

Лекція 4

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

11.1 Загальна характеристика

Ланцюгові передачі належать до передач зачеплення із гнучким зв'язком (приводним ланцюгом). Їх використовують для передавання обертання зі сталим середнім передаточним відношенням при значних міжосьових відстанях (до 8 м), а також для одночасного приведення в рух кількох паралельних валів або коли потрібно виконати обхід окремих машинних частин, розміщених між ведучим і веденим валами.

Найчастіше ланцюгові передачі використовують у приводах малої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт), де швидкість ланцюга досягає $V_{\text{л}} = 10 - 15$ м/с. Проте зустрічаються передачі з $V_{\text{л}}$ до 30 – 35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв⁻¹ та більше) і потужністю, що передається, у тисячі кіловат.

Ланцюгові передачі найбільшого поширення набули в сільськогосподарських і легких транспортних машинах, у судно-, автомобіле- та верстатобудуванні, гірничорудному, нафтовому, хімічному, металургійному устаткуванні та в інших галузях машинобудування. Останнім часом ланцюгові передачі використовують у варіаторах швидкості, які припускають безступінчасту зміну частоти обертання веденого вала.

Принцип дії ланцюгових передач ґрунтується на зачепленні ланцюга із зубцями зірочок. Навантажувальна здатність вища за пасові, але нижча за зубчасті. В приводах зі швидкісними двигунами ланцюгова передача встановлюється після редуктора.

У порівнянні з пасовими ланцюгові передачі більш гучні, а в редукторах їх застосовують на тихохідних ступенях.

Загальна схема передачі на рис. 4.32

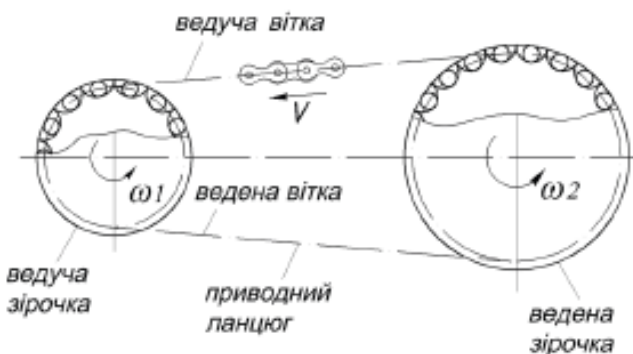


Рисунок 4.32 - Схема ланцюгової передачі

11.1.1 Переваги та недоліки ланцюгових передач

Переваги:

- сталість передаточного числа;
- можливість роботи при значних короткочасних перевантаженнях;
- принцип зачеплення (а не тертя, як у пасових передачах) не вимагає попереднього натягування ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали та підшипники;
- можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути $\alpha_2 \approx 30^\circ$;
- можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;
- менші, ніж у пасових, габарити;
- високий ККД ($\eta = 0,96 - 0,98$).

Недоліки:

- зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;
- нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;
- необхідність змащування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;
- висока вартість ланцюгів.

Основною причиною недоліків є те, що ланцюг складається із окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

11.2 Класифікація ланцюгів

За призначенням ланцюги поділяють на такі типи: *вантажні*; *тягові*; *приводні*.

Вантажні ланцюги використовують для підвішування, піднімання та опускання вантажів у вантажопідйомних машинах. Ці ланцюги працюють при малих швидкостях ($v \leq 0,25$ м/с) і великих навантаженнях. Їх виконують переважно з овальними зварними ланками.

Тягові ланцюги використовують у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ($v = 2 - 4$ м/с); складаються з деталей (пластин, осей, втулок) простої форми.

Приводні ланцюги служать в приводах машин для передачі механічної енергії від одного вала до іншого. Саме їх і вивчають у курсі деталей машин.

У передачах використовують такі типи стандартних (за ГОСТ) приводних ланцюгів:

- *втулкові*, які мають меншу масу і вартість;
- *роликові*, швидкість яких $V_n \leq 20$ м/с;
- *зубчасті*, які використовуються для швидкісних передач ($V_n > 20$ м/с), мають більшу тягову здатність, кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи.

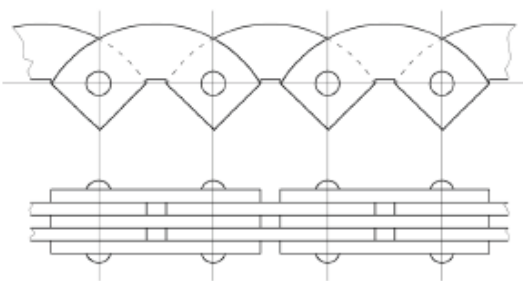
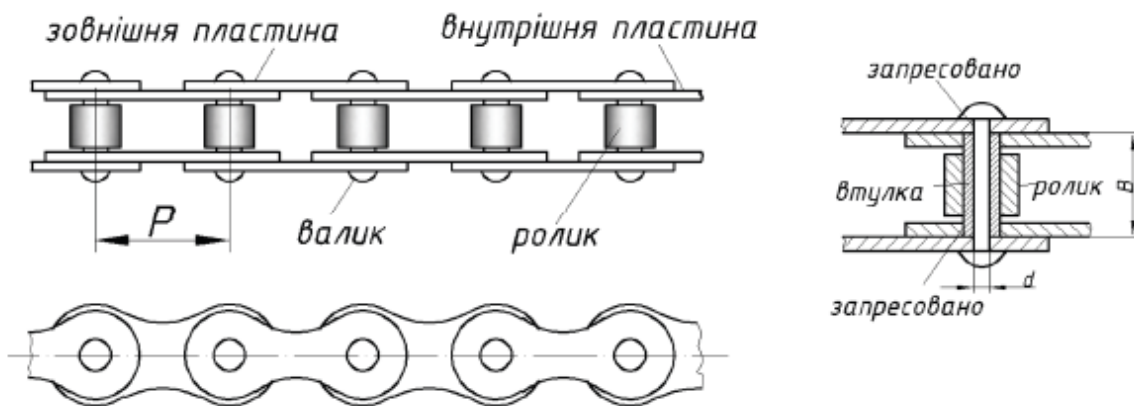
11.3 Деталі ланцюгових передач

11.3.1 Ланцюги

Основні параметри ланцюга: P – крок; $A = Bd$ - опорна поверхня шарніра.

Роликові ланцюги: однорядні (1ПР) ... чотирирядні (4ПР).

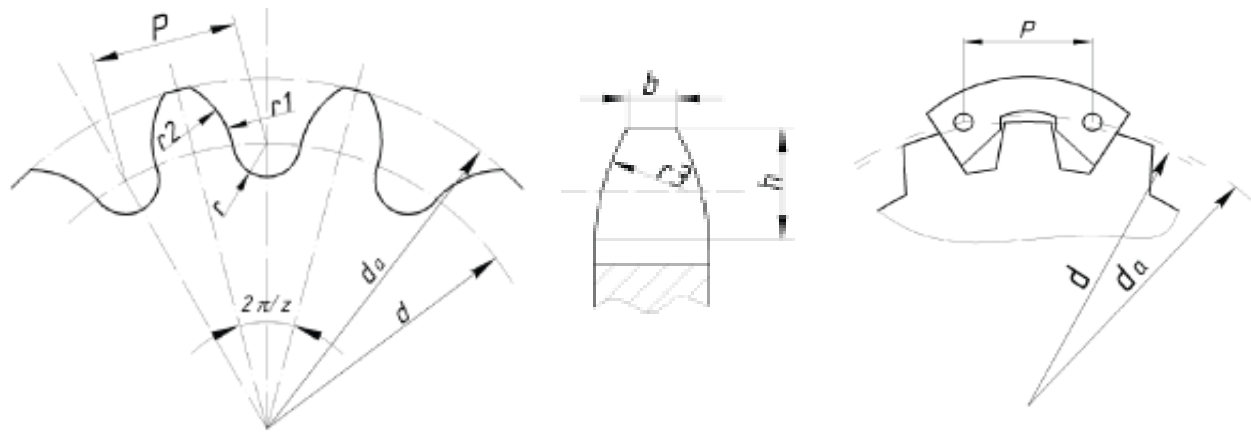
Втулковий ланцюг – без роликів, він – легкий, дешевий, але менш стійкий проти спрацювання.



Зубчастий ланцюг допускає більш високі швидкості порівняно з роликовими, більш плавно передають рух, безшумні, підвищена надійність. Однак мають більшу масу, складніші у виготовленні, дорожчі. Застосовуються обмежено.

Матеріали: Пластини: сталь 40, 45, 50, 30ХН3А, загартування HRC 32...44
 Валики, втулки, ролики: цементовані сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, загартування HRC 45...65

11.3.2 Зірочки



Параметри зірочок:

P - крок;

z – кількість зубців;

d – діаметра ділильного кола, $d = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{z}}$;

d_a – зовнішній діаметр (діаметр вершин зубців)

Профілюють зірочки за стандартом.

Матеріали: сталь 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, (HRC 45...55) або сталь 15, 20Х, 12ХН3А (цементация, HRC 55...60).

11.3.3 Матеріали

Ланцюги та зірочки повинні бути стійкими проти зношення та ударних навантажень. Більшість ланцюгів та зірочок виготовляють з вуглецевих та легованих сталей з подальшою термообробкою (поліпшення, загартування).

Зірочки, як правило, виготовляють зі сталей 45, 40Х та ін., пластини ланцюгів – зі сталей 45, 50 тощо, валики та ролики – зі сталей 15, 20, 20Х та ін.

Деталі шарнірів цементують для підвищення зносостійкості при зберіганні ударної міцності.

В перспективі передбачається виготовлення зірочок з пластмас, які дозволяють зменшити динамічні навантаження та шум передачі.

11.3.4 Змащування

1 Занурення у мастильну ванну (не більше ширини пластини).

Використовується при швидкості ланцюга $V < 10$ м/с.

2 Циркуляційне змащування за допомогою насоса - для швидкісних передач.

3 Розбризкування мастила за допомогою розбризкувальних виступів, кілець і відбиваючих щіток – при $V = 12 \dots 16$ м/с

4 Циркуляційне змащування розпиленням крапель мастила у потоці повітря під

тиском - при $V > 12 \text{ м/с}$

11.4 Кінематика і динаміка ланцюгової передачі

11.4.1 Основні розрахункові параметри ланцюгових передач

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; інколи при малих кроках ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні допускається швидкість ланцюга 30—35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою

$$v = P \omega_1 z_1 / (2\pi) \quad (4.17)$$

де P - крок ланцюга; ω_1 - кутова швидкість ведучої зірочки (з числом зубців Z_1). Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежно від її числа зубців Z_1 та кроку ланцюга P наведені в табл.

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках:

$P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки передаточне число ланцюгової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $u \leq 4$.

11.4.2 Рекомендації щодо вибору числа зубців зірочок

Число зубців зірочок. Зі зменшенням Z_1 погіршуються кінематичні і динамічні властивості передачі, а також збільшується спрацювання ланцюга.

Число зубців Z_{1min} вибирається по таблицях в залежності від передатного відношення i . Чим більше i , тим менше допускається Z_{1min} (зменшується φ)

Так, при

$$i = 1 \dots 2 \quad Z_1 = 30 \dots 27$$

$$i = 5 \dots 6 \quad Z_1 = 21 \dots 17$$

Число зубців більшої зірочки $Z_2 = Z_1 i$.

Для роликового і втулкового ланцюга $Z_{2max} \leq 120$, зубчастого ланцюга – $Z_{2max} \leq 140$.

Зі збільшенням Z зменшується спрацювання, але зростає можливість спадання навіть мало зношеного ланцюга з зірочки, оскільки втрачається зачеплення внаслідок збільшення кроку при спрацюванні. При великому Z навіть невелике збільшення P спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців.

Переважно вибирають непарне число z , яке в поєднанні з парним числом ланок ланцюга спричиняє рівномірне спрацювання зубців.

Крок ланцюга P є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості меншої зірочки, сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликкових ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку P (мм) однорядного роликкового ланцюга можна визначити за формулою

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

де T_1 — обертовий момент на валу ведучої зірочки, Нм; Z_1 — число зубців ведучої зірочки.

Міжосьова відстань та довжина ланцюга. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

при $u \leq 3$

$$a_{min} = 0,5 (d_{e1} + d_{e2}) + (30...50) \text{ мм};$$

при $u > 3$

$$a_{min} = (d_{e1} + d_{e2}) (9 + u) / 20.$$

Тут d_{e1} , d_{e2} — діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30...50)P$.

Не рекомендують брати $a > 80P$.

Число ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та числом зубців зірочок Z_1 і Z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0.5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2}. \quad (4.18)$$

Формула (4.17) виводиться за аналогією з формулою для довжини паса і є наближеною. Значення W слід округлити до найближчого парного числа.

Після визначення числа ланок W ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0.5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0.5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right]. \quad (4.19)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на $(0,002...0,004) a$.

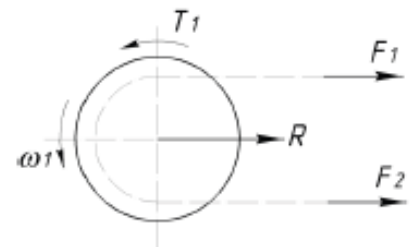
Число ланок W ланцюга та його крок P визначають довжину ланцюга

$$L = PW. \quad (4.20)$$

Зусилля у вітках ланцюгової передачі.

В ланцюговій передачі розрізняють: сили натягу ведучої та веденої гілок, колову силу F_t , силу попереднього натягіння F_0 , відцентрову силу F_V .

Колова сила - різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга:



$$F_t = \frac{P}{V}, \quad F_t = F_1 - F_2. \quad (4.21)$$

Сила попереднього натягу прийнято визначати як натяг від сили ваги вільної гілки ланцюга

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (4.22)$$

де K_f - коефіцієнт, який залежить від розташування передачі по відношенню до горизонту та стріли провисання ланцюга;

a - довжина вільної гілки ланцюга, яка дорівнює міжосьовій відстані;

q - маса одного погонного метру ланцюга;

g - прискорення вільного падіння.

Якщо в пасовій передачі сила попереднього натягу є необхідною умовою роботи передачі, то в ланцюгових передачах вона не перебільшує 4%, тому ланцюгові передачі при малих швидкостях можна не натягувати.

Сила натягу від дії відцентрової сили:

$$F_V = qV^2, \quad (4.23)$$

де V - колова швидкість.

Сила натягу веденої вітки дорівнює більшому з F_0 і F_V .

Як правило F_0 складає декілька % від F_t . У ланцюговій передачі

$F_2 + F_0 + F_V < 4\%$ від F_1 , тому для практичних розрахунків приймають $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$.

Навантаження на вали $R = (1,15...1,3) F_t$.

Міцнісна характеристика ланцюга – граничне руйнівне (статичне) навантаження F_{lim} , нормоване стандартом.

11.5 Критерії робото здатності і розрахунок ланцюгових передач

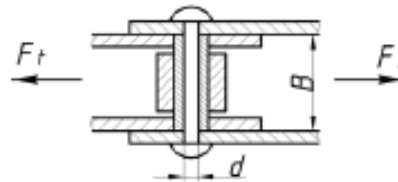
Вихід із ладу ланцюгових передач може бути обумовленим такими причинами:

- спрацюванням шарнірів, яке спричинює порушення зачеплення ланцюга з зірочками через збільшення кроку ланок (допустиме збільшення середнього кроку 2,5—3,0 %);
- втомним руйнуванням пластин та роликів; руйнування роликів пов'язане з ударами шарнірів ланцюга при вході їх у зачеплення з зубцями зірочок;
- ослабленням з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування;
- руйнуванням ланцюга при дії великих короткочасних перевантажень;
- спрацюванням зубців зірочок

Зношування зубців ведучої зірочки більше, чим веденої, в результаті більших ударів.

Основною причиною втрати працездатності є зношення шарнірів ланцюга. *Основний критерій робото здатності передачі – зносостійкість шарнірів* (основний розрахунковий параметр - тиск p у шарнірі ланцюга):

$$p = \frac{F_t K_E}{B d K_m} \leq [p],$$



де p - тиск у шарнірі;

d - діаметр валика;

B - ширина ланцюга, яка дорівнює довжині втулки.

F_t - колова сила (корисна сила);

K_E - коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження, вибирається по таблицях в залежності від типу режиму навантаження (постійний П, важкий В, легкий Л); При П - $K_E = 1$; В - $K_E = 0,8$; Л - $K_E = 0,2$.

K_m - коефіцієнт враховує число рядів ланцюга; однорядний - $K_m = 1$; дворядний - 1,7; трирядний - 2,5; чотирирядний - 3.

Допустимий тиск в шарнірі

$$[p] = [p_o] / K_e, \quad (4.24)$$

$[p_o]$ - допустимий тиск, визначений дослідним шляхом для типової передачі, що працює в середніх умовах навантаження (навантаження спокійне,

рівномірне, передача горизонтальна, натяг в нормі, всі параметри в межах, рекомендованих нормами, довговічність $h=3000\dots 5000$ годин).
Коефіцієнт експлуатації

$$K_e = K_d K_a K_H K_{\text{рег}} K_C K_{\text{реж}}, \quad (4.25)$$

K_d - коефіцієнт динамічного навантаження;

K_a - коефіцієнт міжосьової відстані або довжини ланцюга;

K_H - коефіцієнт нахилу ланцюга до горизонту;

$K_{\text{рег}}$ - коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга;

K_C - коефіцієнт змащення і забруднення передачі;

$K_{\text{реж}}$ - коефіцієнт режиму або тривалості роботи протягом доби.

В стандартних ланцюгових передачах зі збільшенням кроку збільшується допустиме навантаження. Тому, коли умова не виконується збільшують крок ланцюга, або число рядів. Коефіцієнти за табл. 13.2 , 13.3 [Иванов Н.Н. Детали машин].

Термін служби ланцюга за зносом залежить:

- від міжосьової відстані (збільшується довжина ланцюга і зменшується число пробігів ланцюга в одиницю часу, тобто зменшується число поворотів у кожнім шарнірі ланцюга);
- від числа зубців малої зірочки (зі збільшенням Z_1 зменшується кут повороту в шарнірах).