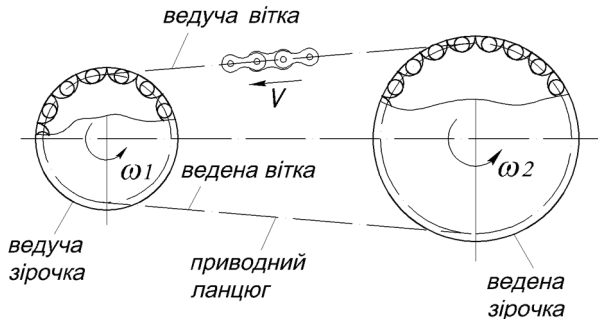


Тема 8. Ланцюгові передачі

8.1. Загальна характеристика



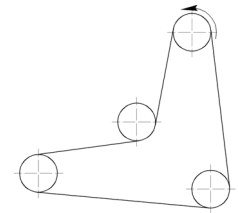
Обертовий рух передається за рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок. Відноситься до передач з гнучким зв'язком. Параметри передачі: $V \leq 15$ м/с при $P \leq 100$ кВт, $i \leq 10$; $\eta = 0.96 - 0.97$. У спеціальних приводах $V \leq 35$ м/с при $P \leq 2000$ кВт.

Переваги:

1. Дозволяє передавати рух на значні відстані.
2. Габаритні розміри менші ніж у пасової передачі.
3. Сталість середнього за один оберт передатного відношення.
4. Можливість передачі руху одним ланцюгом кільком валам.

Недоліки:

1. Витягування ланцюга через спрацювання шарнірів, ослаблення натягу, необхідність застосування механізмів для регулювання натягу.
2. Нерівномірність руху ланцюг і пов'язані з цим динамічні явища, підвищений шум.
3. Низька кінематична точність при реверсуванні.
4. Необхідність безперервного догляду, змащування.



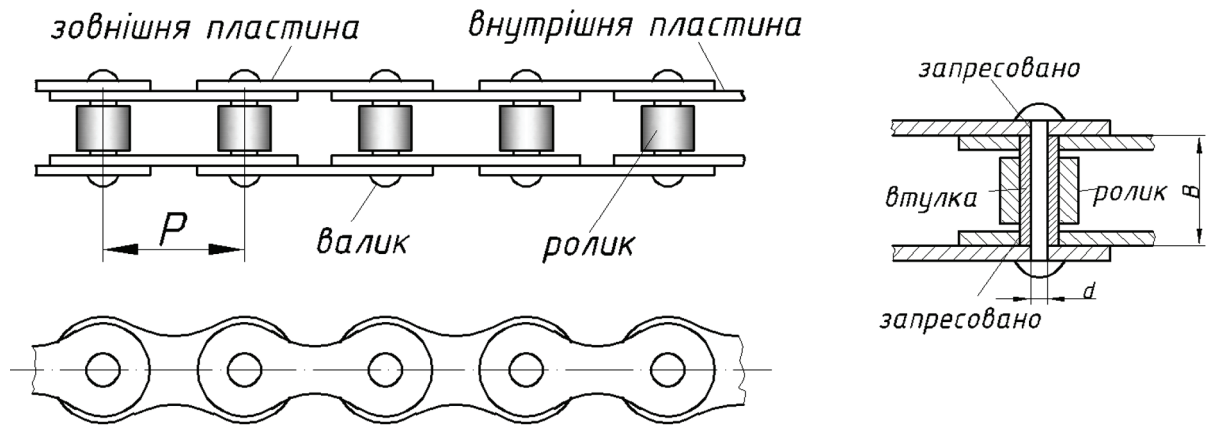
Класифікація:

за типом ланцюга:

1. З роликівим ланцюгом.
2. З втулковим ланцюгом.
3. З зубчастим ланцюгом.

8.2. Деталі ланцюгових передач

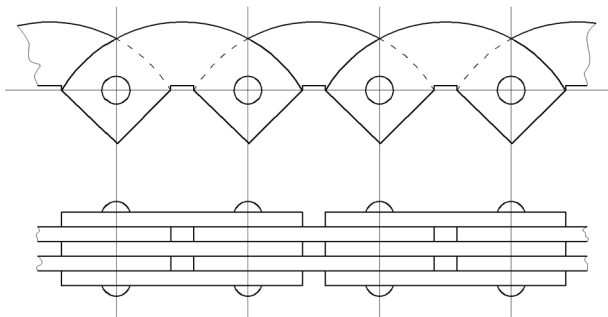
Ланцюги



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.



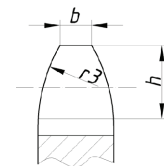
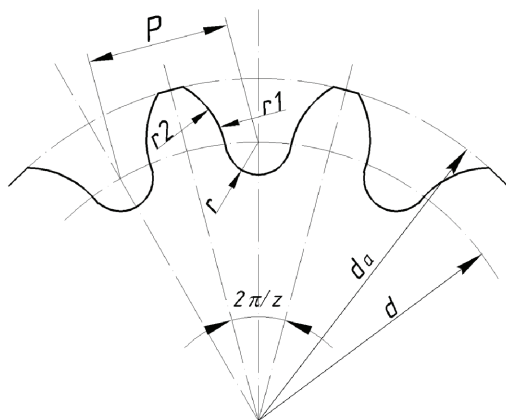
Зубчастий ланцюг допускає більш високі швидкості порівняно з роликовими, більш плавно передають рух, безшумні, підвищена надійність. Однак мають більшу масу, складніші у виготовленні, дорожчі. Застосовуються обмежено.

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

Зірочки



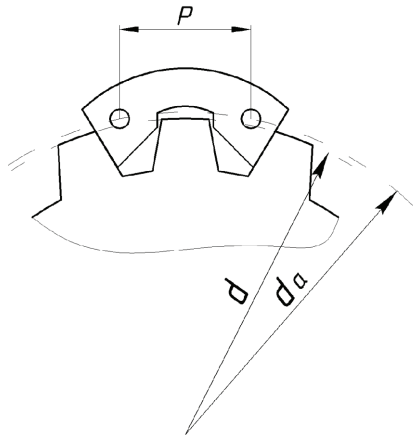
Параметри зірочок:

P – крок;

z – кількість зубців;

d – діаметра дільного 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).

8.3. Змащування

Види 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 розбризувальних виступів, кілець і відбиваючих щитків – при $V = 12...16$ м/с
4. Циркуляційне змащування розпиленням крапель мастила у потоці повітря під тиском - при $V > 12$ м/с

8.4. Геометричний розрахунок ланцюгової передачі

Основний параметр - крок P .

Діаметри ділительних кіл:

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} \quad d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)},$$

z_1, z_2 – число зубців зірочок.

Мінімальна міжосьова відстань визначається з умови, щоб кут обхвату ланцюгом малої зірочки був не меншим 120° :

$$i \leq 3 \quad a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30...50) \text{ мм}$$

$$i > 3 \quad a_{\min} = \frac{9+i}{20} + (d_{a1}...d_{a2})$$

З умови довговічності ланцюга оптимальна міжосьова відстань

$$a = (30...50)P$$

$$i = 1..2 \quad i = 6..7$$

Не рекомендується $a > 80P$

Число ланок ланцюга (наближена формула):

$$W = \frac{2a}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{P}{a},$$

W - округляють до найближчого парного числа.

Уточнена міжосьова відстань при вибраному W

$$a = \frac{P}{4} \left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2} \right)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга значення a рекомендується зменшити на $(0.002 \dots 0.004)a$.

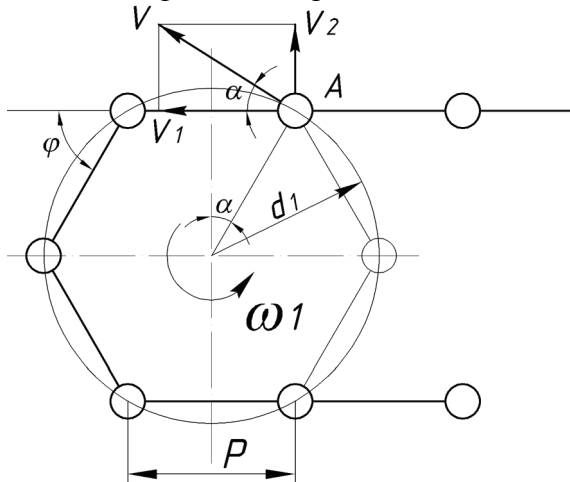
Довжина ланцюга: $L = PW$.

Лекція №26

8.5. Кінематика і динаміка ланцюгової передачі

Динаміка передачі

Ланки ланцюга, що знаходяться в зачепленні з зубцями, розміщуються на зірочці у вигляді сторін багатогранника.



Оскільки $\omega_1 = const$, колова швидкість точок

зірочки $V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = const$.

Після зачеплення шарніра А з зірочкою його швидкість буде V .

Складова $V_1 = V \cos \alpha$ - миттєва швидкість

ланцюга. Оскільки α змінюється від 0 до $\frac{\pi}{z_1}$

швидкість ланцюга змінюється. Звідси змінюється ω_2 і передатне відношення i .

Складова швидкості $V_2 = V \sin \alpha$

пов'язана з поперечними коливаннями

ланцюга і ударами шарнірів по зубцях. В момент зачеплення складова швидкості зуба V_2 , перпендикулярна швидкості ланцюга V_1 , в результаті виникає удар.

Швидкість ланцюга обмежується інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою ударів шарнірів по зубцях, шумом передачі. У більшості випадків $V \leq 15$ м/с.

Допускається $V = 30 \dots 35$ м/с (при малих P і великому числі зубців z)

Нерівномірність руху ланцюга, удари шарнірів по зубцях при вході в зачеплення спричиняють динамічне навантаження. Удари супроводжуються шумом і є однією з причин руйнування шарнірів ланцюга і зубців зірочки.

Динамічне навантаження тим більше, чим більша швидкість ланцюга, більший крок і менше число зубців зірочки (збільшується максимальне значення кута α , а значить збільшується коливання $V_1 = V \sin \alpha$, і збільшується V_2 , див. рис.).

Швидкість удару зубчастого ланцюга об зубці зірочки не залежить від кількості зубців і майже в 2 рази менше, чим для роликowego. Цим пояснюється значно менший шум зубчастих ланцюгів порівняно з роликowymi.

Граничні значення чисел обертів n_1 в хв. малої зірочки в залежності від z_1 і кроку ланцюга наведені в таблицях. Чим менший крок P , тим більше n_1 об/хв.

Кінематика передачі

Оскільки коливання швидкості ланцюга невеликі (1...2%), то розрахунок передач проводять по середній швидкості ланцюга.

За 1 оберт зірочки ланцюг переміщується на величину, рівну периметру багатогранника Pz_1 . Звідси

$$V = n_1 z_1 P = \frac{\omega_1}{2\pi} z_1 P \quad \text{- на ведучій зірочці;}$$

$$V = n_2 z_2 P = \frac{\omega_2}{2\pi} z_2 P \quad \text{- на веденій зірочці.}$$

Швидкість ланцюга на обох зірочках однакова. Звідси

$$\frac{\omega_1}{2\pi} z_1 P = \frac{\omega_2}{2\pi} z_2 P \quad \boxed{i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}}$$

8.6. Рекомендації щодо вибору числа зубців зірочок

При набіганні ланцюга на зірочку відбувається відносний поворот ланок (валика відносно втулки) на кут $\varphi = \frac{2\pi}{z}$. Ці повороти спричиняють спрацювання втулок і валиків, в результаті зменшується їх міцність, збільшується крок ланцюга.

Спрацювання зменшується зі збільшенням міжосьової відстані, оскільки зменшується число пробігів ланцюга в одиницю часу, а значить і число поворотів в кожному шарнірі, а також зі збільшенням z_1 (зменшується кут повороту в шарнірах φ).

Таким чином, зі зменшенням z_1 погіршуються кінематичні і динамічні властивості передачі, а також збільшується спрацювання ланцюга.

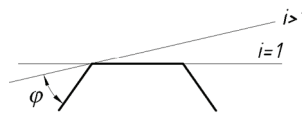
Число зубців $z_{1\min}$ вибирається по таблицях в залежності від передатного відношення i . Чим більше i , тим менше допускається $z_{1\min}$ (зменшується φ)

Так, при

$$i = 1 \dots 2 \quad z_1 = 30 \dots 27$$

.....

$$i = 5 \dots 6 \quad z_1 = 21 \dots 17$$



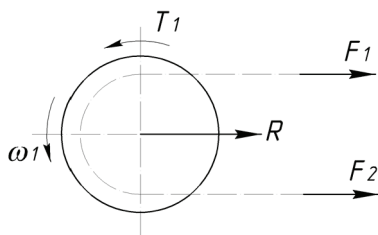
Число зубців більшої зірочки $z_2 = z_1 i$.

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

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.

8.7. Зусилля у вітках ланцюгової передачі



Корисне навантаження (колова сила):

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_1 = F_t + F_o + F_v$$

$$F_2 = F_o + F_v$$

Силу переднього натягу F_o прийнято визначати як натяг від сили ваги вільної вітки ланцюга.

$$F_o = K_f a q g ,$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стріли провисання f , і кута нахилу передачі до горизонту;

a – міжосьова відстань передачі;

q – маса 1м ланцюга; $g = 9.8 \frac{M}{c^2}$.

Сила натягу від дії відцентрової сили:

$$F_v = qV^2$$

Сила натягу веденої вітки дорівнює більшому з F_o і F_v .

Як правило F_o складає декілька % від F_t . Для тихохідних і середньо швидкісних передач $V < 10$ м/с і F_v незначне. Тому для практичних розрахунків приймають $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$.

Навантаження на вали $R = (1.15 \dots 1.3) F_t$.

8.8. Види руйнування ланцюгових передач. Критерії роботоздатності

Причини виходу з ладу передачі:

- спрацювання і руйнування шарнірів;
- втомне руйнування пластин;
- спрацювання зубців зірочки;
- руйнування під час дії короточасних перевантажень.

В результаті спрацювання шарнірів – збільшення кроку, витягування ланцюга. З часом крок стає настільки великим, що ланцюг неправильно лягає на зірочки, виникає небезпека порушення зачеплення і зісакування ланцюга з зірочки. Граничне видовження ланцюга не повинно перевищувати 3%.

Від ударів на поверхні роликів і втулок – викришування, при великій силі удару ролики і втулки можуть розколотися.

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

Основний критерій роботи здатності передачі – зносостійкість шарнірів.

8.9. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання

Це основний розрахунок, пов'язаний з обмеженням тиску в шарнірах

$$p = \frac{F_t K_E}{BdK_m} \leq [p],$$

F_t – колова сила (корисна сила);

Bd – розрахункова опорна поверхня шарніра, де d – діаметр валика, B – довжина втулки;

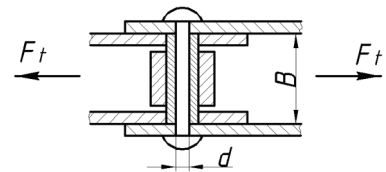
K_E – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження, вибирається по таблицях в залежності від типу режиму навантаження (постійний П, важкий В, ... легкий Л).

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

$$[p] = [p_o] / K_{екс} ,$$

$[p_o]$ – 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).

$$K_{екс} = K_o K_a K_H K_{рег} K_z K_{реж} ,$$

K_o - коефіцієнт динамічності навантаження ;

K_a - коефіцієнт міжосьової відстані ;

K_H - коефіцієнт нахилу передачі до горизонту;

$K_{рег}$ - коефіцієнт способу регулювання натягу;

K_z - коефіцієнт змащування;

$K_{реж}$ - коефіцієнт режиму роботи (кількість змін).

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].

8.10. Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень

Коефіцієнт запасу

$$S = \frac{F_{p.n}}{F_{t \max}} \geq S_{\min} ,$$

$F_{p.n}$ – руйнівне навантаження , яке задається у стандарті на приводні ланцюги;.

$F_{t \max}$ – максимальне короткочасне перевантаження;

$S_{\min} = 5$ – мінімальний запас міцності..

Для тихохідних передач

$$F_{t \max} = K_n F_t ;$$

Для швидкохідних передач ($V > 10$ м/с)

$$F_{t \max} = K_n F_t + F_y .$$

K_n – коефіцієнт можливих перевантажень, вибирається за рекомендаціями на основі досвіду експлуатації конкретних машин;.

F_y – сила удару, $F_y = 13 \cdot 10^{-6} \omega_1 P m$, m – число рядів ланцюга.

8.11. Проектний розрахунок ланцюгових передач

Вихідні дані: $P_1, n_1(\omega_1); n_2(\omega_2)$.

1) Вибираємо тип ланцюга.

2) Розраховуємо основні параметри передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} ; \quad T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} ; \quad T_1 = 9549 \frac{P_1}{n_1} .$$

Приймаємо число зубців z_1 меншої зірочки за табл. в залежності від i .

Розраховуємо число зубців більшої зірочки $z_2 = z_1 i < 120 \dots$

Обчислюємо орієнтовний крок ланцюга:

$$P = 13 \sqrt{\frac{T_1}{z_1}}, \text{ узгоджуємо зі стандартом.}$$

Перевіряємо за табл. граничне значення $n_1(\omega_1)$ в залежності від P і z_1 .

Розраховуємо міжосьову відстань (орієнтовну):

$$a = (30 \dots 50) P.$$

Розраховуємо швидкість ланцюга:

$$V = n_1 z_1 P.$$

Розраховуємо колову силу:

$$F_t = \frac{P}{V} \dots$$

3) Перевіряємо шарніри ланцюга на стійкість проти спрацювання.

Для цього визначаємо:

опорну поверхню шарніра $A = Bd$,

за табл. допустимий тиск $[p_o]$ для типової передачі,

за табл. коефіцієнти $K_o, K_a, K_H, K_{рег}, K_z, K_{реж}, K_m, K_E$.

Перевіряємо умову $p = \frac{F_t K_E}{Bd K_m} \leq [p]$.

4) Перевіряємо на міцність при перевантаженні.

5) Розраховуємо параметри передачі: число ланок W ланцюга, довжину ланцюга $l = WP$. Уточнюємо міжосьову відстань a і зменшуємо її на $0.0025a$. Обчислюємо ділительні діаметри зірочок та інші розміри за стандартом.