

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Міністерство освіти та науки України
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА

Методичні вказівки до лабораторно-практичних занять для здобувачів освіти освітнього рівня «Бакалавр» спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» денної та заочної форм навчання

Кропивницький
2020

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Міністерство освіти та науки України
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

БУДІВЕЛЬНА ТЕХНІКА

Методичні вказівки до лабораторно-практичних занять для здобувачів освіти освітнього рівня «Бакалавр» спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» денної та заочної форм навчання

**Затверджено на засіданні
кафедри БДМБ
Протокол №12 від 30 червня 2020 р.**

Будівельна техніка. Методичні вказівки до лабораторно-практичних занять для здобувачів освіти освітнього рівня «Бакалавр» спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» денної та заочної форм. / Упорядник: С. Хачатурян. – Кропивницький, ЦНТУ– 41 с.

Упорядник:

С. Хачатурян – канд. техн. наук, доцент.

Рецензент – В. Дарієнко – канд. техн. наук, доцент.

© Будівельна техніка. Методичні вказівки до лабораторно-практичних занять для здобувачів освіти освітнього рівня «Бакалавр» спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» денної та заочної форм. / Упорядник: С. Хачатурян.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Лабораторно-практичне заняття №1. Підбір потужності електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу.....	7
Лабораторно-практичне заняття №2. Розрахунок плоско пасової передачі.....	13
Лабораторно-практичне заняття №3. Розрахунок клинопасової передачі.....	16
Лабораторно-практичне заняття №4. Розрахунок відкритої циліндричної зубчатої передачі.....	20
Лабораторно-практичне заняття №5. Тягові розрахунки тракторного потягу.....	26
Лабораторно-практичне заняття №6. Тягові розрахунки автомобільного транспорту.....	30
Лабораторно-практичне заняття №7. Розрахунок основних параметрів стрічкового конвеєра.....	34
Література.....	40

ВСТУП

Дисципліна «Будівельна техніка» містить лекції та лабораторно-практичні заняття, котрі сприяють засвоєнню лекційного матеріалу та набуттю практичних навичок для виконання розрахунків. Її метою є вивчення студентами конструкцій будівельних машин, їх призначення, оволодіння навиками розрахунку та підбору будівельних машин для конкретних умов роботи, а також вивчення елементів і систем, які забезпечують роботу машин та обладнання.

У результаті вивчення курсу студент повинен знати:

- конструкції сучасних будівельних машин;
- умови раціонального використання машин у будівництві;
- правила експлуатації та ремонту машин.

Студент повинен уміти:

- вибрати машини для комплексної механізації заданого технологічного процесу;
- розрахувати продуктивність конкретної машини;
- забезпечити умови безпечної експлуатації машин.

Основою цього курсу є знання базових інженерних дисциплін: теоретичної механіки, опору матеріалів, електротехніки та гідравліки.

Програмою передбачено виконання семи лабораторно-практичних занять. Студенти виконують лабораторно-практичні заняття в аудиторіях у години, відведені за розкладом, під керівництвом викладача. Кількість варіантів завдань така, що кожний студент отримує окрему задачу та, користуючись методичними вказівками, може розв'язувати її самостійно. Роботи оформляються у тонких (24 аркуші) зошитах із необхідними схемами, ескізами, кресленнями, розрахунками та мотивуванням прийнятих рішень. Розрахунки та мотивування повинні супроводжуватись посиланням на відповідну літературу, норми, каталоги, дані з практики та інші джерела. Потрібні для розрахунків дані (технічні характеристики машин і обладнання, параметри двигунів і ін.) наведені в таблицях, розміщених у кожному лабораторно-практичному занятті. Для

виконання роботи студент повинен мати калькулятор і креслярські приладдя (олівець, трикутник, циркуль).

Виконане завдання студент зобов'язаний надати керівнику для перевірки на початку наступного лабораторно-практичного заняття, а захистити роботи – до початку заліково-екзаменаційної сесії. Підставою для допуску студента до здачі екзамену є зарахування лабораторно-практичних робіт викладачем, який веде предмет.

Ці методичні поради розроблені відповідно до програми курсу «Будівельна техніка» й з успіхом використовуються в навчальному процесі кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва Центральноукраїнського національного технічного університету. При розробці цих порад використано досвід викладання курсу, а також частково використані методичні матеріали Київського національного університету будівництва і архітектури та Харківського національного університету будівництва та архітектури.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1

Підбір потужності електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу.

Необхідно: визначити загальний ККД приводу та потрібну потужність електродвигуна; вибрати тип електродвигуна; визначити загальне передаточне число приводу та розподілити його між типами передач приводу; обчислити частоти обертання, потужності та крутні моменти на валах приводу.

Вихідні дані для розрахунку приймаються у відповідності до варіанту, заданому викладачем за табл. 1. 1.

Таблиця 1.1. Вихідні дані

№ варіанту	Схема за рис. 1.1	Тип передачі	Потужність на вихідному валу P_v , кВт	Частота обертання вихідного валу n_v , хв ⁻¹
1	a	Плоско пасова та циліндрична прямозуба	5,0	150
2	a		5,5	145
3	a		6,0	140
4	a		6,5	125
5	a		7,0	130
6	a		7,5	125
7	a		8,0	120
8	b	Плоско пасова та конічна прямозуба	9,0	110
9	b		9,5	105
10	b		10,0	110
11	b		11,0	115
12	b		11,5	120
13	b		12,0	125
14	b		12,5	130
15	v	Клинопасова та циліндрична прямозуба	13,5	140
16	v		14,0	145
17	v		14,5	150
18	v		15,5	145
19	v		14,5	140
20	v		14,0	135
21	v		13,5	130
22	z	Клинопасова та конічна прямозуба	12,5	120
23	z		12,0	115
24	z		11,5	110
25	z		11,0	105
26	z		10,5	135
27	z		10,0	130
28	z		9,5	120

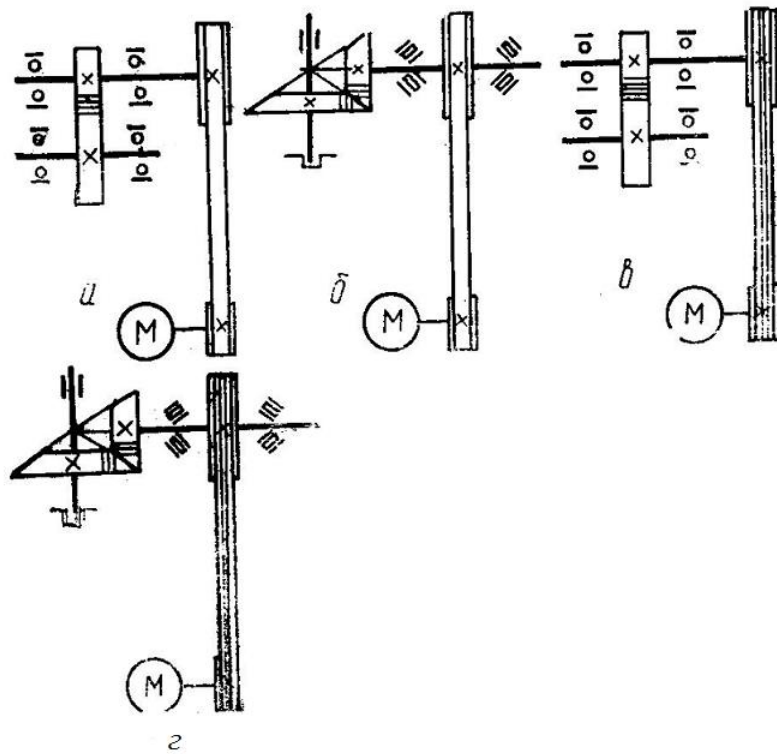


Рис. 1.1. Схеми приводів будівельних машин: а – конвеєра; б – дробарки з плоско пасовою передачею; в – бетононасосу; г – дробарки з клинопасовою передачею

Методика розрахунку:

1. Визначити потужність електродвигуна за формулою:

$$P_{дв.} = \frac{P_{\epsilon}}{\eta_{заг.}} \quad (1.1)$$

де $\eta_{заг.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{он.}^k$ – загальний ККД приводу;

η_1, η_2 – ККД окремих передач;

$\eta_{он.}$ – ККД, який враховує втрати в опорах;

k – число валів або пар підшипників.

Орієнтовні значення окремих ККД:

Елемент приводу	η
Ступінь зубчастого редуктора (закритого)	
циліндрична	0,96÷0,98
конічна	0,95÷0,97
Зубчаста передача відкрита	
циліндрична	0,92÷0,95
конічна	0,91÷0,93
Пасова передача	
плоско пасова	0,95÷0,97
клинопасова	0,94÷0,96
Підшипники кочення (одна пара)	0,990÷0,995
Муфти	0,965÷0,995

2. Частота обертання валу електродвигуна

$$n_{\text{дв.}} = n_{\text{г}} \cdot U_1 \cdot U_2 \cdot \dots, \quad (1.2)$$

де $U_1, U_2 \dots$ – передаточні числа окремих передач, рекомендовані значення котрих такі:

Тип передачі	u
Зубчаста в редукторі	3÷6
Відкрита зубчаста	
циліндрична	4÷6
конічна	3÷4
Пасова	2÷4

3. Користуючись табл. 1. 2, підібрати електродвигун потужністю P_0 і частотою обертання n_0 ротора, значення котрих є найближчими до отриманих раніше $R_{\text{дв.}}$ і $n_{\text{дв.}}$. При підборі P_0 допускається перевантаження двигуна до 5÷8% при постійному та до 10÷12% при перемінному навантаженнях.

Таблиця 1.2. Основні технічні характеристики електродвигунів АИР

Двигун	Потужність, кВт	Об./хв.	Струм при 380В	ККД, %	Коефіцієнт потужності	Іп/Ін	Маса, кг	Двигуни застарілих марок
АИР 56 А2	0,18	3000	0,55	65	0,78	5	3,5	4АА56А2
АИР 56 В2	0,25	3000	0,73	66	0,79	5	3,8	4АА56В2
АИР 56 А4	0,12	1500	0,5	57	0,66	5	3,6	4АА56А4
АИР 56 В4	0,18	1500	0,7	60	0,68	5	4,2	4АА56В4
АИР 63 А2	0,37	3000	0,9	72	0,84	5	5,2	4А(М)63А2
АИР 63 В2	0,55	3000	1,3	75	0,81	5	6,1	4А(М)63В2
АИР 63 А4	0,25	1500	0,9	65	0,67	5	5,1	4АА(М)63А4
АИР 63 В4	0,37	1500	1,2	68	0,7	5	6	4АА(М)63В4
АИР 63 А6	0,18	1000	0,8	56	0,62	4	4,8	4АА(М)63А6
АИР 63 В6	0,25	1000	1,0	59	0,62	4	5,6	4АА(М)63В6
АИР 71 А2	0,75	3000	1,3	75	0,8	6	8,7	4А(М)71А2
АИР 71 В2	1,1	3000	2,6	76,2	0,8	6	9,5	4А(М)71В2
АИР 71 А4	0,55	1500	1,7	71	0,71	5	8,1	4А(М)71А4
АИР 71 В4	0,75	1500	1,9	73	0,75	5	9,4	4А(М)71В4
АИР 71 А6	0,37	1000	1,4	62	0,63	4,5	8,6	4А(М)71А6
АИР 71 В6	0,55	1000	1,8	65	0,68	4,5	9,9	4А(М)71В6
АИР 80 А2	1,5	3000	3,6	78,5	0,85	6,5	13,3	4А(М)80А2
АИР 80 В2	2,2	3000	5,0	81	0,87	6,4	15,0	4А(М)80В2

АИР 80 А4	1,1	1500	3,1	76,2	0,77	5,0	12,8	4А(М)80А4
АИР 80 В4	1,5	1500	3,9	78,5	0,80	5,3	14,7	4А(М)80В4
АИР 80 А6	0,75	1000	2,3	69	0,71	4,0	12,5	4А(М)80А6
АИР 80 В6	1,1	1000	3,2	72	0,71	4,5	16,2	4А(М)80В6
АИР 80 А8	0,37	750	1,5	62	0,59	3,5	14,7	4А(М)80А8
АИР 80 В8	0,55	750	2,2	63	0,60	3,5	15,9	4А(М)80В8
АИР 90 L2	3	3000	6,5	82,6	0,85	7,0	20,0	4А(М)90L2
АИР 90 L4	2,2	1500	5,3	80	0,79	6,0	19,7	4А(М)90L4
АИР 90 L6	1,5	1000	4,2	76	0,70	5,0	20,6	4А(М)90L6
АИР 90 LA8	0,75	750	2,4	70	0,71	4,0	19,5	4А(М)90LA8
АИР 90 LB8	1,1	750	3,3	72	0,72	4,5	22,3	4А(М)90LB8
АИР 100 S2	4	3000	8,4	84,2	0,88	7,5	30,0	4А(М)100S2
АИР 100 L2	5,5	3000	11,0	85,7	0,88	7,5	32,0	4А(М)100L2
АИР 100 S4	3	1500	7,2	82,6	0,82	7,0	34,0	4А(М)100S4
АИР 100 L4	4	1500	9,3	84,2	0,84	7,0	29,2	4А(М)100L4
АИР 100 L6	2,2	1000	5,9	79	0,74	6,0	27,0	4А(М)100L6
АИР 100 L8	1,5	750	4,5	74	0,70	3,7	26,0	4А(М)100L8
АИР 112 M2	7,5 7,6	3000	14,7	87	0,88	7,5	48	4А(М)112M2
АИР 112 M4	5,5	1500	11,3	85,7	0,86	7	45	4А(М)112M4
АИР 112 МА6	3	1000	7,4	81	0,76	6	43	4А(М)112МА6
АИР 112 МВ6	4	1000	9,1	82	0,81	6	48	4А(М)112МВ6
АИР 112 МА8	2,2	750	6,16	79	0,71	6	43	4А(М)112МА8
АИР 112 МВ8	3	750	7,8	80	0,74	6	48	4А(М)112МВ8
АИР 132 M2	11	3000	21,1	88,4	0,9	7,5	78	4А(М)132M2
АИР 132 S4	7,5	1500	15,1	87	0,86	7,5	70	4А(М)132S4
АИР 132 M4	11	1500	22,2	88,4	0,85	7,5	84	4А(М)132M4
АИР 132 S6	5,5	1000	12,3	84	0,8	7	69	4АМ132S6
АИР 132 M6	7,5	1000	16,5	86	0,81	7	82	4АМ132M6
АИР 132 S8	4	750	10,5	81	0,7	6	69	4АМ132S8
АИР 132 M8	5,5	750	13,6	83	0,74	6	82	4АМ132M8
АИР 160 S2	15	3000	30	89,4	0,86	7,5	116	4АМ160S2
АИР 160 M2	18,5	3000	35	90	0,88	7,5	130	4АМ160M2
АИР 160 S4	15	1500	29	89,4	0,87	7	120	4АМ160S4
АИР 160 M4	18,5	1500	35	90	0,89	7	142	4АМ160M4
АИР 160 S6	11	1000	23	87,5	0,82	6,5	125	4АМ160S6
АИР 160 M6	15	1000	31	89	0,82	7	150	4АМ160M6

АИР 160 S8	7,5	750	18	85,5	0,65	6	125	4AM160S8
АИР 160 M8	11	750	26	87,5	0,68	6	150	4AM160M8
АИР 180 S2	22	3000	41,5	90,5	0,89	7	150	4AM180S2
АИР 180 M2	30	3000	55,4	91,4	0,9	7,5	170	4AM180M2
АИР 180 S4	22	1500	42,5	90,5	0,87	7	160	4AM180S4
АИР 180 M4	30	1500	57	91,4	0,87	7	190	4AM180M4
АИР 180 M6	18,5	1000	36,9	90	0,85	6,5	160	4AM180M6
АИР 180 M8	15	750	31,3	88	0,82	5,5	172	4AM180M8
АИР 200 M2	37	3000	71	92	0,87	7	230	4AM200M2
АИР 200 L2	45	3000	84	92,5	0,88	7,5	255	4A200L2
АИР 200 M4	37	1500	68,3	92	0,89	7,5	230	4A200M4
АИР 200 L4	45	1500	83,1	92,5	0,89	7,5	200	4A200L4
АИР 200 M6	22	1000	44	90	0,83	6,5	195	4A200M6
АИР 200 L6	30	1000	59,6	91,5	0,85	6,5	255	4A200L6
АИР 200 M8	18,5	750	39	90	0,81	6	210	4A200M8
АИР 200 L8	22	750	45,9	90,5	0,81	6	225	4A200L8
АИР225M2	55	3000	99,3	93	0,91	7,5	320	4A225M2
АИР225M4	55	1500	101	93	0,89	7	325	4A225M4
АИР225M6	37	1000	72,7	92	0,85	6,5	360	4A225M6
АИР225M8	30	750	62,2	91	0,81	6	360	4A225M8

4. Визначити загальне передаточне число приводу

$$n_{\text{зар.}} = \frac{n_0}{n_B}. \quad (1.3)$$

Отримане розрахунком загальне передаточне число розподіляють між типами та ступенями передач.

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

5. Діаметр меншого шківу плоско пасової передачі, мм:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_0/n_0}. \quad (1.4)$$

6. Діаметр більшого шківу, мм:

$$D_2 = D_1 \cdot U_1(1 - E), \quad (1.5)$$

де, U_I – передаточне число плоско пасової передачі;

E – коефіцієнт, який враховує відносне сковзання ремня (для прогумованих і текстильних ременів $E=0,01$).

7. Отримані значення D_I і D_2 округлити відповідно до рекомендованого ряду діаметрів, мм: 50; 63; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250.

8. Для вибору діаметру D_I меншого шківу клинопасової передачі попередньо визначити номінальний крутний момент ведучого валу, Н·м:

$$T_0 = 9 \times 100 \frac{P_0}{n_0}. \quad (1.6)$$

За моментом T_0 вибрати діаметр D_I меншого шківу:

T_030	15-60	50-160	120-600	450-2400	1600-6000	2400
D_I63	90	125	200	315	500	800

Аналогічно вибираємо діаметр D_2 .

При виборі діаметрів з числа стандартних слід враховувати, що при менших діаметрах зменшуються габарити передачі, але збільшується число ременів.

9. Після вибору діаметра D_I і D_2 уточнити передаточне число пасової передачі:

$$U_1 = \frac{D_2}{D_I} \quad (1.7)$$

10. Передаточне число U_2 зубчатих передач приймати з такого ряду чисел: 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3...

11. Визначити частоту обертання ω , потужність P і крутний момент T на всіх валах приводу за формулами:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{\pi \cdot n_1}{30}; & P_1 &= P_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{оп.} & T_1 &= \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \\ \omega_2 &= \frac{\pi \cdot n_2}{30}; & P_2 &= P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{он.}; & T_2 &= \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}. \end{aligned}$$

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2

Розрахунок плоско пасової передачі

Необхідно: Вибрати тип паса, його матеріал і характеристику міцності; визначити діаметри ведучого та веденого шківів, округлити їх до найближчих за стандартом; вибрати стандартну довжину пасу та уточнити міжцентрову відстань; визначити кут охоплення пасом меншого шківу та порівняти з допустимим; перевірити пас на довговічність; визначити сили, що діють на вали передачі.

Вихідні данні: потужність і частоту обертання ведучого шківу взяти з розрахунків лабораторно-практичного заняття №1.

Методика розрахунку:

1. Діаметри меншого D_1 і більшого D_2 шківів визначити за методикою лабораторно-практичного заняття №1.

2. Визначити швидкість пасу, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60000}. \quad (2.1)$$

3. Міжцентрову відстань прийняти конструктивно, причому, вона повинна задовольняти умові $a > 0,5(D_1 + D_2)$. Найвигідніша міжцентрова відстань передачі визначається умовою:

$$a = 2(D_1 + D_2). \quad (2.2)$$

4. Кут охоплення на меншому шківі

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}. \quad (2.3)$$

Рекомендується приймати для плоско пасової передачі $\alpha_1 \geq 150^\circ$.

5. Довжина пасу визначається як сума прямолінійних ділянок і дуг охоплення:

$$l = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (2.4)$$

6. У промисловості отримали найбільше розповсюдження прогумовані паси, що виготовляються за стандартами. Стандартні розміри таких пасів наведені в табл. 2. 1. При цьому оптимальна товщина пасу $\delta \leq 0,025 \cdot D_1$, а площа його перетину $S = b \cdot \delta$ повинна забезпечувати необхідну міцність:

$$S = \frac{k_d \cdot P_1}{k_0 \cdot k_v \cdot k_a \cdot k_e \cdot V}, \quad (2.5)$$

де, k_d – коефіцієнт динамічного навантаження, що залежить від характеру роботи передачі (табл. 2. 2);

P_1 – потужність, яка передається пасовою передачею;

k_0 – допустиме корисне напруження для плоских пасів при початковому напруженні в пасі $\sigma_0=1,8\text{МПа}$ (табл. 2. 3);

k_v – швидкісний коефіцієнт, який враховує ослаблення зчеплення пасу з шківом під дією відцентрової сили (табл. 2. 4);

k_a – коефіцієнт, який враховує зниження навантажувальної здатності пасової передачі при зменшенні кута охоплення пасом меншого шківу (табл. 2. 4);

k_e – коефіцієнт, який враховує вид передачі та її розташування (табл. 2. 4).

7. Ширини обох шківів прийняти в залежності від ширини пасу. Рекомендовані розміри шківів приведені в табл. 2. 5.

Таблиця 2.1. Розміри плоских прогумованих пасів

Тип А $[v] \leq 30\text{м/с}$		Тип Б $[v] \leq 20\text{м/с}$		Тип В $[v] \leq 15\text{м/с}$	
Ширина паса b , мм	Число прокладок, шт.	Ширина паса b , мм	Число прокладок, шт.	Ширина паса b , мм	Число прокладок, шт.
20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75	3÷5	20; 25; 30; 40; 45	2	20; 25; 30; 40	3
80; 85; 90; 100	3÷6	—	—	50; 60; 70; 75	3÷5
125; 150; 200; 250	4÷6	150; 200; 250	4÷6	80; 85; 90; 100; 125; 150; 200	4÷6
250; 300	4÷8	250; 300	4÷8	250; 300	4÷8
400; 450	5÷8	375; 400; 425; 450	5÷8	375; 400; 425; 450	5÷8
500	5÷9	500	5÷9	500	5÷9

Таблиця 2.2. Коефіцієнт динамічного навантаження k_d

Характер навантаження	Тип машини	k_d
Спокійний	Генератори, вентилятори, відцентрові насоси, компресори, конвеєри, верстати з безперервним процесом різання	1
Помірні коливання навантаження	Поршневі насоси та компресори, пластинчаті транспортери, верстати-автомати	1,1
Значні коливання навантаження	Реверсивні приводи, поршневі насоси та компресори з одним або двома циліндрами, гвинтові та скребкові транспортери, елеватори	1,25
Ударні та різко нерівномірні навантаження	Підйомники, елеватори, ножиці, молоти, бігуни, млини, ексцентрикові та гвинтові преси з відносно легкими маховиками	1,5÷1,6

Таблиця 2.3. Допустиме корисне напруження k_o для плоских пасів при $\sigma_o=1,8\text{МПа}$

Паси	D_1/δ								
	20	25	30	35	40	45	50	60	75
Прогумовані	–	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37
Шкіряні	(1,4)	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50
Бавовняні	(1,35)	1,50	1,60	1,67	1,72	1,77	1,80	1,85	1,90
Шерстяні	(1,05)	1,20	1,30	1,37	1,47	1,47	1,60	1,55	1,60
П р и м і т к а. В дужках наведені nereкомендовані значення.									

Таблиця 2.4. Коефіцієнти k_v , k_a та k_e

Швидкість руху паса, м/с	1	5	10	15	20	25	30
k_v для плоских пасів	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
для клинових пасів	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60
Кут обхвату, град.	180	170	160	150	140	130	120
k_a для плоских пасів	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82
для клинових пасів	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Кут нахилу до горизонту, град.	0÷60		60÷80			80÷90	
відкрита передача	1		0,9			0,8	
k_e перехресна	0,9		0,8			0,7	
напівперехресна	0,8		0,7			0,6	

Таблиця 2.5. Основні розміри шківів, мм

Ширина паса b						30	40	50	60	70; 75	80; 85; 90	100	125
Ширина шківа B						40	50	60	70	85	100	125	150
Продовження													
Ширина паса b	150	175	200	225	250; 275	300	350	400	450	500; 550			
Ширина шківа B	175	200	225	250	300	350	400	450	500	600			

8. Розрахунок пасів на довговічність обмежити перевіркою числа пробігів паса на шківах:

$$U = \frac{V}{l} \leq [U], \quad (2.6)$$

де, U – дійсне число пробігів пасу за секунду;

$[U]$ – допустиме число пробігів пасу за секунду, приймається для звичайних плоских пасів $[U] \leq 5$ 1/с, для спеціальних швидкохідних плоских пасів $[U] \leq 10$ 1/с, в особливих випадках $[U] \leq 10 \div 20$ 1/с.

9. Сили, що діють у пасовій передачі:

кружна сила на ведучому шківі:

$$F_t = \frac{k_o \cdot P_0}{V}; \quad (2.7)$$

попередній натяг кожної гілки

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta; \quad (2.8)$$

натяг ведучої гілки

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (2.9)$$

натяг веденої гілки

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}; \quad (2.10)$$

тиск пасу на вал

$$Q = 2 \cdot F_0 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (2.11)$$

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3

Розрахунок клинопасової передачі

Необхідно: вибрати тип пасу, його матеріал і характеристику міцності; визначити діаметри ведучого та веденого шківів, округливши їх до найближчих за стандартом; вибрати стандартну довжину пасу та уточнити міжцентрову відстань; визначити кут охоплення пасом меншого шківу та порівняти з допустимим; розрахувати потрібну кількість пасів, округливши її до найближчого цілого; перевірити пас на довговічність; визначити сили, що діють на вали передачі.

Вихідні данні: потужність і частоту обертання ведучого шківу взяти з розрахунків лабораторно-практичного заняття №1.

Методика розрахунку:

1. За потужністю, що передається, P і частотою обертання n вибрати перетин пасу за графіком рис. 3. 1, де область використання даного перетину розташована вище власної лінії та обмежена лінією попереднього перетину.

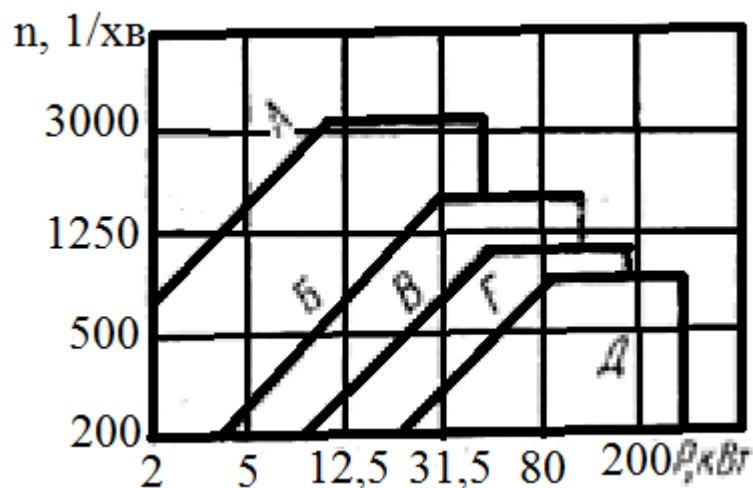


Рис. 3.1. Графік залежності потужності, що передається, від частоти обертання ведучого шківу

2. За прийнятим профілем пасу з табл. 3. 1 вибрати діаметр меншого шківу D_1 і допустиму потужність P_0 на один пас.

Таблиця 3.1. Допустима потужність P_0 , кВт, для клинових пасів

Тип пасу	D_1 , мм	u	Частота обертання малого шківу, xv^{-1}					
			200	400	800	1200	1600	2000
О	63	1,0	0,09	0,17	0,30	0,41	0,51	0,61
		$\geq 3,0$	0,11	0,19	0,34	0,47	0,59	0,69
	80	1,0	0,14	0,25	0,44	0,62	0,78	0,93
		$\geq 3,0$	0,15	0,28	0,50	0,71	0,89	1,06
	≥ 112	1,0	0,21	0,39	0,71	1,00	1,26	1,51

		$\geq 3,0$	0,24	0,44	0,81	1,14	1,44	1,72
<i>A</i>	90	1,0	0,22	0,39	0,68	0,93	1,15	1,34
		$\geq 3,0$	0,25	0,44	0,77	1,05	1,31	1,53
	140	1,0	0,43	0,78	1,41	1,96	2,45	2,87
		$\geq 3,0$	0,49	0,89	1,60	2,24	2,79	3,27
	≥ 180	1,0	0,59	1,09	1,97	2,74	3,40	3,93
		$\geq 3,0$	0,68	1,24	2,24	3,12	3,87	4,48
<i>B</i>	125	1,0	0,48	0,84	1,44	1,93	2,33	2,64
		$\geq 3,0$	0,55	0,96	1,64	2,20	2,66	3,01
	200	1,0	1,02	1,85	3,30	4,50	5,46	6,13
		$\geq 3,0$	1,17	2,11	3,76	5,13	6,22	6,99
	≥ 280	1,0	1,58	2,89	5,13	6,90	8,18	8,60
		$\geq 3,0$	1,80	3,29	5,85	7,91	9,26	9,80
<i>B</i>	200	1,0	1,39	2,41	4,07	5,29	6,07	6,34
		$\geq 3,0$	1,58	2,75	4,64	6,03	6,93	7,23
	280	1,0	2,42	4,32	7,52	9,81	11,0	11,04
		$\geq 3,0$	2,76	4,93	8,57	11,17	12,6	12,58
	355	1,0	3,36	6,05	10,46	13,31	14,19	–
		$\geq 3,0$	3,82	6,90	11,92	15,16	16,17	–
	≥ 450	1,0	4,51	8,20	13,8	16,59	–	–
		$\geq 3,0$	5,15	9,34	15,72	18,91	–	–
<i>Г</i>	355	1,0	5,31	9,24	14,83	17,25	–	–
		$\geq 3,0$	6,06	10,52	16,90	19,66	–	–
	500	1,0	9,21	16,20	25,76	27,61	–	–
		$\geq 3,0$	10,49	18,46	29,35	31,47	–	–
	630	1,0	12,54	22,05	33,38	–	–	–
		$\geq 3,0$	14,29	25,13	38,04	–	–	–
	≥ 800	1,0	16,76	29,08	39,55	–	–	–
		$\geq 3,0$	19,10	33,15	45,08	–	–	–
<i>Д</i>	500	1,0	10,86	18,55	27,57	–	–	–
		$\geq 3,0$	12,37	21,14	31,43	–	–	–
	630	1,0	15,65	26,95	38,52	–	–	–
		$\geq 3,0$	17,83	30,71	43,90	–	–	–
	800	1,0	21,7	37,05	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	24,73	42,23	–	–	–	–
	≥ 1000	1,0	28,52	47,52	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	32,51	54,17	–	–	–	–
<i>Е</i>	800	1,0	23,26	38,27	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	26,49	44,82	–	–	–	–
	1000	1,0	32,6	52,69	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	35,84	59,17	–	–	–	–
	1250	1,0	43,57	67,27	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	46,74	73,75	–	–	–	–
	≥ 1400	1,0	49,68	74,26	–	–	–	–
		$\geq 3,0$	52,99	80,81	–	–	–	–

Діаметр D_2 більшого шківу визначити у відповідності до лабораторно-практичного заняття №1, п. п. 6, 7.

Значення відносного сковзання в цьому випадку (за лабораторно-практичним заняттям №1) прийняти: для корд тканинних клинових пасів – 0,02, а для корд шнурових клинових пасів – 0,01.

3. Міжцентрова відстань передачі:

$$a = c \cdot D_2, \quad (3.1)$$

де c – числовий коефіцієнт, який приймають у залежності від передаточного відношення U :

$U \dots$	1	2	3	4	5	6	і більше
$c \dots$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85	

4. Розрахункову довжину пасу визначити за формулою, наведеною в лабораторно-практичному занятті №2, п. 5 (для плоско пасової передачі) та уточнити за табл. 3. 2.

Таблиця 3.2. Розміри клинових пасів і значення граничного корисного напруження k_0

Тип пасу	$k_0, \text{Н/мм}^2$						Розрахункові довжини пасу по нейтральному шару, мм
	$\sigma_0=1,18$	$\sigma_0=1,47$	$a_1, \text{мм}$	$a_p, \text{мм}$	$h, \text{мм}$	$S, \text{мм}^2$	
<i>O</i>	1,32 1,42 1,54 1,62	– 1,59 1,71 1,82	10	8,5	6	47	400 (425), 450 (475), 500 (530), 560 (600), 630 (670), 710 (750), 800 (850), 900 (950), 1000 (1060), 1120 (1180), 1250 (2320), 1400 (1500), 1600 (1700), 1800 (1900), 2000 (2120), 2240 (2360), 2500
<i>A</i>	1,32 1,48 1,58 1,67	– 1,64 1,76 1,67	13	11	8	81	560 (600), 630 (670), 710 (750), 800 (850), 900 (950), 1000 (1060), 1120 (1180), 1250 (2320), 1400 (1500), 1600 (1700), 1800 (1900), 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
<i>B</i>	1,32 1,48 1,64 1,71	– 1,64 1,64 2,01	17	14	10,5	138	800 (850), 900 (950), 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5800, 6300
<i>B</i>	1,48 1,66 1,80 1,87	1,64 1,85 2,03 2,20	22	13	13,5	230	1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000
<i>Г</i>	1,48 1,69 1,87 1,88	1,64 1,89 2,12 2,20	32	27	19	475	3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000
<i>Д</i>	1,48 1,69 1,88	1,64 1,89 2,20	38	31	23,5	695	4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000
<i>Е</i>	1,48 1,70 1,88	1,64 1,91 2,20	50	42	80	1170	6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

П р и м і т к и. 1. При числі пробігів $u < 5$ I/c і порівняно великих діаметрах шківів можна приймати $\sigma_0=1,47 \text{ Н/мм}^2$, в інших випадках $\sigma_0=1,18 \text{ Н/мм}^2$. 2. Наведені в дужках значення відносяться до nereкомендованих.

5. Уточнена міжцентрова відстань

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (3.2)$$

6. Визначити кут охоплення на меншому шківу. Для клинопасової передачі рекомендується $\alpha \geq 120^\circ$.

7. Розрахунок клинових пасів за тяговою здатністю полягає в визначенні потрібного для передачі, що розглядається, кількості пасів:

$$z = \frac{k_d \cdot P}{P_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z}, \quad (3.3)$$

де k_l – коефіцієнт, який враховує довжину паса. Значення k_l для стандартних пасів у залежності від відношення довжини l пасу до його умовної довжини l_0 такі:

$\frac{l}{l_0} \dots\dots$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$k_l \dots\dots$	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,3	1,15

k_z – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження на паси. Значення k_z у залежності від числа пасів z :

$z \dots\dots$	$2 \div 3$	$4 \div 6$	6 і більше
$k_z \dots\dots$	0,95	0,9	0,85

Чим більше число пасів, тим важче отримати їх рівномірне завантаження. Обов'язкові похибки розмірів пасів і канавок шківів приводять до того, що паси натягуються по різному, з'являються додаткові сковзання, зношування та втрати потужності. Тому рекомендується $z \leq 6(8)$.

8. Перевірити довговічність пасу за п. 8 розрахунку плоско пасової передачі.

9. Сила попереднього натягу клинових пасів стандартного перетину S при допустимому корисному напруженні k_0 (табл. 3. 2)

$$F_0 = \sigma_0 \cdot z \cdot S. \quad (3.4)$$

10. Сила тиску на вали при роботі клинопасової передачі

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (3.5)$$

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4

Розрахунок відкритої циліндричної зубчастої передачі

Зміст: вибрати матеріали для виготовлення шестерні та колеса з урахуванням режиму та терміну служби; визначити базу випробувань, розрахункову довговічність, обчислити коефіцієнти режиму роботи та визначити допустимі напруження згину; задати числа зубців шестерні та за передаточним числом визначити числа зубців колеса; з умови міцності на згин визначити модуль передачі та округлити його до найближчого стандартного значення; виконати геометричний розрахунок передачі; розрахувати сили, що діють у зачепленні; визначити колову швидкість колеса і призначити відповідну ступінь точності зачеплення; перевірити напруження згину в небезпечному перетині зубця колеса.

Вихідні данні: потужність і крутні моменти, що передаються шестернею та колесом, частоти їх обертання див. лаб.-прак. заняття №1; навантаження передачі постійне, робота однозмінна, термін служби передачі – 20000г.

Методика розрахунку

1. У залежності від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити термічну обробку та значення твердості робочих поверхонь зубців (табл. 4. 1).

Таблиця 4.1. Механічні характеристики сталей для зубчастих коліс

Марка сталі	Вид термообробки	Діаметр заготовки, мм	σ_B	σ_T	σ_1	Твердість HB(HRC)
50	Нормалізація	150–400	610	320	–	190–229
	Покращення	100–200	690	390	–	241–285
30ХГС	Нормалізація	100–160	890	690	–	215–229
	Покращення	150–300	930	740	–	235–291
35Х	Нормалізація	60	940	740	–	190–241
	Покращення	200	740	490	–	220–260
40Л	Нормалізація	Будь-який	520	295	225	147
45	Покращення	90–120	730	390	315	194–222
		180–250	690	340	295	180–207
		250–350	660	300	285	180–195
40Х	Покращення	до 120	930	690	420	260–282
		120–150	850	590	395	240–270
		180–250	780	490	370	215–243
		220–315	800	630	375	235–262
	Поверхнєве закалювання	120	930	690	420	269–302
		150	920	750	415	(48–50)

40ХНМА	М'яке азотування	200	980	786	440	(26–30)
38ХМЮА	Жорстке азотування	200	1050	900	460	850–900
20Х	Цементация	120	780	640	370	(50–63)
12ХНЗА		200	1000	800	445	(56–63)

2. Визначити допустимі напруження при згині для шестерні та колеса:

$$[\sigma]_F = (\sigma_{F\limb}^0 / S_F) K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (4.1)$$

де $\sigma_{F\limb}^0$ – межа витривалості зубців при згині (табл. 4. 2);

S_F – коефіцієнт, який враховує вплив двостороннього прикладання навантаження на зубці (при односторонній дії $K_{FC}=1$, при двосторонній $K_{FC}=0,7\div 0,8$; більше значення при $HB > 350$);

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

Таблиця 4.2. Межі витривалості $\sigma_{F\limb}^0$

Сталь	Термообробка	Твердість зубців		$\sigma_{F\limb}^0$, МПа
		на поверхні	у серцевині	
Вуглецева чи легована	Відпалення, нормалізація чи покращання	HB180–300		1,8HB
Легована	Об'ємне закалювання	HRC 45–55		550–600
	Поверхнєве закалювання	HRC 48–58	HRC 30–45	750–850
	Цементация та нітроцементация	HRC 56–62	HRC 32–45	750–850
	Азотування	HRC 50–60	HRC 24–40	300+1,2 HRC

У залежності від твердості активних поверхонь зубців коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_{FE}} \quad \text{при } HB \leq 350 \quad (4.2)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_{FE}} \quad \text{при } HB \geq 350$$

де $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ – база випробувань перемінних напружень при згині (для всіх сталей);

N_{FE} – розрахункова циклічна довговічність.

При роботі передачі з постійним навантаженням

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t, \quad (4.3)$$

де n – частота обертання шестерні чи колеса;

c – число колес, які знаходяться в зачепленні з колесом, яке розраховується;

t – тривалість роботи передачі під навантаженням за розрахунковий термін служби.

При $N_{FE} > N_{FO}$ приймають $K_{FL} = 1$.

3. Визначити передаточне число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (4.4)$$

4. Задаються мінімальним числом зубців шестерні z . Значення z в передачах з евольвентним зачепленням і профільним кутом вихідного контуру $\alpha_\omega = 20^\circ$ для циліндричних передач прийняти $15 \div 30$, для конічних – $18 \div 20$.

5. Число зубців колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (4.5)$$

6. За табл. 4. 3 визначити коефіцієнти форми зубця шестерні Y_{F_1} і колеса Y_{F_2} .

Таблиця 4.3. Коефіцієнт форми зуба Y_F для зовнішнього зачеплення при $\alpha_\omega = 20^\circ$ ($X=0$)

Число зубців	Y_F	Число зубців	Y_F	Число зубців	Y_F
17	4,26	28	3,81	65	3,62
20	4,07	30	3,79	80	3,60
22	3,98	35	3,75	100	3,60
24	3,92	40	3,70	150	3,60
26	3,88	45	3,66	300	3,60
		50	3,65	Рейка	3,63

7. Умова рівної міцності на згин шестерні та колеса

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} \approx \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} \quad (4.6)$$

Розраховують колесо, для котрого $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ найменше.

8. За табл. 4. 4 знайти коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) ψ_{ed} .

Таблиця 4.4. Коефіцієнт ширини вінця колеса ψ_{ed}

Розташування колеса відносно опор	ψ_{ed} при твердості робочих поверхонь зубців колеса	
	HB \leq 350	HB $>$ 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

П р и м і т к а. Більші значення ψ_{ed} приймають при постійних навантаженнях і твердості

9. Визначити модуль зубців

$$m = 1,43 \sqrt{\frac{T \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{u \cdot z^2 \cdot \psi_{bj} \cdot [\sigma]_F}}, \quad (4.7)$$

де T – крутний момент на шестерні (колесі), $H \cdot мм$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження (табл. 4. 5).

Таблиця 4.5. Коефіцієнт нерівномірності навантаження $K_{F\beta}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців HB	$K_{F\beta}$ при ψ_{ad}				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Консольне: опори – шарикопідшипники	≤350	1,16	1,37	1,64	–	–
	>350	1,33	1,70	–	–	–
Консольне: опори – роликпідшипники	≤350	1,10	1,22	1,38	1,57	–
	>350	1,20	1,44	1,71	–	–
Симетричне	≤350	1,01	1,01	1,05	1,07	1,14
	>350	1,02	1,02	1,08	1,14	1,20
Несиметричне	≤350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42
	>350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73

Отримані значення модуля округлюють до найближчого більшого стандартного значення (табл. 4. 6).

Таблиця 4.6. Стандартні значення модулів

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,125	3	3,5	10	11	32	36
1,25	1,375	4	4,5	12	14	40	45
1,5	1,75	5	5,5	16	18	50	55
2	2,25	6	7	20	22	60	70
2,5	2,75	8	9	25	28	80	90

Пр и м і т к а. 1-му ряду слід надавати перевагу 2-му.

10. Провести геометричний розрахунок передачі:

Параметр	Розрахункова формула
Діаметр вершин зубців	$d_a = m(z+2)$
Ділильний діаметр	$d = m \cdot z$
Основний діаметр	$d_g = m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Діаметр западин зубців	$d_f = m(z-2,5)$
Висота зубця	$h = 2,25 \cdot m$
Висота головки зубця	$h_a = m$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1,25 \cdot m$

Колова товщина зубця	$S_t = \frac{\pi \cdot m}{2}$
Колова ширина западин зубців	$l_t = \frac{\pi \cdot m}{2}$
Радіальний зазор	$c = 0,25 \cdot m$
Міжцентрова відстань	$a_w = \frac{m \cdot z \Sigma}{2}$
Коловий крок	$p = \pi \cdot m$
Довжина зубця (ширина вінця)	$b_w = b = m \cdot \psi_{bd}$

11. Визначити колову швидкість

$$V = \frac{d \cdot \omega}{2} . \quad (4.8)$$

За табл. 4. 7 призначити ступінь точності зачеплення.

Таблиця 4.7. Окружна швидкість коліс

Вид передачі	Форма зубців	Твердість поверхні зубців колеса	Окружна швидкість, м/с, при ступені точності			
			6-й	7-й	8-й	9-й
Циліндрична	Прямі	$HB < 350$	18	12	6	4
		$HB > 350$	15	10	5	3
	Косі	$HB < 350$	36	25	12	8
		$HB > 350$	30	20	9	6
Конічна	Прямі	$HB < 350$	10	7	4	3
		$HB > 350$	9	6	3	2,5

12. Колова сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} . \quad (4.9)$$

13. Розрахункове напруження згину в основі зубця

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} , \quad (4.10)$$

де K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4. 8).

Таблиця 4.8. Коефіцієнт динамічного навантаження K_{FV}

Ступінь точності	Твердість поверхні зубців	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
б-а	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,53}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
		$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
	б	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
		$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$

7-a	а	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,33</u>	<u>1,50</u>	<u>1,67</u>	<u>1,80</u>
		<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,11</u>	<u>1,16</u>	<u>1,22</u>	<u>1,27</u>
	б	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,13</u>	<u>1,17</u>	<u>1,20</u>
		<u>1,01</u>	<u>1,02</u>	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,07</u>	<u>1,08</u>
8-a	а	<u>1,10</u>	<u>1,20</u>	<u>1,38</u>	<u>1,58</u>	<u>1,78</u>	<u>1,96</u>
		<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,11</u>	<u>1,17</u>	<u>1,23</u>	<u>1,29</u>
	б	<u>1,04</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,16</u>	<u>1,21</u>	<u>1,26</u>
		<u>1,01</u>	<u>1,02</u>	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,07</u>	<u>1,08</u>
9-a	а	<u>1,13</u>	<u>1,28</u>	<u>1,50</u>	<u>1,77</u>	<u>1,98</u>	<u>2,25</u>
		<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,28</u>	<u>1,35</u>
	б	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,27</u>	<u>1,34</u>
		<u>1,01</u>	<u>1,02</u>	<u>1,04</u>	<u>1,06</u>	<u>1,08</u>	<u>1,09</u>

Якщо $\sigma_F < [\sigma]_F$, то розрахунок можна вважати закінченим. Якщо розрахункові напруження перевищують допустимі до 5%, то перерахунок можна не робити. Якщо напруження перевищує допустиме більше 5%, то слід змінити параметри передачі чи матеріал колес або прийняти іншу термообробку.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5

Тягові розрахунки тракторного потягу

Завдання. Виконати тягові розрахунки тракторного транспорту в умовах будівництва та визначити виробність тракторного потягу.

Данні для розрахунку наведені в табл. 5. 1 і 5. 2.

Таблиця 5.1. Варіанти завдань до лабораторно-практичного заняття №5

Варіант	Довжина ділянки, м (див. рис. 5.1)			Варіант	Довжина ділянки, м (див. рис. 5.1)		
	l_1	l_2	l_3		l_1	l_2	l_3
1	200	800	450	16	200	1000	450
2	250	900	400	17	250	1100	400
3	300	1000	350	18	300	1200	350
4	350	800	450	19	350	800	400
5	400	900	400	20	400	900	450
6	450	1000	350	21	450	1000	350
7	500	800	450	22	500	800	450
8	350	1100	300	23	550	700	500
9	400	1200	250	24	600	700	400
10	450	1300	200	25	350	1300	300
11	200	800	300	26	400	1400	250
12	250	900	250	27	450	1500	200
13	300	1000	200	28	200	800	300
14	500	800	300	29	250	900	250
15	550	700	200	30	300	1000	200

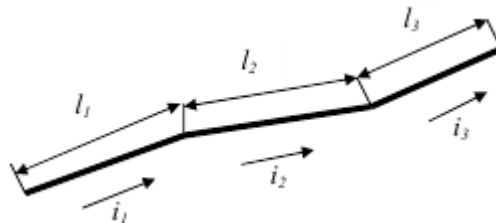


Рис. 5.1. Схема траси руху тракторного потягу

Таблиця 5.2. Додаткові дані для варіантів завдань до лабораторно-практичного заняття №5

Варіанти	Підйом ділянки			Марка трактора	Марка причепу	Тривалість завантаження причепа, с	Тривалість розвантаження причепа, с	Вантаж, який перевозиться
	l_1 – дорога некатана	l_2 – дорога катана	l_3 – дорога катана					
1÷7	0,09	0,04	0,05	T-100	Д-179-А	150	200	Гравій
8÷15	0,08	0,05	0,06					
16÷24	0,01	0,06	0,04	T-140	Д-258	120	160	Щебінь
25÷30	0,07	0,05	0,04					

Послідовність виконання практичного заняття

1. Визначити можливу силу тяги трактора за умовами зчеплення стосовно до найбільш важкої ділянки шляху.
2. Встановити, на якій передачі може рухатись трактор, виходячи з можливого зчеплення.
3. Обчислити вагу вантажу у причепі.
4. Підрахувати кількість причепів стосовно до найбільш важкої ділянки шляху.
5. Визначити необхідні тягові зусилля на гаку трактора та швидкості руху на всіх ділянках траси.
6. Розрахувати тривалість руху потягу на окремих ділянках траси з вантажем і без нього.
7. Вирахувати тривалість рейсу потягу разом із навантаженням і розвантаженням.
8. Визначити змінну виробність тракторного потягу.

Методика розрахунку

1. Визначаємо можливу силу тяги трактора за умовами зчеплення стосовно до найбільш важкої ділянки шляху (рис. 5. 1):

$$F_{зч.} = G \cdot \varphi \text{ дан (кгс)}, \quad (5.1)$$

де G – вага трактора, дан (кгс) (табл. 5. 3);

φ – коефіцієнт зчеплення гусениць з дорогою (табл. 5. 4).

Таблиця 5.3. Технічні характеристики гусеничних тракторів

Марка	Вага, дан (кгс)	Параметри	Передачі				
			I	II	III	IV	V
T-100M	11100	Швидкість v , км/г	2,36	3,78	4,51	6,45	10,15
		Тягове зусилля на гаку $F_{заку}$, дан (кгс)	10000	5200	4400	2700	1500
T-140	15000	Швидкість v , км/г	2,86	4,62	6,37	8,66	11,96
		Тягове зусилля на гаку $F_{заку}$, дан (кгс)	14400	7400	5400	3600	2350

Таблиця 5.4. Основні питомі опори руху на горизонтальному шляху ω (пневмоколіс) і $\omega_{тр}$ (гусеничного ходу) і коефіцієнти зчеплення гусеничного ходу

φ Грунтова дорога		ω	$\omega_{тр}$	φ
Катана		0,03	0,06	1,00
Некатана		0,08	0,10	0,70

2. Встановлюємо, на якій передачі може рухатись трактор, виходячи з можливого зчеплення. Для руху трактора повинна бути виконана умова

$$F_{\text{гаку}} \geq F_{\text{зч}} - G \cdot \omega_{\text{тр}}, \text{ дан (кгс)}, \quad (5.2)$$

де $F_{\text{гаку}}$ – тягове зусилля на гаку трактора при відповідній передачі, дан (кгс) (табл. 5. 3);

$\omega_{\text{тр}}$ – основний питомий опір руху трактора (табл. 5. 4).

Враховуючи цю умову, за технічною характеристикою трактора встановлюємо, на якій передачі трактор може реалізувати найбільше тягове зусилля за умовами зчеплення.

3. Вираховуємо вагу вантажу в причепі:

$$Q = \gamma \cdot V, \text{ дан (кгс)}, \quad (5.3)$$

де, γ – насипна щільність, кг/м³ (табл. 5. 5);

V – ємність кузова причепа, м³ (табл. 5. 6).

Таблиця 5.5. Насипна щільність вантажу

Матеріал	$\gamma, \text{кг/м}^3$
Гравій	1800
Щебінь	1700

Таблиця 5.6. Технічні характеристики тракторних причепів на пневмоколісному ході

Показники	Д-179-А	Д-258
Ємність кузова $V, \text{м}^3$	9	12
Те ж, з «шапкою», м^3	12	15
Вага порожнього причепа $G_{\text{пр}}, \text{дан (кгс)}$	5300	11800

4. Підраховуємо кількість причепів стосовно до найбільш важкої ділянки дороги:

$$n = \frac{F_{\text{гаку}} - G \cdot i}{(Q + G_{\text{пр}}) \cdot (\omega + i)}, \quad (5.4)$$

де $G_{\text{пр}}$ – вага причепа без вантажу, дан (кгс) (табл. 5. 6);

ω – основний питомий опір руху причепа на горизонтальному шляху (табл. 5. 4);

i – підйом.

5. Визначаємо потрібні тягові зусилля на гаку трактора та швидкості руху на всіх ділянках траси, виходячи з такої умови руху тракторного потягу:

$$F_{\text{гаку}} \geq n(Q + G_{\text{пр}}) \cdot (\omega + i)G \cdot i, \text{ дан (кгс)} \quad (5.5)$$

За табл. 5. 3 встановлюємо, на яких передачах буде рухатись тракторний потяг і які будуть його найвищі можливі швидкості на ділянках траси.

6. Розраховуємо тривалість руху потягу на окремих ділянках траси з вантажем $t^{ван.}$ і порожнього (без вантажа $t^{nop.}$):

$$t_1^{ван.} = \frac{3,6 \cdot l_1}{0,8 \cdot V_1}, \text{ с}; \quad (5.6)$$

$$t_2^{ван.} = \frac{3,6 \cdot l_2}{0,8 \cdot V_2}, \text{ с}; \quad (5.7)$$

$$t_3^{ван.} = \frac{3,6 \cdot l_3}{1,8 \cdot V_3}, \text{ с}. \quad (5.8)$$

Тут V_1, V_2, V_3 – швидкості руху завантаженого потягу (км/год) на різних ділянках l_1, l_2, l_3 траси, м, знайдені в табл. 5. 3;

3,6 – коефіцієнт переводу з км/год в м/с;

0,8 – коефіцієнт, який враховує витрати часу на прискорення, уповільнення та перемикання передач.

Порожній потяг практично рухається на IV передачі (швидкість V_{IV} , км/год). Тому тривалість руху порожнього потягу:

$$t^{nop.} = \frac{3,6(l_1 + l_2 + l_3)}{0,8 \cdot V_{IV}}, \text{ с}. \quad (5.9)$$

7. Вираховуємо тривалість рейсу тракторного потягу:

$$t_p = t_1^{ван.} + t_2^{ван.} + t_3^{ван.} + t^{nop.} + n(t + t_{роз.}), \text{ с}. \quad (5.10)$$

Тут $t_{зав.}$ – тривалість завантаження одного причепа, с;

$t_{зав.}$ – тривалість розвантаження одного причепа, с.

8. Визначаємо змінну виробність тракторного потягу:

$$B_3 = \frac{3,6 \cdot T \cdot K_B \cdot Q \cdot n}{t_p}, \text{ т/зміну}, \quad (5.11)$$

де T – кількість годин у зміні;

K_B – коефіцієнт використання змінного часу, рівний $0,75 \div 0,80$.

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6

Тягові розрахунки автомобільного транспорту

Завдання: Виконати тягові розрахунки автомобільного транспорту, визначити виробність і змінний пробіг автомобіля.

Данні для розрахунку: наведені в табл. 6. 1 і 6. 2.

Таблиця 6.1. Варіанти завдань до лабораторно-практичного заняття №6

Варіант	Довжина ділянки, м			Підйом ділянки (див. рис. 5.1)		
	l_1	l_2	l_3	i_1 – дорога забійна	i_2 – дорога щебенева	i_3 – дорога відвальна
1	400	1600	300	0,02	0,06	0,045
2	450	1700	400	0,03	0,08	0,035
3	500	1800	500	0,04	0,12	0,025
4	550	2000	300	0,025	0,05	0,04
5	600	2500	400	0,035	0,07	0,03
6	650	3000	500	0,045	0,10	0,02
7	700	1600	300	0,02	0,06	0,045
8	750	1700	400	0,025	0,08	0,035
9	800	1800	450	0,03	0,1	0,025
10	850	2000	500	0,04	0,12	0,04
11	500	1500	300	0,02	0,06	0,05
12	550	1700	450	0,03	0,05	0,04
13	600	1900	500	0,04	0,065	0,01
14	650	2000	400	0,02	0,06	0,045
15	400	2500	300	0,03	0,08	0,035
16	450	3000	400	0,04	0,12	0,025
17	500	3500	500	0,05	0,04	0,02
18	700	2500	600	0,035	0,07	0,04
19	600	2000	400	0,035	0,07	0,04
20	650	2500	500	0,045	0,07	0,02
21	400	1600	300	0,02	0,06	0,045
22	450	1700	400	0,03	0,08	0,065
23	500	1800	500	0,04	0,12	0,02
24	550	3000	300	0,025	0,05	0,04
25	600	3500	400	0,035	0,07	0,03
26	650	4000	500	0,045	0,1	0,02
27	550	2000	300	0,04	0,12	0,035
28	600	2500	400	0,05	0,07	0,02
29	700	2000	550	0,025	0,06	0,04
30	800	3000	600	0,035	0,07	0,03

Таблиця 6.2. Додаткові дані для варіантів завдань до лабораторно-практичного заняття №6

Варіанти	Марка автосамоскида	Ємність ківша екскаватора, m^3	Тривалість робочого циклу екскаватора, с	Кількість ківшів ґрунту n , які вміщуються в кузов
1÷10	МАЗ-503А	0,5	15	9
11÷20	КрАЗ-256Б	1	20	7
21÷30	БелАЗ-540	4,6	40	4

Послідовність виконання лабораторно-практичного заняття

1. Перевірити можливість руху автосамоскида за зчепленням на кожній ділянці шляху.
2. Визначити швидкості руху завантаженого самоскида на кожній ділянці траси.
3. Те ж саме, для порожнього самоскида.
4. Визначити тривалість руху завантаженого та порожнього самоскидів на кожній ділянці траси.
5. Підрахувати тривалість завантаження автосамоскида.
6. Обчислити тривалість рейсу автосамоскиду, у тому числі час на завантаження та розвантаження.
7. Визначити змінну виробність автосамоскиду.
8. Підрахувати змінний пробіг машини.

Методика розрахунку

1. Перевіряємо задані ділянки дороги за зчепленням (рис. 6. 1), виходячи з руху зі сталою швидкістю, за формулою

$$\varphi \cdot G_{зч.} \geq G(\omega + i) \text{ дан (кгс)}, \quad (6.1)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шин з покриттям дороги (табл. 6. 3);

$G_{зч.}$ – зчіпна вага автосамоскида, дан (кгс) (табл. 6. 4);

G – повна вага завантаженого автосамоскида, дан (кгс) (табл. 6. 4);

ω – основний питомий опір руху на горизонтальному шляху (табл. 6. 3);

i – заданий підйом ділянки.

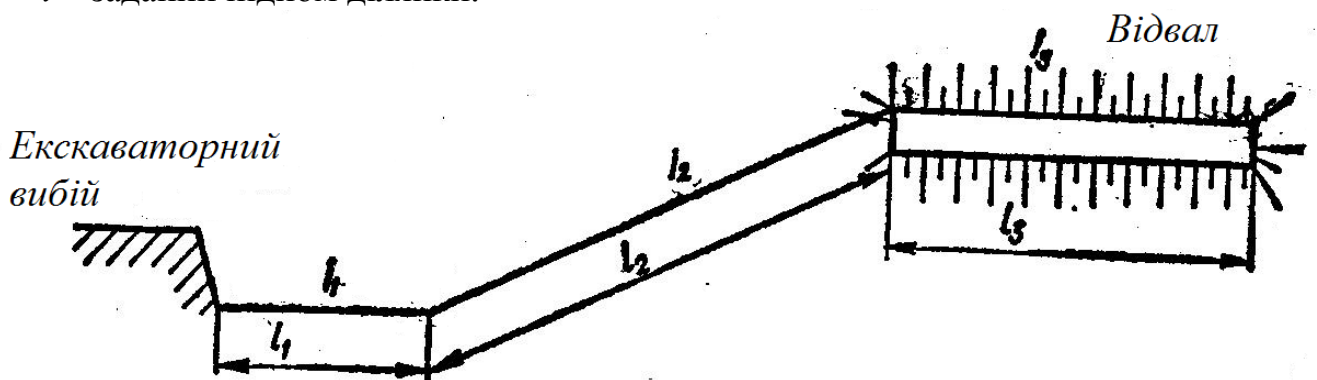


Рис. 6.1. Схема траси руху автосамоскида

Таблиця 6.3. Основний питомий опір руху на горизонтальному шляху ω і коефіцієнт зчеплення ϕ на вологій дорозі

Дорога	ω	ϕ
Забійна	0,04÷0,05	0,2
Щебенева	0,02÷0,03	0,3
Відвальна	0,06÷0,07	0,2

Таблиця 6.4. Технічні характеристики самоскидів

Показники	Марка		
	МАЗ-503А	КрАЗ-256Б	БелАЗ-540
Вантажопідйомність Q , тс	8	12	27
Повна вага завантаженого самоскида G , дан(кгс)	15250	23000	48000
Зчіпна вага автосамоскида $G_{зч}$, дан(кгс)	10000	19000	32400
Тривалість розвантаження з маневруванням, $t_{роз}$, с	80	100	120

2. Визначаємо швидкість руху завантаженого автосамоскиду на кожній ділянці траси за його динамічною характеристикою $D=f(V)$, виходячи з того, що динамічний фактор при сталому русі (тобто при постійній швидкості) чисельно дорівнює $\omega+i$.

Динамічні характеристики МАЗ-503А, КрАЗ-256Б, БелАЗ-540 наведені на рис. 6. 2. На рис. 6. 2, в штриховою лінією показаний приклад визначення швидкості при $\omega+i=0,08$.

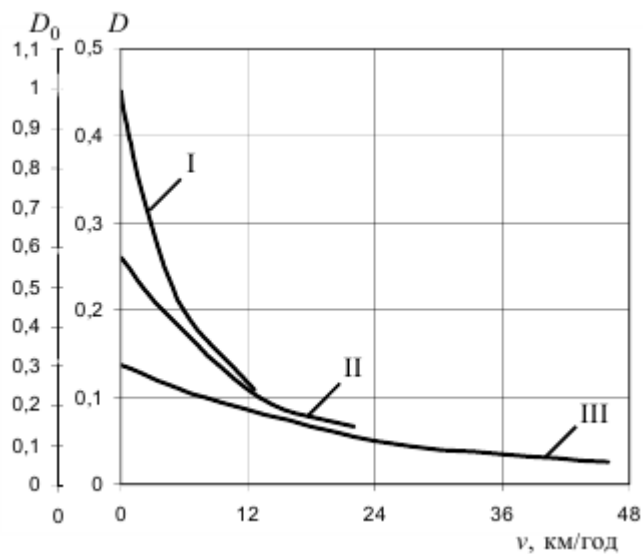


Рис. 6.2, а. Динамічна характеристика автосамоскида БелАЗ-540: D_0 – для порожнього автосамоскида, D – для завантаженого автосамоскида

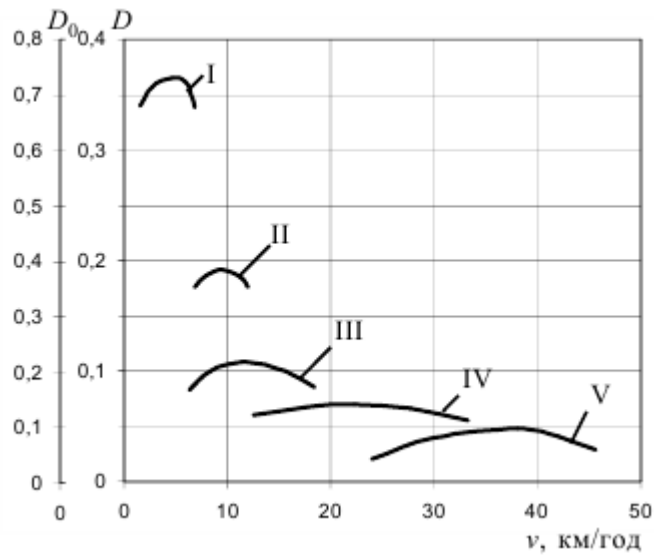


Рис. 6.2, б. Динамічна характеристика автосамоскида *KpAZ-256B*: D_0 – для порожнього автосамоскида; D – для завантаженого автосамоскида

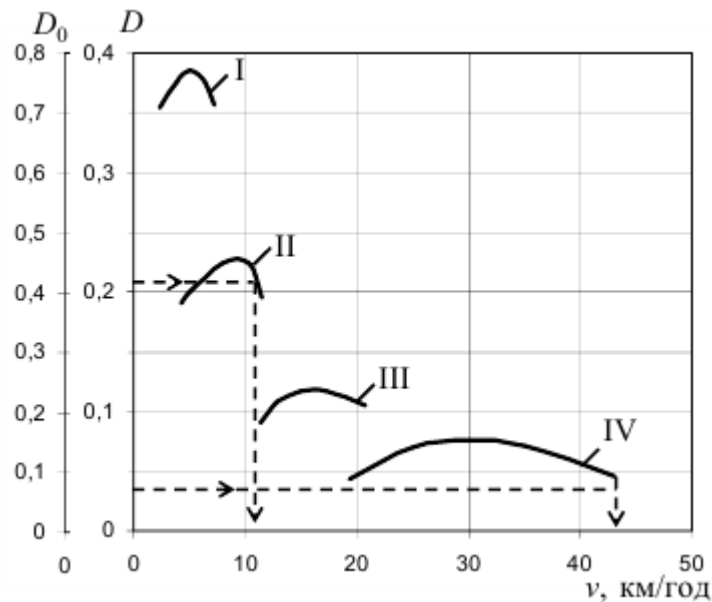


Рис. 6.2, в. Динамічна характеристика автосамоскида *MAZ-503A*: D_0 – для порожнього автосамоскида; D – для завантаженого автосамоскида

3. Визначаємо швидкості руху порожнього автосамоскиду. При $\omega - i > 0$ користуємося шкалою динамічного фактору порожнього самоскиду D_0 (рис. 6. 2).

При $\omega - i < 0$ керуємося допустимим гальмівним шляхом S_z і формулою

$$V^{\text{пор.}} = \sqrt{130 \cdot S_r(\varphi - i + \omega)} \text{ км/г.} \quad (6.2)$$

Для умов будівельного майданчика можна приймати $S_z \approx 5\text{м}$.

4. Визначаємо тривалість руху завантаженого та порожнього автосамоскидів по окремих ділянках трави:

$$t_1 = \frac{3,6 \cdot l_1}{0,9 \cdot V_1} + \frac{3,6 \cdot l_1}{0,9 \cdot V_1^{\text{пор.}}}, \text{ с;} \quad (6.3)$$

$$t_2 = \frac{3,6 \cdot l_2}{0,9 \cdot V_2} + \frac{3,6 \cdot l_2}{0,9 \cdot V_2^{\text{пор.}}}, \text{ с}; \quad (6.4)$$

$$t_3 = \frac{3,6 \cdot l_3}{0,9 \cdot V_3} + \frac{3,6 \cdot l_3}{0,9 \cdot V_3^{\text{пор.}}}, \text{ с}. \quad (6.5)$$

Тут $V_1, V_2, i V_3$ – швидкості руху завантаженого автосамоскиду (км/г) на кожній ділянці траси, підраховані за динамічними характеристиками;

$V_1^{\text{пор.}}, V_2^{\text{пор.}}, V_3^{\text{пор.}}$ – те ж саме, для порожнього автомобіля;

l_1, l_2, l_3 – довжини цих ділянок, м;

3,6 – коефіцієнт перевodu з км/г у м/с;

0,9 – коефіцієнт, який враховує витрати часу на прискорення та вповільнення руху.

5. Розраховуємо тривалість завантаження автосамоскиду, виходячи з робочого циклу екскаватора ($t_{\text{ц}}$, с) та кількості ківшів ґрунту, котрі вміщуються в кузов самоскиду n (табл. 6. 2), тобто $t_{\text{зав.}} = t_{\text{ц}} \cdot n$, с.

6. Підраховуємо повну тривалість рейсу автосамоскиду:

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3 + t_{\text{зав.}} + t_{\text{роз.}}, \text{ с} \quad (6.6)$$

де $t_{\text{роз.}}$ – тривалість розвантаження автосамоскиду з урахуванням маневрів, с (табл. 6. 4).

7. Визначаємо змінну виробність автосамоскиду:

$$P_c = \frac{3600 \cdot T \cdot k_{\text{в}} \cdot Q}{t_p}, \text{ м/зміну}, \quad (6.7)$$

де T – кількість годин у зміні;

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання змінного часу, рівний $0,85 \div 0,9$;

Q – вантажопідйомність автосамоскиду, т (табл. 6. 4).

8. Підраховуємо змінний пробіг автосамоскиду:

$$L_c = \frac{3600 \cdot T \cdot k_{\text{в}} \cdot 2(l_1 + l_2 + l_3)}{1000 \cdot t_p}, \text{ км}. \quad (6.8)$$

ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7

Розрахунок основних параметрів стрічкового конвеєра

Завдання: За заданою виробністю вибрати стрічку та визначити потрібну потужність двигуна стрічкового конвеєра (рис. 7. 1).

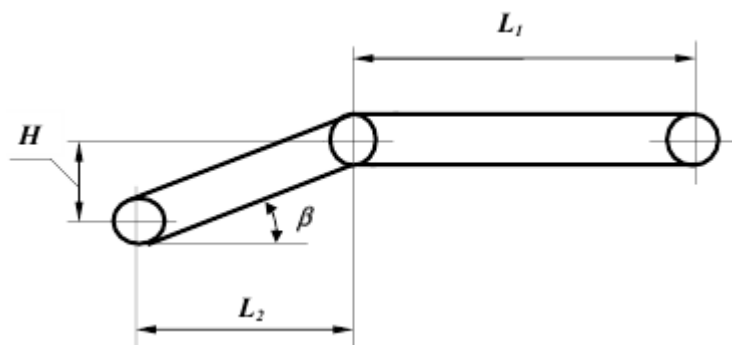


Рис. 7.1. Схема стрічкового конвеєра

Данні для розрахунку див. у табл. 7. 1.

Таблиця 7.1. Варіанти завдань до лабораторно-практичного заняття №7

Варіанти	Виробність конвеєра $P_k, \text{т/с}$	Довжина горизонтальної ділянки конвеєра $L_1, \text{м}$	Кут нахилу $\beta, \text{град}$	Висота підйому $H, \text{м}$	Перемішуваний матеріал	Максимальний розмір шматків $a, \text{мм}$	Кут охоплення приводного барабану $\alpha,$ <i>град</i>	Швидкість $v, \text{м/с}$	Футеровка барабану	Атмосфера, в якій працює конвеєр
1	160	30	10	10	Щебін, насипна щільність $\gamma=1800 \text{кг/м}^3$	50	210	1,2	Гумова	Суха
2	170	35	12	11		55	240	1,3		
3	180	40	14	12		60	240	1,4		
4	190	45	16	13		65	300	1,5	Дерев'я- на	Суха
5	200	50	18	14		70	180	1,6		
6	210	55	10	15		75	240	1,7		
7	165	60	12	16		80	210	1,8	Гумова	Дуже волога
8	175	65	14	10	Гравій, насипна щільність $\gamma=1900 \text{кг/м}^3$	50	300	1,2		
9	185	70	16	11		55	180	1,3	Дерев'я- на	Дуже волога
10	195	30	18	12		60	210	1,4		
11	205	35	10	13		65	240	1,5		
12	215	40	12	14		70	300	1,6	Гумова	Суха
13	170	45	14	15		75	210	1,7		
14	180	50	16	16		80	240	1,8		
15	190	55	18	17	Щебін, насипна щільність $\gamma=1800 \text{кг/м}^3$	50	300	1,2	Дерев'я- на	Суха
16	200	60	10	18		55	210	1,3		
17	210	65	12	18		60	240	1,4		
18	150	70	14	16		65	300	1,5	Гумова	Суха
19	140	30	16	14		70	210	1,6		
20	130	35	18	12		75	240	1,7		
21	120	40	10	10		80	300	1,8	Дерев'я-	Дуже волога
22	170	45	12	12		85	210	1,2		

23	185	50	14	14	Гравій, насипна щільність $\gamma=1900\text{кг/м}^3$	50	240	1,3	на	
24	195	55	16	16		55	300	1,4		
25	205	60	18	18		60	210	1,5	Гумова	Дуже волога
26	135	65	10	10		65	240	1,6		
27	145	70	18	12		70	300	1,7		
28	155	40	16	14		75	210	1,8	Дерев'я- на	Дуже волога
29	165	45	14	16		80	240	1,2		
30	170	50	10	12		85	300	1,3		

Послідовність виконання практичного заняття

1. Визначити потрібну ширину стрічки.
2. Обчислити потужність двигуна.
3. Розрахувати максимальне натягіння стрічки та потрібну кількість прокладок у ній.
4. Визначити розміри приводного та натяжного барабанів.

Методика розрахунку

1. Визначаємо потрібну ширину стрічки:

$$B = \sqrt{\frac{P_k}{0,16 \cdot V \cdot \gamma(c+1)}}, \text{ м}, \quad (7.1)$$

де P_k – виробність конвеєра, т/г ;

V – швидкість стрічки, м/с ;

γ – насипна щільність матеріалу, кг/м^3 ;

c – коефіцієнт, який враховує зниження виробності при установці конвеєра в нахиленому положенні (табл. 7. 2).

Таблиця 7.2. Величина коефіцієнту c

Кут нахилу конвеєра, град	5÷10	11÷15	16÷18
Коефіцієнт c	0,95	0,9	0,85

При виборі ширини стрічки B потрібно ще враховувати крупність шматків матеріалу, що транспортується. Стрічка повинна задовольняти таким вимогам:

для сортового матеріалу

$$B \geq 3,3 \cdot a' + 0,2 \text{ м}; \quad (7.2)$$

для рядового матеріалу

$$B = 2 \cdot a + 0,2 \text{ м}, \quad (7.3)$$

де a' – найбільший розмір шматків, м ;

a – розмір середнього шматка, м .

Для подальших розрахунків приймаємо більше значення ширини стрічки з визначених за формулою (7. 1) чи (7. 2), (7. 3).

Обчислену ширину стрічки округлюємо до найближчого більшого значення за стандартом (табл. 7. 3).

Таблиця 7.3. Розміри прогумованої стрічки

Ширина, м	0,3	0,4	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4
Кількість прокладок	3÷12	3÷12	3÷12	3÷12	3÷12	3÷12	3÷12	3÷12

2. Обчислюємо потужність двигуна. При роботі конвеєра потужність витрачається на переміщення матеріалу та на подолання опору холостого ходу стрічки.

Потужність на валу приводного барабану

$$N_0=(N_1+N_2)k_D \text{ кВт}, \quad (7.4)$$

де N_1 – потужність, яка витрачається на переміщення матеріалу;

N_2 – потужність, яка витрачається на холостий хід стрічки;

k_D – коефіцієнт, який враховує вплив довжини конвеєра:

$$k_D=1 \quad \text{при} \quad L>40 \text{ м};$$

$$k_D=1,1 \quad \text{при} \quad L=15\div 40 \text{ м};$$

$$k_D=1,25 \quad \text{при} \quad L<15 \text{ м}.$$

Потужність конвеєра для переміщення матеріалу визначаємо за формулою

$$N_1 = \frac{P_{\kappa} \cdot H}{367} + \frac{P_{\kappa} \cdot L_{\Gamma} \cdot \omega}{367} \text{ кВт}, \quad (7.5)$$

де $\frac{P_{\kappa} \cdot H}{367}$ – потужність для підйому матеріалу на висоту H при його

безперервному потоці P_{κ} , т/с ;

$\frac{P_{\kappa} \cdot L_{\Gamma} \cdot \omega}{367}$ – потужність для переміщення матеріалу по горизонтальному шляху

довжиною L_{Γ} – горизонтальній проекції конвеєра, м , котру обчислюють за формулою

$$L_{\Gamma} = L_1 + \frac{H}{\text{tg} \beta}; \quad (7.6)$$

ω – загальний коефіцієнт опору руху вантажу, рівний $0,035\div 0,04$ (для роликоопор на підшипниках кочення).

Потужність, яка витрачається на холостий хід стрічки,

$$N_2 = k_1 \cdot L_r \cdot V \text{ кВт}, \quad (7.7)$$

де k_1 – коефіцієнт опору, що залежить від ширини стрічки (табл. 7. 4);

V – швидкість стрічки, м/с.

Таблиця 7.4. Значення коефіцієнта опору k_1 для роликів на підшипниках кочення

Ширина стрічки, м	0,4	0,5	0,65	0,8	1	1,2	1,4
Коефіцієнт k_1	0,012	0,015	0,02	0,024	0,03	0,035	0,04

Потрібна потужність двигуна

$$N_{\text{дв.}} = \frac{N_0}{\eta} \text{ кВт}, \quad (7.8)$$

де $\eta=0,75 \div 0,80$ – к. к. д. приводу барабану.

3. Розраховуємо максимальне натягіння стрічки та потрібну кількість прокладок у ній.

Тягове зусилля на приводному барабані

$$P_T = \frac{102 \cdot N_{\text{дв.}}}{V}. \quad (7.9)$$

Виходячи з формули Ейлера, максимальне натягіння стрічки обчислюємо за формулою

$$S_{\text{max}} = P_T \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \text{ дан (кгс)}, \quad (7.10)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

α – кут охоплення стрічкою приводного барабану;

μ – коефіцієнт тертя між барабаном і стрічкою.

Значення μ і $e^{\mu \alpha}$ вибираємо за табл. 7. 5.

Таблиця 7.5. Значення коефіцієнту тертя стрічки по барабану μ і $e^{\mu \alpha}$

Вид барабану та атмосферних умов	μ	Для кутів обхвату α , град і рад						
		$\frac{180^*}{3,14}$	$\frac{210}{3,66}$	$\frac{240}{4,19}$	$\frac{300}{5,24}$	$\frac{360}{6,28}$	$\frac{400}{7}$	$\frac{480}{8,38}$
Чавунний або сталевий барабан; дуже волога (мокра) атмосфера	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,32
Барабан з дерев'яною чи гумовою обшивкою; дуже волога (мокра) атмосфера	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,51
Чавунний або сталевий барабан; волога атмосфера	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	5,34
Чавунний або сталевий барабан; суха атмосфера	0,30	2,56	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	2,35
Барабан з дерев'яною обшивкою; суха атмосфера	0,35	3,00	3,61	4,33	6,25	9,02	11,62	18,78

*У чисельнику – значення α в градусах, у знаменнику – в радіанах.

Кількість прокладок у стрічці обчислюємо за формулою

$$i = \frac{S_{\max}}{B \cdot p}, \quad (7.11)$$

де B – ширина стрічки, м;

p – допустиме навантаження на 1м ширини однієї прокладки, дан/м (кгс/м).

Для бєльтингу Б-820 допустиме навантаження $p=500$ дан/м (кгс/м).

Підрахована кількість прокладок повинна знаходитись у межах, наведених у табл. 7. 3.

4. Визначаємо розміри приводного та натяжного барабанів за формулами:

діаметр приводного барабану

$$D_{\text{бар.}} = (120 \div 150)i \text{ мм}; \quad (7.12)$$

довжина барабану

$$L_{\text{бар.}} = B + 100 \text{ мм}, \quad (7.13)$$

де i – кількість прокладок у стрічці;

B – ширина стрічки, мм;

діаметр натяжного барабану

$$D_{\text{н.б.}} = 100 \cdot i \text{ мм} \quad (7.14)$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 7. 6.

Таблиця 7.6. Основні параметри конвеєра

Параметри	Одиниця вимірювання	Числове значення за розрахунком
Потрібна ширина стрічки	м	
Ширина стрічки, вибрана за стандартом	м	
Кількість прокладок у стрічці	шт.	
Потужність двигуна конвеєра	кВт	
Розміри барабанів:		
приводного – діаметр	мм	
довжина	мм	
натяжного – діаметр	мм	

ЛІТЕРАТУРА

1. Будівельна техніка [текст]: методичні вказівки до практичних занять для студентів напряму 6.060101 «Будівництво» денної та заочної форм навчання / уклад. О.А. Пахолук. – Луцьк: Луцький НТУ, 2015. – 68 с.
2. Дьяков И.Ф. Методические указания к лабораторным работам по строительным машинам / И.Ф. Дьяков. Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 59 с.
3. Строительные машины. Практические упражнения. Ветров Ю.А. и др. Издательское объединение «Вища школа», 1974, 160 с.
4. Строительные машины. Сборник упражнений: Учеб. пособие / В.Л. Баладинский, И.А. Емельянова, В.Н. Смирнов. – К.: Выща шк., 1990. – 151 с.
5. Техніка до земляних робіт: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу «Будівельна техніка» для студентів II і III курсів спеціальностей «Промислове та цивільне будівництво», «Міське будівництво та господарство», «Технологія будівельних виробів і конструкцій» денної і заочної форми навчання / уклад. В.В. Афанасьєв. – Кривий Ріг: Криворізький технічний університет, 2006. – 39 с.