

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Чернівецький національний університет
імені Юрія Федьковича

БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА

Методичні вказівки
до практичних робіт для студентів
спеціальності “Будівництво та цивільна інженерія”

Укладачі: В.В. Довганюк
О.Д. Галунка



Чернівці
Чернівецький національний університет
імені Юрія Федьковича
2026

БКК 38.6-5
Б 90

Рекомендовано до видання Методичною радою
ФАБДПМ ЧНУ імені Юрія Федьковича
(протокол № 5 від 30 січня 2026 року)

Укладачі: В.В. Довганюк, канд. фіз.-мат. наук, асистент
О.Д. Галунка, канд. економ. наук, асистент

Будівельна техніка : метод. вказівки до практ. робіт / уклад.:
Б 90 В.В. Довганюк, О.Д. Галунка. Чернівці, Чернівець. нац. ун-т ім.
Ю. Федьковича. 2026. 69 с.

Наведено приклади розрахунків будівельних машин: приводу будівельних машин, вантажного автомобіля, тракторного потягу, вантажної лебідки, баштового крану, стрічкового конвеєра, скрепера, бульдозера, траншеєкопача.

Призначено для студентів спеціальності G19 “Будівництво та цивільна інженерія” для практичного використання студентами при виконанні практичних робіт та закріплення теоретичного матеріалу.

БКК 38.6-5

© Чернівецький національний університет
імені Юрія Федьковича, 2026

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	4
ПРАКТИЧНІ ВПРАВИ	5
Вправа 1. Розрахунок змінної продуктивності та пробігу вантажного автомобіля .	5
Вправа 2. Тяговий розрахунок тракторного потягу	10
Вправа 3. Експлуатаційний розрахунок одноковшевих екскаваторів.....	16
Вправа 4. Розрахунок продуктивності бульдозера і вибір базового трактора.....	24
Вправа 5. Розрахунок скреперів	28
Вправа 6. Вибір траншеєкопача та розрахунок тривалості його роботи.....	33
Вправа 7. Розрахунок стрічкового конвеєра	38
Вправа 8. Розрахунок вантажної лебідки.....	42
Вправа 9. Використання баштового крана	48
Вправа 10. Розрахунок привода будівельних машин.....	52
Список літератури	68

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Мета курсу “Будівельна техніка” – вивчити призначення, конструкцію, особливості роботи будівельних машин та обладнання, засвоїти методи розрахунку продуктивності будівельної техніки та ін. Передбачається ознайомлення студентів з деталями та вузлами, які використовуються в конструкціях будівельних пристроїв, механізмів та машин.

Спеціалісти-будівельники мають набути навички правильної експлуатації, своєчасної профілактики і виконання графіків регламентних робіт будівельних машин. Вони повинні брати безпосередню участь у вдосконаленні технології виробництва, поліпшенні конструкції існуючих та створенні нових машин з урахуванням постійного зростання об’ємів виробництва, підвищення якості і зменшення строків будівельних робіт.

Після вивчення курсу студенти повинні знати: конструктивні схеми машин та їх роботу; галузі раціонального використання машин, пристроїв та обладнання будівельної техніки; методи та особливості розрахунку продуктивності машин в конкретних умовах; засоби підвищення продуктивності будівельної техніки; основи експлуатації будівельної техніки і правила безпеки.

Програмою дисципліни передбачено вивчення основних характеристик та будови будівельної техніки, застосування цієї техніки в технологічних процесах сучасного будівництва, виконання практичних робіт, вибір і розрахунок продуктивності машин, ознайомлення з правилами експлуатації та техніки безпеки, особливостей охорони довкілля.

ПРАКТИЧНІ ВПРАВИ

Вправа 1. Розрахунок змінної продуктивності та пробігу вантажного автомобіля

Завдання

Розрахувати швидкість та час руху автомобіля на окремих ділянках траси і загалом за рейс. Знайти технічну та змінну продуктивність і змінний пробіг автомобіля.

Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 1.1 – 1.3.

Таблиця 1.1

Коефіцієнт завантаження автомобіля $k_{зав}$

Варіант	$k_{зав}$
1-5	1
6-10	0,9
11-15	0,8
15-20	0,7
21-25	0,6
26-30	0,5

Таблиця 1.2

Характеристика рухомого складу

Варіант	Марка	Маса вантажу, кг	Тривалість		Шлях гальмування, м
			завантаження, с	розвантаження, с	
1-10	МАЗ-5549	8000	135	80	7
11-20	КрАЗ-256Б	12000	140	100	8
21-30	БелАЗ-540	27000	300	210	15

Методика розрахунку

1. Чисельне значення динамічного фактору:

$$D = f \pm i \quad (1.1)$$

де f – коефіцієнт опору кочення пневмоколіс; i – підйом (+) або уклон (–) ділянки траси для завантаженого автомобіля, див. табл. 1.3, для порожнього автомобіля знак перед i поміняти на протилежний.

1. Швидкість руху завантаженого і порожнього автосамоскида на кожній ділянці траси залежить від величини D . Якщо $D \geq 0$, швидкість визначається за динамічною характеристикою автомобіля (рис. 1.1 – 1.3). Якщо $D < 0$, швидкість автомобіля розраховується за формулою, км/год:

$$v = 3,6\sqrt{g \cdot S_T \cdot (\varphi + f - i)}, \quad (1.2)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; S_T – гальмівний шлях автосамоскида, м (див. табл. 1.2); φ – коефіцієнт зчеплення (див. табл. 1.3).

При визначенні швидкості завантаженого автомобіля слід користуватись залежністю $v = f(D)$ на графіках, при визначенні швидкості порожнього автомобіля слід користуватись залежністю $v = f(D_0)$ на графіках (рис. 1.1 – 1.3).

Таблиця 1.3

Характеристика траси

Варі- ант	Довжина ділянки, м			Підйом (ухил) ділянки			Коефіцієнти	
	l_1	l_2	l_3	i_1	$i_2 (-)$	i_3	f	φ
1	400	1600	300	0,02	0,06	0,045	0,04	0,4
2	450	1700	400	0,08	0,07	0,035	0,02	0,3
3	500	1800	500	0,04	0,11	0,065	0,05	0,5
4	550	2000	300	0,025	0,08	0,055	0,07	0,35
5	800	2500	450	0,03	0,05	0,02	0,03	0,45
6	650	3000	500	0,035	0,045	0,07	0,04	0,3
7	700	1600	350	0,06	0,08	0,045	0,02	0,25
8	750	1700	400	0,04	0,075	0,03	0,05	0,5
9	800	1750	350	0,02	0,055	0,025	0,055	0,4
10	850	1900	300	0,07	0,07	0,04	0,03	0,35
11	900	2400	450	0,05	0,1	0,06	0,035	0,4
12	950	1600	300	0,03	0,055	0,065	0,025	0,25
13	650	2000	550	0,025	0,06	0,07	0,035	0,5
14	400	1850	350	0,065	0,085	0,03	0,045	0,3
15	850	2300	450	0,075	0,04	0,025	0,06	0,25
16	400	2500	600	0,03	0,12	0,05	0,045	0,5
17	500	1600	400	0,045	0,065	0,075	0,065	0,4
18	750	2100	550	0,04	0,07	0,035	0,03	0,25
19	450	1900	300	0,035	0,095	0,05	0,01.	0,3
20	900	1650	450	0,08	0,07	0,06	0,035	0,35
21	450	2000	300	0,065	0,09	0,035	0,045	0,5
22	500	1400	350	0,04	0,05	0,04	0,04	0,4
23	700	1500	500	0,04	0,075	0,08	0,03	0,3
24	650	1700	650	0,025	0,065	0,045	0,035	0,4
25	600	1800	450	0,045	0,08	0,03	0,025	0,35
26	550	2000	550	0,05	0,11	0,06	0,065	0,5
27	700	1750	500	0,025	0,085	0,05	0,03	0,45
28	550	2100	600	0,05	0,06	0,075	0,04	0,4
29	600	1800	400	0,06	0,1	0,04	0,025	0,5
30	700	2200	650	0,055	0,09	0,055	0,05	0,45

3. Час проходження кожної ділянки траси завантаженим та порожнім автомобілем, с:

$$t^{\text{зав}} = \frac{l_i}{0,9v_i^{\text{зав}}}; \quad t^{\text{пор}} = \frac{l_i}{0,9v_i^{\text{пор}}}, \quad (1.3)$$

де l_i – довжина ділянки траси, м (див. табл. 1.3); $v_i^{\text{зав}}$ – швидкість завантаженого автомобіля на i -й ділянці, м/с; $v_i^{\text{пор}}$ – швидкість порожнього автомобіля на i -й ділянці, м/с; 0,9 – коефіцієнт, який враховує витрати часу на прискорення та уповільнення руху.

Розрахункові дані оформити згідно табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Розрахункові величини часу проходження ділянок траси автомобілем

Позначення ділянки	Довжина ділянки, м	Підйом (ухил) ділянки	Швидкість пробігу ділянки, км/год	Час пробігу ділянки, с
Завантажений автомобіль				
l_1				
l_2				
l_3				
				$\sum t_i^{\text{зав}}$
Порожній автомобіль				
l_1				
l_2				
l_3				
				$\sum t_i^{\text{пор}}$

4. Тривалість одного рейсу T_p автомобіля, с:

$$T_p = (\sum t_i^{\text{зав}}) + (\sum t_i^{\text{пор}}) + t_1 + t_2, \quad (1.4)$$

де t_1, t_2 – відповідно тривалість завантаження і розвантаження автомобіля, с (див. табл. 1.2).

5. Технічна продуктивність $\Pi_{\text{техн}}$ автомобіля, т/год:

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{Q k_{\text{зав}}}{T_p}, \quad (1.5)$$

де Q – маса вантажу в автомобілі, т (див. табл. 1.2); $k_{\text{зав}}$ – коефіцієнт завантаження, див. табл. 1.1; T_p – тривалість одного рейсу автомобіля, год.

6. Кількість ходок n_x автомобіля за зміну:

$$n_x = \frac{T \cdot k_B}{T_p}, \quad (1.6)$$

де T – нормативний змінний час, $T = 8 \text{ год.} = 28800 \text{ с}$; k_B – коефіцієнт використання змінного часу, $k_B = 0,8 \dots 0,9$. Отриманий результат округлюємо до цілого значення.

7. Змінна продуктивність $\Pi_{\text{змін}}$ автомобіля, т/зм:

$$\Pi_{\text{змін}} = n_x Q. \quad (1.7)$$

8. Пробіг $L_{\text{змін}}$ автомобіля за зміну, м:

$$L_{\text{змін}} = n_x \cdot 2(l_1 + l_2 + l_3). \quad (1.8)$$

Траса має три ділянки: l_1, l_2, l_3 , уклон траси: i_1, i_2, i_3 .

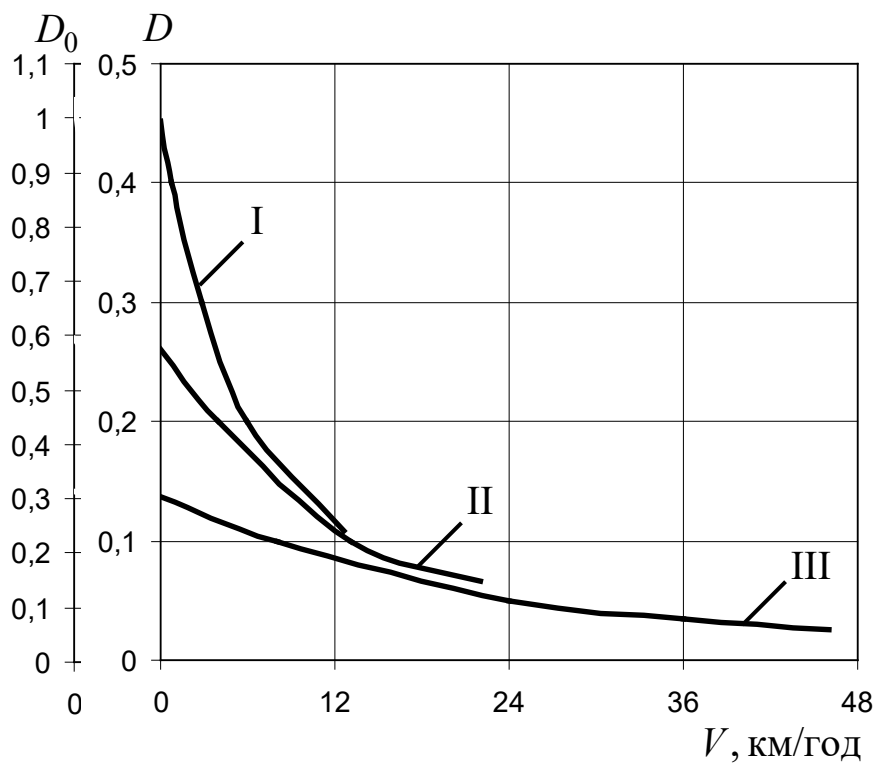


Рис. 1.1. Динамічна характеристика автосамоскида БелАЗ-540:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

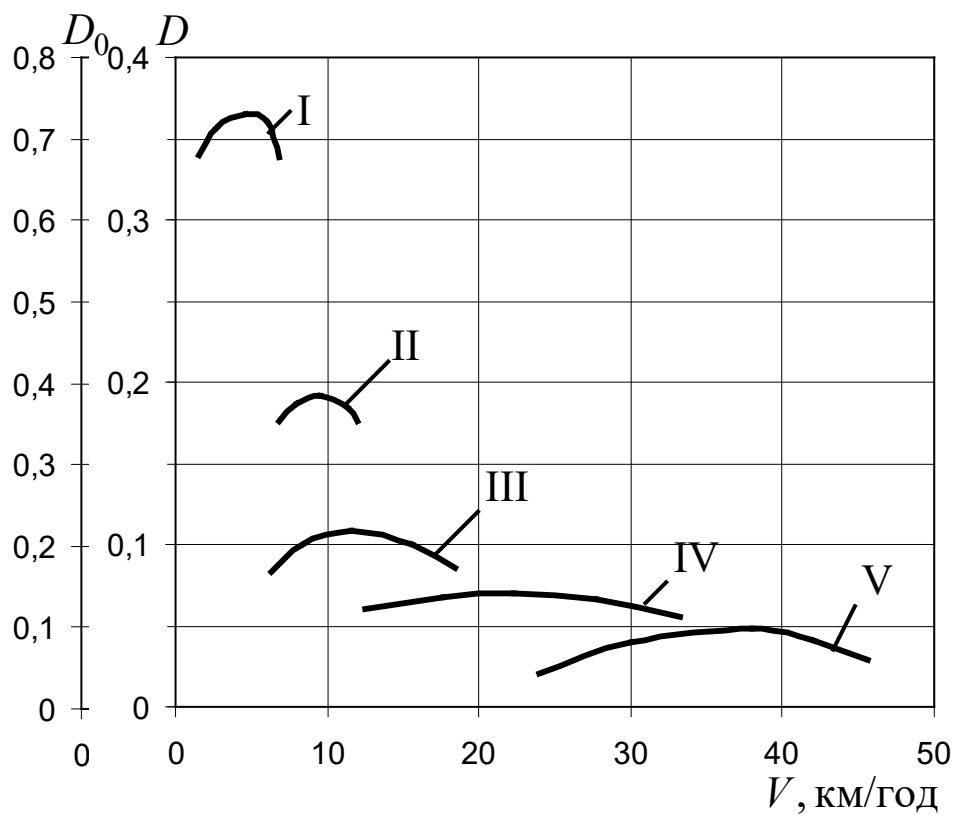


Рис. 1.1. Динамічна характеристика автосамоскида КрАЗ-256Б:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

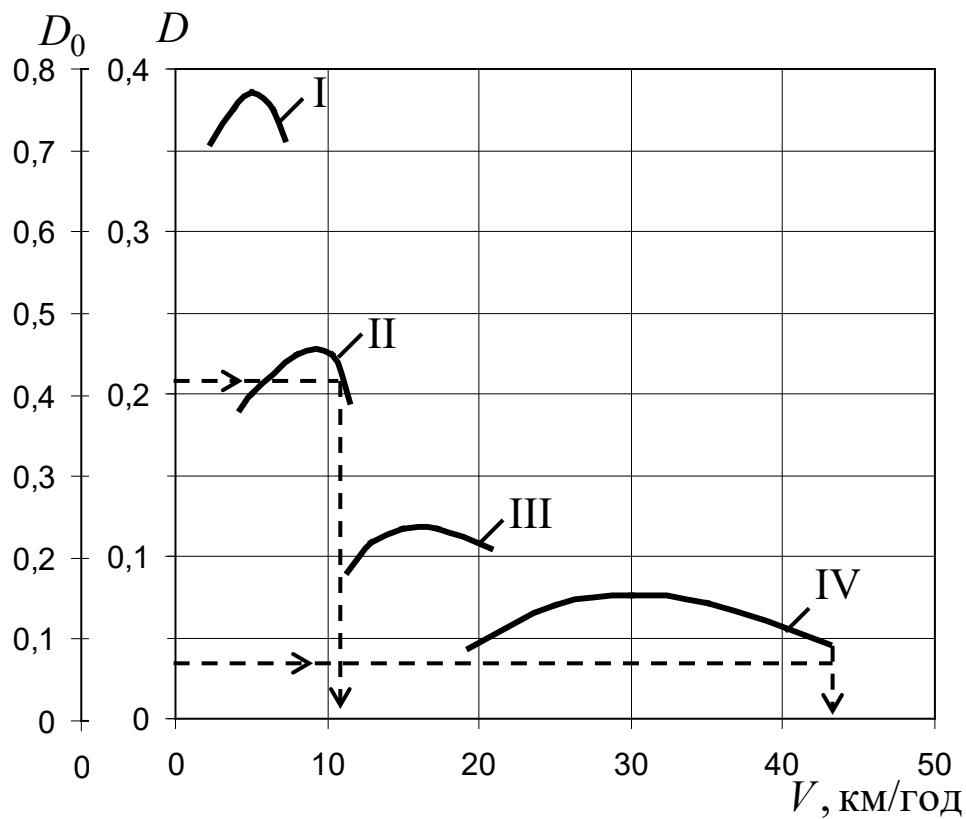


Рис. 1.3. Динамічна характеристика автосамоскида МАЗ-5549:
 D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

Вправа 2. Тяговий розрахунок тракторного потягу

Завдання

Визначити кількість причепів у потязі, який складається з гусеничного трактора і пневмоколісних причепів. Вирахувати тривалість руху потягу на окремих ділянках траси і тривалість його рейсу. Знайти змінну та технічну продуктивність тракторного потягу.

Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 2.1...2.2.

Таблиця 2.1

Характеристика рухомого складу

Варіант	Тип тягача	Вага заправленого трактора, $G_{\text{тр}}$, кН	Параметри	Передачі					Вага вантажу Q , кН	Вага порожнього причепу G , кН	Час, с	
				I	II	III	IV	V			t_1	t_2
1...10	Т-100	114,0	Швидкість, км/год	2,36	3,78	4,51	6,45	10,13	65,0	38,2	45	30
			Тягове зусилля на гаку, кН	95,0	56,0	45,5	29,0	15,0				
11...20	Т-130	127,2	Швидкість, км/год	3,63	4,4	5,12	6,1	7,45	80,0	41,25	60	45
			Тягове зусилля на гаку, кН	118,0	74,2	62,1	51,2	39,2				
21...30	Т-190	150,0	Швидкість, км/год	2,86	5,06	6,9	9,46	13,09	105,0	60,0	80	60
			Тягове зусилля на гаку, кН	144,0	74,0	53,8	36,0	23,5				

Таблиця 2.2

Характеристика траси

Варі- ант	Довжина ділянки, м		Ухил ділянки		Коефіцієнти					
	l_1	l_2	i_1	i_2	f_1	f_2	ω_{r1}	ω_{r2}	φ_1	φ_2
1	250	1200	0,08	0,055	0,08	0,13	0,1	0,06	0,7	0,82
2	450	1500	0,07	0,04	0,07	0,125	0,12	0,055	0,63	0,75
3	500	1350	0,09	0,03	0,06	0,12	0,1	0,065	0,69	0,91
4	500	1250	0,1	0,06	0,075	0,125	0,11	0,06	0,71	0,84
5	300	1550	0,08	0,035	0,06	0,13	0,1	0,055	0,76	0,79
6	450	1300	0,09	0,04	0,07	0,125	0,12	0,06	0,7	0,76
7	400	1400	0,07	0,05	0,08	0,13	0,1	0,065	0,77	0,85
8	350	1600	0,09	0,055	0,06	0,12	0,11	0,055	0,68	0,88
9	600	1450	0,07	0,03	0,065	0,125	0,12	0,06	0,73	0,83
10	400	1500	0,01	0,045	0,08	0,12	0,1	0,055	0,64	0,89
11	500	1350	0,11	0,03	0,065	0,13	0,11	0,065	0,74	0,91
12	250	1450	0,08	0,05	0,06	0,12	0,1	0,06	0,71	0,77
13	500	1200	0,07	0,03	0,07	0,125	0,12	0,055	0,7	0,81
14	450	1550	0,09	0,045	0,08	0,126	0,11	0,06	0,77	0,87
15	300	1400	0,07	0,05	0,075	0,12	0,12	0,065	0,67	0,92
16	500	1650	0,11	0,04	0,08	0,13	0,1	0,055	0,65	0,95
17	350	1600	0,07	0,06	0,065	0,125	0,11	0,06	0,72	0,78
18	500	1450	0,08	0,045	0,055	0,13	0,1	0,065	0,66	0,83
19	550	1650	0,09	0,04	0,07	0,12	0,12	0,055	0,73	0,93
20	350	1300	0,11	0,055	0,08	0,13	0,1	0,06	0,7	0,79
21	450	1500	0,07	0,035	0,075	0,125	0,11	0,055	0,66	0,87
22	550	1350	0,08	0,05	0,06	0,12	0,12	0,065	0,75	0,85
23	350	1200	0,09	0,06	0,07	0,125	0,11	0,055	0,65	0,89
24	400	1250	0,1	0,035	0,08	0,13	0,12	0,06	0,74	0,75
25	300	1300	0,08	0,045	0,085	0,125	0,1	0,065	0,69	0,8
26	600	1550	0,1	0,035	0,06	0,13	0,11	0,055	0,72	0,77
27	550	1400	0,11	0,03	0,07	0,12	0,1	0,065	0,67	0,94
28	250	1600	0,09	0,055	0,08	0,13	0,12	0,055	0,63	0,86
29	400	1250	0,1	0,04	0,065	0,125	0,1	0,06	0,75	0,81
30	550	1650	0,08	0,06	0,06	0,13	0,11	0,065	0,68	0,9

Методика розрахунку

1. Визначити можливу силу тяги трактора за умовою зчеплення його рушії з поверхнею траси (на кожній ділянці траси), кН:

$$F_{зч} = G_{тр} \varphi_i, \quad (2.1)$$

де $G_{тр}$ – вага трактора, кН (див. табл. 2.1); φ_i – коефіцієнт зчеплення гусениць з поверхнею дороги на кожній ділянці траси (див. табл. 2.2).

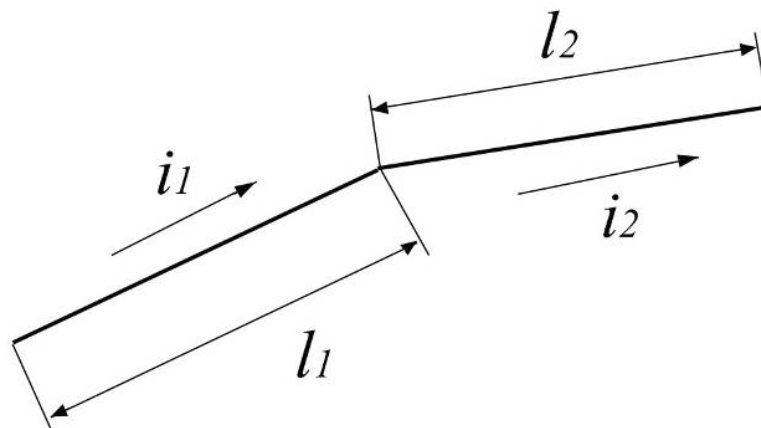


Рис. 2.1. Схема руху тракторного потягу

2. Визначити передачі, на яких може рухатися трактор, виходячи із можливого зчеплення для кожної ділянки траси. Рух трактора можливий за умови:

$$P_{\text{ГК.}i} \leq G_{\text{Тр}}(\varphi_i - \omega_{ri}), \quad (2.2)$$

де $P_{\text{ГК.}i}$ – сила тяги на гаку трактора на відповідній ділянці траси при відповідній передачі, Н (див. табл. 2.1); ω_{ri} – основний питомий опір руху трактора на відповідній ділянці траси (див. табл. 2.2).

За цією умовою і технічною характеристикою трактора (див. табл. 2.1) встановити, на якій передачі трактор може реалізувати найбільше тягове зусилля за умовою зчеплення.

2. Розрахувати кількість причепів n для умов руху завантаженого потягу на кожній ділянці траси:

$$n = \frac{P_{\text{ГК.}i} - G_{\text{Тр}}(\omega_{ri} + i_i)}{(Q + G)(f_i + i_i)}, \quad (2.3)$$

де i_i – ухил відповідної ділянки траси (див. табл. 2.2); Q – вага вантажу, Н (див. табл. 5.2); G – вага причепа, Н (див. табл. 2.1); f_i – коефіцієнт опору коченню коліс причепа (див. табл. 2.2).

Кількість причепів округлити до найближчого меншого цілого числа, враховуючи найбільш важку ділянку траси, тобто $n = n_{\min}$.

4. Визначити потрібні тягові зусилля на гаку трактора, необхідну передачу, та швидкості на всіх ділянках траси, виходячи із умов руху транспортного потягу:

а) для завантаженого потягу, Н

$$P_{\text{ГК.і}}^{\text{зав}} \geq n(Q + G)(f_i + i_i) + G_{\text{тр}}(\omega_{ri} + i_i), \quad (2.4)$$

б) для порожнього потягу, Н

$$P_{\text{ГК.і}}^{\text{пор}} \geq nG(f_i - i_i) - G_{\text{тр}}(\omega_{ri} - i_i). \quad (2.5)$$

За табл. 2.1 встановити, на яких передачах буде рухатися тракторний потяг і його найвищі швидкості руху. Розраховані дані оформити згідно табл. 2.2.

5. Розрахувати тривалість руху t_i потягу на окремих ділянках (з вантажем і без нього), с:

$$t_i = 3,6 \frac{l_i}{0,9v_i}, \quad (2.6)$$

де l_i – довжина ділянки траси, м; v_i – швидкість руху потягу на цій ділянці траси, км/год; 0,9 – коефіцієнт, що враховує час на прискорення, уповільнення та перемикання передач.

6. Визначити тривалість рейсу потягу t_p включаючи час завантаження та розвантаження, с:

$$t_p = \sum t^{\text{зав}} + \sum t^{\text{пор}} + t_1 + t_2, \quad (2.7)$$

де $\sum t^{\text{зав}}$ – час руху завантаженого потягу; $\sum t^{\text{пор}}$ – час руху порожнього потягу; t_1 – час завантаження причепів; t_2 – час розвантаження потягу.

Таблиця 2.3

Зведена таблиця тягових розрахунків тракторного поїзда

Номер ділянки	Передача	Довжина ділянки траси l , м	Коеф. кочення пневмоколіс f	Підйом ділянки траси i	Сила тяги на гаку $P_{ГК}$, Н	Швидкість руху на кожній ділянці траси v , км/год	Тривалість руху потягу t_i
Навантажений поїзд							
1							
2							
Порожній поїзд							
1							
2							

7. Розрахувати кількість ходок потягу за зміну:

$$n_x = \frac{Tk_B}{t_p}, \quad (2.8)$$

де T – тривалість зміни, с, $T = 8 \text{ год} = 28800 \text{ с}$; k_B – коефіцієнт використання змінного часу, $k_B = 0,75 \dots 0,80$. Результат округлити до цілого.

8. Визначити змінну продуктивність $\Pi_{\text{змін}}$ потягу, т/зм:

$$\Pi_{\text{змін}} = \frac{n_x Q}{g}, \quad (2.9)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; Q – вага вантажу, кН.

9. Знайти технічну продуктивність $\Pi_{\text{техн}}$ тракторного потягу, т/год:

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{Q}{t_p g}, \quad (2.10)$$

де t_p – в годинах; Q – вага вантажу, кН.

Вправа 3. Експлуатаційний розрахунок одноковшевих екскаваторів

Завдання

Згідно заданих умов використання екскаватора табл. 3.1 підібрати модель екскаватора, обчислити продуктивність та строк його експлуатації на об'єкті.

Додаткові дані

Вважаємо, що вісь переміщення екскаватора збігається з віссю траншеї, перерви в роботі для відпочинку машиніста екскаватора та огляд екскаватора ($t_m = 5$ хв/год) робляться після чергового пересування екскаватора. Робота екскаватора припиняється за 15 хвилин до кінця зміни для передачі машини наступному машиністу.

Методика розрахунку

1. Накреслити у масштабі схему забою екскаватора (переріз та план) на підставі даних варіанта (рис. 3.1, табл. 3.1).

З метою спрощення розрахунків кут укосу відвалу приймається $\varphi_v = 45^\circ$. У поперечному перерізі контур забою визначається шириною B , глибиною H траншеї (табл. 3.1), кутом нахилу укосу траншеї φ_z залежно від ґрунту (табл. 3.3) та глибини траншеї, шириною берми (безпечна відстань від відвалу до краю траншеї, яка не дозволяє обрушення ґрунту у траншею) B_6 (табл. 3.3). План забою характеризується відстанню між осями робочого переміщення екскаватора і відвалу B_0 та кутом повороту екскаватора на вивантаження α . Вісь робочого переміщення проходить через центр ваги поперечного перерізу траншеї O_T (Ц.В.), а вісь відвалу через центр відвалу O_v , кут повороту α утворюється при перетині радіуса вивантаження R_v (табл. 3.2) з віссю відвала.

2. Визначити середню тривалість робочого циклу екскаватора t . Об'єм ґрунту, який розробляється екскаватором з однієї стоянки O називається елементом забою. Коли елемент забою виробляється, екскаватор пересувається на відстань l – найбільшу довжину пересування (табл. 3.2).

Таблиця 3.1

Вихідні дані

Варіант	Марка екскаватора	Глибина траншеї <i>H</i> , м	Ширина траншеї <i>B</i> , м	Довжина траншеї <i>L</i> , м	Грунт	
					Група	Назва
Механічні екскаватори						
1	ЕО-3311Б	1,8	0,8	800	I	Гравій
2	ЕО-3311Б	2,4	1,0	1000	I	Галька
3	ЕО-3311Б	3,0	1,2	1200	II	Лес м'який
4	ЕО-4111Б	2,2	1,0	600	I	Суглинок легкий
5	ЕО-4111Б	3,0	1,2	900	II	Глина м'яка
6	ЕО-4111Б	3,8	1,4	1000	III	Суглинок важкий
7	ЕО-10011Д	2,0	1,2	600	II	Суглинок середній
8	ЕО-10011Д	2,5	1,6	400	I	Пісок
9	ЕО-10011Д	3,0	2,0	1200	IV	Глина сланцева
10	ЕО-6111Б	2,2	1,5	500	III	Глина карбонатна
11	ЕО-6111Б	2,5	2,0	700	II	Глина жирна м'яка
12	ЕО-6111Б	3,2	2,8	200	IV	Глина сланцева
13	ЕО-2503Б	1,9	1,8	600	III	Глина карбонатна
14	ЕО-2503Б	2,4	2,2	800	II	Глина м'яка юрська
15	ЕО-2503Б	3,6	3,0	400	III	Лес затверділий
Гідравлічні екскаватори						
16	ЕО-3322	1,5	1,2	400	I	Супісок
17	ЕО-3322	1,0	1,0	600	II	Глина м`яка
18	ЕО-3322	1,8	0,8	1200	II	Глина м`яка
19	ЕО-3121Б	1,0	1,2	1000	III	Суглинок важкий
20	ЕО-3121Б	1,8	1,4	800	I	Пісок
21	ЕО-3121Б	2,2	2,0	700	III	Глина важка
22	ЕО-4321	2,4	1,5	900	III	Глина карбонатна
23	ЕО-4321	2,2	2,0	1200	II	Суглинок легкий
24	ЕО-4321	2,0	2,2	1100	I	Пісок
25	ЕО-4121	2,4	1,5	600	III	Суглинок морений
26	ЕО-4121	3,2	1,8	400	II	Глина м'яка юрська
27	ЕО-4121	3,8	2,2	800	IV	Крейда важка
28	ЕО-5122	2,0	1,8	900	IV	Глина тверда юрська
29	ЕО-5122	1,8	2,2	1200	III	Крейда м'яка
30	ЕО-5122	2,6	2,6	200	IV	Глина кембрійська

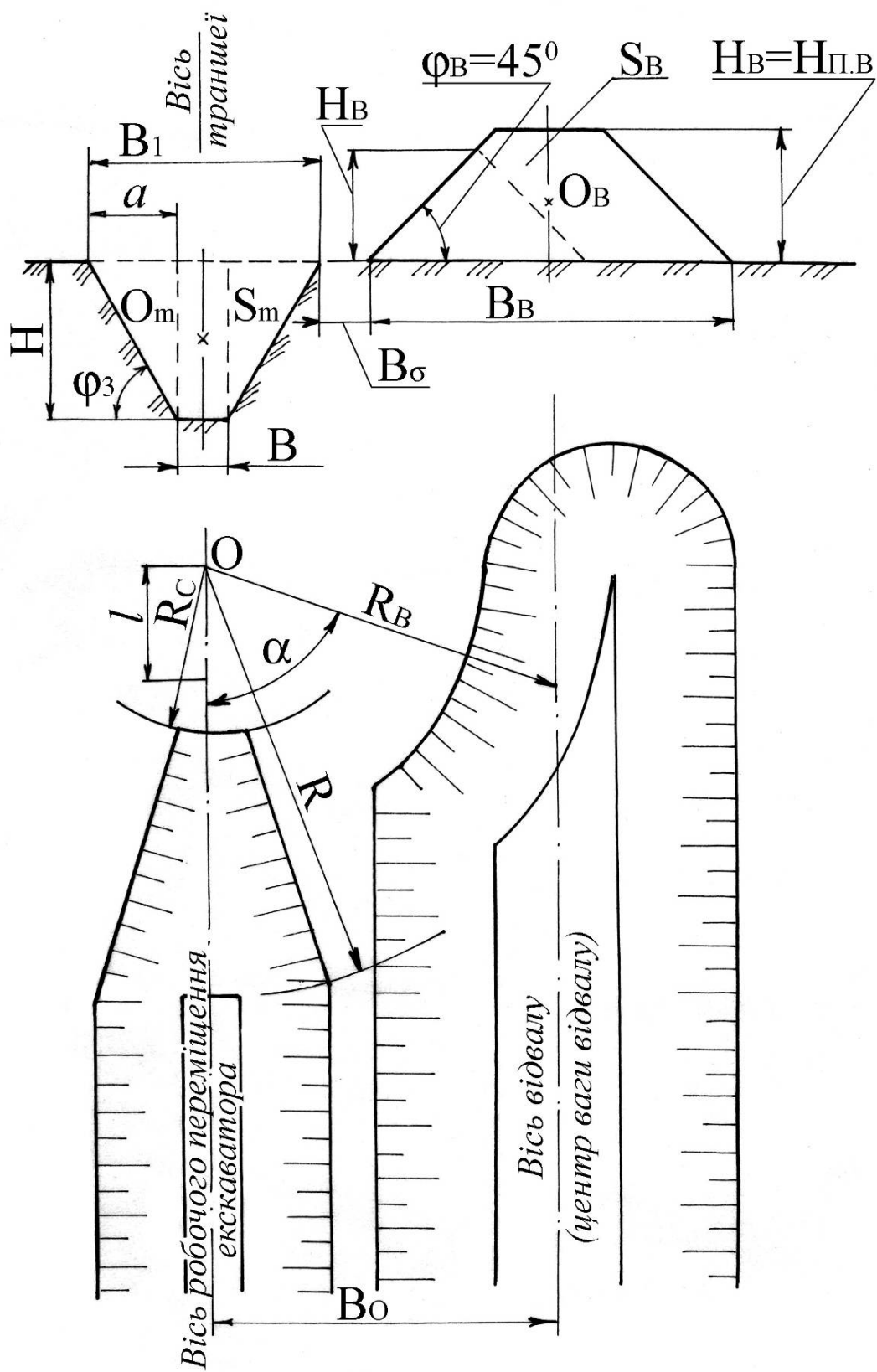


Рис. 3.1. Схема забою екскаватора

Робочі параметри екскаваторів

Показники	Марка екскаватора										
	механічні екскаватори						гідравлічні екскаватори				
	ЕО-3311Б	ЕО-4111Б	ЕО-10011Д	ЕО-6111Б	ЕО-2503Б	ЕО-3322	ЕО-3121Б	ЕО-4321	ЕО-4121	ЕО-5122	
Місткість ковша, q , м ³	0,4	0,65	1,0	1,25	2,5	0,5	0,5	0,65	1,0	1,25	
Найбільша глибина копання, H_{max} , м	4,0	5,6	5,0	5,6	5,2	4,3	4,5	5,6	5,8	6,2	
Найбільший радіус копання, R , м	7,8	9,2	9,2	9,9	12,0	7,6	7,2	8,9	9,2	13,6	
Радіус копання на рівні стоянки, R_c , м	3,0	4,7	5,0	6,3	7,2	2,0	2,5	2,5	3,2	4,7	
Найбільший радіус вивантаження, R_v , м	6,8	8,3	8,3	8,9	10,6	6,2	7,0	8,4	9,0	8,1	
Найбільша практична висота вивантаження, $H_{\text{п.в.}}$, м	3,9	5,6	6,0	6,6	7,0	4,8	5,5	5,8	5,2	5,5	
Найбільша довжина пересування, L , м	1,85	3,6	3,9	3,9	4,9	1,8	2,0	2,0	2,0	2,2	
Швидкість підйому ковша, V , м/с	0,5	0,5	0,7	0,5	0,56	0,6	0,65	0,85	0,8	0,9	
Кількість обертів платформи, n , хв. ⁻¹	6,82	6,12	7,15	4,75	4,75	11,8	18,2	11,5	6,0	5,9	
Швидкість пересування на 1 передачі, $V_{\text{п.}}$, км/год.	1,15	1,7	2,0	1,5	1,23	1,85	1,87	19,5	2,8	2,9	

Таблиця 3.3

Допустимі розміри земляних споруд у різних ґрунтах

Ґрунт	Ширина берми B_6 , м	Глибина копання H , м					
		1,5		3		5	
		φ_3	$H : a$	φ_3	$H : a$	φ_3	$H : a$
Насипний	2,5	56	1:0,67	45	1:1	38	1:1,25
Пісок, гравій та галька	2,5	63	1:0,5	45	1:1	45	1:1
Глинистий: супіски суглинки глини, крейди	2,0	76	1:0,25	56	1:0,67	50	1:0,85
	2,0	90	1:0	63	1:0,5	53	1:0,75
	1,5	90	1:1	76	1:0,25	63	1:0,5
Лес	1,5	90	1:1	63	1:0,5	63	1:0,5

Примітка: $H : a$ – відношення висоти укосу до його закладання (рис. 3.1.).

Об'єм елемента забою, м^3 :

$$V_e = 0,5(B + B_1)Hl, \quad (3.1)$$

Розміри траншеї:
ширина по верху забою, м

$$B_1 = 2H/\text{tg}\varphi_3 + B, \quad (3.2)$$

площа, м^2

$$S_T = 0,5(B + B_1)H. \quad (3.3)$$

Для визначення розмірів відвалу трикутної форми попередньо знаходимо його висоту, м:

$$H_B = \sqrt{S_B}, \quad (3.4)$$

де $S_B = S_T k_p$ – площа відвалу, k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту (табл. 3.4).

Перевіряємо можливість формування відвалу трикутної форми:

$$H_B \leq H_{\text{п.в.}}, \quad (3.5)$$

де $H_{\text{п.в.}}$ – найбільша практична висота вивантаження, м (табл. 3.2).

Таблиця 3.4

Значення коефіцієнтів розпушування ґрунту k_p та наповнення ковша k_H

Група ґрунту	Тип приводу			
	механічний		гідравлічний	
	k_p	k_H	k_p	k_H
I	1,08–1,17	1,20	1,14	0,90
II	1,14–1,28	1,10	1,20	0,80
III	1,24–1,30	1,15	1,25	1,05
IV	1,26–1,32	1,25	1,30	1,00
V	1,30–1,45	1,20	1,40	1,05
VI	1,40–1,50	1,28	1,50	1,10

Ширина відвалу по низу, м

$$B_B = 2H_B, \quad (3.6)$$

коли $H_B > H_{п.в.}$, відвал формується трапецеїдальної форми з висотою, м:

$$H_B = H_{п.в.}, \quad (3.7)$$

та шириною по низу, м

$$B_B = 2H_B + S_B / H_B. \quad (3.8)$$

Відстань між осями траншеї та відвалу, м:

$$B_O = 0,5B_1 + B_6 + 0,5B_B. \quad (3.9)$$

Робочий кут повороту екскаватора на вивантаження α можна визначити зі схеми за допомогою транспортира, або розрахувати за формулою ($1 \text{ рад.} = 57,6^\circ$), рад:

$$\alpha = \frac{\arcsin B_O / R_B}{57,6}, \quad (3.10)$$

При $B_O > R_B$ прийняти $B_O = R_B$.

Робочий цикл екскаватора складається з окремих операцій, які характеризуються часом на виконання цих операцій.

Тривалість циклу роботи екскаватора, с:

$$t = t_k + t_o + t_b + t'_o, \quad (3.11)$$

де t_k – тривалість копання; t_o – тривалість повороту екскаватора з повним ковшом до вивантаження; t_b – середнє значення тривалості вивантаження ґрунту $t_b = 8$ с; t'_o – тривалість повороту екскаватора з порожнім ковшом у забій.

Тривалість копання, с:

$$t_k = H / V, \quad (3.12)$$

де V – швидкість підйому ковша, м/с (табл. 3.2).

Середня тривалість повороту екскаватора з навантаженим ковшом приблизно дорівнює тривалості пороту ковша з порожнім ковшом, с:

$$t_o = t'_o = \frac{2\alpha}{\omega} = \frac{60\alpha}{\pi n}, \quad (3.13)$$

де ω – максимальна кутова швидкість, рад/с, n – кількість обертів платформи, хв⁻¹ (табл. 3.2).

3. Визначити тривалість циклу розробки елемента забою t_e та кількість елементів забою n_e , які розробляються протягом зміни.

Тривалість циклу розробки елемента забою складається з часу, потрібного для здійснення деякого числа копань n_k за час розробки елемента забою, та переміщення екскаватора на наступну стоянку з урахуванням часу на відпочинок машиніста екскаватора.

Кількість робочих циклів (копань) екскаватора за час розробки одного елемента забою:

$$n_k = V_e k_p / q k_n, \quad (3.14)$$

де q – місткість ковша, м³ (табл. 3.2).

Результати обчислень округляємо до цілого числа в менший бік.

Час, який витрачається на пересування екскаватора з однієї стоянки на іншу, с:

$$t_{\Pi} = 3,6l / V_{\Pi}, \quad (3.15)$$

де V_{Π} – швидкість пересування екскаватора на першій передачі, км/год. (табл. 3.2).

Тривалість циклу розробки елемента забою, с:

$$t_e = n_k t + t_{\Pi} + t_M n_k t / 60, \quad (3.16)$$

де $t_M = 5$ – час відпочинку машиніста екскаватора, хв.

Кількість елементів забою n_e , які екскаватор може зробити за зміну:

$$n_e = (T - t_3) / t_e, \quad (3.17)$$

де T – тривалість зміни, $T = 8 \text{ год} = 28000 \text{ с}$, с; t_3 – час на здачу машини машиністом екскаватора, що змінюється, $t_3 = 15 \cdot 60 = 900 \text{ с}$, с.

Якщо результат, який отримали, крім цілого числа містить ще дробову частину, то за n_e в наступних розрахунках приймаємо тільки ціле число.

Під час розробки частини елемента забою, (дробова частина числа кількості елементів забою) екскаватор зробить ще кілька копань:

$$n'_k = (T - t_3 - n_e t_e) / t. \quad (3.18)$$

4. Визначити тривалість позациклових операцій $\sum t$ та коефіцієнт використання робочого часу екскаватора протягом зміни k_q .

Сумарний час на позациклові операції та зупинки екскаватора протягом зміни, с:

$$\sum t = (t_{\Pi} + t_M n_k t / 60) n_e + t_M n'_k t / 60 + t_3. \quad (3.19)$$

Коефіцієнт використання робочого часу за зміну:

$$k_q = (T - \sum t) / T. \quad (3.20)$$

5. Визначити змінну експлуатаційну продуктивність екскаватора $\Pi_{зм}$ та кількість робочих змін n_3 потрібних для відривання траншеї.

Змінна експлуатаційна продуктивність екскаватора, $\text{м}^3/\text{зм}$.

$$\Pi_{зм} = q k_H T k_q / t k_p, \quad (3.21)$$

де k_H – коефіцієнт наповнення ковша (табл. 3.4).

Кількість робочих змін потрібних для виривання траншеї довжиною L (табл. 3.1):

$$n = \frac{S_T L}{\Pi_{зм}}. \quad (3.22)$$

Вправа 4. Розрахунок продуктивності бульдозера і вибір базового трактора

Завдання

Визначити продуктивність бульдозера в заданих умовах, вибрати базовий трактор під бульдозерне обладнання.

Вихідні дані представлені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Вихідні дані

Варіант	Довжина відвалу L , м	Висота відвалу H , м	Глибина різання h , м	Ухил місцевості i	Тип ґрунту	Група ґрунту	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8
1	3,20	1,30	0,50	+0,015	пісок	I	$l_p = 7$ м $l_{тр} = 40$ м $l_{х.х} = 45$ м
2	2,52	0,80	0,15	+0,02			
3	2,60	0,90	0,30	+0,02			
4	3,35	1,38	0,80	+0,01			
5	2,60	0,90	0,25	+0,015			
6	4,80	1,37	0,55	-0,01			
7	2,52	0,80	0,15	+0,02	глина	IV	$l_p = 8$ м $l_{тр} = 50$ м $l_{х.х} = 60$ м
8	3,94	1,00	0,80	+0,02			
9	3,35	1,38	0,85	-0,015			
10	3,20	1,30	0,40	+0,02			
11	2,52	0,80	0,18	+0,02			
12	2,60	0,90	0,26	+0,02			

Закінчення табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8
13	3,94	1,00	0,70	+0,02	супісок	II	$l_p = 9$ м $l_{тр} = 40$ м $l_{х.х} = 50$ м
14	2,52	0,80	0,20	+0,02			
15	4,50	1,20	0,40	-0,01			
16	2,52	0,80	0,12	-0,015			
17	3,35	1,38	0,70	-0,01			
18	3,35	1,38	0,75	+0,015			
19	3,20	1,30	0,40	+0,02	суглинок	III	$l_p = 6$ м $l_{тр} = 50$ м $l_{х.х} = 60$ м
20	2,52	0,80	0,18	+0,015			
21	2,60	0,90	0,26	-0,015			
22	2,52	0,80	0,15	+0,02			
23	4,50	1,20	0,35	+0,015			
24	3,20	1,30	0,45	-0,01			
25	3,20	1,30	0,45	-0,01	пісок	I	$l_p = 8$ м $l_{тр} = 30$ м $l_{х.х} = 60$ м
26	2,52	0,80	0,20	-0,015			
27	2,62	0,90	0,30	+0,02			
28	3,20	1,30	0,40	+0,015			
29	3,35	1,38	0,45	+0,02			
30	3,35	1,38	0,55	-0,01			

Методика розрахунку

1. Визначити продуктивність одного бульдозера, м³/год

$$\Pi_6 = \frac{1}{2} a L H \psi n \frac{k_y k_b}{k_p}, \quad (4.1)$$

де a – ширина ґрунтової призми попереду відвалу, м: $a = H / \operatorname{tg} \varphi$; L , H – довжина і висота відвалу, м; φ – кут природного укосу ґрунту ($\varphi = 30; 35; 40; 35$ град. відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп); ψ – коефіцієнт втрат ґрунту в процесі переміщення призми: $\psi = 1 - 0,005 l_{\text{тр}}$; $l_{\text{тр}}$ – дальність транспортування ґрунту (табл. 4.1); k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту (відношення об'єму розпушеного ґрунту до об'єму того ж самого ґрунту в природному стані, $k_p = 1,12; 1,15; 1,20; 1,30$ відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп); k_b – коефіцієнт використання бульдозера на протязі робочої доби, $k_b = 0,8 \dots 0,95$; k_y – коефіцієнт, який враховує вплив рельєфу місцевості на продуктивність бульдозера (орієнтовно, при $i > 0$ – $k_y = 0,8 \dots 0,9$; при $i < 0$ – $k_y = 1,05 \dots 1,12$); n – кількість робочих циклів за 1 год.: $n = 3600 / t_{\text{ц}}$ (округлити до цілого числа); $t_{\text{ц}}$ – тривалість робочого циклу, с:

$$t_{\text{ц}} = 3,6 \left(\frac{l_p}{v_p} + \frac{l_{\text{тр}}}{v_{\text{тр}}} + \frac{l_{\text{х.х}}}{v_{\text{х}}} \right) + 2(t_{\text{п}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{о}}), \quad (4.2)$$

$l_p, l_{\text{тр}}, l_{\text{х.х}}$ – довжина шляху різання, переміщення ґрунту і холостого ходу бульдозера (табл. 4.1), м; $v_p = 2,5 \dots 4,0$; $v_{\text{тр}} = 2,5 \dots 5,0$; $v_{\text{х}} = 5,8 \dots 8,0$ – швидкості руху бульдозера при різанні ґрунту, його переміщенні і при зворотному ході, км/год; $t_{\text{п}} = 40 \dots 50$ с ; $t_{\text{пов}} = 10 \dots 12$ с ; $t_{\text{о}} = 1 \dots 2$ с – відповідно тривалість переключення передач, повороту і опускання відвалу.

2. Визначити опір, який необхідно подолати бульдозеру, кН:

$$W = \sum_i W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (4.3)$$

де W_1 – опір робочого середовища різанню, кН:

$$W_1 = Lhk \cdot 10^3, \quad (4.4)$$

h – товщина шару, який зрізається, м; L – довжина відвалу, м; k – питомий опір різанню, МПа ($k = 0,06; 0,09; 0,12; 0,15$ – відповідно для піску, супіску, суглинку, глини);

W_2 – опір волочінню ґрунтової призми попереду відвала, кН:

$$W_2 = 0,5H^2L\gamma(\mu \pm i)g / \operatorname{tg}\varphi, \quad (4.5)$$

W_3 – опір переміщенню ґрунту по відвалу, кН:

$$W_3 = Lh^2\mu_2g \cos^2 \alpha, \quad (4.6)$$

μ_2 – коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні відвалу ($\mu_2 = 0,7...0,8; 0,6...0,7; 0,5...0,6; 0,1...0,4$ відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп по сталі); α – кут різання: $\alpha = 35...50^\circ$; φ – кут природного укосу ґрунту: $\varphi = 30; 35; 40; 35$ град. відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп; γ – щільність ґрунту ($\gamma = 1,95; 2,0; 2,05; 2,10$ т/м³ відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп); μ – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту ($\mu = 0,49...0,65; 0,25...0,53; 0,18...0,47; 0,11...0,40$ відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп); i – ухил робочого шляху бульдозера (табл. 4.1); g – прискорення вільного падіння, м/с²;

3. Визначити $\sum_1^3 W_i$ та порівнюючи з найближчим більшим значенням тягового класу, підібрати тип базового трактора, використовуючи табл. 4.2.

4. Визначити опір переміщенню бульдозера W_4 , кН:

$$W_4 = 9,81G\omega_0, \quad (4.7)$$

де G – маса бульдозера, т (табл. 4.2); ω_0 – питомий опір руху бульдозера ($\omega_0 = 0,2; 0,18; 0,16; 0,14$ відповідно для піску, супіску, суглинку та глини).

5. Перевірити умову руху бульдозера без буксування:

$$P_{зч} \geq P_T \geq \sum_i W_i, \quad (4.8)$$

де $P_{зч}$ – зусилля тяги по зчепленню, кН:

$$P_{3ч} = 9,81G_{3ч}\phi_{3ч}, \quad (4.9)$$

$G_{3ч}$ – зчіпна маса бульдозера (зчіпна маса бульдозера – його загальна власна маса), т; $\phi_{3ч}$ – коефіцієнт зчеплення гусениць з опорною поверхнею ($\phi_{3ч} = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8$ відповідно для ґрунтів I, II, III, IV груп); P_T – тягове зусилля рушія по потужності, що в спроможності розвинути трактор (див. рівняння 4.10).

Таблиця 4.2

Основні параметри гусеничних тракторів

Показник	Моделі тракторів								
	ДТ-75	Т-4А	Т-100	Т-130	Т-180	ДЕТ-250	Т-220	Т-330	Т-500
Марка двигуна	СМД-14	А-01М	Д-10	Д-130	Д-180	В-30В	ДВ-220	ДВТ-330	ДВТ-500
Потужність двигуна, кВт	55	100	74	100	130	220	160	240	370
Тяговий клас, кН	30	40	100	100	150	250	150	250	350
Швидкість руху, км/год вперед (I; II передача)	5,0; 5,8	3,47; 4,03	2,36; 3,78	3,22; 3,84	2,86; 5,06	2,3; 3,8	2,2; 3,4	2,38; 3,8	2,5; 3,75
Габарити, мм: довжина ширина висота	3075 1740 2273	4475 1952 2568	4313 2460 3059	4300 2475 2850	5800 2740 2800	6236 3160 80	5180 2795 3020	5515 2950 3130	7870 3150 3385
Маса трактора з бульдозерним обладнанням, т	7,0	9,9	16,8	16,0	18,8	39,0	21,5	40,0	49,0

Тягове зусилля рушія по потужності, що в спроможності розвинути трактор P_T , кН:

$$P_T = 3,6 \frac{N}{V} \eta, \quad (4.10)$$

N – ефективна потужність двигуна, кВт; $\eta = 0,8$ – ККД трансмісії і ходового обладнання машини; V – швидкість руху бульдозера вперед на I або II передачах, км/год.

Якщо ж умова не виконуватиметься, вибрати інший (більший по тяговому класу) трактор і знову перевірити умову руху бульдозера.

Вправа 5. Розрахунок скреперів

Завдання

Визначити продуктивність скрепера. Для виконання вправи вибирають модель скрепера, модель трактора (тягача і штовхача), схему руху скрепера, рис. 5.1 та характеристики ґрунту, табл. 5.2.

Вихідні дані для розрахунків наведені у табл. 5.1.

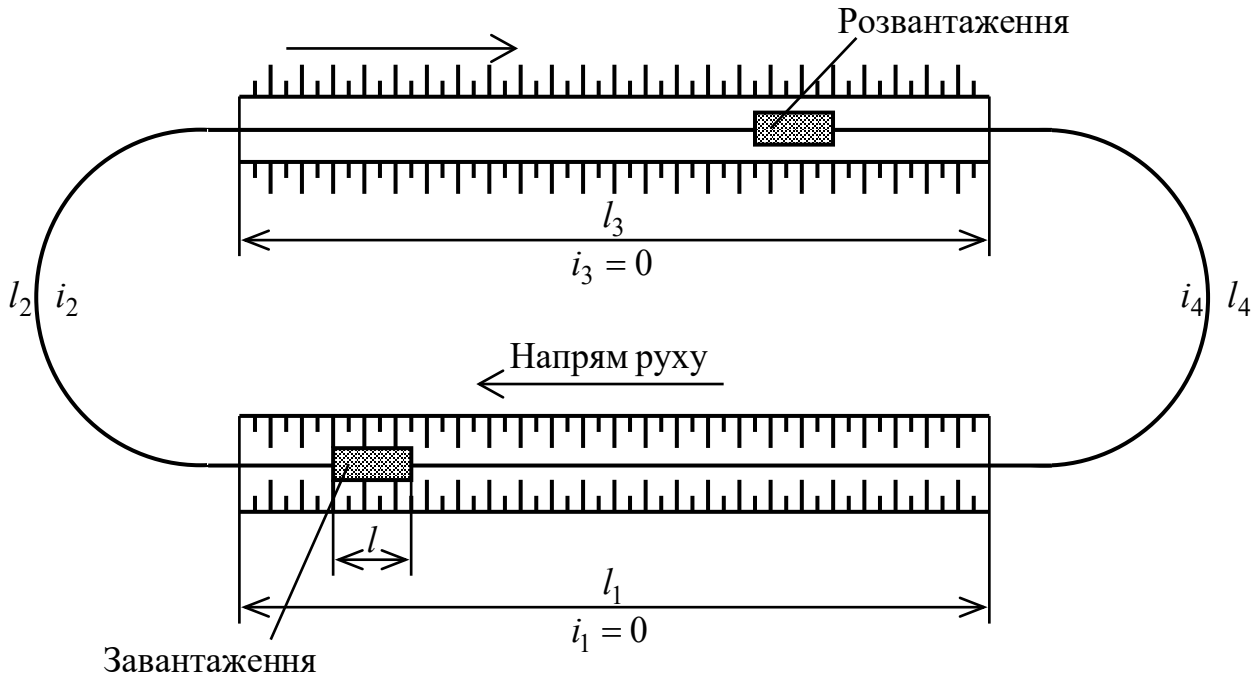


Рис. 5.1. Схема руху скрепера

Таблиця 5.1

Вихідні дані

Варіант	Довжина ділянки, м			Підйом ділянки		Марка			Ґрунт
	розпушена дорога	ущільнена дорога	розпушена дорога	i_2	i_4	скрепера	трактора-тягача	трактора-штовхача	
	l_1	l_2, l_4	l_3						
1	80	30	80	0,09	-0,09	ДЗ-30	Т-74	Т-100М	Легкий (супісок)
2	100	35	100	0,08	-0,08				
3	150	40	150	0,09	-0,09				
4	180	50	180	0,07	-0,07				
5	200	60	200	0,06	-0,06				
6	250	70	250	0,07	-0,07				

7	90	35	90	0,08	-0,08	ДЗ-33	Т-74	Т-100М	Середній (суглинок)
8	110	40	110	0,09	-0,09				
9	150	50	150	0,07	-0,07				
10	200	60	200	0,06	-0,06				
11	250	50	250	0,08	-0,08				
12	300	80	300	0,06	-0,06				
13	120	50	120	0,09	-0,09	ДЗ-12	Т-100М	Т-100М	Середній (суглинок)
14	150	50	150	0,08	-0,08				
15	200	60	200	0,07	-0,07				
16	250	70	250	0,06	-0,06				
17	300	80	300	0,08	-0,08				
18	350	100	350	0,07	-0,07				
19	150	60	150	0,09	-0,09	ДЗ-77С	Т-130	Т-130	Середній (суглинок)
20	200	70	200	0,08	-0,08				
21	250	80	250	0,07	-0,07				
22	300	90	300	0,06	-0,06				
23	350	100	350	0,07	-0,07				
24	400	120	400	0,08	-0,08				
25	150	60	150	0,09	-0,09	ДЗ-30	Т-74	Т-100М	Легкий (супісок)
26	200	70	200	0,08	-0,08				
27	250	80	250	0,07	-0,07				
28	300	90	300	0,06	-0,06				
29	350	90	350	0,08	-0,08				
30	400	100	400	0,07	-0,07				

Методика розрахунку

1. Середню товщину стружки C , коефіцієнт наповнення ковша k_H , коефіцієнт розпушення ґрунту у ковші k_p , густину ґрунту γ і коефіцієнт, що характеризує призму волочіння m , приймаємо з практичних даних, див. табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Приблизні значення C , k_H , k_p , γ та m

Ґрунти	Середня товщина стружки C , м	Коефіцієнт наповнення ковша k_H	Коефіцієнт розпушування ґрунту k_p	Щільність ґрунту γ , кг/м ³	Коефіцієнт призми волочіння m
Легкий	0,15...0,2	1...1,05	1,2	1600	0,27
Середній	0,06...0,1	0,9	1,3	1700	0,1
Примітка. Дані таблиці встановлені при переміщенні трактора на I передачі (умова зчеплення дозволяє реалізувати зусилля на гаку, що відповідає I передачі трактора-тягача).					

2. Розраховуємо довжину шляху скрепера при завантаженні за формулою, м:

$$l_{\text{зав}} = \frac{qk_H(1+m)}{k_p C b}, \quad (5.1)$$

де q – місткість ковша скрепера, м^3 , табл. 5.3; b – ширина різання, м, див. табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Технічні характеристики скреперів

Параметри	Модель			
	ДЗ-30	ДЗ-33	ДЗ-12	ДЗ-77С
Місткість ковша q , м^3	3	3	7	8
Маса скрепера $G_{\text{скр}}$, Н	24000	27000	67000	100000
Ширина різання b , м	1,9	2,1	2,67	2,65
Довготривалість розвантаження $t_{\text{роз}}$, с	15	15	20	25

3. Підраховуємо час для завантаження ковша скрепера при пересуванні трактора на I передачі, с:

$$t_{\text{зав}} = 3,6 \frac{l_{\text{зав}} k_{\text{д}}}{v_{\text{I}}} \quad (5.2)$$

де $k_{\text{д}}$ – коефіцієнт, що враховує додатковий час на рух скрепера без копання, $k_{\text{д}} = 1,5$; v_{I} – швидкість руху на першій передачі, км/год, табл. 5.4.

4. Визначаємо необхідні тягові зусилля на гаку трактора на різних ділянках дороги при пересуванні завантаженого скрепера, Н:

$$F_{\text{Г}}^{\text{зав}} = (G_{\text{скр}} + q\gamma k_{\text{н}} g)(\omega \pm i) \pm G_{\text{тр}} i, \quad (5.3)$$

де $G_{\text{скр}}$ – вага скрепера, Н (табл. 5.3); $G_{\text{тр}}$ – вага трактора, Н (табл. 5.4); g – прискорення вільного падіння; ω – опір руху, при ущільненому ґрунті $\omega = 0,1$; при розпушеному $\omega = 0,2$; i – нахил шляху (підйом “+”, опускання “-”).

Після цього за технічною характеристикою трактора (див. табл. 5.4) встановлюємо номер передачі та з якою швидкістю він буде рухатись на різних ділянках траси. Швидкість руху порожнього скрепера приймаємо на максимальній передачі трактора v_{max} (табл. 5.4).

5. Визначаємо тривалість руху завантаженого і порожнього скрепера на кожній ділянці траси (l_1, l_2, l_3, l_4), див. рис. 5.1. Час руху завантаженого скрепера, с:

$$t_{\text{ван}} = 3,6 \frac{lk_{\Pi}}{v_{\text{зав}}}, \quad (5.4)$$

де l – довжина ділянки траси, м; $v_{\text{зав}}$ – швидкість на цій ділянці, км/год; k_{Π} – коефіцієнт, що враховує час на прискорення, уповільнення руху та перемикання передач (табл. 5.5).

Тривалість руху завантаженого скрепера на першій та третій ділянках приймаємо рівними один одному:

$$t_{\text{ван1}} = t_{\text{ван3}} = 3,6 \frac{0,5l_1 k_{\Pi1}}{v_{\text{зав1}}}; \quad t_{\text{ван2}} = 3,6 \frac{l_2 k_{\Pi2}}{v_{\text{зав2}}}.$$

Аналогічно визначаємо тривалість руху порожнього скрепера, с:

$$t_{\text{пор}} = 3,6 \frac{lk_{\Pi}}{v_{\text{IV}}}, \quad (5.5)$$

де $l = 0,5l_3 + l_2 + 0,5l_1$, м.

Розраховувати тривалість руху завантаженого скрепера рекомендується, заповнюючи табл. 5.6.

6. Підраховуємо тривалість робочого циклу із врахуванням часу на розвантаження, див. табл. 5.3, с:

$$t_{\Pi} = t_{\text{зав}} + \sum t_{\text{ван}} + t_{\text{роз}} + t_{\text{пор}}, \quad (5.6)$$

де $t_{\text{зав}}$, $t_{\text{ван}}$, $t_{\text{роз}}$, $t_{\text{пор}}$ – відповідно час на завантаження, пересування завантаженого скрепера, розвантаження (табл. 5.3) і рух порожнього скрепера, с.

7. Визначаємо кількість ходок скрепера n_x за зміну:

$$n_x = \frac{3600Tk_{\text{в}}}{t_{\Pi}}, \quad (5.7)$$

де T – тривалість зміни ($T = 8$ годин); $k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання робочого часу, ($k_{\text{в}} = 0,70 \dots 0,80$). Результат округлюємо до найменшого цілого.

5. Підраховуємо продуктивність скрепера $\Pi_{\text{зм}}$ за зміну, м³/зміну:

$$\Pi_{\text{зм}} = n_x \frac{qk_{\text{н}}}{k_{\text{р}}}. \quad (5.8)$$

Таблиця 5.4

Технічні характеристики тракторів

Модель	Вага трактора, $G_{тр}$, кН	Параметри	Передачі							
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Т-74	60,0	Швидкість, км/год	5	5,28	6,21	6,9	7,67	-	-	-
		Тягове зусилля на гаку, кН	28,5	21,0	17,5	14,5	11,5	-	-	-
Т-130	128,0	Швидкість, км/год	3,17	3,77	4,58	5,22	6,37	7,6	8,79	10,49
		Тягове зусилля на гаку, кН	93,4	87,5	81,4	75,0	61,5	49,2	37,4	20,8
Т-100М	111,0	Швидкість, км/год	2,36	3,78	4,51	6,45	10,13	-	-	-
		Тягове зусилля на гаку, кН	95,0	56,0	45,5	29,0	15,0	-	-	-

9. Підраховуємо кількість скреперів на один штовхач:

$$n_{\text{скр}} = \frac{t_{\text{ц}}}{3,6 \frac{k_{\text{д}} l_{\text{зав}}}{v_{\text{I}}} + 3,6 \frac{l_{\text{зав}}}{v_{\text{III}}} + t_{\text{під}}}, \quad (5.9)$$

де v_{I} – швидкість при підштовхуванні скрепера під час завантаження на I передачі, км/год; v_{III} – швидкість повернення штовхача на III передачі, км/год; $t_{\text{під}}$ – час на під'їзд трактора-штовхача (30...40 с).

Таблиця 5.5

Коефіцієнт k_{II}

$l, \text{ м}$	Передачі		
	I	II	III-IV
50	1,35	1,45	1,6
100	1,25	1,35	1,5
250	1,1	1,15	1,25
500	1,05	1,07	1,1

Таблиця 5.6

Розрахунок довгочасності руху завантаженого скрепера

Ділянка	Довжина ділянки	ω	i	Необхідне тягове зусилля, за формулою (7.3)	Передача і швидкість м/с (табл.7.3)	Тривалість руху, за формулою (7.4)
$0,5l_1$		0,2	0			
l_2		0,1	i			
$0,5l_3$		0,2	0			
Разом $\sum t_{\text{ван}} =$						

Вправа 6. Вибір траншеекопача та розрахунок тривалості його роботи в умовах експлуатації

Завдання

Виконати експлуатаційні розрахунки багатоковшевих траншейних екскаваторів.

Дані для розрахунку наведено у табл. 6.1.

Методика розрахунку

1. Вибираючи екскаватор, слід виходити з умови, копання траншеї заданих ширини B та глибини H . Технічні характеристики нових моделей багатоковшових траншейних екскаваторів наведено в табл. 6.2...6.3.

2. Обчислити технічну продуктивність екскаватора $\Pi_{\text{техн}}$. Вона залежить від місткості ковшів та кількості їх розвантажень на одиницю часу, м³/год:

$$\Pi_{\text{техн}} = 3,6 \frac{q k_3 i}{k_p}, \quad (6.1)$$

де q – місткість ковша, л (табл. 6.2...6.3); k_p – коефіцієнт розпушення ґрунтів (табл. 6.4); k_3 – коефіцієнт заповнення ковша (при розрахунках вважаємо, що під час роботи екскаватора весь ківш заповнюється ґрунтом, $k_3 = 1$); i – кількість розвантажень ковшів, с⁻¹.

Для ланцюгових траншеєкопачів:

$$i = \frac{v_{\text{л}}}{a}, \quad (6.2)$$

для роторних:

$$i = \frac{n n_{\text{к}}}{60}, \quad (6.3)$$

де $v_{\text{л}}$ – швидкість ковшового ланцюга, м/с (табл. 6.2); a – крок ковшів, м (табл. 6.2); n – число обертів ротора, хв⁻¹ (табл. 6.3); $n_{\text{к}}$ – кількість ковшів на роторі (табл. 6.3).

Таблиця 6.1

Вихідні дані

Варіант	Ґрунти		Розмір траншеї, м		
	Назва	Група, категорії	глибина	ширина	довжина
1	Суглинок лесовидний	I	1,2	0,5	1000
2			2,5	0,8	1500
3			3,5	0,8	1200
4			1,5	0,5	1600
5			2,3	0,2	2000
6	Суглинок з домішкою щебеню та гравію	II	4,5	0,66	2000
7			4,35	0,38	1800
8			2,0	1,25	1600
9			2,2	1,5	1400
10			2,2	0,85	1200

11	Лес природної вологості	II	2,5	2,1	500
12			2,4	2,4	800
13			1,8	1,1	900
14			2,0	1,2	1000
15			2,3	0,2	600
16	Глина ломова	III	1,2	0,5	1400
17			2,5	0,8	1800
18			3,5	0,8	2000
19			1,5	0,5	1500
20			2,3	0,2	1700
21	Глина м'яка, жирна	II	2,2	0,85	900
22			2,0	1,25	1200
23			2,5	2,1	900
24			4,35	0,38	1600
25			2,2	1,5	1000
26	Супісок із домішкою щебеню та гравію	II	4,5	0,66	1200
27			2,5	2,1	900
28			2,4	2,4	1000
29			1,8	1,1	1600
30			2,3	0,2	1200

Таблиця 6.2

Технічні характеристики ланцюгових траншейних екскаваторів

Параметри	Марка машини						
	ETH- 121	ETH- 252	ETH- 352	ETЦ- 202Б	ETЦ- 2010	ETЦ- 406	ETЦ- 406А
Глибина траншеї, м	1,2	2,5	3,5	1,5	2,3	4,5	4,35
Ширина траншеї, м	0,5	0,8	0,8	0,5	0,2	0,86	0,38
Місткість ковша, л	12	45	45	23	50	70	20
Кількість ковшів, шт				12	36	20	25
Крок ковшів, м	0,3	1,14	1,14	0,96	0,76	0,95	0,76
Швидкість ківшевого ланцюга, м/с	0,75	1,06	1,06	0,78	1,25	1,87	1,87
Робоча швидкість руху на передачах, м/год:							
I	69,6	29	20	15	90	17,5	17,5
II	85,5	47	26	97,1	172,7	44	44
III	105	57	37	175,3	255,4	70,5	70,5
IV	121	73	47	261,4	338,1	97	97
V	152	85	76	343,6	420,8	123,5	123,5
VI	—	120	106	425,7	503,5	150	150
VII	—	165	147	507,8	586,2	—	—
VIII	—	215	192	590	668,9	—	—

ІХ	—	—	—	—	751,6	—	—
Х	—	—	—	—	834,3	—	—
ХІ	—	—	—	—	917	—	—
ХІІ	—	—	—	—	1000	—	—
Двигун марки	ДТ-54	ДТ-54	ДТ-54	Д-242	Д-240	Д-160	Д-160
Потужність, кВт	54	54	54	55,1	55,1	117,2	117,2

3. Обчислюємо оптимальну робочу швидкість, яка забезпечує найбільшу продуктивність екскаватора при найкращому використанні його двигуна.

Для розрахунку приймаємо, що оптимальна швидкість екскаватора відповідає його технічній продуктивності при викопуванні траншеї заданих розмірів, м/год:

$$v_{\text{опт}} = \frac{P_{\text{техн}}}{BH}, \quad (6.4)$$

де B – ширина траншеї, м (табл. 6.2...6.3); H – глибина траншеї, м (табл. 6.2...6.3).

Таблиця 6.3

Технічні характеристики роторних траншейних екскаваторів

Параметри	Марка машини						
	ЕТР-204А	ЕТР-223А	ЕТР-224А	ЕТР-253А	ЕТР-254	ЕР-4	ЕР-7А
Глибина траншеї, м	2,6	2,2	2,2	2,5	2,4	1,8	2
Ширина траншеї, м	1,25	1,5	0,85	2,1	2,4	1,1	1,2
Місткість ковша, л	140	160	85	250	148	50	80
Кількість ковшів, шт	14	14	16	14	24	14	14
Число обертів ротора, хв ⁻¹	7,8	7,2	9	8	7,7	10,9	9,6
Робоча швидкість руху, м/год, на передачах:							
I	10	10	10	20	20	64	31
II	41,2	41,2	41,2	52,5	52	103	49
III	82,4	82,4	82,4	85	84	147	59
IV	123,6	123,6	123,6	117,5	148	210	84
V	164,4	164,4	164,4	150	180	—	89
VI	206,8	206,8	206,8	182,5	212	—	112
VII	248	248	248	215	244	—	140
VIII	300	300	300	280	276	—	167

IX	—	—	—	—	308	—	181
X	—	—	—	—	340	—	215
XI	—	—	—	—	372	—	240
XII	—	—	—	—	404	—	310
Двигун марки	Д-160	Д-160	Д-160	В-30В	ЯМЗ-240Б	КДМ-100	КДМ-100
Потужність, кВт	54	54	54	80	80	100	100

4. Робочу швидкість переміщення екскаватора беремо із табл. 6.2...6.3 (вона дорівнює обчисленій оптимальній $v_{\text{опт}}$, або найближчій меншій за неї), м/год:

$$v_p \leq v_{\text{опт}}. \quad (6.5)$$

Таблиця 6.4
Коефіцієнт розпушення ґрунтів

Ґрунт	Категорія ґрунту	k_p
Суглинок лесовидний	I	1,08...1,17
Суглинок з домішкою щебеню та гравію	II	1,32
Лес природної вологості	II	1,28
Глина ломова	III	1,32
Глина м'яка, жирна	II	1,31
Супісок з домішкою щебеню та гравію	II	1,28

5. Змінну експлуатаційну продуктивність екскаватора підраховуємо за формулою, м³/зміну:

$$\Pi_{\text{змін}} = B H v_p T k_b, \quad (6.6)$$

де T – тривалість зміни (за звичай вона дорівнює 8 год.); k_b – коефіцієнт використання робочого часу екскаватора, $k_b = 0,7...0,9$.

6. Кількість змін роботи $n_{\text{змін}}$, яка залежить від обсягу робіт:

$$n_{\text{змін}} = \frac{B H L}{\Pi_{\text{змін}}}, \quad (6.7)$$

де L – довжина траншеї, м (табл. 6.1).

Вправа 7. Розрахунок стрічкового конвеєра

Завдання

Розрахувати потрібну довжину конвеєра та ширину стрічки. Визначити потужність приводу. Вибрати потрібний конвеєр.

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці 7.1.

Методика розрахунку

Будівельні стрічкові конвеєри виготовляють пересувними (рис. 7.1) та стаціонарними (рис. 7.2); їх технічні характеристики наведені у табл. 7.1.

1. Визначаємо довжину транспортера L , м:

$$L = \sqrt{H^2 + L_T^2}, \quad (7.1)$$

де H – висота підйому вантажу, м (табл. 7.1); L_T – довжина переміщення по горизонталі м (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

Вихідні дані

Варіант	Тип конвеєра	Продуктивність $P_{\text{техн}}$, т/год	Висота підйому вантажу H , м	Довжина транспортування по горизонталі L_T , м	Тип матеріалу вантажу; насипна маса γ , кг/м ³	Максимальний розмір найбільшого чи типового куска a , мм
1	Стаціонарний	100	21,7	76,1	Щебінь рядовий; 1750	50
2		100	18,6	66,6		55
3		120	15,5	57,1		60
4		160	12,5	47,5		65
5		180	9,4	37,9		70
6		200	6,3	28,5		75
7		100	5,2	19,1		80
8		120	21,5	75,1	Гравій сортований; 1900	55
9		140	18,5	66,9		60
10		160	15,4	56,1		65
11		180	12,4	46,5		70
12		200	10,3	37,5		75
13		100	9,2	28,6		80
14		120	6,5	20,1		55
15		140	12,9	76,2		60
16	Пересувний	120	4,5	14,3	Щебінь сортований; 1800	65
17		140	3,1	9,5		70
18		60	1,5	4,8		75

19		80	2,5	4,4		80
20		100	4,4	14,4		55
21		120	3,1	9,6		60
22		140	1,4	4,9		65
23		60	2,4	4,5		70
24		80	4,5	14,3		75
25		100	3,1	9,5		55
26		120	1,5	4,8		60
27		140	2,5	4,4		65
28		60	4,4	14,4		70
29		80	3,1	9,6		75
30		100	1,4	4,9		80

2. Визначаємо кут нахилу конвеєра β , град:

$$\beta = \arctg \frac{H}{L_{\Gamma}}. \quad (7.2)$$

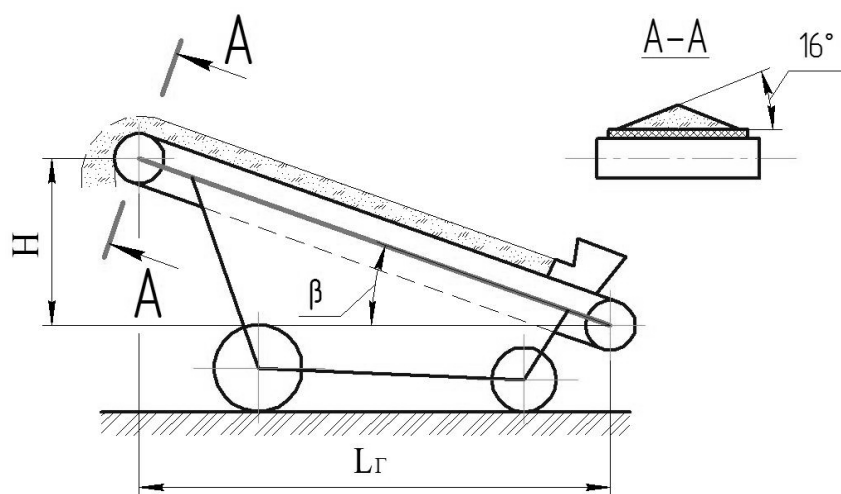


Рис. 7.1. Схема пересувного конвеєра

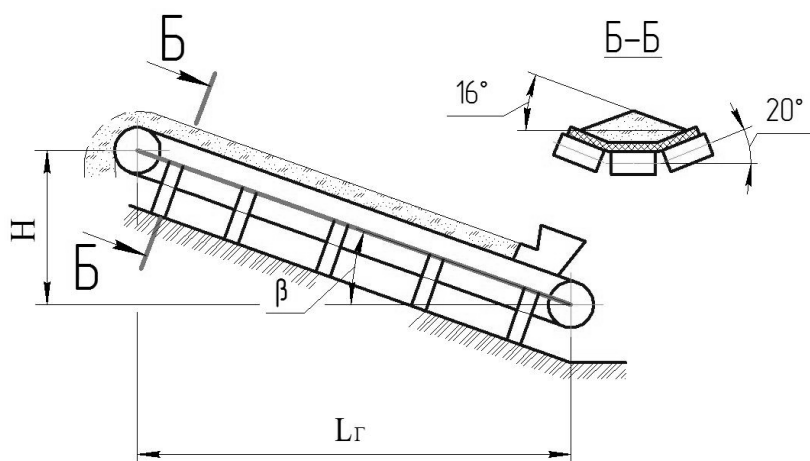


Рис. 7.2. Схема стаціонарного конвеєра

3. За отриманими геометричними параметрами транспортування попередньо вибираємо тип конвеєра (табл. 7.2, допускається відхилення розрахункових значень від табличних до 10-15 %).

Таблиця 7.2

Технічні характеристики будівельних стрічкових конвеєрів

Показники	Стаціонарні			Пересувні			
	ТК-1Б	ТК-2Б	ТК-11А	ТК-12А	ТК-13	ТК-13-1	ТК-14
Довжина, м	80	40	10	15	5	5	10
Ширина стрічки B , мм	600	600	600	600	500	500	500
Тип стрічки	гладка	гладка	гладка	гладка	гладка	з ребр.	гладка
Швидкість руху стрічки v , м/с	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Допустимий кут нахилу транспортера β , град.	10	10	20	20	20	30	20
Потужність електродвигуна, кВт	7,5	5,5	2,2	4,0	1,5	2,8	2,2
Габаритні розміри, м:							
довжина	80,5	40,5	10,6	15,4	5,7	5,7	10,6
ширина	1,2	1,2	1,5	2,0	0,9	0,9	1,5
Маса, т	2,8	1,6	0,9	1,2	0,49	0,49	0,62

7. Перевіряємо ширину стрічки B вибраного конвеєра з урахуванням заданої продуктивності та кускуватості.

Розрахункова ширина конвеєра, м:
з плоскою стрічкою див. рис. 7.1:

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_{\text{техн}}}{0,16v\gamma}}; \quad (7.3)$$

з жолобчастою стрічкою див. рис. 7.2:

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_{\text{техн}}}{0,16v\gamma(C+1)}}, \quad (7.4)$$

де v – швидкість стрічки, м/с (див. табл. 7.2); C – коефіцієнт, який враховує кут нахилу транспортера (див. табл. 7.3); γ – насипна маса вантажу, кг/м³ (див. табл. 7.1); продуктивність конвеєра $\Pi_{\text{техн}}$, т/год (див. табл. 7.1).

Таблиця 7.3

Значення коефіцієнта C

Кут нахилу конвеєра β , град	0–10	10–15	15–20	> 20
Коефіцієнт C	1	0,95	0,9	0,85

5. Розрахункова ширина стрічки за кусковатістю, м для сортового матеріалу:

$$B \geq 3,3a + 0,2; \quad (7.5)$$

для рядового матеріалу:

$$B \geq 2a + 0,2, \quad (7.6)$$

де a – розмір найбільшого куска (рядового матеріалу) та середнього типового куска (сортового матеріалу), м (див. табл. 7.1).

Зробити висновок про ширину стрічки вибраного конвеєра.

6. Потужність на переміщення матеріалу, кВт:

$$N = N_1 + N_2 + N_3. \quad (7.7)$$

7. Потужність на підйом матеріалу на висоту H , кВт:

$$N_1 = \frac{\Pi_{\text{техн}} H}{367}, \quad (7.8)$$

де $\Pi_{\text{техн}}$ – продуктивність конвеєра, т/год (див. табл. 7.1), H – висота підйому вантажу, м (табл. 7.1).

8. Потужність, яка необхідна для переміщення матеріалу по горизонталі, кВт:

$$N_2 = \frac{\Pi_{\text{техн}} L_{\Gamma} \omega}{367}, \quad (7.9)$$

де $\omega = 0,03 \dots 0,04$ – загальний коефіцієнт опору руху вантажу по роликкоопорах.

9. Потужність, яка витрачається на холостий хід стрічки, кВт:

$$N_3 = 0,015 L_{\Gamma} v. \quad (7.10)$$

10. Потужність двигуна конвеєра, кВт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{k k_0}{\eta} N, \quad (7.11)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від довжини конвеєра (табл. 7.3); k_0 – коефіцієнт встановленої потужності ($k_0 = 1,2 \dots 1,3$); η – ККД приводу ($\eta = 0,8 \dots 0,85$).

Таблиця 7.4

Значення коефіцієнта k

Довжина конвеєра L , м	< 15	15–40	> 40
Коефіцієнт k	1,5	1,1	1

11. Зробити висновок щодо вибору конвеєра з урахуванням розрахункових ширини стрічки та потужності двигуна.

Вправа 8. Розрахунок вантажної лебідки

Завдання

Визначити: навантаження каната P_K ; тип, діаметр і довжину каната; параметри лебідки.

Варіанти завдань наведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Вихідні дані

Варіант	Схема запасовки канату лебідки (рис.)	Маса Q вантажу, кг	Швидкість підйому вантажу v_B , м/с	Висота підйому вантажу H , м	Режим праці лебідки
1	а	1600	0,3	4	Легкий
2	б	1800	0,5	3	
3	в	1800	0,4	4	
4	а	700	0,6	5	
5	б	4400	0,3	4	
6	в	850	0,5	3	
7	а	600	0,6	6	
8	б	2100	0,4	5	
9	в	1850	0,5	4	
10	а	500	0,6	7	

11	б	4300	0,3	6	Важкий
12	в	1900	0,5	5	
13	а	1100	0,4	6	
14	б	900	0,6	5	
15	в	1400	0,3	3	
16	а	1850	0,5	5	
17	б	2900	0,4	4	
18	в	1600	0,6	3	
19	а	2100	0,4	7	
20	б	1800	0,5	6	
21	в	800	0,6	5	Середній
22	а	3000	0,4	6	
23	б	4500	0,3	5	
24	в	2750	0,5	4	
25	а	1950	0,4	6	
26	б	1850	0,5	5	
27	в	1500	0,6	4	
28	а	1800	0,5	8	
29	б	900	0,4	6	
30	в	1850	0,5	4	

Методика розрахунку

1. Згідно з завданням слід накреслити схему поліспасти і визначити його кратність m .

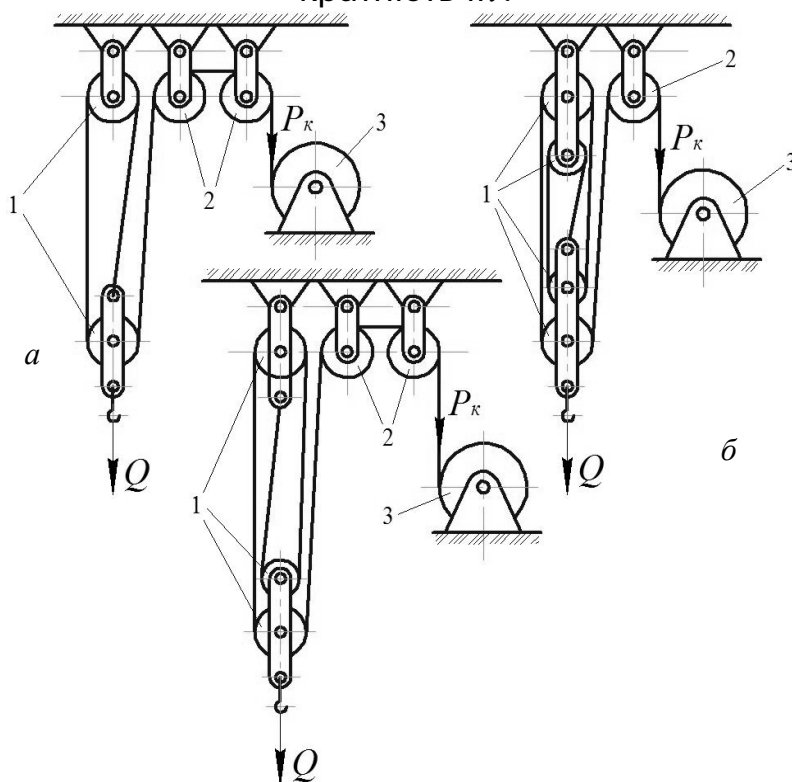


Рис. 8.1. Схема заправки канату лебідки:
1 – поліспаст; 2 – відхиляючі блоки; 3 – лебідка

2. Визначити зусилля P_k в канаті, Н:

$$P_k = \frac{(Q + Q_\Gamma)9,81}{m \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{в.б}}^n}, \quad (8.1)$$

де Q – маса вантажу, кг (табл. 1.1); Q_Γ – маса гакової обойми та строп, $Q_\Gamma = 150$ кг; $\eta_{\text{пол}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспаста:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{\eta_{\text{б}} (1 - \eta_{\text{б}}^m)}{m (1 - \eta_{\text{б}})}, \quad (8.2)$$

тут $\eta_{\text{б}}$ – коефіцієнт корисної дії блока поліспасту, $\eta_{\text{б}} = 0,96$; $\eta_{\text{в.б}}$ – коефіцієнт корисної дії відхиляючого блока, $\eta_{\text{в.б}} = \eta_{\text{б}}$; n – кількість відхиляючих блоків.

3. Обчислюємо необхідне розривне зусилля R в канаті, Н:

$$R = P_k k, \quad (8.3)$$

де k – коефіцієнт запасу, величина якого залежить від режиму роботи лебідки; для легкого режиму праці $k = 5$, для середнього $k = 5,5$, для важкого $k = 6$ (табл. 8.1).

4. Підібрати діаметр канату d_k за найближчим більшим значенням розривного зусилля (табл. 8.2).

8. Визначити найменші допустимі діаметри блоків $D_{\text{бл}}$ і барабана лебідки $D_{\text{б}}$, мм; для умов легкого режиму праці $D_{\text{бл}} \geq 16d_k$; для середнього $D_{\text{бл}} \geq 18d_k$; для важкого режиму $D_{\text{бл}} \geq 20d_k$.

$$D_{\text{б}} = 1,35D_{\text{бл}}. \quad (8.4)$$

Діаметри блоків і барабана лебідки призначаємо за умовами найближчого більшого розміру з ряду нормальних стандартних діаметрів, мм: 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1060; 1130; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600.

6. Обраховуємо довжину барабана, мм:

$$L_{\text{б}} = Z_0 t \leq 3D_{\text{б}}, \quad (8.5)$$

де Z_0 – кількість витків каната на барабані при укладанні його в один шар:

$$Z_0 = \frac{Hm}{\pi(D_{\text{б}} + d_{\text{к}})} + Z_{\text{зап}} + Z_{\text{кр}}, \quad (8.6)$$

тут H – висота підйому вантажу, м (табл. 8.1), $D_{\text{б}}$, $d_{\text{к}}$ – діаметри відповідно барабана лебідки та каната, м, $Z_{\text{зап}}$, $Z_{\text{кр}}$ – число, запасних та закріплюючих витків, $Z_{\text{зап}} = 2$, $Z_{\text{кр}} = 2$; t – крок навивки (нарізки канавок) на барабані, $t = d_{\text{к}} + 2$ мм.

Таблиця 8.2

Канати сталеві (ГОСТ 2688-80), ЛК-Р конструкції 6х19

Діа- метр канату, мм	Маса 100 м канату, кг	Маркірувальна група канату, МПа (Н/мм ²)					
		1470	1568	1666	1764	1862	1960
		Розривне зусилля, Н					
1	2	3	4	5	6	7	8
6,9	17,7	—	24000	25500	26300	27450	28700
8,3	25,6	—	34800	36950	38150	39850	41600
9,1	30,5	—	41550	44100	45450	47500	49600
9,9	35,7	—	48850	51850	53450	55950	58350
11	46,2	—	62850	66750	68800	72000	75150
12	52,7	—	71750	76200	78550	81900	85750
13	59,7	76180	81250	86300	89000	92800	97000
14	72,8	92850	98950	105000	108000	112500	118000
15	84,4	107000	114500	122000	125500	133100	137000
16,5	102,5	130000	139000	147500	152000	159000	166000
18,0	122,5	155000	166000	176000	181500	189500	198000
19,5	140,5	179500	191000	203000	209000	218500	228000
21	163,5	208000	222000	236000	243500	254000	265500

7. Визначити потрібну потужність P двигуна лебідки, Вт:

$$P = \frac{(Q + Q_{\Gamma})9,81v_{\text{в}}}{\eta_{\text{пр}}}, \quad (8.7)$$

де $v_{\text{в}}$ – швидкість підйому вантажу, м/с (табл. 8.1), $\eta_{\text{пр}}$ – коефіцієнт корисної дії приводу:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{в.б}}^n \eta_{\text{л}}, \quad (8.8)$$

де $\eta_{\text{л}}$ – ККД приводу лебідки; $\eta_{\text{л}} = 0,88$.

Вибираємо тип двигуна за даними табл. 8.3. Допускається перевантаження двигуна на 10...12 %.

Таблиця 8.3

**Електродвигуни серії АОП2 з підвищеним пусковим моментом
(виконання закрите)**

Типорозмір	P , кВт	n_0 , хв ⁻¹ (при $N_{\text{ном}}$)	Типорозмір	P , кВт	n_0 , хв ⁻¹ (при $N_{\text{ном}}$)
41–4	4	1440	71–6	17	970
42–4	5,5	1440	72–6	22	970
51–4	7,5	1440	81–6	30	970
52–4	10	1440	82–6	40	970
61–4	13	1440	91–6	55	980
62–4	17	1440	92–6	75	980
71–4	22	1450	41–8	2,2	710
72–4	30	1450	42–8	3,0	710
81–4	40	1470	51–8	4,0	710
82–4	55	1470	52–8	5,5	710
91–4	75	1480	61–8	7,5	720
92–4	100	1480	62–8	10	720
41–6	3	955	71–8	13	730
42–6	4	955	72–8	17	730
51–6	5,5	955	81–8	22	735
52–6	7,5	955	82–8	30	735
61–6	10	970	91–8	40	740
62–6	13	970	92–8	55	740

8. Обчислити передаточне відношення U редуктора приводу лебідки:

$$U = \frac{n_0}{n_{\text{б}}}, \quad (8.9)$$

де n_0 ; $n_{\text{б}}$ – відповідно, оберти двигуна та барабана лебідки, хв⁻¹:

$$n_{\text{б}} = \frac{60m\nu_{\text{в}}}{\pi(D_{\text{б}} + d_{\text{к}})}. \quad (8.10)$$

де v_B – швидкість підйому вантажу, м/с (табл. 8.1), $D_{\bar{\sigma}}$, d_K – діаметри відповідно барабана лебідки та каната, м

Призначаємо редуктор за даними табл. 8.4 з вказанням його загального передаточного відношення та частоти обертання вхідного вала.

9. Уточнюємо величину довжини L_K каната, м:

$$L_K = mH + 4\pi(D_{\bar{\sigma}} + d_K). \quad (8.11)$$

Таблиця 8.4

**Характеристика редукторів серії Ц2
(потужність на вхідному валу редуктора, кВт)**

Редуктор	Частота обертання вхідного вала, хв^{-1}	Режим роботи	Загальне передаточне відношення								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
Ц2-250	600	С	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
	750	С	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
	1000	С	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
	1500	С	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
Ц2-300	600	С	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	5,6
	750	С	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
	1000	С	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7
	1500	С	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
Ц2-350	600	С	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
	750	С	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
	1000	С	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
	1500	С	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4

Вправа 9. Використання баштового крана

Завдання

Визначити потрібну висоту підйому гака. Вибрати кран та обчислити змінну продуктивність крана при суміщенні і несуміщенні робочих операцій протягом циклу. Визначити ефективність операцій при роботі баштового крана.

Вихідні дані для розрахунку наведені у табл. 9.1.

Методика розрахунку

1. Висота підйому гака, м:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4, \quad (9.1)$$

де h_1 – задана висота рівня монтажу, м (табл. 9.1); h_2 – висота підйому вантажу над рівнем монтажу; з умов безпеки $h_2 = 2,5 \dots 3$ м; h_3 – висота виробу, що піднімається, м (табл. 9.1); h_4 – довжина строп, м (табл. 9.1).

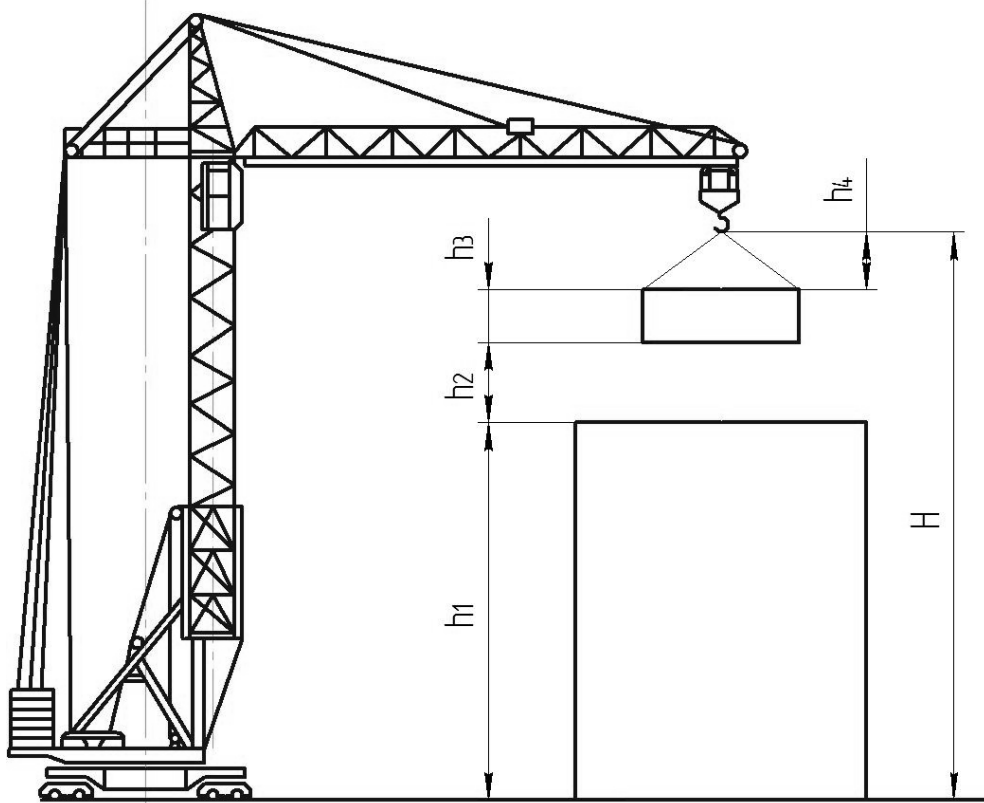


Рис. 9.1. Розрахункова схема баштового крана

2. По обчисленій висоті підйому гака H і масі вантажу (див. табл. 9.1) підібрати кран, табл. 9.2.

Таблиця 9.1

Вихідні дані

Варіант	Маса вантажу Q , т	h_1 , м	h_3 , м	h_4 , м	Тривалість ручних операцій, хв			Кут повороту α , град	Довжина переміщення на крану L , м
					t_1	t_6	t_7		
1	3,15	17	2,5	4,0	1,0	7,0	0,5	45	15
2	2,7	22	0,8	2,0	1,5	8,0	0,6	50	30
3	3,6	14	2,69	3,0	1,5	7,5	0,5	30	10
4	4,67	27	0,22	2,5	1,0	8,5	0,6	60	20
5	3,0	18	2,43	2,0	1,0	7,0	0,6	45	30
6	2,2	29	2,58	4,0	1,5	8,0	0,5	50	45
7	6,0	23	0,22	2,0	1,0	7,5	0,6	60	35
8	4,12	15	2,71	2,5	1,5	8,5	0,5	30	10
9	2,95	30	2,57	3,5	1,5	7,5	0,6	70	25
10	2,45	21	2,6	3,0	1,0	8,0	0,5	50	35
11	4,75	27	3,2	4,0	1,5	7,0	0,6	60	20
12	2,5	15	2,75	3,0	1,5	8,5	0,6	45	35
13	5,85	21	2,62	2,0	1,0	7,5	0,5	60	10
14	6,0	17	2,44	3,0	1,5	8,0	0,6	30	40
15	2,67	19	0,22	2,5	1,0	7,0	0,5	50	15
16	5,48	24	2,7	3,5	1,5	7,5	0,6	70	30
17	3,4	13	2,43	3,0	1,0	8,5	0,6	60	25
18	4,2	23	0,8	2,0	1,0	8,0	0,5	30	10
19	3,0	15	3,5	2,5	1,5	7,5	0,6	50	35
20	4,5	28	0,22	4,0	1,5	8,5	0,5	45	20
21	4,45	13	2,65	3,5	1,0	8,0	0,6	70	40
22	3,03	16	3,15	3,0	1,5	7,0	0,5	60	15
23	25,0	25	2,68	4,0	1,5	8,5	0,6	50	30
24	3,66	19	2,8	3,5	1,0	7,5	0,5	70	25
25	3,75	25	2,43	3,0	1,0	8,0	0,5	30	10
26	4,0	29	2,77	2,5	1,5	7,0	0,6	70	35
27	4,2	20	2,68	3,5	1,5	8,0	0,5	60	30
28	5,43	17	0,8	4,0	1,0	7,5	0,6	45	25
29	3,45	26	2,56	2,0	1,0	7,0	0,5	70	15
30	6,66	21	0,8	3,5	1,0	7,5	0,6	45	25

Таблиця 9.2

Технічні характеристики баштових пересувних кранів

Параметри	КБ-100.3Б	КБ-308А-2	КБ-403А	КБ-403Б.3	КБМ-501
Вантажопідйомність, т	4...8	5...8	4...8	4...8	6...12,5
Виліт, м	23...25	22,3...25	17...30	26,3...30	40
Виліт при максимальній вантажопідйомності, м	15,6	4,8...15,6	19,6	16	20
Максимальний вантажний момент, кН·м	1226	1226	1540	1269	2452
Висота підйому гака, м	32...42	20,8...30,8	41...57,5	24,2...37,9	78
Швидкість, м/хв					
підйому та опускання	19; 38	16; 32	40	27	56; 140
переміщення крана	28	18,5	18	18	20
переміщення вантажного візка	9,3	27,2	7; 30	7; 30	35...60
Частота обертання $n_{об}$, хв ⁻¹	0,90	0,77	0,60	0,65	0,60
Маса крана, т					
загальна	76	88,6	80	80,5	208
конструктивна	37	35,4	50	50,5	103

3. Обчислити час робочого циклу крана. При роботі без суміщення операцій робочий цикл крана дорівнює сумі тривалостей всіх операцій, хв:

$$t_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10} + t_{11}. \quad (9.2)$$

4. Для збільшення продуктивності крану деякі операції суміщають (наприклад, підйом і переміщення вантажу, переміщення крану і опускання гака). В цьому випадку, обчислюючи тривалість робочого циклу, враховують час найтривалішої операції з тих, які суміщаються, хв:

$$t_{\text{ц}}^{\text{сум}} = t_1 + t_{2;3} + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10;11}, \quad (9.3)$$

де t_1 – стропування вантажу, хв; t_2 – підйому вантажу до потрібного рівня, хв; t_3 – повороту стріли крана, хв; t_4 – переміщення крана по рейках, хв; t_5 – опускання вантажу до рівня монтажу, хв; t_6 – утримання монтованого елемента під час встановлення і закріплення, хв; t_7 – розстропування встановлених елементів, хв; t_8 – підйом гака з вантажопідйомним пристроєм над рівнем монтажу, хв; t_9 – повернення стріли у вихідне положення, хв; t_{10} – зворотне переміщення крана, хв; t_{11} – опускання гака з вантажопідйомним пристроєм, хв.

Тривалість ручних операцій t_1 , t_6 , t_7 необхідно приймати відповідно даним табл. 9.1, а тривалість останніх операцій обчислимо наближено, при сталих швидкостях робочих рухів крана, не враховуючи періодів розгону і гальмування.

Тривалість підйому вантажу, хв:

$$t_2 = \frac{h_1 + h_2}{v_{\text{під}}}, \quad (9.4)$$

де $v_{\text{під}}$ – швидкість підйому вантажу, м/хв, див. табл. 9.2.

Час повороту стріли крана, хв:

$$t_3 = \frac{\alpha}{360^\circ n_{\text{об}}}, \quad (9.5)$$

де α – робочий кут повороту, град, див. табл. 9.1; $n_{об}$ – частота обертання, $хв^{-1}$, див. табл. 9.2.

Тривалість переміщення крана по рейкам, хв:

$$t_4 = \frac{L_{пер}}{v_{пер}}, \quad (9.6)$$

де $L_{пер}$ – довжина переміщення крана, м (див. табл. 9.1); $v_{пер}$ – швидкість переміщення крана, м/хв (див. табл. 9.2).

Тривалість опускання вантажу, хв:

$$t_5 = \frac{h_2}{v_{оп}}, \quad (9.7)$$

де $v_{оп}$ – швидкість опускання, м/хв (див. табл. 9.2).

Тривалість підйому гака зі стропами над рівнем монтажу, хв:

$$t_8 = \frac{h_2}{v_{під}}, \quad (9.8)$$

Тривалість інших операцій, хв:

$$t_9 = t_8; \quad t_{10} = t_4; \quad t_{11} = \frac{h_1 + h_2}{v_{оп}}. \quad (9.9)$$

5. Визначити змінну продуктивність крана, т/зм:

- при суміщеному циклі

$$\Pi_{зм}^{сум} = TQk_{ван}k_вn_{сум};$$

- при несуміщеному циклі

$$\Pi_{зм} = TQk_{ван}k_вn, \quad (9.10)$$

де Q – маса вантажу, т; T – тривалість зміни, $T = 8$ год.; $k_{ван}$ – коефіцієнт використання крана по вантажопідйомності, $k_{ван} = 0,8$; $k_в$ – коефіцієнт використання крана в часі на протязі зміни, $k_в = 0,82...0,88$;

$n_{\text{сум}}$, n – число робочих циклів крану за 1 годину:

$$n_{\text{сум}} = \frac{60}{t_{\text{ц}}^{\text{сум}}}; \quad n = \frac{60}{t_{\text{ц}}}. \quad (9.11)$$

9. Ефективність суміщення операцій при роботі крана характеризується підвищенням його продуктивності, %:

$$E = \frac{\Pi_{\text{ЗМ}}^{\text{сум}} - \Pi_{\text{ЗМ}}}{\Pi_{\text{ЗМ}}} \cdot 100\%. \quad (9.12)$$

Вправа 10. Розрахунок привода будівельних машин

Завдання

Виконати кінематично-силовий розрахунок приводу, розрахунок пасової передачі та зубчастої передачі.

Варіанти завдань наведені в табл. 10.10.

Методика розрахунку

Розрахунок приводу

10. Згідно із завданням креслимо схему приводу (рис. 10.1–10.4).

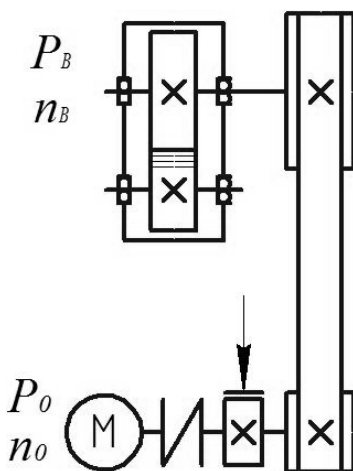


Рис. 10.10. Привод стрічкового конвеєра

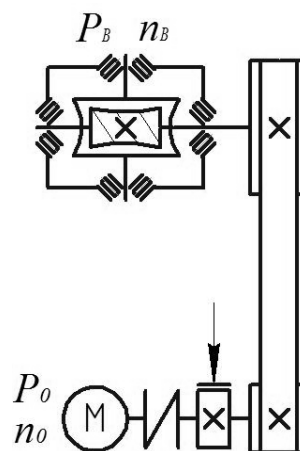


Рис. 10.2. Привод кранової лебідки

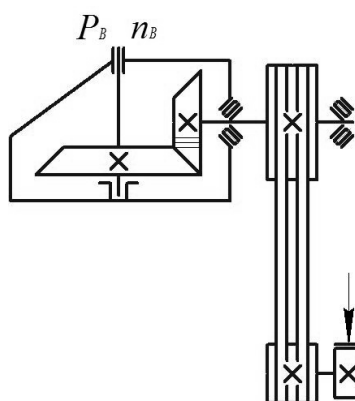


Рис. 10.3. Привод конусної дробарки

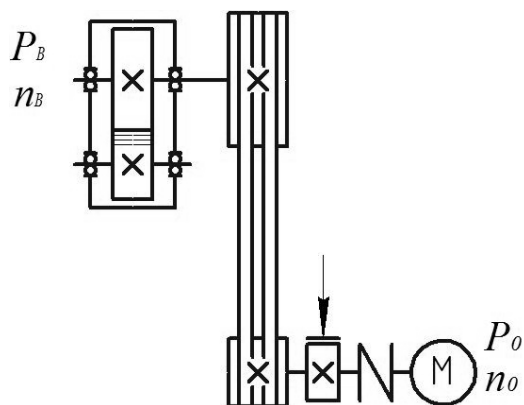


Рис. 10.4. Привод бетононасоса

Таблиця 10.1

Вихідні дані

Вари- ант	Рисунок	Тип передачі	Потужність на вихідному валу P_B , кВт	Частота обертання вихідного валу n_B , об/хв
1	1	Плоскопасова і циліндрична прямозуба	3,5	130
2	1	-"	4,0	135
3	1	-"	4,5	140
4	1	-"	5,0	145
5	1	-"	5,5	150
6	1	-"	6,0	155
7	1	-"	6,5	160
8	2	Плоскопасова і черв'ячна двозахідна	7,0	30
9	2	-"	7,5	30
10	2	-"	8,0	35
11	2	-"	8,5	35
12	2	-"	9,0	40
13	2	-"	9,5	40
14	2	-"	10,0	45
15	3	Клинопасова і конічна прямозуба	10,0	135
16	3	-"	9,0	140
17	3	-"	8,5	135
18	3	-"	8,0	130
19	3	-"	5,5	110
20	3	-"	7,5	125
21	3	-"	7,0	120
22	3	-"	6,5	115
23	4	Клинопасова і прямозуба циліндрична	11,0	105
24	4	-"	12,0	110
25	4	-"	13,0	115
26	4	-"	14,0	120
27	4	-"	15,0	125
28	4	-"	15,5	130
29	4	-"	9,5	135
30	4	-"	8,5	140

2. Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{заг}}$:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{п}}^n, \quad (10.1)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) муфти, $\eta_{\text{м}} = 0,96$; $\eta_{\text{п.п}}$ – ККД пасової передачі (клинопасової або плоскопасової), (табл. 10.2); $\eta_{\text{з.п}}$ – ККД зубчастої передачі (циліндричної, конічної або черв'ячної), (табл. 10.2); $\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників (кочення або ковзання), (табл. 10.2); n – кількість пар підшипників привода (див. схему привода згідно завдання).

Таблиця 10.2

Середні значення ККД механічних передач

Передача	η_i
Закрита зубчаста з колесами: циліндричними конічними черв'ячне зачеплення	0,97...0,98
	0,96...0,97
	0,75...0,82
Пасова: з плоским пасом з клиновим пасом	0,96...0,98
	0,95...0,97
Підшипники: кочення ковзання	0,990...0,995
	0,98...0,985

3. Розраховуємо потужність P_0 потрібного електродвигуна, кВт:

$$P_0 = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (10.2)$$

де $P_{\text{в}}$ – потужність на вихідному валу редуктора, кВт (табл. 10.1).

Потужність двигуна P_0 підбирають із табл. 10.3. Для приводу будівельних машин дозволяється тимчасове перевантаження двигуна на 10...12 % від номінальної потужності. Якщо найближче менше значення потужності стандартного двигуна не відповідає цим вимогам, слід вибирати двигун більшої потужності.

Таблиця 10.3

Електродвигуни серії АОП2 з підвищеним моментом

Типороз- мір АОП2	Потужність P_0 , кВт	Частота обертання ротора n_0 , хв ⁻¹	Типороз- мір АОП2	Потужність P_0 , кВт	Частота обертання ротора n_0 , хв ⁻¹
41-4	4	1440	71-6	17	970
42-4	5,5	1440	72-6	22	970
51-4	7,5	1440	81-6	30	970
52-4	10	1440	82-6	40	970
61-4	13	1440	91-6	55	980
62-4	17	1440	92-6	75	980
71-4	22	1450	41-8	2,2	710
72-4	30	1450	42-8	3	710
81-4	40	1470	51-8	4	710
82-4	55	1470	52-8	5,5	710
91-4	75	1480	61-8	7,5	720
92-4	100	1480	62-8	10	720
41-6	3	955	71-8	13	730
42-6	4	955	72-8	17	730
51-6	5,5	955	81-8	22	735
52-6	7,5	955	82-8	30	735
61-6	10	970	91-8	40	740
62-6	13	970	92-8	55	740

4. Визначаємо загальне передаточне відношення $U_{\text{заг}}$ приводу:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_0}{n_{\text{в}}} = U_{\text{п.п}} U_{\text{з.п}}, \quad (10.3)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹ (табл. 10.3); $n_{\text{в}}$ – частота обертання вихідного вала редуктора, хв⁻¹ (табл. 10.1); $U_{\text{п.п}}$, $U_{\text{з.п}}$ – передаточні відношення пасової та зубчастої (циліндричної, конічної або черв'ячної) передачі; рекомендовані значення $U_{\text{п.п}}$ та $U_{\text{з.п}}$ наведені в табл. 10.4.

Таблиця 10.4

Середні значення передаточних відношень U_i

Передача	U_i
Пасова (плоско- та клинопасова)	2...5
Зубчаста циліндрична	2...6
Зубчаста конічна	2...4
Черв'ячна	8...90

5. Для плоскопасової передачі за формулою Северіна визначаємо діаметр D_0 ведучого шківа, мм:

$$D_0 = 12003 \sqrt{\frac{P_0}{n_0}}, \quad (10.4)$$

де P_0 – потужність двигуна, кВт; n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹ (табл. 10.3).

Діаметр D_1 веденого шківа буде, мм:

$$D_1 = U_{п.п} D_0 (1 - \xi), \quad (10.5)$$

де ξ – коефіцієнт ковзання, для шкіряних та прогумованих пасів $\xi = 0,010$.

Отримані значення D_0 та D_1 округлюємо до найближчого значення зі стандартного ряду діаметрів чавунних шківів (ГОСТ 17383-73), мм.: 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

6. Для вибору діаметра D_0 ведучого шківа клинопасової передачі попередньо визначаємо номінальний крутний момент T_0 електродвигуна, Н·м:

$$T_0 = \frac{P_0}{\omega_0} = \frac{30P_0}{\pi n_0}, \quad (10.6)$$

де ω_0 – кутова швидкість обертання вала електродвигуна, P_0 – потужність двигуна, Вт; n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв⁻¹⁰. (табл. 10.3).

За крутним моментом T_0 , взятому з табл. 10.5 призначаємо діаметр D_0 ведучого шківів та тип паса клинопасової передачі.

Таблиця 10.5

Клинові паса (ГОСТ 1284-68)

Позначення перерізу	Розміри перерізу, мм				Площа перерізу, S , мм ²	Довжина паса, м	Діаметр шківів, D_0 , мм	Крутний момент на швидкохідному валу, T_0 , Н·м
	b	b_P	h	Y_0				
О	10	8,5	7	2,1	47	0,4...2,5	63	0...30
А	13	11	8	2,8	81	0,56...4,0	90	15...60
Б	17	14	10,5	4	138	0,8...6,3	125	50...150
В	22	19	13,5	4,8	230	1,8...10	200	120...600
Г	32	27	19	6,9	476	3,15...15	315	450...2400
Д	38	32	23,5	8,3	692	4,5...18	500	1600...6000
Е	50	42	30	11	1170	6,3...18	800	>24000

Діаметр D_1 веденого шківів клинопасової передачі визначаємо за формулою (10.5) і отримані значення шківів округлюємо до найближчого значення зі стандартного ряду діаметрів чавунних шківів (ГОСТ 1284.3-80), мм.: 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

7. Призначивши діаметри шківів, уточнюємо величини передаточних відношень $U_{п.п}$ та $U_{з.п}$:

$$U_{п.п} = \frac{D_1}{D_0}, \quad U_{з.п} = \frac{U_{заг}}{U_{п.п}}, \quad (10.7)$$

Величину $U_{з.п}$ приймаємо згідно з номінальним значенням передаточного відношення: для циліндричних та конічних передач згідно ГОСТ 221-75, для черв'яка згідно ГОСТ 2144-76 (1-й ряд є переважним):

1-й ряд: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 20,00; 25,00; 31,50; 40,00; 50,00; 63,00; 80,00;

2-й ряд: 1,12; 1,40; 1,80; 2,24; 2,80; 3,55; 4,50; 5,60; 7,10; 9,00; 11,20; 14,00; 18,00; 22,40; 28,00; 35,50; 45,00; 56,00; 71,00.

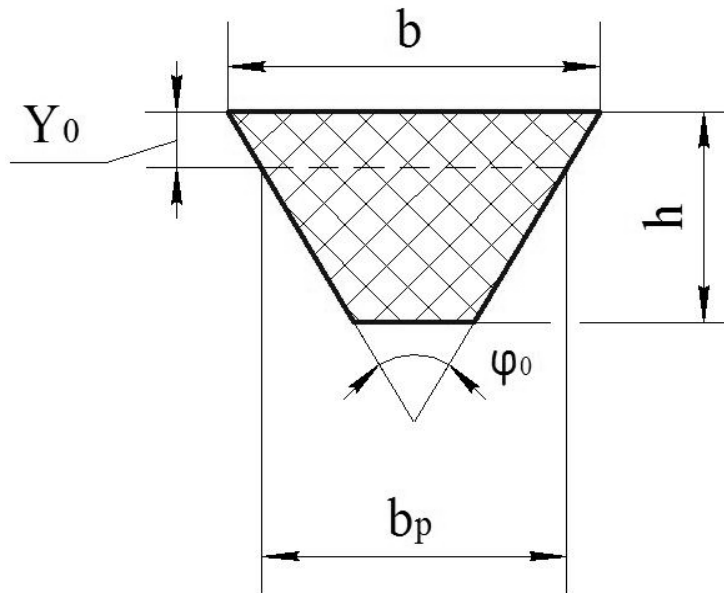


Рис. 10.5. Переріз паса клинопасової передачі

8. Визначаємо частоту обертання, потужність та крутний момент на проміжному та вихідному (тихохідному) валу привода, користуючись уточненими значеннями передаточних відношень:

8.10. Частота обертання; хв^{-1} :

проміжного вала:

$$n_{\text{пр}} = \frac{n_0}{U_{\text{п.п}}}; \quad (10.8)$$

вихідного вала:

$$n_{\text{в}} = \frac{n_{\text{пр}}}{U_{\text{з.п}}} = \frac{n_0}{U_{\text{п.п}} \cdot U_{\text{з.п}}}. \quad (10.9)$$

8.2. Потужність, кВт:

проміжного вала:

$$P_{\text{пр}} = P_0 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п.п}}, \quad (10.10)$$

вихідного вала:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{пр}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{п}}^n = P_0 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п.п}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{п}}^n \quad (10.11)$$

8.3. Крутні моменти (Н·м):

проміжного вала:

$$T_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\omega_{\text{пр}}} = \frac{30 P_{\text{пр}}}{\pi n_{\text{пр}}}, \quad (10.12)$$

вихідного вала:

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} = \frac{30P_B}{\pi n_B}, \quad (10.13)$$

де $\omega_{\text{пр}}$, ω_B – кутова швидкість обертання, відповідно, проміжного та вихідного валів, с^{-1} ; $P_{\text{пр}}$, P_B – потужність проміжного та вихідного валів, Вт; $n_{\text{пр}}$, n_B – частота обертання проміжного та вихідного валів, хв^{-10} .

8.4. За отриманими результатами складаємо підсумкову таблицю (див. табл. 10.6).

Таблиця 10.6

Приклад оформлення підсумкової таблиці

Позначення вала	Частота обертання, хв^{-1}	Потужність, кВт	Крутний момент, Н·м
Ведучий (швидкохідний)	n_0	P_0	T_0
проміжний	$n_{\text{пр}}$	$P_{\text{пр}}$	$T_{\text{пр}}$
Вихідний (тихохідний)	n_B	P_B	T_B

Розрахунок плоскопасової передачі

9. Визначаємо швидкість переміщення паса, м/с:

$$v = \frac{\pi D_0 n_0}{60 \cdot 1000}, \quad (10.14)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} , D_0 – діаметр ведучого шківa, мм.

10. Розраховуємо колове зусилля на ведучому шківу, Н:

$$F_0 = \frac{1000P_0}{v}, \quad (10.15)$$

де P_0 – потужність двигуна, кВт.

110. Визначаємо корисне напруження (питоме колове зусилля на одиниці площі перерізу паса), Н/мм^2 :

$$[K] = K_0 C_0 C_\alpha C_v C_\pi, \quad (10.16)$$

де K_0 – питоме напруження, яке залежить від швидкості, для прогумованих пасів приблизно дорівнює 2,25; C_0 – коефіцієнт положення передачі, (для горизонтальних і нахилених до 60° передач $C_0=1$); C_α – коефіцієнт виливу кута α_1^0 охоплення ведучого пасом шківів (формула (10.19)); C_v – коефіцієнт виливу швидкості перебігання паса (формула (10.20)); C_Π – коефіцієнт впливу умов праці передачі (див. табл. 10.7).

Таблиця 10.7

Значення коефіцієнта C_Π при однозмінній роботі

Характер навантаження	Машина, що приводиться в рух	C_Π
Спокійна робота з короткочасними пусковими навантаженнями не більше ніж 12 % номінального	Передачі до стрічкових конвеєрів, токарним, шліфувальним та фрезерним верстатам	1,0
Помірні коливання навантаження	-	0,90
Пускові навантаження до 150 % номінального	Пластинчаті транспортери, поршневі компресори, бетононасоси	0,80
Значні коливання навантаження і пускове навантаження до 200 % номінального	Транспортери скребачкові і гвинтові, реверсивні приводи, кранові лебідки	0,75
Ударні навантаження і пускові навантаження до 300 % номінальних	Молоти, дробарки, ущільнювачі	0,70

110.10. Для визначення C_α знаходимо міжосьову відстань a , мм:

$$a = 2(D_0 + D_1). \quad (10.17)$$

110.2. Кут охоплення пасом на малому (ведучому) шківі:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_1 - D_0}{a}. \quad (10.18)$$

110.3. Величина коефіцієнта C_α дорівнює:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^0); \quad (10.19)$$

110.4. Коефіцієнт C_v виливу швидкості перебігання паса:

$$C_v = 1,04 - 0,0004v^2; \quad (10.20)$$

12. Необхідна площа S перерізу паса, мм²:

$$S = b\delta = \frac{F_0}{[K]}, \quad (10.21)$$

де b і δ – відповідно, ширина та товщина паса, мм.

13. Товщину паса δ призначаємо з умови, що вона повинна дорівнювати приблизно $1/40$ діаметра D_0 ведучого шківa (див. також примітку табл. 10.8):

$$\delta = \frac{D_0}{40}, \quad (10.22)$$

14. Ширину b паса визначаємо з формули (10.21), враховуючи примітку 2 табл. 10.8.

Таблиця 10.8

Паси прогумовані			
Число прокладок	Тип ремня (швидкості, що рекомендуються, м/с)		
	А (до 30)	Б (до 20)	В (до 15)
	Ширина паса, мм		
2	–	20...45	–
3	–	–	20...40
3-5	20...75	–	50...75
3-6	80...112	–	80...112
4-6	125...250	150...250	125...250
4-8	250...350	250...300	250...300
Примітка. 10. Товщина однієї прокладки 1,25 мм, прокладки з прошарком – 1,5 мм. 2. Ширину паса назначають за даними ряду, мм: 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560.			

15. Визначаємо розрахункову довжину паса (без врахування припуску на з'єднання кінцівок паса), м:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_0 + D_1) + \frac{(D_1 - D_0)^2}{4a}, \quad (10.23)$$

де a – міжосьова відстань, м; D_0 – діаметр ведучого шківa, м; D_1 – діаметр веденого шківa, м.

16. Уточнюємо швидкість U руху паса, с⁻¹:

$$U = \frac{v}{L} \quad (10.24)$$

допускається для плоских пасів $U \leq 5 \text{ с}^{-10}$.

Розрахунок клинопасової передачі

17. Визначаємо міжосьову відстань a , як середнє значення між $a_{\min} \dots a_{\max}$, мм:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_0 + D_1) + h; \quad (10.25)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_0 + D_1); \quad (10.26)$$

$$a = (a_{\max} + a_{\min}) / 2,$$

де D_0 – діаметр ведучого шківа, мм; D_1 – діаметр веденого шківа, мм; h – товщина паса, мм (табл. 10.5).

18. Розрахункова довжина L_p паса буде, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_0 + D_1) + \frac{(D_1 - D_0)^2}{4a}. \quad (10.27)$$

Вибираємо найближчу стандартну довжину паса L (ГОСТ 1284-68), мм:
400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000;
2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000;
10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

19. Визначаємо, мм:

$$D_{\text{сер}} = 0,5(D_1 + D_0), \quad (10.28)$$

та розраховуємо нове значення міжосьової відстані a з урахуванням вибраної довжини паса L , мм:

$$a = 0,25 \left[L - \pi D_{\text{сер}} + \sqrt{(L - \pi D_{\text{сер}})^2 - 2(D_1 - D_0)^2} \right]. \quad (10.29)$$

20. Кут охоплення ведучого шківа:

$$\alpha_1^0 = 180^0 - 60^0 \frac{D_1 - D_0}{a}. \quad (10.30)$$

210. Швидкість руху паса v_{Π} дорівнює, м/с:

$$v_{\Pi} = \frac{\pi n_0 D_0}{60 \cdot 1000}. \quad (10.31)$$

де n_0 – частота обертання вала електродвигуна, хв^{-1} , D_0 – діаметр ведучого шківa, мм.

За даними табл. 10.9 призначаємо колове зусилля f_0 що передає один клиновий пас заданого перерізу за відомими даними D_0 , L_0 і v_{Π} . Якщо табличні дані не співпадають зі значенням за формулою (10.31), то табличні дані слід інтерполювати.

22. Допустиме колове зусилля на один пас $[f]$ буде, Н:

$$[f] = f_0 C_{\alpha} C_L C_P, \quad (10.32)$$

Таблиця 10.9

**Колове зусилля f_0 , Н, передане одним клиновим пасом при $U = 1$
довжині L_0 і спокійній роботі**

Переріз паса (довжина) L_0 , мм	D_0 , мм	v_{Π} , м/с					
		5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8
О (1320)	63	112	95	81	68	56	–
	71	124	107	94	80	66	–
	80	134	116	104	86	76	62
	90	140	124	111	98	84	66
А (1700)	100	190	160	138	115	91	–
	112	210	182	160	137	112	83
	125	230	200	177	155	132	105
	140	246	218	194	172	148	121
	160	264	235	214	190	165	136
Б (2240)	140	322	270	230	191	–	–
	160	366	315	275	236	196	149
	180	402	351	310	272	230	184
	200	430	379	338	300	257	212
	224	452	405	363	325	282	271
В (3750)	224	630	535	463	393	318	235
	250	696	602	530	460	384	302
	280	756	663	590	520	444	383
	315	814	719	647	558	500	416
	355	864	770	700	630	550	470
Г (6000)	355	1350	1140	990	840	680	513
	400	1510	1300	1150	1000	840	670
	450	1650	1440	1290	1140	980	816
	500	1760	1550	1400	1250	1100	926
	560	1850	1660	1500	1350	1180	1030
Д (10000)	560	2280	1990	1760	1550	1330	1090
	630	2480	2180	1960	1740	1520	1280
	710	2640	2350	2120	1910	1690	1440
	800	2600	2500	2280	2060	1840	1590
	900	2920	2600	2400	2190	1930	1720

де коефіцієнт врахування кута охоплення:

$$C_{\alpha} = 1 - 0,003(180^0 - \alpha_1^0) \quad (10.33)$$

коефіцієнт врахування довжини паса:

$$C_L = 0,3 \frac{L}{L_0} + 0,7; \quad (10.34)$$

коефіцієнт режиму роботи C_{Π} призначаємо за даними табл. 10.7, L_0 – переріз паса (довжина), мм (приймаємо згідно табл. 10.9).

23. Визначаємо колове зусилля F , Н:

$$F = \frac{P_0}{v_{\Pi}}, \quad (10.35)$$

де P_0 – потужність двигуна, Вт.

24. Розрахункова кількість пасів:

$$z = \frac{F}{[f]}. \quad (10.36)$$

Розрахунок зубчастої передачі

25. Визначаємо число зубців шестерні і колеса.

25.10. Призначаємо мінімальну кількість зубців у шестірні z_1 . Значення z_1 в передачах з евольвентним зачепленням та профільним кутом початкового контуру $\alpha = 20^0$ для циліндричних передач приймаємо в межах 15...30, для конічних прямозубих – 18...20, для черв'ячної передачі число заходів черв'яка – $z_1 = 2$.

25.2. Кількість зубців колеса:

$$z_2 = z_1 U_{3.\Pi.} \quad (10.37)$$

26. Визначаємо модуль зубчастої передачі.

26.10. Для циліндричної передачі модуль зубчастої передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{\Pi p} K_F Y_F}{Z_1^2 \Psi_{\alpha} [\sigma_{FR_1}]}} \quad (10.38)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубчастих циліндричних передач $K_m = 14$; $T_{\Pi p}$ – крутний момент на проміжному валу, Н·м (див. підсумкову таблицю 10.6); K_F – коефіцієнт, що враховує нерівномірність

розподілу навантаження по ширині вінця, вибирається залежно від величини коефіцієнта ширини зубця Ψ_α з табл. 10.10 та 10.11; $[\sigma_{FP_1}]$ – допустиме напруження зубців шестірні на згин, МПа, $[\sigma_{FP_1}] = 235$ МПа; Y_F – коефіцієнт форми зуба еквівалентного колеса (табл. 10.12).

Таблиця 10.10

Рекомендовані значення Ψ_α

Розміщення шестерні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	$HB_z \leq 350$	$HB_z > 350$
Консольне	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25
Симетричне	0,8 ... 1,4	0,4 ... 0,9
Несиметричне	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,6

26.2. Для конічної зубчатої передачі визначаємо середній модуль $m_{сер}$, мм:

$$m_{сер} = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{пр} K_F Y_F}{0,85 \Psi_\alpha Z_1^2 [\sigma_{FP_1}]}} \quad (10.39)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для прямозубчастих конічних передач $K_m = 14$; $T_{пр}$ – крутний момент на проміжному валу, Н·м (див. підсумкову таблицю 10.6); K_F – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, вибирається залежно від величини коефіцієнта ширини зубця Ψ_α з табл. 10.10 та 10.11; $[\sigma_{FP_1}]$ – допустиме напруження зубців шестірні на згин, МПа, $[\sigma_{FP_1}] = 235$ МПа; Y_F – коефіцієнт форми зуба еквівалентного колеса (табл. 10.12).

Таблиця 10.11

Орієнтоване значення коефіцієнта K_F

Розміщення шестірні відносно опор	Твердість поверхонь зубців колеса HB	Ψ_α					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольні (опори – шарикопідшипники)	≤ 350	1,16	1,37	1,64	-	-	-
	> 350	1,33	1,70	-	-	-	-
Консольні (опори – роликотпідшипники)	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-
	> 350	1,20	1,44	1,71	-	-	-
Симетричні	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-
Несиметричні	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-

**Значення коефіцієнта форми зуба Y_F
для некоригованого ($X=0$) зовнішнього зачеплення**

z_1 або z_V	17	20	22	24	26	28	30	35	40
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,7
z_1 або z_V	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
Y_F	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,63	

Еквівалентну кількість зубців на колесі z_V призначають за формулою:

$$z_V = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (10.40)$$

де δ_1 – кут при вершині подільного конуса:

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{U_{3.п.}}. \quad (10.41)$$

Визначаємо зовнішній коловий модуль m для конічної передачі:

$$m = m_{сеп} + \frac{b \sin \delta_1}{z_1}, \quad (10.42)$$

$$\text{де } b = \Psi_{\alpha} m_{сеп} z_1.$$

26.3. Для черв'ячної передачі, мм:

$$m = \sqrt[3]{1500 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma T_{пр} / (q z_2 [\sigma_{FP1}])} \quad (10.43)$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка приймаємо, згідно СТ СЕВ 267-76
 $q = 10$; $[\sigma_{FP1}]$ – допустиме напруження для зубців колеса,
 $[\sigma_{FP1}] = 235 \text{ МПа}$; Y_F – коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса
(табл.10.13); коефіцієнти $K_{F\beta}$, K_{Fv} мають теж значення, що і коефіцієнти
 $K_{H\beta}$ і K_{Hv} , тобто $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ та $K_{Fv} = K_{Hv}$; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації
навантаження, $K_{H\beta} = 1$; K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження,
 $K_{Hv} = 1,2$; γ – подільний кут підйому різьби черв'яка, при $q = 10$ та $z_1 = 1$
 $\gamma = 11,3^\circ$; $T_{пр}$ – крутний момент на проміжному валу, Н·м (див. підсумкову
таблицю 10.6).

Еквівалентне число зубців колеса:

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma.$$

Таблиця 10.13

Значення коефіцієнту форми зубців черв'ячного колеса Y_F

z_V	<20	20	24	26	28	30	32	35
Y_F	2,00	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64
z_V	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

27. Обраховане значення модуля округлюємо до найближчого стандартного значення (1-й ряд є переважним):

для циліндричних та конічних передач згідно ГОСТ 310-76, мм:

1-й ряд: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд: 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0; 28,0;

для черв'яка згідно ГОСТ 19672-74, мм:

1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд: 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0; 18,0; 22,0; 28,0.

28. Обраховуємо основні розміри зубчастої передачі.

28.10. Подільний діаметр (діаметр подільного кола) d_1 для шестірні прямозубої зубчастої передачі, мм:

$$d_1 = mZ_1; \quad (10.44)$$

середній подільний діаметр $d_{1\text{сеп}}$ шестерні конічної зубчастої передачі, мм:

$$d_{1\text{сеп}} = mZ_V; \quad (10.45)$$

подільний діаметр черв'яка d_1 , мм:

$$d_1 = qm. \quad (10.46)$$

28.2. Аналогічно, визначаємо діаметри подільних кіл для коліс, мм:

$$d_2 = mZ_2; d_{2\text{сеп}} = mZ_2. \quad (10.47)$$

28.3. Уточнюємо ширину вінця шестірні прямозубчастої та конічної передачі, мм:

$$b_1 = \Psi_\alpha \cdot d_1; b_1 = \Psi_\alpha \cdot d_{1\text{сеп}}. \quad (10.48)$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Онищенко, О.Г., Онищенко, В.О., Литвиненко, С.Л., & Коробко, Б.О. (2017). *Будівельна техніка* (2-ге вид., перероб. і доп.). Київ: Кондор. 424 с.
2. Сукач, М.К. (2017). *Будівельні машини і обладнання: Підручник*. Київ: Ліра-К. 408 с.
3. Шаповал, С.В., Болотських, О.М. (2020). *Будівельна техніка та виробнича база будівництва: Конспект лекцій*. Харків: ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. 140 с.
4. Кузенко, Л.М., Кузенко, Д.В., Вантух, З.З., Панюра, Я.Й. (2021). *Дорожньо-будівельні машини: Навчальний посібник*. Київ: Кондор. 236 с.
5. Жигуц, Ю.Ю. (2018). *Підіймально-транспортні машини та механізми: Навчальний підручник*. Київ: Кондор. 216 с.
6. Лівінський, О.М., Пшінко, О.М., Савицький, М.В., Курок, О.І., Єсипенко, А.Д., & Бабиченко, В.Я. (2015). *Будівельні машини та обладнання: Підручник*. Київ: УАН «МП Леся». 612 с.
7. Баладінський, В.Л., Назаренко, І.І., & Онищенко, О.Г. (2002). *Будівельна техніка: Підручник*. Київ–Полтава: КНУБА–ПНТУ. 463 с.
8. *Будівельна техніка* (2025). *Навчальний посібник*. Київ: Кондор. 424 с.
9. He, Q., & Long, G. (Eds.) (2026). *Handbook of Construction Machinery: Piling Machinery, Concrete Machinery and Mortar Machinery*. Singapore: Springer. 720 с.
10. *Construction Machines* (2024). Cham: Springer. 317 с.
11. Gransberg, D.D. (2-ге вид., 2021). *Construction Equipment Management for Engineers, Estimators, and Owners*. Boca Raton: Taylor & Francis. 512 с.
12. Schaufelberger, J.E., & Migliaccio, G.C. (2019). *Construction Equipment Management*. New York: Routledge. 468 с.
13. “Будівельна техніка”. Методичні вказівки до практичних та лабораторних робіт / Уклад. Л.Є.Пелевін, В.О.Воляннюк, Є.В.Горбатюк, О.А.Тетерятник - К.: КНУБА, 2008. – 94 с.

Навчальне видання

БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА

Методичні вказівки
до практичних робіт для студентів
спеціальності “Будівництво та цивільна інженерія”

Укладачі: Володимир Васильович **Довганюк**
Оксана Дмитрівна **Галунка**

Технічна редакторка
та дизайн обкладинки **Кудрінська О.М.**

Підписано до друку 23.02.2026. Формат 60x84/16.
Електронне видання.
Ум.-друк. арк. 3,8. Обл.-вид. арк. 4,1. Зам. Н-013.
Видавництво та друкарня Чернівецького національного університету.
58002, Чернівці, вул. Коцюбинського, 2.
e-mail: ruta@chnu.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 891 від 08.04.2002.