МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Інженерно-енергетичний факультет
Кафедра загальнотехнічних дисциплін

Конструювання машин і обладнання в АПВ:

методичні рекомендації до виконання самостійних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти ОПП «Агроінженерія» спеціальності
H7 «Агроінженерія» денної та заочної форм здобуття вищої освіти

Миколаїв
2026

УДК 631.3-047.84:338.43
К65

Рекомендовано до друку рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 20.10.26 р., протокол №2.

Укладач:

Н. А. Доценко – д-р. пед. наук, канд.техн. наук, професор, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет

Рецензенти:

В. М. Зубко – д-р техн.наук, професор, професор кафедри механічної та електричної інженерії, Полтавський державний аграрний університет

О. С. Садовий – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри агроінженерії, Миколаївський національний аграрний університет

© Миколаївський національний аграрний університет, 2026
© Доценко Н. А., 2026

ЗМІСТ

Вступ.....3
Робота 1. Кінематичний і силовий розрахунок приводу машини 6
Робота 2. Розрахунок клинопасової передачі 10
Робота 3. Розрахунок роликової ланцюгової передачі 14
Робота 4. Розрахунок закритої циліндричної зубчастої передачі.....17
Робота 5. Розрахунок вала на міцність 21
Робота 6. Підбір і розрахунок підшипників кочення.....25
Робота 7. Розрахунок шпонкових з'єднань і муфти 29
Робота 8. Розрахунок болтового з'єднання кришки із затягуванням 32
Робота 9. Розрахунок гвинтового конвеєра (шнека) 36
Робота 10. Розрахунок стрічкового конвеєра.....40
Список використаних джерел.....43

ВСТУП

Дисципліна «Конструювання машин і обладнання в АПВ» формує в майбутніх агроінженерів уміння розраховувати й проєктувати приводи та вузли машин, які застосовуються в агропромисловому виробництві: редуктори, пасові й ланцюгові передачі, вали, опори, з'єднання деталей, конвеєри та інші транспортувальні пристрої. Самостійна робота є важливою частиною вивчення дисципліни, оскільки лише під час власних розрахунків здобувач закріплює теоретичні положення та вчиться користуватися стандартами, довідниками й каталогами.

Ці методичні рекомендації містять десять самостійних робіт, пов'язаних між собою єдиною лінією: від вибору двигуна й розподілу передавальних чисел приводу (робота 1) через розрахунок пасової, ланцюгової та зубчастої передач (роботи 2–4), вала, підшипників і шпонкових з'єднань (роботи 5–7) до болтових з'єднань та конвеєрів (роботи 8–10). Дані моменту та частоти обертання, одержані в роботі 1, є вихідними для наступних робіт, тому їх доцільно виконувати послідовно.

Кожна робота містить мету, стислі теоретичні відомості з основними розрахунковими формулами та рисунком, приклад розв'язання з числовими значеннями, завдання з десятьма варіантами вихідних даних і питання для самоперевірки. Усі розрахунки виконуються в системі СІ; допустимі напруження та довідкові коефіцієнти наведено орієнтовно й за потреби уточнюються за довідниками й стандартами.

Вибір варіанта. Номер варіанта дорівнює останній цифрі номера залікової книжки (цифрі 0 відповідає варіант 10). Для здобувачів заочної форми навчання варіант може бути призначений викладачем індивідуально.

Вимоги до оформлення. Звіт про кожну роботу виконується на аркушах формату А4 і містить: назву й мету роботи; вихідні дані варіанта; розрахунки з поясненнями (формула, підстановка чисел, результат з одиницею виміру); креслення або схему, виконані з дотриманням стандартів ЄСКД; висновки. Числові результати округлюють до значущих цифр, виправданих точністю вихідних даних. Захист роботи проводиться у формі співбесіди за питаннями для самоперевірки.

У тексті рисунки, формули й таблиці нумеруються в межах роботи: перша цифра є номером роботи, друга – порядковим номером у ній.

Перелік самостійних робіт і рекомендований обсяг часу наведено в таблиці.

Критерії оцінювання. Кожна робота оцінюється за 100-бальною шкалою: правильність вибору розрахункової схеми й вихідних даних – до 20 балів; коректність розрахунків і одиниць виміру – до 40 балів; якість і відповідність стандартам графічної частини – до 20 балів; висновки та відповіді на питання під час захисту – до 20 балів. Робота зараховується, якщо здобувач набрав не менше 60 балів. Підсумкова оцінка за самостійну роботу є середнім арифметичним оцінок за всі десять робіт.

Здобувачам рекомендується перед виконанням кожної роботи опрацювати відповідні розділи підручників зі списку літератури й конспект лекцій, а також перевірити правильність проміжних результатів оціночними розрахунками. Типовими помилками є змішування одиниць (Н та кН, мм та м), неправильне округлення стандартних величин і відсутність перевірки умов міцності після остаточного вибору розмірів.

Таблиця 1. Перелік самостійних робіт

№	Назва самостійної роботи	Год.
1	Кінематичний і силовий розрахунок приводу машини	6
2	Розрахунок клинопасової передачі	6
3	Розрахунок роликової ланцюгової передачі	6
4	Розрахунок закритої циліндричної зубчастої передачі	6
5	Розрахунок вала на міцність	6
6	Підбір і розрахунок підшипників кочення	6
7	Розрахунок шпонкових з'єднань і муфти	6
8	Розрахунок болтового з'єднання кришки із затягуванням	6
9	Розрахунок гвинтового конвеєра (шнека)	6
10	Розрахунок стрічкового конвеєра	6

Самостійна робота № 1. Кінематичний і силовий розрахунок приводу машини

Мета роботи

Набути навичок вибору електродвигуна та розподілу загального передавального числа між ступенями приводу; визначити частоти обертання, потужності й обертові моменти на валах привода машини.

Теоретичні відомості

Привід більшості машин в агровиробництві (конвеєрів, подрібнювачів, змішувачів, живильників) складається з електродвигуна, пасової передачі, циліндричного редуктора та ланцюгової передачі, що з'єднує редуктор із робочим органом (рис. 1.1). Розрахунок починають із потужності на робочому органі, яка для конвеєра дорівнює добутку тягового зусилля на швидкість стрічки:

$$P_{вих} = F_t \cdot v \qquad (1.1)$$

Потужність двигуна має покрити втрати в усіх ланках приводу, тому її визначають через загальний ККД, що дорівнює добутку ККД окремих передач і пар підшипників:

$$\eta = \eta_{рем} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{лан} \cdot \eta_{п}^{3} \cdot \eta_{б} \qquad (1.2)$$

$$P_{пот} = P_{вих} / \eta \qquad (1.3)$$

Орієнтовні значення ККД: клинопасова передача 0,95–0,97; закрита циліндрична передача 0,96–0,98; ланцюгова передача 0,90–0,94; пара підшипників кочення 0,99; барабан з опорами 0,97–0,98. За каталогом обирають двигун, номінальна потужність якого не менша за $P_{пот}$, і виписують його синхронну або асинхронну частоту обертання.

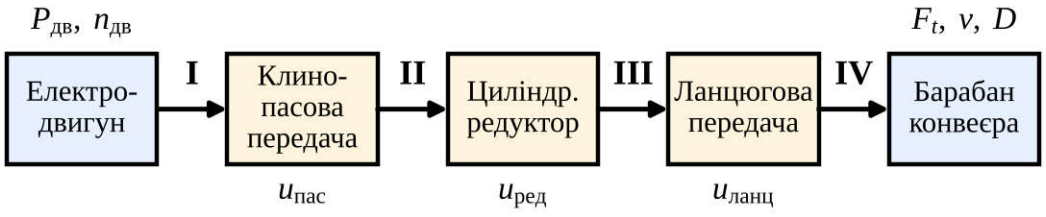


Рис. 1.1. Кінематична схема приводу: електродвигун, пасова передача, редуктор, ланцюгова передача, робочий орган; I–IV – вали

Частота обертання вала робочого органа (барабана діаметром D) і потрібне загальне передавальне число становлять:

$$n_б = 60 \cdot v / (\pi \cdot D) \qquad (1.4)$$

$$u = n_{дв} / n_б \tag{1.5}$$

Загальне передавальне число розподіляють між ступенями. Для пасової передачі рекомендують $u_{рем}$ = 2–3, для закритої циліндричної $u_{зп}$ = 3,15–6,3 (за стандартним рядом), решту віддають ланцюговій передачі:

$$u = u_{рем} \cdot u_{зп} \cdot u_{лан} \tag{1.6}$$

Після остаточного вибору передавальних чисел обчислюють частоту обертання, потужність і момент на кожному валу. Потужність на наступному валу менша за попередню на втрати в передачі та підшипниках, а обертовий момент визначають за формулою

$$T_i = 9550 \cdot P_i / n_i \tag{1.7}$$

де T – у Н·м, P – у кВт, n – у хв$^{-1}$. Отримані величини є вихідними даними для розрахунку решти робіт цього збірника.

Приклад розрахунку

Дано: тягове зусилля F_t = 3 кН, швидкість v = 1,2 м/с, діаметр барабана D = 0,4 м. Корисна потужність $P_{вих}$ = 3 · 1,2 = 3,6 кВт. Загальний ККД η = 0,96 · 0,97 · 0,92 · 0,99^3 · 0,98 = 0,815; потрібна потужність $P_{пот}$ = 3,6 / 0,815 = 4,42 кВт. Обираємо двигун потужністю 5,5 кВт з асинхронною частотою 1445 хв$^{-1}$.

Частота обертання барабана $n_б$ = 60 · 1,2 / (3,14 · 0,4) = 57,3 хв$^{-1}$; загальне передавальне число u = 1445 / 57,3 = 25,2. Приймаємо $u_{рем}$ = 2,5 і $u_{зп}$ = 5, тоді $u_{лан}$ = 25,2 / 12,5 = 2,02, остаточно $u_{лан}$ = 2,0. Фактична частота барабана 1445 / 25 = 57,8 хв$^{-1}$, відхилення від потрібної становить 0,9 %, що допустимо (≤ 5 %).

Результати для всіх валів зведено в табл. 1.1. Перевірка: момент на барабані за формулою $T = F_t D$ / 2 дорівнює 600 Н·м, що збігається з розрахованим значенням.

Таблиця 1.1. Параметри валів приводу (приклад)

Вал	n, хв$^{-1}$	P, кВт	T, Н·м
I (двигун)	1445	4,42	29,2
II (вхід редуктора)	578	4,20	69,4
III (вихід редуктора)	115,6	4,03	333,2
IV (барабан)	57,8	3,67	606,9

Завдання

За варіантом із табл. 1.2 виконати кінематичний і силовий розрахунок приводу за схемою рис. 1.1: визначити потрібну потужність, обрати двигун, розподілити передавальні числа, знайти n, P, T для кожного вала. Варіант обирають за останньою цифрою залікової книжки.

Таблиця 1.2. Варіанти вихідних даних

Варіант	F_t, кН	v, м/с	D, м	$n_{дв}$, хв$^{-1}$
1	2,5	1,0	0,35	1445
2	2,8	1,1	0,40	1445
3	3,0	1,2	0,40	1445
4	3,2	1,3	0,45	1460
5	3,5	1,25	0,40	1460
6	3,8	1,0	0,50	1445
7	4,0	0,9	0,45	965
8	2,6	1,4	0,35	1460
9	3,4	1,15	0,50	965
10	4,2	0,8	0,50	1445

Порядок виконання роботи

1) Виписати вихідні дані варіанта з табл. 1.2 та накреслити кінематичну схему приводу за рис. 1.1.

2) Визначити корисну потужність, загальний ККД і потрібну потужність двигуна; за каталогом обрати двигун зі стандартної серії.

3) Розрахувати частоту обертання робочого органа й загальне передавальне число приводу.

4) Розподілити передавальне число між ступенями, прийнявши стандартні значення для редуктора; уточнити $u_{лан}$.

6) Визначити n, P і T для кожного вала, оформити результати таблицею та перевірити момент на виході за формулою $T = F_t D / 2$.

Методичні вказівки

Під час розрахунку потужностей на валах пам'ятайте, що ККД окремої передачі враховується лише на ділянці між відповідними валами. Передавальні числа редуктора вибирають зі стандартного ряду, а решту

розподіляють між відкритими передачами, щоб габарити приводу були мінімальними.

Додаткове завдання. Повторити розрахунок для двигуна з частотою обертання 965 $хв^{-1}$ і порівняти розподіл передавальних чисел та габарити приводу з основним варіантом. Зробити висновок, який варіант раціональніший.

Питання для самоперевірки

1) Як визначають потрібну потужність електродвигуна?

2) З яких міркувань розподіляють передавальне число між ступенями приводу?

3) Чому обертовий момент зростає від вала до вала, а частота обертання зменшується?

4) Яке відхилення фактичної частоти обертання від потрібної вважають допустимим?

Самостійна робота № 2. Розрахунок клинопасової передачі

Мета роботи

Засвоїти методику проєктного розрахунку клинопасової передачі: вибір перерізу паса, визначення діаметрів шківів, міжосьової відстані, кількості пасів і навантаження на вали.

Теоретичні відомості

Клинопасова передача передає рух між паралельними валами за рахунок тертя між бічними гранями паса й канавками шківів. Вона проста, дешева, плавна й захищає привід від перевантажень проковзуванням, тому широко застосовується між двигуном і редуктором сільськогосподарських машин (рис. 2.1). Переріз паса (О, А, Б, В) обирають за потужністю й частотою обертання меншого шківа; нижче розглянуто переріз Б.

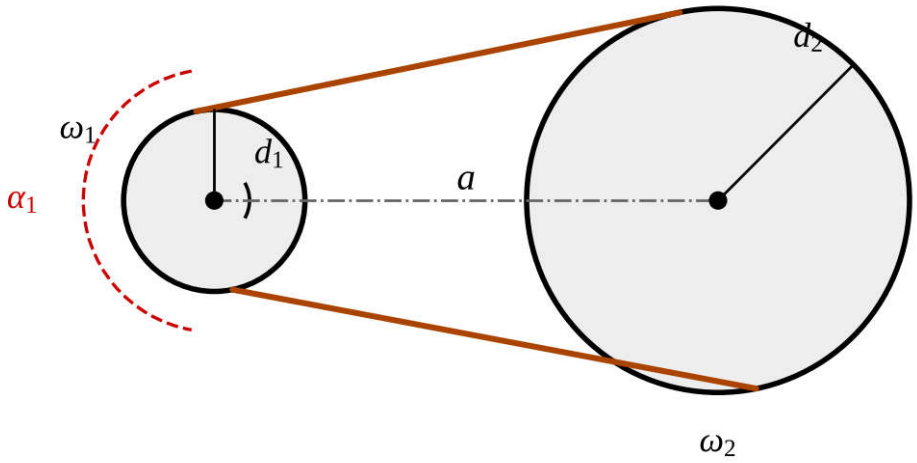


Рис. 2.1. Розрахункова схема клинопасової передачі: d_1, d_2 – діаметри шківів, a – міжосьова відстань, α – кут обхвату

Лінійна швидкість паса й фактичне передавальне число (з урахуванням відносного ковзання $\varepsilon \approx 0{,}01$):

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 \qquad (2.1)$$

$$u = d_2 / (d_1 \cdot (1 - \varepsilon)) \qquad (2.2)$$

Швидкість не повинна перевищувати 25 м/с для нормальних пасів. Орієнтовну міжосьову відстань беруть $a_0 = (0{,}55\ldots1{,}5)(d_1 + d_2)$, після чого обчислюють розрахункову довжину паса та округлюють її до стандартної L:

$$L_0 = 2a_0 + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a_0) \qquad (2.3)$$

За прийнятою довжиною уточнюють міжосьову відстань:

$$a = [(L - w) + \sqrt{((L - w)^2 - 8y)}] / 4 \quad (2.4)$$

де $w = \pi(d_1 + d_2) / 2$; $y = ((d_2 - d_1) / 2)^2$. Кут обхвату малого шківа, який має бути не меншим за 120°:

$$\alpha_1 = 180° - 57° \cdot (d_2 - d_1) / a \quad (2.5)$$

Кількість пасів визначають за потужністю, яку передає один пас P_0, з поправками на режим роботи C_p, кут обхвату C_α, довжину C_L і нерівномірність розподілу навантаження C_z:

$$z = P \cdot C_p / (P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z) \quad (2.6)$$

Початковий натяг одного паса й сила, що діє на вали:

$$F_0 = 850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L / (z \cdot v \cdot C_\alpha) + \theta \cdot v^2 \quad (2.7)$$

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) \quad (2.8)$$

Тут θ – коефіцієнт, що враховує відцентрову силу (для перерізу Б θ = 0,18 Н·с²/м²).

Приклад розрахунку

Дано: P = 5,5 кВт, n_1 = 1445 хв$^{-1}$, d_1 = 140 мм, d_2 = 355 мм, режим роботи помірний (C_p = 1,2). Швидкість v = 3,14 · 140 · 1445 / 60000 = 10,6 м/с, що допустимо. Фактичне передавальне число u = 355 / (140 · 0,99) = 2,56, відхилення від заданого 2,5 становить 2,5 %.

Приймаємо a_0 = 400 мм: L_0 = 800 + 777 + 30 = 1606 мм. Обираємо стандартну довжину L = 1600 мм і уточнюємо a = 396,7 мм. Кут обхвату α_1 = 180° – 57° · 215 / 396,7 = 149,1° (> 120°).

Для перерізу Б, d_1 = 140 мм і v = 10,6 м/с потужність, що передає один пас, P_0 = 2,8 кВт; поправки C_L = 0,92; C_α = 0,92; C_z = 0,95. Кількість пасів z = 5,5 · 1,2 / (2,8 · 0,92 · 0,92 · 0,95) = 2,93, приймаємо z = 3. Початковий натяг F_0 = 196,7 Н; навантаження на вали F_r = 2 · 196,7 · 3 · sin 74,5° = 1138 Н.

Завдання

За даними табл. 2.1 розрахувати клинопасову передачу (переріз паса обрати за номограмою): визначити швидкість, діаметр великого шківа, міжосьову відстань, кут обхвату, кількість пасів, початковий натяг і силу на вали. Виконати рисунок передачі з розмірами.

Таблиця 2.1. Варіанти вихідних даних

Варіант	P, кВт	n_1, хв$^{-1}$	d_1, мм	u	C_p
1	4,0	1450	125	2,0	1,1

Варіант	P, кВт	n_1, хв$^{-1}$	d_1, мм	u	C_p
2	5,5	1445	140	2,5	1,2
3	7,5	1450	160	2,8	1,2
4	4,0	970	140	3,15	1,3
5	5,5	970	160	2,24	1,1
6	7,5	1460	180	2,5	1,2
7	11,0	1460	200	3,15	1,3
8	3,0	1430	112	2,0	1,1
9	5,5	1445	125	2,8	1,2
10	7,5	970	180	2,24	1,3

Порядок виконання роботи

1) Прийняти переріз паса за номограмою залежно від потужності й частоти обертання малого шківа.

2) Розрахувати діаметр великого шківа й округлити його до стандартного значення з ряду діаметрів.

3) Визначити швидкість паса та перевірити її на допустиму.

4) Обчислити довжину паса, прийняти стандартну довжину й уточнити міжосьову відстань.

6) Визначити кількість пасів, початковий натяг і силу, що діє на вали; виконати схему передачі.

Методичні вказівки

Якщо розрахункова кількість пасів перевищує шість, слід збільшити діаметр малого шківа або перейти до пасів більшого перерізу, оскільки навантаження між пасами розподіляється нерівномірно. Кількість пасів завжди округлюють до цілого в більший бік.

Додаткове завдання. Визначити, як зміниться кількість пасів і сила, що діє на вали, якщо міжосьову відстань збільшити на 25 %. Результати зобразити у вигляді таблиці.

Питання для самоперевірки

1) Чому клинопасова передача має більшу тягову здатність, ніж плоскопасова?

2) Чим обмежують мінімальний діаметр малого шківа?

3) Як змінюється кут обхвату зі зменшенням міжосьової відстані?

4) Навіщо створюють початковий натяг паса й чим небезпечний його надлишок?

Самостійна робота № 3. Розрахунок роликової ланцюгової передачі

Мета роботи

Опанувати розрахунок приводної роликової ланцюгової передачі: визначення кроку ланцюга, числа ланок, міжосьової відстані, діаметрів зірочок і перевірку ланцюга на міцність.

Теоретичні відомості

Ланцюгова передача передає рух зачепленням ланцюга із зірочками, не має проковзування й діє на вали меншою силою, ніж пасова. Її застосовують на тихохідних ступенях приводів конвеєрів, зернозбиральних і кормозбиральних машин. Однорядний роликовий ланцюг (рис. 3.1) складається з внутрішніх і зовнішніх пластин, валиків, втулок і роликів. Основним параметром є крок p.

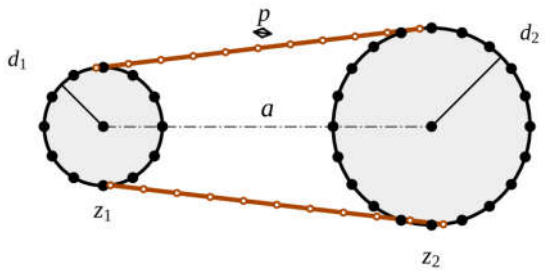


Рис. 3.1. Схема роликової ланцюгової передачі: z_1, z_2 – числа зубців зірочок, p – крок ланцюга, a – міжосьова відстань

Крок ланцюга визначають із розрахунку на зношування шарнірів за обертовим моментом ведучої зірочки T_1:

$$p \geq 2{,}8 \cdot (T_1 \cdot K_e / (z_1 \cdot m_\text{р} \cdot [p]))^{1/3} \qquad (3.1)$$

де $K_e = K_\text{д} \cdot K_a \cdot K_\theta \cdot K_\text{р} \cdot K_\text{с}$ – добуток поправочних коефіцієнтів (динамічності, міжосьової відстані, нахилу, регулювання натягу, змащування); $m_\text{р}$ – число рядів; $[p]$ – допустимий тиск у шарнірі (для p = 15,875–19,05 мм і $n \approx 300$ хв$^{-1}$ $[p] \approx 29$ МПа). Результат округлюють до стандартного кроку.

Швидкість ланцюга й колова сила:

$$v = z_1 \cdot p \cdot n_1 / 60000 \qquad (3.2)$$

$$F_\text{t} = 1000 \cdot P_1 / v \qquad (3.3)$$

Фактичний тиск у шарнірі перевіряють за умовою $p_\text{ф} = F_\text{t} K_e / A \leq [p]$, де A – проєкція опорної поверхні шарніра. Число ланок ланцюга (парне):

$$L_p = 2a_p + (z_1 + z_2)/2 + ((z_2 - z_1) / (2\pi))^2 / a_p \qquad (3.4)$$

де $a_p = a\,/\,p$ – міжосьова відстань у кроках (зазвичай 30–50). Після округлення L_p до парного цілого міжосьову відстань уточнюють, а діаметри ділильних кіл зірочок знаходять за формулою

$$d = p\,/\,\sin(180^\circ / z) \tag{3.5}$$

Ланцюг перевіряють на запас міцності за руйнівним навантаженням Q:

$$s = Q\,/\,(K_д \cdot F_t + F_v + F_0) \tag{3.6}$$

Тут $F_v = q \cdot v^2$ – натяг від відцентрових сил, $F_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g$ – натяг від провисання (k_f = 6 для горизонтальної передачі), q – маса одного метра ланцюга. Навантаження на вали $F_r \approx (1{,}05\ldots1{,}15)\,F_t$.

Приклад розрахунку

Дано: P_1 = 3,8 кВт, n_1 = 289 хв$^{-1}$, z_1 = 27, z_2 = 54, K_e = 1,25 · 1,25 = 1,56. Момент T_1 = 9550 · 3,8 / 289 = 125,6 Н·м = 125 570 Н·мм. Крок $p \ge 2{,}8 \cdot (125570 \cdot 1{,}56 / (27 \cdot 29))^{1/3}$ = 17,7 мм; приймаємо ланцюг ПР-19,05-31,8 (p = 19,05 мм, Q = 31,8 кН, q = 1,9 кг/м, A = 105,8 мм²).

Швидкість $v = 27 \cdot 19{,}05 \cdot 289 / 60000 = 2{,}48$ м/с; $F_t = 3800 / 2{,}48 = 1534$ Н. Тиск $p_ф = 1534 \cdot 1{,}56 / 105{,}8 = 22{,}7$ МПа < 29 МПа. Для a_p = 40: $L_p = 80 + 40{,}5 + 0{,}46 = 121$ ланка, приймаємо L_p = 122. Уточнена міжосьова відстань a = 772 мм; діаметри d_1 = 164,1 мм, d_2 = 327,6 мм.

Натяги: $F_v = 1{,}9 \cdot 2{,}48^2 = 11{,}7$ Н; $F_0 = 6 \cdot 1{,}9 \cdot 0{,}772 \cdot 9{,}81 = 86{,}3$ Н. Запас міцності $s = 31800 / (1{,}25 \cdot 1534 + 11{,}7 + 86{,}3) = 15{,}8$, що значно перевищує нормативне значення $[s] \approx 8\ldots9$. Навантаження на вали $F_r = 1{,}15 \cdot 1534 = 1764$ Н.

Завдання

Розрахувати ланцюгову передачу за даними табл. 3.1: визначити крок, швидкість, число ланок, міжосьову відстань, діаметри зірочок, перевірити тиск у шарнірі й запас міцності. Виконати кресленик передачі.

Таблиця 3.1. Варіанти вихідних даних

Варіант	P_1, кВт	n_1, хв$^{-1}$	z_1	u
1	2,5	300	25	2,0
2	3,8	289	27	2,0
3	4,5	250	23	2,5
4	5,5	200	25	3,0

Варіант	P_1, кВт	n_1, хв$^{-1}$	z_1	u
5	3,0	320	27	2,5
6	6,0	180	29	3,0
7	7,5	150	31	2,0
8	2,2	350	23	3,15
9	4,0	280	27	2,8
10	5,0	220	29	2,24

Порядок виконання роботи

1) Визначити обертовий момент на малій зірочці за потужністю й частотою обертання.

2) Обрати число зубців малої зірочки (непарне) й обчислити число зубців великої.

3) Розрахувати крок ланцюга за допустимим тиском у шарнірі та підібрати стандартний ланцюг.

4) Визначити швидкість ланцюга, колову силу й перевірити тиск у шарнірах.

6) Перевірити запас міцності ланцюга та визначити навантаження на вали.

Методичні вказівки

Непарне число зубців малої зірочки у поєднанні з парним числом ланок забезпечує рівномірне спрацювання зубців. Якщо тиск у шарнірі перевищує допустимий, слід перейти до ланцюга з більшим кроком або до двохрядного ланцюга.

Додаткове завдання. Порівняти запас міцності ланцюга при $z_1 = 23$ і $z_1 = 31$ за однакової потужності та пояснити різницю в швидкості й динамічних навантаженнях.

Питання для самоперевірки

1) Чому число зубців малої зірочки обмежують знизу, а число ланок беруть парним?

2) Які переваги й недоліки ланцюгової передачі порівняно з пасовою?

3) Від чого залежить допустимий тиск у шарнірах?

4) Як у передачі враховують провисання й відцентрові сили?

Самостійна робота № 4. Розрахунок закритої циліндричної зубчастої передачі

Мета роботи

Навчитися визначати міжосьову відстань, модуль і числа зубців прямозубої циліндричної передачі редуктора та перевіряти зубці на контактну й згинальну витривалість.

Теоретичні відомості

Основним видом руйнування зубців закритих передач із твердістю поверхні до 350 НВ є втомне викришування робочих поверхонь, тому проєктний розрахунок виконують за контактними напруженнями, а згин зубців перевіряють. Допустиме контактне напруження матеріалу:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\,lim} / S_H \qquad (4.1)$$

де $\sigma_{H\,lim} = 2\text{НВ} + 70$ МПа – границя контактної витривалості; $S_H = 1{,}1$ – коефіцієнт запасу. Для косозубих передач розрахунковим вважають менше із значень шестірні й колеса, для прямозубих – менше з двох. Міжосьову відстань визначають із формули

$$a_w \geq 49{,}5 \cdot (u + 1) \cdot (T_2 \cdot K_{H\beta} / (\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2))^{1/3} \qquad (4.2)$$

де T_2 – момент на колесі, Н·мм; $\psi_a = b_2 / a_w = 0{,}25\ldots0{,}4$ – коефіцієнт ширини колеса; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця. Отримане значення округлюють до стандартного (рис. 4.1), після чого вибирають модуль $m = (0{,}01\ldots0{,}02)a_w$, стандартизований за ГОСТ 9563, і числа зубців:

$$z_1 = 2a_w / (m \cdot (u + 1)) \qquad (4.3)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u \qquad (4.4)$$

Діаметри ділильних кіл $d = mz$, ширина колеса $b_2 = \psi_a a_w$, ширина шестірні $b_1 = b_2 + (3\ldots5)$ мм. Колова й радіальна сили в зачепленні (рис. 4.1):

$$F_t = 2 \cdot T_1 / d_1 \qquad (4.5)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad (4.6)$$

де $\alpha = 20°$ – кут зачеплення. Перевірка контактної витривалості:

$$\sigma_H = (310 / a_w) \cdot \sqrt{(T_2 \cdot K_H \cdot (u + 1)^3 / (b_2 \cdot u^2))} \leq [\sigma]_H \qquad (4.7)$$

Перевірка згинальної витривалості зубців виконується за формулою

$$\sigma_F = Y_F \cdot F_t \cdot K_F / (b \cdot m) \leq [\sigma]_F \qquad (4.8)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця (залежить від числа зубців); K_F – коефіцієнт навантаження; $[\sigma]_F = \sigma_{F\,lim} / S_F$, $\sigma_{F\,lim} = 1{,}8\text{НВ}$, $S_F = 1{,}75$.

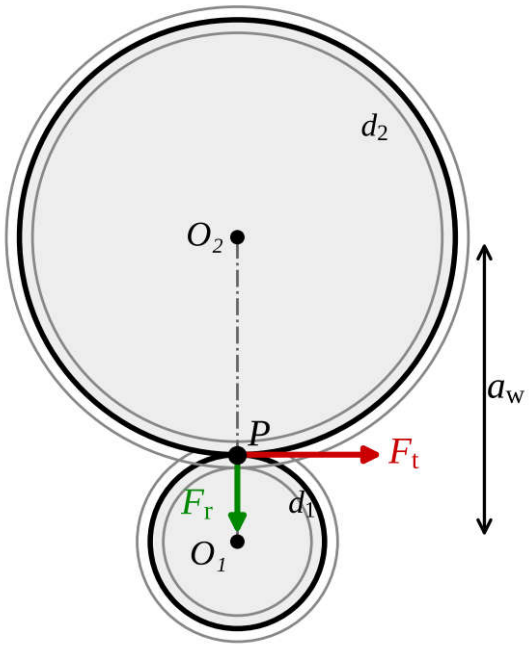


Рис. 4.1. Сили в зачепленні прямозубої передачі: F_t – колова, F_r – радіальна, a_w – міжосьова відстань

Приклад розрахунку

Дано: $T_2 = 300$ Н·м, $u = 5$, твердість шестірні 230 НВ, колеса 200 НВ, $n_1 = 578$ хв$^{-1}$. Границі контактної витривалості: $\sigma_{H\,lim\,1} = 530$ МПа, $\sigma_{H\,lim\,2} = 470$ МПа; допустимі напруження $[\sigma]_{H1} = 481{,}8$ МПа, $[\sigma]_{H2} = 427{,}3$ МПа; розрахунковим приймаємо 427,3 МПа.

При $\psi_a = 0{,}315$ і $K_{H\beta} = 1{,}05$: $a_w = 49{,}5 \cdot 6 \cdot (300000 \cdot 1{,}05 / (0{,}315 \cdot 25 \cdot 427{,}3^2))^{1/3} = 179$ мм, приймаємо $a_w = 180$ мм. Модуль $m = 2{,}5$ мм, $z_1 = 2 \cdot 180 / (2{,}5 \cdot 6) = 24$, $z_2 = 120$; $d_1 = 60$ мм, $d_2 = 300$ мм; $b_2 = 56$ мм. Колова швидкість $v = 3{,}14 \cdot 60 \cdot 578 / 60000 = 1{,}82$ м/с (ступінь точності 8).

Силовий розрахунок: $T_1 = 300 / 5 = 60$ Н·м, $F_t = 2 \cdot 60000 / 60 = 2000$ Н, $F_r = 2000 \cdot \text{tg}\,20° = 728$ Н. При $K_H = 1{,}05 \cdot 1{,}04 = 1{,}09$ контактна напруга $\sigma_H = 310 / 180 \cdot \sqrt{(300000 \cdot 1{,}09 \cdot 216 / (56 \cdot 25))} = 387$ МПа < 427 МПа. Для згину: $Y_{F1} = 3{,}93$, $Y_{F2} = 3{,}60$, $K_F = 1{,}2$; $\sigma_{F2} = 3{,}60 \cdot 2000 \cdot 1{,}2 / (56 \cdot 2{,}5) = 61{,}7$ МПа; $\sigma_{F1} = 67{,}4$ МПа. Допустимі: $[\sigma]_{F1} = 236{,}6$ МПа, $[\sigma]_{F2} = 205{,}7$ МПа; умови міцності виконуються з великим запасом.

Завдання

За даними табл. 4.1 виконати проєктний розрахунок зубчастої передачі редуктора й перевірити зубці на контактну та згинальну

витривалість. Результати подати у вигляді таблиці геометричних параметрів передачі.

Таблиця 4.1. Варіанти вихідних даних

Варіант	T_2, Н·м	u	n_1, хв$^{-1}$	HB_1	HB_2
1	200	4,0	600	240	210
2	250	5,0	580	230	200
3	300	5,0	578	230	200
4	350	4,0	600	250	220
5	400	3,15	720	240	210
6	450	5,0	500	260	230
7	500	4,0	480	250	220
8	280	2,5	750	230	200
9	320	3,15	700	245	215
10	380	4,0	560	255	225

Порядок виконання роботи

1) Призначити матеріали та твердість зубчастих коліс; обчислити допустимі контактні напруження.

2) Визначити міжосьову відстань за контактною витривалістю та округлити її до стандартного значення.

3) Вибрати модуль, обчислити числа зубців, діаметри ділильних кіл і ширину вінців.

4) Визначити колову швидкість і призначити ступінь точності передачі.

6) Перевірити зубці на згин і оформити таблицю геометричних параметрів передачі.

Методичні вказівки

Якщо контактна напруга перевищує допустиму більш ніж на 5 %, збільшують міжосьову відстань або ширину колеса; якщо вона менша за допустиму більш ніж на 15 %, передачу можна зробити компактнішою. Модуль не повинен бути меншим за 1,5 мм для силових передач.

Додаткове завдання. Виконати розрахунок для косозубої передачі з кутом нахилу зубців $\beta = 12°$ і порівняти необхідну міжосьову відстань із прямозубою передачею.

Питання для самоперевірки

1) Чому проєктний розрахунок закритої передачі виконують за контактними напруженнями?

2) Що таке модуль зачеплення й чому його стандартизують?

3) Як розподіляється повне зусилля в зачепленні на колову й радіальну складові?

4) Чому твердість шестірні призначають більшою за твердість колеса?

Самостійна робота № 5. Розрахунок вала на міцність

Мета роботи

Набути навичок побудови епюр згинальних і крутного моментів, визначення еквівалентного моменту та діаметра вала в небезпечному перерізі.

Теоретичні відомості

Вал редуктора навантажений силами від зубчастого колеса, муфти та реакціями опор. Розрахунок виконують у такій послідовності: складають розрахункову схему вала як балки на двох опорах, визначають реакції опор у вертикальній і горизонтальній площинах, будують епюри згинальних моментів $M_г$ і $M_в$ та крутного моменту T (рис. 5.1), знаходять сумарний і еквівалентний моменти й діаметр вала.

Сили в зачепленні колеса: $F_t = 2T / d_w$, $F_r = F_t \operatorname{tg} 20°$. Консольна сила від з'єднувальної муфти для моменту T:

$$F_м = 125 \cdot \sqrt{T} \qquad (5.1)$$

Реакції опор у горизонтальній площині знаходять із рівнянь рівноваги моментів відносно опор, а згинальний момент у перерізі колеса C:

$$M_{г\,C} = R_A \cdot l_1 \qquad (5.2)$$

де l_1 – відстань від опори A до колеса. Сумарний згинальний момент у перерізі:

$$M_\Sigma = \sqrt{(M_г^2 + M_в^2)} \qquad (5.3)$$

Для вала, який одночасно згинається й закручується, за гіпотезою найбільших дотичних напружень (за енергетичною теорією міцності) еквівалентний момент становить

$$M_{екв} = \sqrt{(M_\Sigma^2 + 0{,}75 \cdot T^2)} \qquad (5.4)$$

Мінімально допустимий діаметр вала з умови міцності на згин із крученням і, окремо, з умови міцності на кручення:

$$d \geq (32 \cdot M_{екв} / (\pi \cdot [\sigma]_{-1}))^{1/3} \qquad (5.5)$$

$$d \geq (16 \cdot T / (\pi \cdot [\tau]))^{1/3} \qquad (5.6)$$

Для сталі 45 приймають $[\sigma]_{-1} \approx 60$ МПа, $[\tau] = 20…30$ МПа. Остаточний діаметр призначають із конструктивних міркувань (шпонковий паз, посадочні місця підшипників) і перевіряють за напруженнями:

$$\sigma_{екв} = 32 \cdot M_{екв} / (\pi \cdot d^3) \leq [\sigma]_{-1} \qquad (5.7)$$

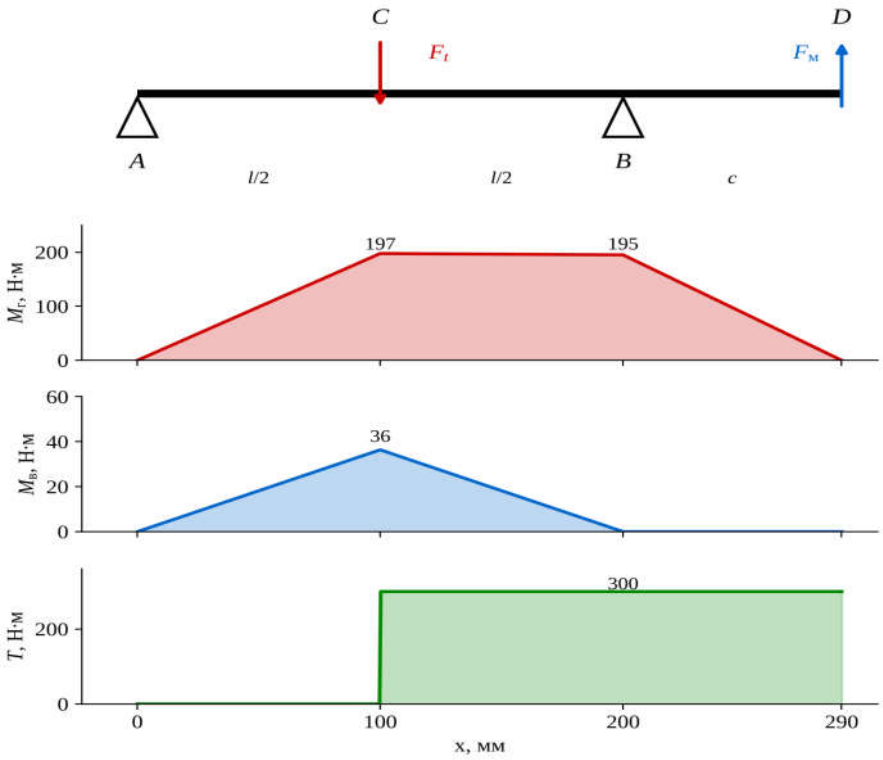


Рис. 5.1. Розрахункова схема вала: *а* – навантаження; *б* – епюра $M_г$; *в* – епюра $M_в$; *г* – епюра T

Приклад розрахунку

Дано: T = 300 Н·м, діаметр ділильного кола колеса d_w = 300 мм, відстань між опорами l = 200 мм (колесо посередині), муфта на відстані c = 90 мм від опори B. Сили: $F_t = 2 \cdot 300000 / 300 = 2000$ Н; $F_r = 2000 \cdot \operatorname{tg} 20° = 728$ Н; $F_м = 125 \cdot \sqrt{300} = 2165$ Н.

Горизонтальна площина: реакція опори B за умови $\Sigma M_A = 0$ дорівнює $R_B = (2000 \cdot 100 - 2165 \cdot 290) / 200 = -2139$ Н (напрям протилежний вибраному), $R_A = 1974$ Н. Момент у перерізі колеса $M_{г\,C} = 1974 \cdot 0{,}1 = 197{,}4$ Н·м; момент над опорою B від муфти $M_{г\,B} = 2165 \cdot 0{,}09 = 194{,}9$ Н·м. Вертикальна площина: $R_{Av} = R_{Bv} = 364$ Н, $M_{в\,C} = 36{,}4$ Н·м.

Сумарний момент у перерізі C: $M_\Sigma = \sqrt{(197{,}4^2 + 36{,}4^2)} = 200{,}8$ Н·м; еквівалентний $M_{екв} = \sqrt{(200{,}8^2 + 0{,}75 \cdot 300^2)} = 328{,}3$ Н·м. Мінімальний діаметр $d \geq (32 \cdot 328300 / (3{,}14 \cdot 60))^{1/3} = 38{,}2$ мм; з умови кручення $d \geq 39{,}4$ мм. Приймаємо d = 50 мм під маточину колеса; напруження $\sigma_{екв} = 26{,}8$ МПа < 60 МПа. У перерізі над опорою B $M_{екв} = 324{,}8$ Н·м, $d \geq 38{,}1$ мм – умова виконується. Повні реакції опор: $F_{rA} = 2008$ Н, $F_{rB} = 2170$ Н.

Завдання

Для вала за рис. 5.1 з даними табл. 5.1 визначити реакції опор, побудувати епюри моментів, знайти небезпечний переріз і діаметр вала. Реакції опор використати надалі в роботі 6.

Таблиця 5.1. Варіанти вихідних даних

Варіант	T, Н·м	d_w, мм	l, мм	c, мм
1	150	200	160	70
2	200	250	180	80
3	300	300	200	90
4	350	280	220	90
5	400	320	240	100
6	450	360	260	100
7	250	240	190	80
8	500	400	280	110
9	320	300	210	90
10	380	340	230	100

Порядок виконання роботи

1) Накреслити розрахункову схему вала з розмірами та прикласти до неї сили від колеса й муфти.

2) Знайти реакції опор у горизонтальній і вертикальній площинах.

3) Побудувати епюри згинальних моментів у двох площинах і епюру крутного моменту.

4) Визначити сумарні та еквівалентні моменти в характерних перерізах; визначити небезпечний переріз.

6) Призначити конструктивні діаметри ступенів вала та перевірити напруження в небезпечному перерізі.

Методичні вказівки

Напрям консольної сили від муфти заздалегідь невідомий, тому для розрахунку приймають найнесприятливіший випадок, коли вона додається до реакції від зубчастого колеса. Остаточний діаметр вала має бути не меншим за розрахунковий і узгоджуватися зі стандартними розмірами підшипників.

Додаткове завдання. Визначити діаметр вала в перерізі над опорою *B* і накреслити ескіз вала зі ступенями, указавши діаметри посадочних місць під підшипники, колесо та муфту.

Питання для самоперевірки

1) Чому в еквівалентному моменті крутний момент враховують із коефіцієнтом 0,75?

2) Який переріз вала вважають небезпечним?

3) Для чого окремо обчислюють діаметр за кручення?

4) Як навантаження на вал від муфти впливає на реакції опор?

Самостійна робота № 6. Підбір і розрахунок підшипників кочення

Мета роботи

Навчитися підбирати радіальні кулькові підшипники за динамічною вантажопідйомністю та визначати їх розрахунковий ресурс.

Теоретичні відомості

Підшипники кочення (рис. 6.1) підбирають за каталогом: за діаметром цапфи вала призначають серію, а потім перевіряють динамічну вантажопідйомність C (кН) – навантаження, яке підшипник витримує протягом одного мільйона обертів із ймовірністю безвідмовної роботи 90 %. Потрібний ресурс у мільйонах обертів за заданою довговічністю L_h (год) і частотою обертання n:

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h / 10^6 \qquad (6.1)$$

Еквівалентне динамічне навантаження радіального підшипника, що сприймає радіальну F_r й осьову F_a сили:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_б \cdot K_T \qquad (6.2)$$

де $V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця; $K_б = 1{,}0\ldots1{,}8$ – коефіцієнт безпеки (для редукторів 1,3…1,5); K_T – температурний коефіцієнт. Коефіцієнти X і Y залежать від відношення F_a / C_0 та від порівняння $F_a / (VF_r)$ із коефіцієнтом e. Якщо $F_a / (VF_r) \le e$, то $X = 1$, $Y = 0$; інакше $X = 0{,}56$, а Y береться з табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Коефіцієнти e та Y для кулькових радіальних підшипників

F_a / C_0	0,014	0,028	0,056	0,084
e	0,19	0,22	0,26	0,28
Y	2,30	1,99	1,71	1,55

Проміжні значення знаходять лінійною інтерполяцією:

$$e = e_1 + (e_2 - e_1) \cdot (r - r_1) / (r_2 - r_1) \qquad (6.3)$$

Потрібна динамічна вантажопідйомність і розрахунковий ресурс обраного підшипника:

$$C_{тр} = P \cdot L^{1/3} \qquad (6.4)$$

$$L_{10} = (C / P)^3 \qquad (6.5)$$

Підшипник вважають придатним, якщо $C_{тр} \le C$. Для кулькових підшипників показник степеня дорівнює 3, для роликових – 10/3.

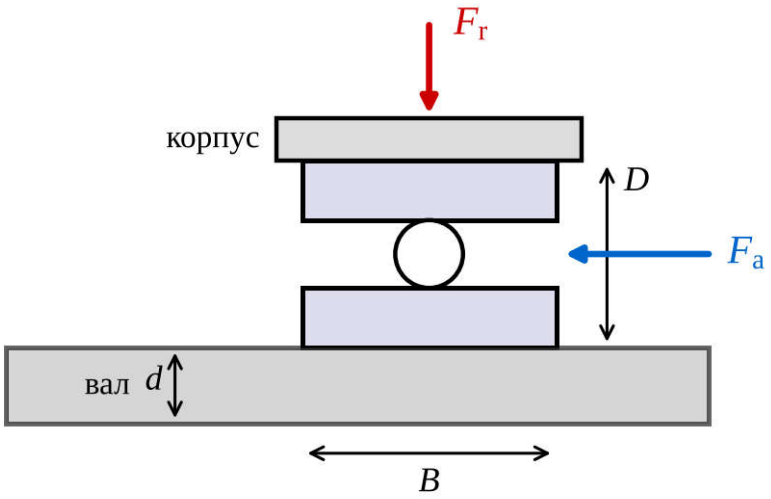


Рис. 6.1. Радіальний кульковий підшипник і навантаження на нього: F_r – радіальна, F_a – осьова сили

Приклад розрахунку

Дано: n = 115,6 хв$^{-1}$, L_h = 12000 год, F_r = 2170 Н (найбільш навантажена опора вала з роботи 5), F_a = 600 Н; попередньо обрано підшипник 209 із C = 33,2 кН, C_0 = 18,6 кН. Ресурс $L = 60 \cdot 115{,}6 \cdot 12000 / 10^6 = 83{,}2$ млн обертів.

Відношення $F_a / C_0 = 600 / 18600 = 0{,}0323$; інтерполяцією $e = 0{,}226$ і $Y = 1{,}947$. Оскільки $F_a / F_r = 0{,}277 > e$, то $X = 0{,}56$. Еквівалентне навантаження $P = (0{,}56 \cdot 2170 + 1{,}947 \cdot 600) \cdot 1{,}3 = 3099$ Н. Потрібна вантажопідйомність $C_{тр} = 3099 \cdot 83{,}2^{1/3} = 13530$ Н = 13,5 кН < 33,2 кН. Розрахунковий ресурс $L_{10} = (33200 / 3099)^3 = 1230$ млн обертів, або 177 тис. годин – підшипник має великий запас; для економії можна розглянути легшу серію.

Завдання

За даними табл. 6.3 підібрати підшипник на опору вала. Для обраного підшипника в табл. 6.2 наведено C і C_0. Визначити еквівалентне навантаження, потрібну вантажопідйомність і розрахунковий ресурс; зробити висновок про придатність.

Таблиця 6.2. Динамічна та статична вантажопідйомність підшипників (кН)

Підшипник	**206**	**207**	**208**	**209**	**210**	**211**	**212**
C	19,5	25,5	32,0	33,2	35,1	43,6	52,0
C_0	10,0	13,7	17,8	18,6	19,8	25,0	31,0

Таблиця 6.3. Варіанти вихідних даних

Варіант	**n, хв$^{-1}$**	**F_r, Н**	**F_a, Н**	**L_h, год**	**Підшипник**
1	960	1500	300	10000	207
2	720	1800	400	12000	208
3	580	2000	500	12000	208
4	480	2400	450	15000	209
5	350	2800	600	12000	210
6	290	3200	700	10000	210
7	230	3600	800	12000	211
8	150	4200	900	15000	211
9	115	2170	600	12000	209
10	100	5000	1000	10000	212

Порядок виконання роботи

1) Визначити розрахунковий ресурс у млн обертів за заданою довговічністю.

2) Обчислити радіальне й осьове навантаження на підшипник за результатами роботи 5.

3) Знайти відношення F_a / C_0, інтерполяцією визначити e та Y за табл. 6.1.

4) Порівняти F_a / F_r із коефіцієнтом e і прийняти коефіцієнти X, Y.

6) Порівняти $C_{тр}$ із довідковим значенням C, визначити фактичний ресурс і зробити висновок.

Методичні вказівки

Для підшипників, що працюють у парі на одному валу, розрахунок виконують для більш навантаженої опори. Якщо ресурс виявився недостатнім, переходять до підшипника більшої серії, а не лише збільшують діаметр.

Додаткове завдання. Визначити, як зміниться ресурс підшипника при збільшенні радіального навантаження на 20 % та при підвищенні частоти обертання вдвічі.

Питання для самоперевірки

1) Що таке динамічна вантажопідйомність підшипника?

2) Чому показник степеня у формулі ресурсу для кулькових і роликових підшипників різний?

3) Від чого залежать коефіцієнти X і Y?

4) Який підшипник вважають придатним за результатами розрахунку?

Самостійна робота № 7. Розрахунок шпонкових з'єднань і муфти

Мета роботи

Оволодіти розрахунком призматичних шпонок на зминання й зріз та перевіркою пружної втулково-пальцевої муфти.

Теоретичні відомості

Шпонкові з'єднання передають обертовий момент від вала до маточини колеса, шківа або півмуфти. Призматичну шпонку (рис. 7.1) вибирають за діаметром вала d з таблиці стандарту (ГОСТ 23360) – ширина b і висота h, глибина паза у валу t_1, а довжину l – за довжиною маточини, з наступною перевіркою. Робоча довжина шпонки із закругленими торцями $l_р = l - b$.

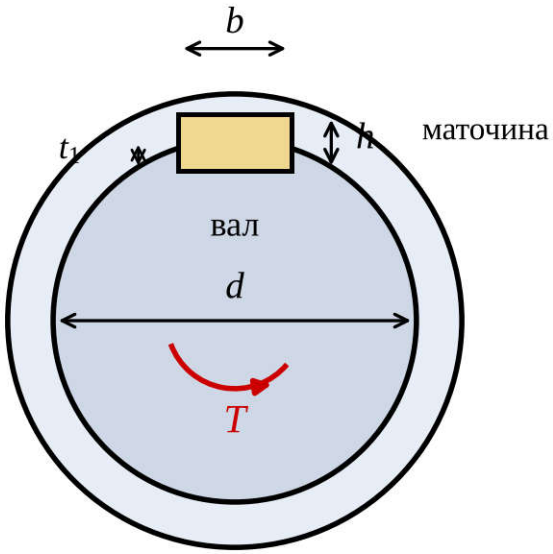


Рис. 7.1. Шпонкове з'єднання: b, h – розміри перерізу шпонки; t_1 – глибина паза вала; l – довжина шпонки

Основним видом руйнування є зминання бічних граней, тому шпонку перевіряють на зминання, а також на зріз:

$$\sigma_{зм} = 2T / (d \cdot (h - t_1) \cdot l_р) \le [\sigma]_{зм} \qquad (7.1)$$

$$\tau_{ср} = 2T / (d \cdot b \cdot l_р) \le [\tau]_{ср} \qquad (7.2)$$

Допустимі напруження зминання для сталевої маточини $[\sigma]_{зм}$ = 100…150 МПа, для чавунної 60…80 МПа; на зріз $[\tau]_{ср}$ = 60…90 МПа. Якщо одна шпонка не витримує навантаження, збільшують довжину або ставлять дві шпонки під кутом 180°.

Пружну втулково-пальцеву муфту (МУВП) вибирають за розрахунковим моментом $T_р = K\,T$, де $K = 1{,}25…2{,}0$ – коефіцієнт режиму роботи. Пальці з гумовими втулками перевіряють на зминання втулок і на згин пальців. Колова сила на одному пальці:

$$F = 2 \cdot K \cdot T / (D_z \cdot z) \qquad (7.3)$$

де D_z – діаметр кола розташування пальців; z – їх кількість. Напруження зминання гумової втулки та згину пальця:

$$\sigma_{зм} = 2 \cdot K \cdot T / (z \cdot D_z \cdot d_п \cdot l_в) \le [\sigma]_{зм} \qquad (7.4)$$

$$\sigma_з = F \cdot l_п / (0{,}1 \cdot d_п^3) \le [\sigma]_з \qquad (7.5)$$

де $d_п$ – діаметр пальця; $l_в$ – довжина втулки; $l_п$ – плече згину. Для гуми $[\sigma]_{зм} = 2$ МПа, для пальців зі сталі 45 $[\sigma]_з = 80…90$ МПа.

Приклад розрахунку

Дано: $T = 300$ Н·м, $d = 50$ мм. За таблицею стандарту для $d = 50$ мм вибираємо шпонку 14×9, $t_1 = 5{,}5$ мм, довжина $l = 63$ мм; $l_р = 63 – 14 = 49$ мм. Напруження зминання $\sigma_{зм} = 2 \cdot 300000 / (50 \cdot 3{,}5 \cdot 49) = 70{,}0$ МПа < 100 МПа; зрізу $\tau_{ср} = 2 \cdot 300000 / (50 \cdot 14 \cdot 49) = 17{,}5$ МПа < 60 МПа. З'єднання міцне.

Муфта: $K = 1{,}5$, $D_z = 130$ мм, $z = 6$, $d_п = 18$ мм, $l_в = 36$ мм, $l_п = 22$ мм. Сила $F = 2 \cdot 1{,}5 \cdot 300000 / (130 \cdot 6) = 1154$ Н. Зминання гумової втулки $\sigma_{зм} = 2 \cdot 1{,}5 \cdot 300000 / (6 \cdot 130 \cdot 18 \cdot 36) = 1{,}78$ МПа < 2 МПа; згин пальця $\sigma_з = 1154 \cdot 22 / (0{,}1 \cdot 18^3) = 43{,}5$ МПа < 80 МПа. Муфта придатна.

Завдання

За даними табл. 7.2 підібрати шпонку за табл. 7.1, перевірити її на зминання та зріз; виконати перевірочний розрахунок муфти МУВП. За потреби змінити довжину шпонки.

Таблиця 7.1. Розміри призматичних шпонок (ГОСТ 23360), мм

d, мм	**38–44**	**44–50**	**50–58**	**58–65**	**65–75**
b × h	12×8	14×9	16×10	18×11	20×12
t_1	5,0	5,5	6,0	7,0	7,5

Таблиця 7.2. Варіанти вихідних даних

Варіант	**T, Н·м**	**d, мм**	**l, мм**	**D_z, мм**	**z**
1	150	40	50	100	4
2	200	42	56	105	4

Варіант	T, Н·м	d, мм	l, мм	D_z, мм	z
3	250	45	56	120	6
4	300	50	63	130	6
5	350	55	70	140	6
6	400	56	80	150	8
7	450	60	80	160	8
8	500	62	90	170	8
9	280	48	63	125	6
10	600	70	100	180	8

Порядок виконання роботи

1) За діаметром вала вибрати переріз шпонки та глибину паза за табл. 7.1.

2) Визначити робочу довжину шпонки з урахуванням закруглення торців.

3) Обчислити напруження зминання та зрізу й порівняти з допустимими.

4) За потреби змінити довжину шпонки або кількість шпонок.

6) Перевірити пальці на згин і зробити висновок про придатність муфти.

Методичні вказівки

Довжину шпонки слід вибирати зі стандартного ряду й на 5…10 мм меншою за довжину маточини. Якщо одна шпонка не витримує навантаження за зминанням, збільшення діаметра вала або застосування шліцьового з'єднання виявляється доцільнішим, ніж подовження шпонки понад 1,5 *d*.

Додаткове завдання. Визначити, скільки шпонок потрібно встановити, якщо напруження зминання перевищує допустиме на 30 %, і яким має бути їх взаємне розташування.

Питання для самоперевірки

1) Чому основним критерієм працездатності шпонки є зминання?

2) Як визначають робочу довжину шпонки із закругленими торцями?

3) Для чого вводять коефіцієнт режиму роботи муфти?

4) Які функції виконує гумова втулка в муфті МУВП?

Самостійна робота № 8. Розрахунок болтового з'єднання кришки із затягуванням

Мета роботи

Навчитися визначати навантаження на болти фланцевого з'єднання кришки посудини під тиском із попередньою затяжкою та підбирати діаметр болтів.

Теоретичні відомості

Кришки гідроциліндрів, насосів, апаратів переробних машин кріплять болтами по колу (рис. 8.1). Болти затягують із попередньою силою, яка забезпечує герметичність стику, а під дією тиску робоче навантаження ще збільшує осьову силу в болті. Сила тиску на кришку діаметром D:

$$F = p \cdot \pi \cdot D^2 / 4 \qquad (8.1)$$

Робоче навантаження на один болт при z болтах:

$$F_б = F / z \qquad (8.2)$$

Сила початкової затяжки визначається умовою нерозкриття стику й герметичності:

$$F_{зат} = K_{зат} \cdot (1 - \chi) \cdot F_б \qquad (8.3)$$

де $K_{зат}$ = 1,25…2,0 – коефіцієнт затяжки (для постійного навантаження з прокладкою 1,25…2, для м'яких прокладок до 4); χ = 0,2…0,3 – коефіцієнт основного навантаження, що залежить від відносної податливості болта й стику. Розрахункова сила, що діє на болт із урахуванням скручування під час затягування:

$$F_{розр} = 1{,}3 \cdot F_{зат} + \chi \cdot F_б \qquad (8.4)$$

Допустиме напруження розтягу $[\sigma] = \sigma_т / [S]$, де $\sigma_т$ – границя текучості матеріалу болта, $[S]$ = 2,5…4 – коефіцієнт запасу при неконтрольованому затягуванні. Внутрішній діаметр різьби болта:

$$d_1 \geq \sqrt{(4 \cdot F_{розр} / (\pi \cdot [\sigma]))} \qquad (8.5)$$

За d_1 із таблиці ГОСТ 24705 обирають найближчу більшу різьбу (М16: d_1 = 13,8 мм; М20: 17,3; М24: 20,8; М30: 26,2 мм). Крок болтів по колу має забезпечувати герметичність: t = (4…6)d для тиску до 1,5 МПа та (3…4)d для більшого тиску.

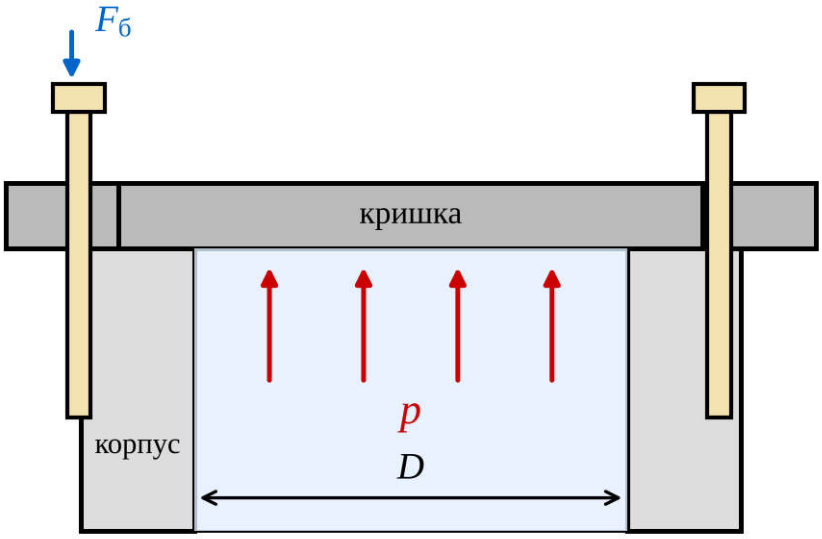


Рис. 8.1. Болтове з'єднання кришки посудини: D – діаметр кришки, p – тиск, болти розташовані по колу

Приклад розрахунку

Дано: D = 160 мм, p = 10 МПа, z = 8, χ = 0,25, $K_{зат}$ = 1,5, болти зі сталі з $\sigma_т$ = 400 МПа та $[S]$ = 3. Сила тиску $F = 10 \cdot 3{,}14 \cdot 160^2 / 4 = 201062$ Н; навантаження на болт $F_б = 25133$ Н.

Сила затяжки $F_{зат} = 1{,}5 \cdot 0{,}75 \cdot 25133 = 28274$ Н; розрахункова сила $F_{розр} = 1{,}3 \cdot 28274 + 0{,}25 \cdot 25133 = 43040$ Н. Допустиме напруження $[\sigma] = 400 / 3 = 133$ МПа; $d_1 \geq \sqrt{(4 \cdot 43040 / (3{,}14 \cdot 133))} = 20{,}3$ мм, що відповідає болту М24. Якщо застосувати сталь із $\sigma_т$ = 640 МПа, то $[\sigma] = 213$ МПа, $d_1 \geq 16{,}0$ мм, і достатньо болта М20. Висновок: підвищення міцності матеріалу дозволяє зменшити діаметр болтів.

Довідкові дані

Основні параметри метричних різьб із крупним кроком і рекомендовані значення допустимих напружень для болтів наведено в табл. 8.1 і 8.2. Площа розрахункового перерізу болта A_p відповідає внутрішньому діаметру різьби d_1.

Таблиця 8.1. Метричні різьби (ГОСТ 24705), мм

Різьба	М12	М16	М20	М24	М30	М36
Крок Р	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
d_1	10,1	13,8	17,3	20,8	26,2	31,7
A_p, мм²	80	150	235	340	540	790

Таблиця 8.2. Допустимі напруження для болтів із різних класів міцності

Клас міцності	**4.6**	**5.6**	**6.8**	**8.8**	**10.9**
$\sigma_т$, МПа	240	300	480	640	900
[σ] при [S] = 3, МПа	80	100	160	213	300

Завдання

За даними табл. 8.3 визначити силу тиску на кришку, навантаження на болт, силу затяжки й розрахункову силу, підібрати болти для двох марок сталі ($\sigma_т$ = 240 і 640 МПа) та перевірити кроки розташування болтів.

Таблиця 8.3. Варіанти вихідних даних

Варіант	**D, мм**	**p, МПа**	**z**	**$K_{зат}$**	**χ**
1	120	8,0	6	1,25	0,20
2	140	6,0	6	1,50	0,25
3	160	10,0	8	1,50	0,25
4	180	5,0	8	1,75	0,30
5	200	7,0	10	2,00	0,25
6	150	4,0	6	1,25	0,20
7	220	12,0	12	1,50	0,25
8	130	9,0	6	2,00	0,30
9	170	3,0	8	1,75	0,20
10	190	6,0	10	1,50	0,25

Порядок виконання роботи

1) Обчислити силу тиску на кришку й навантаження на один болт.

2) Прийняти коефіцієнти затяжки й основного навантаження залежно від типу прокладки.

3) Визначити силу затяжки й розрахункову силу в болті.

4) Визначити допустиме напруження для двох марок сталі.

6) Перевірити крок розташування болтів по колу й виконати схему з розмірами.

Методичні вказівки

Збільшення кількості болтів зменшує навантаження на кожен із них, але ускладнює складання. Крок між болтами не повинен перевищувати

(4…6)*d* при тиску до 1,5 МПа, інакше стик кришки втрачає герметичність між болтами.

Додаткове завдання. Визначити, як зміниться діаметр болтів, якщо збільшити їх кількість удвічі, і порівняти сумарну масу болтів для обох випадків.

Питання для самоперевірки

1) Навіщо болти затягують із попередньою силою?
2) Що показує коефіцієнт основного навантаження χ?
3) Чому розрахункову силу збільшують у 1,3 раза?
4) Як вибір матеріалу болта впливає на його діаметр?

Самостійна робота № 9. Розрахунок гвинтового конвеєра (шнека)

Мета роботи

Засвоїти методику визначення діаметра гвинта, частоти обертання, продуктивності та потужності приводу гвинтового конвеєра.

Теоретичні відомості

Гвинтові конвеєри (шнеки) широко застосовують для транспортування зерна, комбікормів, борошна, добрив і подрібнених кормів на малі відстані. Матеріал переміщується в жолобі обертовим гвинтом (рис. 9.1) і не обертається разом із ним. Продуктивність (т/год):

$$Q = 47{,}1 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot c \qquad (9.1)$$

де D – діаметр гвинта, м; $S = kD$ – крок гвинта, м (k = 0,8…1,0); n – частота обертання, хв$^{-1}$; ψ – коефіцієнт заповнення жолоба (0,25…0,45); ρ – насипна густина матеріалу, т/м³; c – коефіцієнт зниження продуктивності при нахилі конвеєра (c = 1 для горизонтального). Підставляючи $S = kD$, одержують діаметр гвинта:

$$D = (Q / (47{,}1 \cdot k \cdot \psi \cdot \rho \cdot c \cdot n))^{1/3} \qquad (9.2)$$

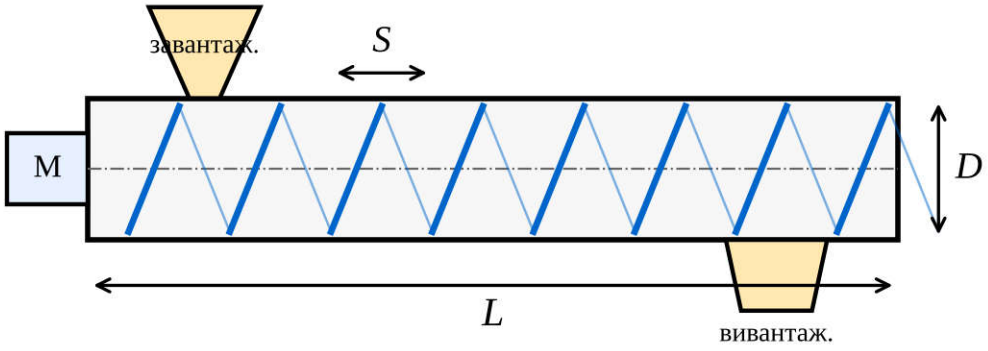


Рис. 9.1. Схема гвинтового конвеєра: D – діаметр гвинта, S – його крок, L – довжина транспортування

Розрахунковий діаметр округлюють до стандартного ряду (0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40 м). Максимально допустима частота обертання зменшується зі збільшенням діаметра й залежить від властивостей матеріалу:

$$n_{max} = A / \sqrt{D} \qquad (9.3)$$

де A = 30 для абразивних, 45 для середніх і 60 для легких матеріалів (зерно, борошно). Для запобігання роздавлюванню зерна й забиванню приймають $n \le n_{max}$.

Потужність на валу гвинта при транспортуванні на довжину L із підйомом на висоту H:

$$N_0 = Q \cdot (\omega \cdot L + H) / 367 \qquad (9.4)$$

де ω = 1,2…4 – узагальнений коефіцієнт опору переміщенню матеріалу. Потужність двигуна з урахуванням запасу й ККД приводу η:

$$N = K_з \cdot N_0 / \eta \qquad (9.5)$$

Обертовий момент на валу гвинта $T = 9550\ N / n$.

Приклад розрахунку

Дано: Q = 20 т/год, ρ = 0,75 т/м³ (пшениця), ψ = 0,4, k = 1, c = 1, n = 100 хв$^{-1}$, довжина L = 12 м, горизонтальний конвеєр (H = 0), ω = 1,2. Діаметр $D = (20 / (47{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}75 \cdot 1 \cdot 100))^{1/3} = 0{,}242$ м; приймаємо стандартний D = 0,25 м. Допустима частота $n_{max} = 60 / \sqrt{0{,}25} = 120$ хв$^{-1}$ > 100 хв$^{-1}$ – умова виконується.

Фактична продуктивність $Q = 47{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}75 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 0{,}25^3 = 22{,}1$ т/год, що забезпечує запас 10 %. Потужність $N_0 = 20 \cdot (1{,}2 \cdot 12 + 0) / 367 = 0{,}785$ кВт; при $K_з$ = 1,2 і η = 0,85 $N = 1{,}2 \cdot 0{,}785 / 0{,}85 = 1{,}11$ кВт. Момент на валу $T = 9550 \cdot 1{,}11 / 100 = 105{,}8$ Н·м. Обираємо двигун 1,5 кВт.

Довідкові дані

Властивості матеріалів, що транспортуються гвинтовими конвеєрами, наведено в табл. 9.1. Для напівв'язких і абразивних матеріалів ψ і n знижують, оскільки такі матеріали сильніше тиснуть на жолоб і спрацьовують гвинт.

Таблиця 9.1. Орієнтовні параметри матеріалів для розрахунку гвинтових конвеєрів

Матеріал	ρ, т/м³	ψ	A	ω
Пшениця, жито	0,75	0,40	60	1,2
Ячмінь, овес	0,60	0,40	60	1,2
Кукурудза (зерно)	0,75	0,35	60	1,5
Борошно	0,55	0,35	60	1,6
Комбікорм	0,60	0,35	45	1,8
Мінеральні добрива	1,00	0,25	30	2,5

Завдання

За даними табл. 9.2 визначити діаметр гвинта, перевірити частоту обертання, знайти фактичну продуктивність, потужність двигуна й обертовий момент. Накреслити схему конвеєра з основними розмірами.

Таблиця 9.2. Варіанти вихідних даних

Варіант	Q, т/год	ρ, т/м³	ψ	L, м	n, хв⁻¹
1	10	0,75	0,40	8	90
2	15	0,75	0,40	10	100
3	20	0,75	0,40	12	100
4	25	0,60	0,35	15	90
5	30	0,60	0,35	12	80
6	12	0,45	0,30	6	110
7	18	0,85	0,40	9	95
8	22	0,70	0,40	14	85
9	28	0,80	0,35	10	75
10	35	0,75	0,35	16	70

Порядок виконання роботи

1) Накреслити схему конвеєра та вибрати матеріал, що транспортується, й його властивості.

2) Прийняти коефіцієнти заповнення, кроку та нахилу.

3) Розрахувати діаметр гвинта й округлити його до стандартного значення.

4) Перевірити частоту обертання за граничним значенням для даного матеріалу.

6) Обчислити потужність двигуна, обертовий момент і обрати двигун.

Методичні вказівки

Для зернових матеріалів частоту обертання гвинта обмежують, щоб не пошкоджувати насіння. Збільшення продуктивності доцільніше досягати збільшенням діаметра гвинта, а не частоти обертання, оскільки продуктивність пропорційна D^3, а потужність зростає майже лінійно.

Додаткове завдання. Розрахувати потужність двигуна при нахилі конвеєра на 15° (c = 0,65) і порівняти її з потужністю горизонтального конвеєра.

Питання для самоперевірки

1) Від чого залежить продуктивність гвинтового конвеєра?
2) Чому частоту обертання гвинта обмежують?
3) Що враховує коефіцієнт заповнення жолоба?
4) Чому гвинтові конвеєри застосовують лише на короткі відстані?

Самостійна робота № 10. Розрахунок стрічкового конвеєра

Мета роботи

Опанувати розрахунок стрічкового конвеєра: визначення ширини стрічки, опору руху, потужності приводу та натягів у гілках стрічки.

Теоретичні відомості

Стрічковий конвеєр (рис. 10.1) – найпоширеніша машина безперервного транспорту на зерноскладах, елеваторах, у кормоцехах і на переробних підприємствах. Тяговим і несучим органом є гнучка стрічка, яка огинає приводний і натяжний барабани та спирається на роликоопори. Ширину стрічки визначають із умови забезпечення продуктивності Q (т/год):

$$Q = 3600 \cdot k_s \cdot B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot k_\beta \qquad (10.1)$$

$$B = \sqrt{(Q / (3600 \cdot k_s \cdot v \cdot \rho \cdot k_\beta))} \qquad (10.2)$$

де k_s – коефіцієнт перерізу вантажу (для жолобчастої стрічки 0,09…0,16); v – швидкість стрічки, м/с; ρ – густина матеріалу, т/м³; k_β – коефіцієнт нахилу. Розрахункову ширину округлюють до стандартної (400, 500, 650, 800 мм). Лінійна маса вантажу:

$$q_в = Q / (3{,}6 \cdot v) \qquad (10.3)$$

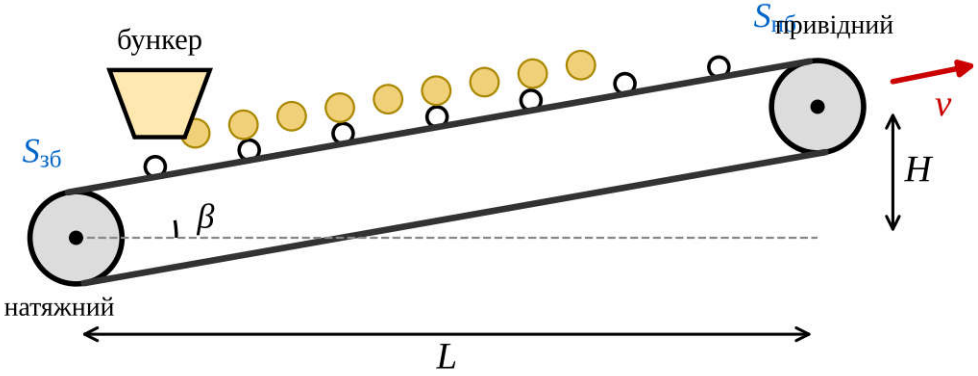


Рис. 10.1. Схема стрічкового конвеєра: 1 – приводний барабан; 2 – натяжний барабан; 3 – стрічка; 4 – роликоопори

Опір руху стрічки на довжині L із підйомом H (кут нахилу β):

$$W_0 = w \cdot (q_в + q_л + q_р) \cdot g \cdot L \cdot \cos\beta + q_в \cdot g \cdot H \qquad (10.4)$$

де $w = 0{,}03…0{,}04$ – коефіцієнт опору роликоопор; $q_л$ – маса погонного метра стрічки; $q_р$ – зведена маса обертових частин роликоопор на метр. Потужність привода:

$$P = W_0 \cdot v / 1000 \qquad (10.5)$$

$$P_{дв} = K_з \cdot P / \eta \qquad (10.6)$$

Натяг стрічки в точці збігання з приводного барабана визначають із умови відсутності проковзування за формулою Ейлера:

$$S_{зб} = K_с \cdot W_0 / (e^{\mu\alpha} - 1) \qquad (10.7)$$

$$S_{нб} = S_{зб} + W_0 \qquad (10.8)$$

де μ = 0,3…0,4 – коефіцієнт тертя між стрічкою і барабаном; α – кут обхвату барабана; $K_с$ = 1,1…1,3 – запас зчеплення. Кількість прокладок стрічки:

$$i = S_{нб} \cdot n_з / (B \cdot K_р) \qquad (10.9)$$

де $n_з$ = 9…12 – запас міцності; $K_р$ – міцність однієї прокладки, Н/мм.

Приклад розрахунку

Дано: Q = 80 т/год, v = 1,6 м/с, ρ = 0,75 т/м³, k_s = 0,09, k_β = 1, L = 40 м, H = 2 м (β = 2,9°), w = 0,035, $q_л$ = 7,5 кг/м, $q_р$ = 9,0 кг/м. Ширина стрічки B = √(80 / (3600 · 0,09 · 1,6 · 0,75)) = 0,454 м, приймаємо 500 мм. Лінійна маса вантажу $q_в$ = 80 / (3,6 · 1,6) = 13,9 кг/м.

Опір W_0 = 0,035 · (13,9 + 7,5 + 9,0) · 9,81 · 40 · 0,999 + 13,9 · 9,81 · 2 = 417 + 272 = 689 Н. Потужність P = 689 · 1,6 / 1000 = 1,10 кВт; при $K_з$ = 1,15 і η = 0,85 $P_{дв}$ = 1,49 кВт, обираємо двигун 2,2 кВт. Для μ = 0,35 і α = 200°: $e^{\mu\alpha} = e^{1,22}$ = 3,39. Натяги: $S_{зб}$ = 1,2 · 689 / 2,39 = 346 Н; $S_{нб}$ = 346 + 689 = 1035 Н. Кількість прокладок при $K_р$ = 65 Н/мм і $n_з$ = 10: i = 1035 · 10 / (500 · 65) = 0,32; за конструктивними вимогами приймаємо мінімальне число прокладок i = 3.

Завдання

За даними табл. 10.1 розрахувати конвеєр: визначити ширину стрічки, опір руху, потужність двигуна, натяги в гілках і число прокладок. Накреслити схему конвеєра й епюру натягів стрічки.

Таблиця 10.1. Варіанти вихідних даних

Варіант	Q, т/год	v, м/с	L, м	H, м	ρ, т/м³
1	40	1,25	20	1	0,75
2	50	1,25	25	1,5	0,60
3	60	1,6	30	2	0,75
4	80	1,6	40	2	0,75
5	100	2,0	45	3	0,85

Варіант	Q, т/год	v, м/с	L, м	H, м	ρ, т/м³
6	70	1,6	35	2,5	0,45
7	90	2,0	50	3	0,80
8	120	2,0	60	4	0,75
9	55	1,25	28	1	0,70
10	150	2,5	70	4	0,85

Порядок виконання роботи

1) Визначити лінійну масу вантажу та розрахувати ширину стрічки; прийняти стандартну ширину.

2) Обчислити опір руху стрічки на горизонтальній і похилій ділянках.

3) Визначити потужність привода й обрати двигун.

4) Розрахувати натяги стрічки в набігаючій і збігаючій гілках за формулою Ейлера.

6) Накреслити схему конвеєра й епюру натягів стрічки; зробити висновки.

Методичні вказівки

Кут обхвату приводного барабана збільшують відхильним барабаном або застосуванням двох приводних барабанів, якщо за розрахунком сили зчеплення недостатньо. Для запобігання проковзуванню в набігаючій гілці натяг повинен бути достатнім для зчеплення, але не перевищувати міцності стрічки.

Додаткове завдання. Визначити необхідну потужність двигуна, якщо швидкість стрічки збільшити до 2,0 м/с при тій самій продуктивності, і як при цьому зміниться ширина стрічки.

Питання для самоперевірки

1) Від чого залежить ширина стрічки конвеєра?

2) Що виражає формула Ейлера для стрічкового приводу?

3) Чому натяг у набігаючій гілці більший, ніж у збігаючій?

4) Як нахил конвеєра впливає на опір руху й потужність?

Список використаних джерел:

1. Попов С. В. Методичні вказівки до виконання курсового проєкту «Розрахунок та конструювання машин» для здобувачів вищої освіти за ОПП «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва». Полтава : ПДАУ, 2025. 38 с. URL: https://dspace.pdau.edu.ua/handle/123456789/19864
2. Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин : навчальний посібник / Д. Г. Войтюк та ін. Київ : НУБіП України, 2024. 203 с. URL: https://dglib.nubip.edu.ua/handle/123456789/6103
3. Кобець А. С., Теслюк Г. В. та ін. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва : навчальний посібник. Дніпро : Дніпровський державний аграрно-економічний університет, 2025. URL: https://dspace.dsau.dp.ua/items/7ebbb83e-1bdf-42c0-b56a-38afd4430f11
4. Погорілий С. П., Третяк В. М., Присяжний В. Г. Тягово-енергетична концепція сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів : монографія. 2025. DOI: https://doi.org/10.37204/978-617-640-707-2
5. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 55 / МОН України, Центральноукраїнський національний технічний університет ; редкол. : М. І. Черновол (гол. ред.) та ін. Кропивницький : ЦНТУ, 2025. 343 с. URL: https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/18647
6. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 54 / МОН України, Центральноукраїнський національний технічний університет ; редкол. : М. І. Черновол (гол. ред.) та ін. Кропивницький : ЦНТУ, 2024. 225 с. URL: https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/16367
7. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 53 / МОН України, Центральноукраїнський національний технічний університет ; редкол. : М. І. Черновол (гол. ред.) та ін. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. 320 с. URL: https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/14718

8. Управління якістю в системі технічного регулювання : навч. посіб. / Р. М. Тріщ, Г. С. Грінченко, В. М. Бурдейна, С. М. Артюх ; Укр. інж.-пед. акад. Харків : Укр. інж.-пед. акад., 2023. 221 с.

9. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Горбенко О. А. Дослідження конструктивних і кінематичних характеристик енергоефективного олійного пресу. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science.* 2024. Вип. 28(3). С. 41-54. DOI: 10.56407/bs.agrarian/3.2024.41.

10. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Горбенко О. А., Бацуровська І. В. Дослідження характеру руху подрібненої маси по поверхні решіт сепаратора насіння овочевих та баштанних культур. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science.* 2023. Вип. 27(4). С. 18-35. DOI: https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/4.2023.18.

11. Babenko, D., Dotsenko, N., Gorbenko, O. Justification of the design parameters of improved equipment for tomato processing. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science*. 2025. Vol. 29, No. 3. P. 9–22. DOI: https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/3.2025.09

12. Babenko, D., Dotsenko, N., Baczurovskaya, I. et al. Determination of the parameters of the use of water-lifting equipment in the conditions of livestock farms. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science.* 2022. Vol. 26, No. 3. P. 32–46. DOI: https://doi.org/10.56407/2313-092X/2022-26(3)-3.

13. Зубко В. М. Агроінжиніринг : навчальний посібник для здобувачів вищої освіти спеціальностей 208 «Агроінженерія», 202 «Агрономія». Суми : СНАУ, 2022. 468 с.

Навчальне видання

Конструювання машин і обладнання в АПВ
Методичні рекомендації

Укладач: **Доценко** Наталія Андріївна

Редактор: Н. А. Доценко

Комп'ютерний набір: Н. А.Доценко

Дизайн і верстка: Н. А. Доценко

Формат 60х84/16. Ум. друк. арк. 2,8
Тираж 15 прим. Зам. №_

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету.
54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9