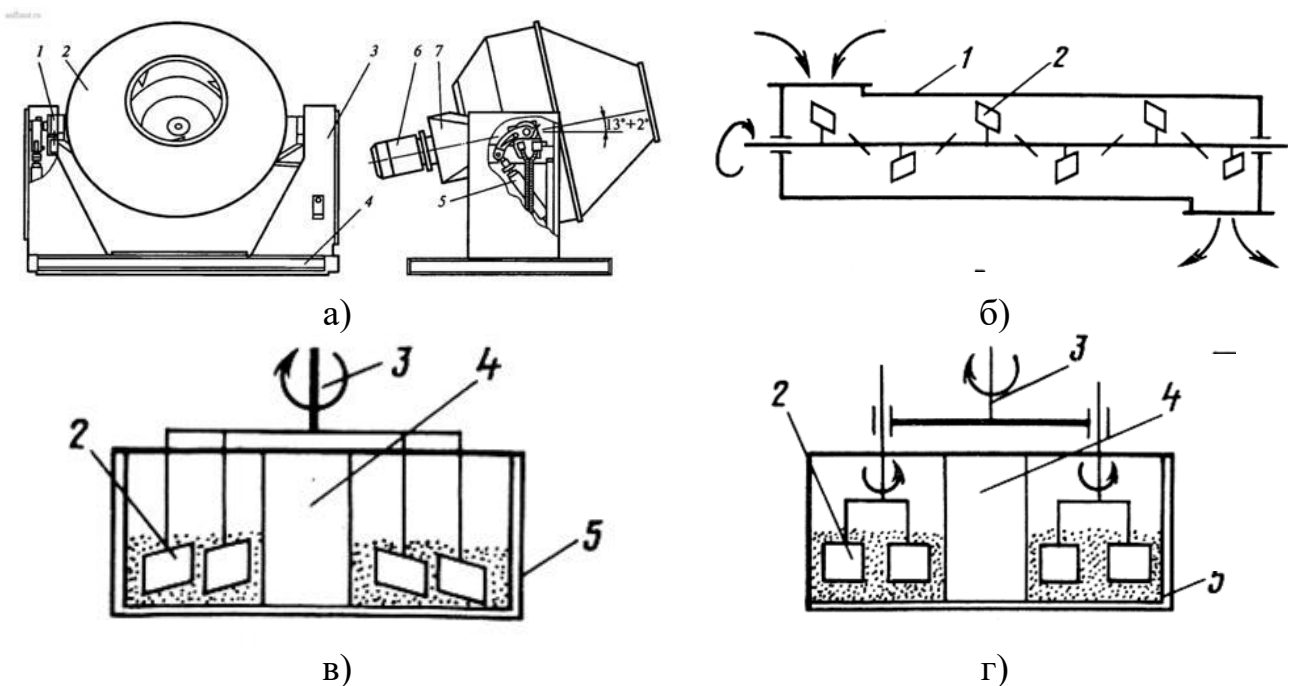


Рисунок 9.1 – Принципова схема змішувачів:

а – гравітаційний циклічної дії; 1 – опорні стійки; 2 – барабан;

3, 7 – траверси; 4 – рама; 5 – механізм перекидання; 6 – привод обертання;

б – лопатевий примусової дії, що працює безупинно; в – роторний примусової дії; г – планетарно-роторний примусової дії; 1 – барабан; 2 – лопаті; 3 – ротор,

4 – стакан; 5 – чаша

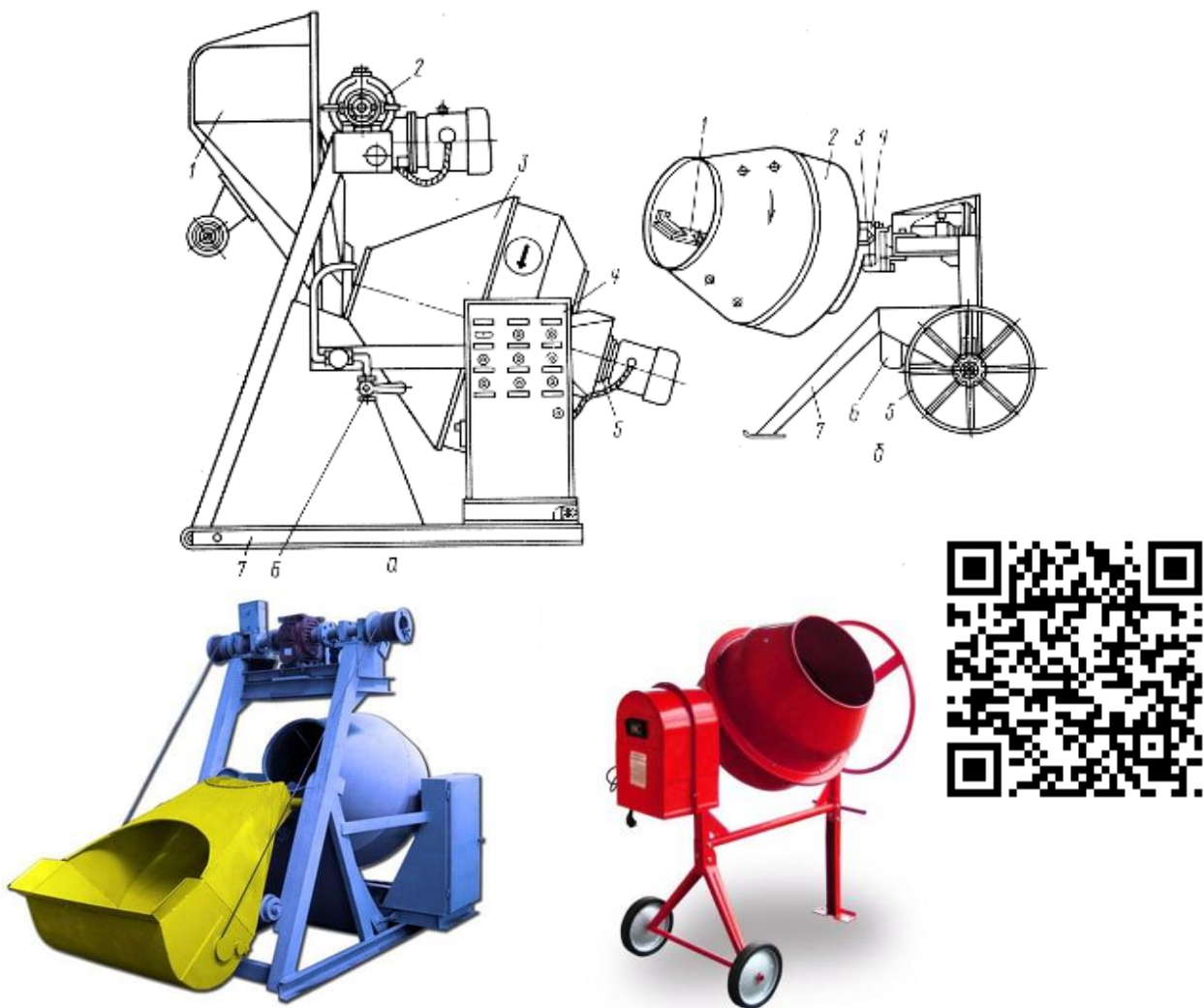


Рисунок 9.2 – Гравітаційні бетонозмішувачі циклічної дії:
 а – типу СБ-16Б: 1 – ковш; 2 – механізм підйому ковша; 3 – барабан ; 4 – пульт керування; 5 – привод барабана; 6 – система водопостачання; 7 – рама;
 б – типу СБ-101: 1 – лопаті; 2 – барабан; 3 – механізм повороту барабана; 4 – редуктор; 5 – ходовий пристрій; 6 – двигун; 7 – рама

3. Визначити необхідну потужність гравітаційного бетонозмішувача циклічної дії.

Завантаження будівельних машин може проводитись за допомогою скіпового підйомника.

Загальні витрати потужності бетонозмішувачів із завантажувальним ковшем-скіпом можна записати таким способом:

$$N_{\text{обц}} = N_1 + N_2, \quad (9.4)$$

де N_1 – потужність двигуна приводу барабана, кВт;

N_2 – потужність, що витрачається на підйом завантажувального ковша, кВт;

$$N_1 = \frac{0,375 G_{\text{см}} R_{\text{бц}} \omega}{1000 \eta_{\text{мех}}}, \quad (9.5)$$

$G_{см}$ – сила ваги маси бетонної суміші в барабані, Н (табл. 9.2);

$R_{бц}$ – радіус циліндричної частини барабана, м (табл. 9.2);

ω – кутова швидкість обертання барабана, $\omega = \frac{\pi \cdot n_{\delta}}{30} \approx 1,8 \dots 2,0 \text{ с}^{-1}$;

$\eta_{мех}$ – ККД приводу, $\eta_{мех} = 0,92$.

Дані для розрахунку N_1 варто обирати за таблицею 9.2.

Таблиця 9.2 – Дані для розрахунку потужності N_1 .

Параметр	Місткість барабана змішувача (по завантаженню), л	
	250	500
Вага бетонної суміші (сила ваги маси бетону), $G_{см}$, Н	3 200	6 270
Внутрішній радіус циліндричної частини барабану, $R_{бц}$, м	0,315	0,649

Потужність, яка витрачається на підйом завантажувального ковша (скіпа), розраховується в момент його перекидання за формулою

$$N_2 = \frac{(k_{сопр} - 1)G'_{см} + (G'_{см} + G_{к}) \sin \alpha \cdot v_{ск}}{1000 \cdot \eta_{леб}}, \quad (9.6)$$

де $G'_{см}$ – сумарна сила ваги компонентів бетонної суміші, що подається скіпом у барабан, $G'_{см} \approx 0,92G_{см}$, Н;

$G_{к}$ – вага ковша підйомника; $G_{к} = 1\ 000$ Н;

$k_{сопр}$ – коефіцієнт шкідливих опорів; $k_{сопр} = 1,2 - 1,25$;

α – кут нахилу рами скіпа, град; $\alpha = 55^{\circ}$;

$v_{ск}$ – швидкість підйому скіпа, м/с;

$\eta_{леб}$ – ККД лебідки скіпа, $\eta_{леб} = 0,75$.

Розрахувавши потужність N_1 і N_2 , варто обрати відповідний двигун за таблицею 9.3.

4. Підібрати типовий змішувач.

Визначити обсяг готового замісу $V_{г.з.}$ при заданих V і $k_{вих}$.

Типовий змішувач підібрати за таблицею 9.4.

Контрольні запитання

1. У чому полягають особливості процесу перемішування компонентів суміші при роботі гравітаційного бетонозмішувача?

2. Для приготування яких бетонних сумішей призначений такий бетонозмішувач?

3. Які витрати потужності необхідно враховувати під час роботи гравітаційного бетонозмішувача?

Таблиця 9.3 – Типові двигуни залежно від потужності й частоти обертання

Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, хв ⁻¹	Момент інерції, кг·м ²	Маса, кг
A02-11-2	0,8	2 815	0,0013	17,5
A02-12-2	1,1	2 815	0,0015	19,5
A02-21-2	1,5	2 860	0,0028	23,5
A02-22-2	2,2	2 860	0,0035	27,5
A02-31-2	3,0	2 880	0,0082	35
A02-32-2	4,0	2 880	0,0100	43
A02-41-2	5,5	2 900	0,019	62
A02-42-2	7,5	2 900	0,025	74
A02-51-2	10,0	2 900	0,038	95
A02-52-2	13,0	2 900	0,045	110
A02-61-2	17,0	2 900	0,075	128
A02-62-2	22,0	2 900	0,110	144
A02-71-2	30,0	2 900	0,140	166
A02-11-4	0,6	1 360	0,0018	17,5
A02-12-4	0,8	1 360	0,0021	19,2
A02-21-4	1,1	1 400	0,0042	23,5
A02-22-4	1,5	1 400	0,0055	27,5
A02-31-4	2,2	1 430	0,0100	35
A02-32-4	3,0	1 430	0,0125	43
A02-41-4	4,0	1 450	0,0230	62

Примітка. Для всіх електродвигунів $M_{\text{макс}}/M_{\text{ном}} = 2,2$.

Таблиця 9.4 – Типові змішувачі

Параметр	СБ 30 Б	СБ-16	СБ-16Б
Обсяг готового замісу, $V_{\text{г.з.}}$, л	165	330	330
Місткість за завантаженням, V , л	250	500	500
Кількість циклів за одну годину	30	30	32
Частота обертання барабана, хв ⁻¹	20	18	18
Потужність електродвигуна механізму обертання, N_1 , кВт	1,1	3	4
Потужність електродвигуна механізму підйому ковша, N_2 , кВт	3,0	5,5	5,5
Маса, не більше, кг	800	200	1 900

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баладинський В. Л. Будівельні машини : збірник вправ / В. Л. Баладинський, В. М. Смирнов, І. А. Ємельянова. – Київ, 2001. – 123 с.
2. Баладинський В. Л. Будівельна техніка / В. Л. Баладинський, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – Київ – Полтава, 2002. – 462 с.
3. Будівельна техніка : навч. посіб. / [В. Л. Баладинський та ін.]. – Київ : Либідь, 2001. – 368 с.
4. Машини для строительно-монтажных работ. Справочник / [Н. С. Болотских, И. А. Емельянова и др.]. – Київ : Будівельник, 1994. – 342 с.
5. Емельянова И. А. Машини и оборудование для возведения зданий и сооружений из монолитного железобетона : учеб. пособ. / И. А. Емельянова. – Харьков : Факт, 2008. – 376 с.
6. Ємельянова І. А. Баштові крани для сучасного будівництва / І. А. Ємельянова, О. С. Сорочотяга, Д. В. Супряга. – Харків : Бурун книга, 2010. – 125 с.
7. Емельянова И. А. Машини и оборудование для строительной площадки : справ. пособ. / И. А. Емельянова, А. И. Анищенко, И. И. Ляхов. – Харьков : ФЛП Бровин А. В., 2018. – 226 с.
8. Ємельянов В. П. Дорожні машини, автомобілі та трактори / В. П. Ємельянов. – Харків : ХНАДУ, 2006. – 213 с.
9. Будівельна техніка : підручник / [О. М. Лівінський, А. Д. Єсипенко, О. І. Курок та ін.]. – Київ : Київський національний університет будівництва і архітектури, Українська академія наук, МП Леся, 2013. – 614 с.
10. Назаренко І. І. Машини для виготовлення будівельних матеріалів / І. І. Назаренко. – Київ : КНУБА, 1999. – 385 с.
11. Онищенко О. Г. Будівельна техніка : навч. посіб. / О. Г. Онищенко, В. М. Помазан. – Київ : Урожай, 1999. – 300 с.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Типи двигунів залежно від потужності й частоти обертання

Тип двигуна	Потужність на валу Р, кВт		Частота обертання валу $n_{об}$, ХВ^{-1}		Маса, кг
	Режим роботи, %				
	25	40	25	40	
МТ-42-8	16,0	13,0	718	724	400
МТ-51-8	22,0	17,0	723	728	435
МТ-52-8	30,0	25,5	725	730	530
МТ-61-10	30,0	24,0	574	579	715
МТ-62-10	45,0	36,0	577	582	945
МТК-011-6	1,4	1,1	840	885	47
МТК-012-6	2,2	1,8	830	870	53
МТК-111-6	3,5	2,8	875	900	70
МТК-112-6	5,0	4,2	875	900	80
МТК-211-6	7,5	6,0	800	910	110
МТВ-311-6	11,0	9,0	900	920	155
МТВ-312-6	16,0	13,0	900	925	195
МТВ-412-6	30,0	24,0	935	950	315
МТВ-311-8	7,5	6,0	670	690	155
МТВ-312-8	11,0	8,5	680	700	195
МТВ-411-8	16,0	13,0	685	700	255
МТВ-311-6	11,0	7,5	945	945	155
МТВ-312-6	16,0	11,0	955	950	195
МТВ-411-6	22,0	16,0	965	957	190
МТВ-412-6	30,0	22,0	970	960	315
МТВ-312-8	11,0	7,5	710	695	195
МТВ-411-6	16,0	11,0	715	710	255
МТВ-412-8	22,0	16,0	720	715	315
МТВ-512-8	40,0	30,0	730	716	490
4АС80А6В3	0,9	0,8	1 000	860	24
4АС90	–	1,7	–	900	27
4АС100 6В3	–	2,6	–	920	47
4АС112МА6В3	3,8	3,2	1 000	910	80
4АС132 6В3	7,5	6,3	1 000	940	100
4АС132М6В3	10,0	8,5	1 000	940	125

Електродвигун, електромотор – електрична машина, двигун, що перетворює електричну енергію на механічну.

Електродвигун складається із обертової частини – ротора та нерухомої частини – статора. Розрізняють електродвигуни постійного та змінного струму. Останні поділяють на синхронні та асинхронні. Асинхронні електродвигуни, зі свого боку, поділяються на асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором (так звана «біляча клітка») та фазним ротором, а за функціональним призначенням – на загальнопромислові, кранові, ліфтові, екскаваторні, тролейбусні, трамвайні, автомобільні.

Електродвигун є частиною електропривода транспортних (підйомально-транспортних) засобів, зокрема конвеєрів, шахтних підйомальних установок тощо.

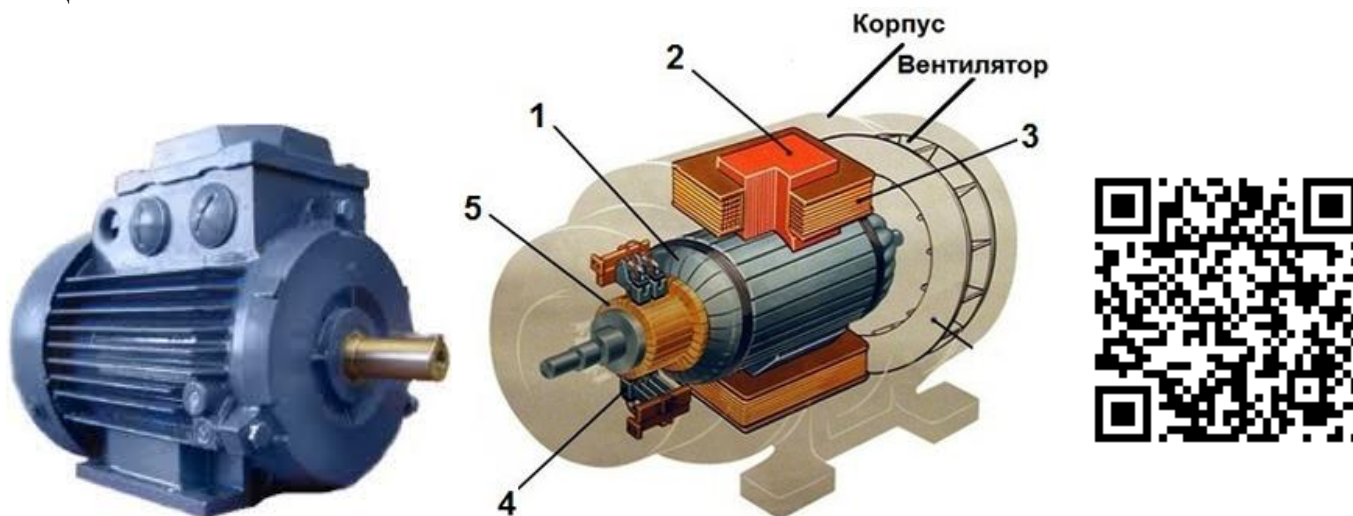


Рисунок А.1 – Електродвигун:

1 – якор; 2 – сердечник полюса; 3 – обмотка полюса; 4 – щітки; 5 – колектор

Таблиця А.2 – Типи редуктори циліндричні двоступінчасті горизонтальні

Типорозмір редуктора	Номинальне передачне число, U_p	Номинальний крутний момент на вихідному валу ($M_{\text{вих ф}}$), кН·м, мін.	Припустиме радіальне консольне навантаження на вал, кН		Маса, кг			
			Вихідний, макс.	Вхідний, мін.				
1	2	3	4	5	6			
2Ц2-100Н	6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5	0,47	5,3	0,19	43			
2Ц2-125Н		1,2	8,5	0,53	89			
2Ц2-160Н		2,0	11,0	0,67	135			
2Ц2-200Н		3,8	15,4	0,9	263			
2Ц2-250Н		7,0	21,0	2,0	585			
2Ц2-280Н		9,5	24,0	2,2	760			
Ц2У-315НМ	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	7,5	22,4	2,0	510			
1Ц2У-355		14,0	40,0	3,15	700			
Ц2У-400НМ		16,3	31,5	3,15	930			
Ц2У-315КМ ТВ 15 % ТВ 25 % ТВ 40 %	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	8,6	31,5	2,0	460			
Ц2У-400КМ ТВ 15 % ТВ 25 % ТВ 40 %		15,9 14,6 14,6				50,0	3,15	870
1Ц2Н-560К ТВ 15 % ТВ 25% і 40 %		66,0 63,0						
1Ц2Н-450	35,5	71,0	6,3	1 530				
1Ц2Н-500	40,0	100,0	6,3	2 100				

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6
Ц2Н-630	8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 6; 18; 20; 20,4; 25;28;31,5; 40; 45; 50	71,0	66,5	4,8	3691
Ц2Н-710		100,0	79,0	5,8	4920
<i>Ц2-250MP3</i> ПВ 100 % ПВ 15 % ПВ 25 % ПВ 40 %	8 10 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	0,8 2,8 1,6 1,1	7,0 11,5 10,0 8,3	0,4 0,6 0,6 0,4	160
<i>Ц2-350MP3</i> ПВ 100 % ПВ 15 % ПВ 25 % ПВ 40 %		1,9 7,0 5,0 3,0	10,9 18,8 17,5 13,7	0,5 0,9 0,8 0,6	275
<i>Ц2-400MP3</i> ПВ 100 % ПВ 15 % ПВ 25 % ПВ 40 %		3,0 10,0 5,6 4,0	13,6 24,0 18,7 15,8	0,6 1,8 1,0 0,96	385
<i>Ц2-500MP3</i> ПВ 100 % ПВ 15 % ПВ 25 % ПВ 40 %		5,5 24,0 14,0 8,5	18,5 38,7 29,5 23,0	0,9 3,0 2,5 1,1	595

Механічний редуктор – механізм на основі однієї або більше передач зачепленням, що входить у приводи машин і слугує для збільшення крутного моменту одночасно зі зниженням кутової швидкості веденого вала. У редукторах застосовують, ланцюгові передачі, черв'ячні передачі та використовують їх у різних поєднаннях – черв'ячні і зубчасті, ланцюгові та зубчасті тощо. Існують комбіновані приводи, у яких редуктор компонують із варіатором.

Редуктором називають пристрій, що перетворює високу кутову швидкість обертання вхідного вала у меншу на вихідному валу, підвищуючи при цьому крутний момент. Пристрій, який перетворює малу кутову швидкість на вищу, називають мультиплікатором.

Редуктор зі ступінчастим змінюванням кутової швидкості називається коробкою передач, із безступінчастою – варіатором.

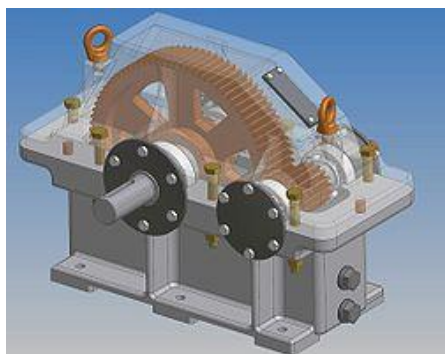


Рисунок А.2 – Циліндричний редуктор

Електронне навчальне видання

Методичні рекомендації
до проведення практичних занять
із навчальної дисципліни

«БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА»

*(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної форми навчання зі спеціальностей 133 – Галузеве машинобудування,
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

Укладачі: **АНІЩЕНКО** Анна Ігорівна,
БЛАЖКО Володимир Володимирович

Відповідальний за випуск *В. В. Блажко*

Редактор *О. А. Норик*

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

План 2023, поз. 241М

Підп. до друку 16.02.2024. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 4,7.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.