

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ВНУТРІШНІХ СПРАВ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

**Циклова комісія економіки, соціально-гуманітарних та  
фундаментальних дисциплін**

## **ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни «Матеріали та деталі»  
обов'язкових компонент  
освітньо-професійної програми  
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**272 Авіаційний транспорт  
Технології робіт та технологічне обладнання аеропортів**

**тема –Пасові та ланцюгові передачі**

**Кременчук 2024**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 22.02.2024 №2

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою  
Кременчуцького льотного  
коледжу Харківського  
національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 17.01.2024 №6

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з гуманітарних та соціально-  
економічних дисциплін  
Протокол від 22.02.2024 №2

Розглянуто на засіданні циклової комісії економіки, соціально-гуманітарних та фундаментальних дисциплін, протокол від 05.01.2024 № 14

**Розробник:**

*Викладач циклової комісії економіки, соціально-гуманітарних та фундаментальних дисциплін, спеціаліст вищої категорії, Сіора А.С.*

**Рецензенти:**

- 1. Начальник відділу організації наукової роботи та гендерних питань КЛК ХНУВС, к.т.н., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Владов С.І.*
- 2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, к.т.н., доцент Черниш А.А.*

### План лекції:

1. Загальні відомості про пасові передачі.
2. Переваги та недоліки пасових передач.
3. Умови роботи пасових передач.
4. Особливості кінематики пасових передач н.
5. Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі.
6. Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.
7. Навантаження на вали та опори пасової передач.
8. Типи ланцюгів.
9. Загальні відомості про ланцюгові передачі.
10. Переваги та недоліки ланцюгових передач.
11. Основні характеристики ланцюгових передач.
12. Конструкція втулково-роликового ланцюга.
13. Конструкція зубчастого ланцюга.
14. Зірочки.
15. Матеріали деталей ланцюгових передач.
16. Особливості кінематики ланцюгових передач.
17. Сили, які діють на деталі ланцюга.
18. Види та причини відмов ланцюгових передач.
19. Критерії працездатності та розрахунку.

### Рекомендована література:

#### Основна

1. Більченко О.В., Дудка О.І., Лобода П.І. Матеріалознавство. Навчальний посібник, Київ, К.Кондор, 2009 – 152 с.
2. Хільчевський В.В., Кондратюк С.Є, Степаненко В.О., Лопатько К.Г. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів, Навчальний посібник, Київ, «Либідь», 2002 – 327 с.
3. Животовська К.О, Мамлюк О.В. Авіаційні матеріали та їх обробка. Навчальний посібник, Київ, "Вища освіта", 2003 – 303 с.
4. Гарнець В.М. Матеріалознавство Підручник. Київ, К.Кондор, 2009
5. Попович В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство Навчальний посібник, Львів, 2002. – 264 с.
6. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Байдула В.О., Товстушко М.М. Деталі машин. Практикум. Навч. посіб. К.: Кондор, 2009. – 278 с.
7. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. — Львів: Афіша, 2003. — 557 с.
8. Коновалюк Д. М. Деталі машин: підручник / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. - К.: Кондор, 2004. - 584 с

## Додаткова

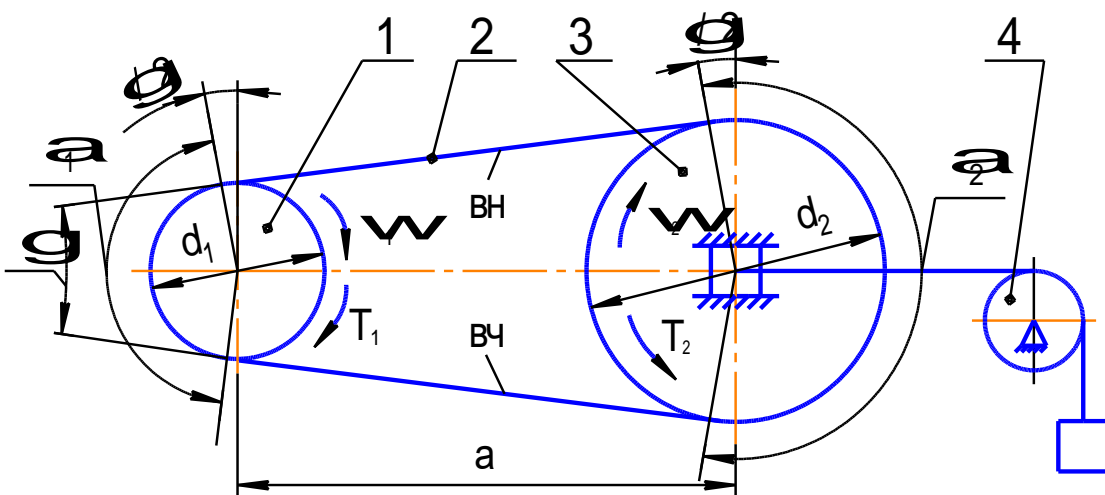
9. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навч. посіб. – 3-тє вид., стереотипне. – Львів: “Новий Світ – 2000”, 2007. 252с.
10. Малащенко В.О., Павлине В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. Львів: Видавництво Новий Світ – 2000, 2009. – 136 с.
11. Мархель І.І. Деталі машин. Навчальний посібник. — Видавництво Алерта, 2016. — 368 с.
12. Дмитро Коновалюк, Рю Ковальчук, В. Байбула, М. Товстушко. Деталі машин. Практикум. – Видавництво Кондор, 2009 – 278с.
13. Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника. - В 3 т. - М.: Машинобудування, 2001. – 859 с.
14. Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. Деталі машин: Підручник. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
15. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. Навч. посіб. — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. — 196 с., 2009. — 208 с.
17. Павлице В.Т., Данило Я.Я. Різьби, різьбові з'єднання та кріпильні деталі: Довідник. — Львів: Інтелект-Захід, 2001. – 239 с.

## Текст лекції

## 1. Загальні відомості про пасові передачі

Пасові передачі – це передачі гнучкого зв'язку. Вони належать до механічних передач обертального руху і використовуються в приводах невеликої та середньої потужності ( $P \leq 50$  кВт).

Загальна схема передачі зображена на рис. 1.



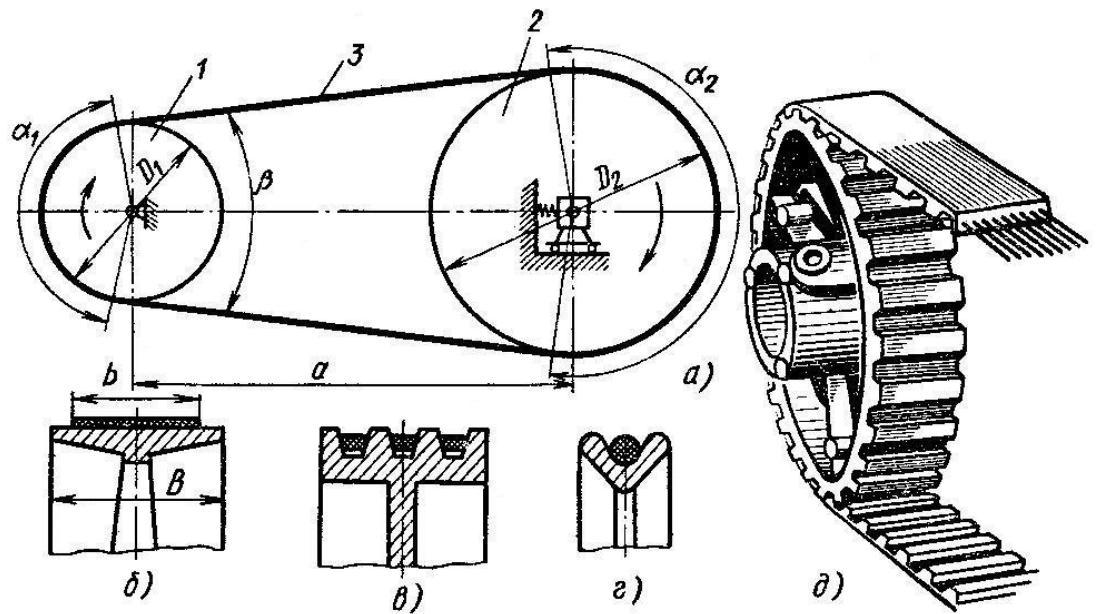


Рисунок 1 – Схема пасової передачі

Основні елементи пасової передачі (рис. 1):

1 – ведучий шків;

2 – ведений шків (більший у знижувальних передачах);

3 – приводний пас;

вч – ведуча (робоча) вітка паса;

вн – ведена (холоста) вітка.

Основні параметри передачі (рис. 10.1):

$d_1, d_2$  – діаметри ведучого і веденого шківів;

$a$  – міжосьова відстань;

$\beta$  – кут між вітками;

$\alpha_1$  – кут обхвату ведучого шківа ( $\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$ );

$\alpha_2$  – кут обхвату веденого шківа ( $\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$ );

$L$  – довжина паса;

$\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості шківів;

$T_1, T_2$  – обертальні моменти на шківах (відповідно рушійний та опору).

Робота передачі ґрунтується на використанні сил тертя між пасом (крім зубчастого паса) і шківами, зумовлених попереднім натягом.

Передачі поділяють залежно від типу паса. Паси виконують таких типів: плоскі, клинові, поліклинові, круглі (за формою поперечного перерізу), а також зубчасті (рис. 2).

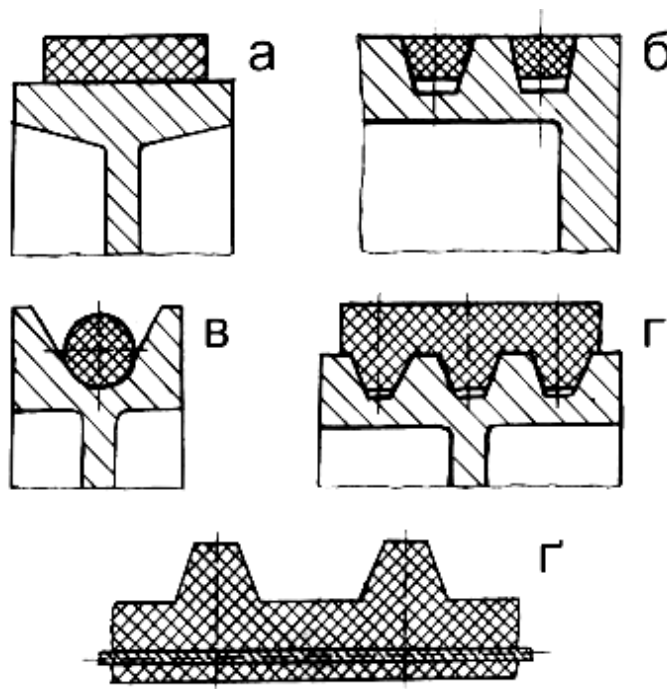


Рисунок 2 – Типи пасів (а – плоский; б – клиновидний; в – круглий; г – поліклиновий; г' - зубчастий)

## 2. Переваги та недоліки пасових передач

Переваги:

- 1) можливість передавання обертального руху на значну відстань (10 м);
- 2) плавність ходу та безшумність роботи;
- 3) самозахист від перевантаження;
- 4) можливість роботи з високими швидкостями (швидкість клинових пасів – 25–30 м/с, а вузьких клинових – до 40 м/с);
- 5) простота конструкції та низька вартість.

Недоліки (порівняно із зубчастими та ланцюговими):

- 1) значні габарити (у кілька разів більші, ніж у зубчастих однакової потужності);
- 2) несталість кутової швидкості веденого шків, тому що робота паса на шківах супроводжується ковзанням, яке залежить від навантаження, що передається;
- 3) підвищені сили на вали та підшипники;
- 4) потреба захисту паса від потрапляння масла та вологи, а також від високих температур;
- 5) потреба пристрою для натягування паса;
- 6) низька довговічність пасів у швидкохідних приводах.

### 3. Умови роботи пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківках і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках пасарозглянемо три характерних моменти (рис.3).

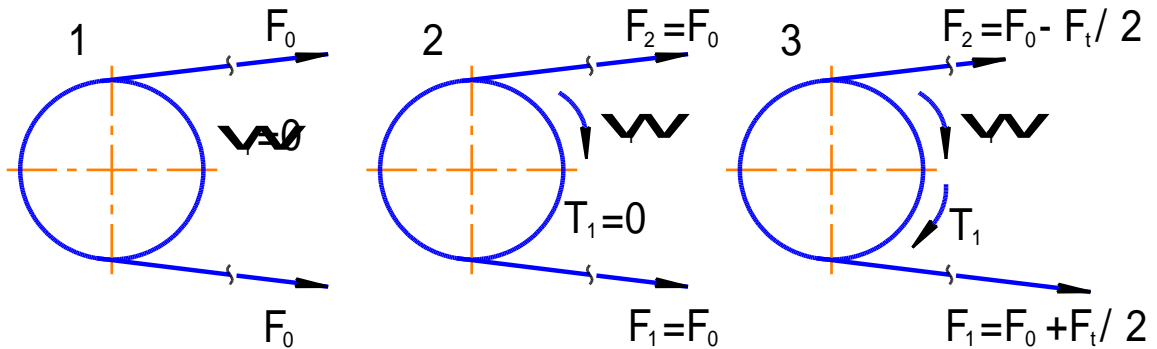


Рисунок 3– Сили у вітках паса

1)  $\omega_1 = 0$  (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює  $F_0$  ;

2)  $\omega_1 \neq 0, T_1 = 0$  (**холоста робота передачі**); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса  $F_1$  дорівнює і силі натягу веденої вітки  $F_2$ , і силі попереднього натягу вітки  $F_0$  ( $F_1 = F_2 = F_0$ );

3)  $\omega_1 \neq 0, T_1 \neq 0$  (робочий режим), для якого  $F_1 > F_2$  .

Установимо зв'язок між силами  $F_1, F_2$  і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківка і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківках  $F_t = 2 T_1 / d_1$ , одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (1)$$

Неважко побачити, що

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2)$$

Ураховуючи (1) і (2), одержуємо

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t, F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (3)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна. З іншого боку, зв'язок між  $F_1$  і  $F_2$  установлюється формулою Ейлера

$$F_1 / F_2 = e^{f\beta}, \quad (4)$$

де  $e$  – основа натуральних логарифмів;

$f$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

$\beta$  – кут ковзання,  $\beta \approx 0,7 \alpha_1$  .

Ураховуючи (3) і (4), одержуємо

$$F_1 = F_t q / (q - 1), q = e^{f\beta}, \quad (5)$$

$$F_2 = F_t / (q - 1). \quad (6)$$

Згідно з (2), (5) і (6) маємо

$$F_t = 2F_0\varphi, \quad (7)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тяги пасової передачі

$$\varphi = F_t / 2F_0 = (q - 1) / (q + 1) < 1. \quad (8)$$

Тобто **коефіцієнт тяги**  $\varphi$  являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт  $\varphi$  дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса  $F_0$  використовується корисно для передачі навантаження  $F_t$ , тобто  $\varphi$  характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил  $F_v$ , що розвиваються на дугах обхвату

$$F_v = qV^2,$$

де  $q$  – маса 1м паса;  $V$  – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківів.

Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил  $F_1$  і  $F_2$

$$\sigma_{p1} = F_1 / A, \sigma_{p2} = F_2 / A.$$

Напруження розтягу від дії сили  $F_v$

$$\sigma_v = F_v / A.$$

Якщо  $V \leq 20$  м/с, то  $\sigma_v$  можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківів

$$\sigma_{зг1} = E\delta/d_1, \sigma_{зг2} = E\delta/d_2,$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу паса;

$\delta$  – товщина паса;

$d_1, d_2$  – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки  $F_1 > F_2, d_1 < d_2$ , то

$$\sigma_{p1} < \sigma_{p2}, \sigma_{зг1} > \sigma_{зг2}.$$

Сумарні напруження в пасі  $\sigma_{\Sigma} < \sigma_p + \sigma_{зг} + \sigma_v$ .

На рис.4 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі

$$\sigma_{\max} = \sigma_{p1} + \sigma_{зг1} + \sigma_v.$$

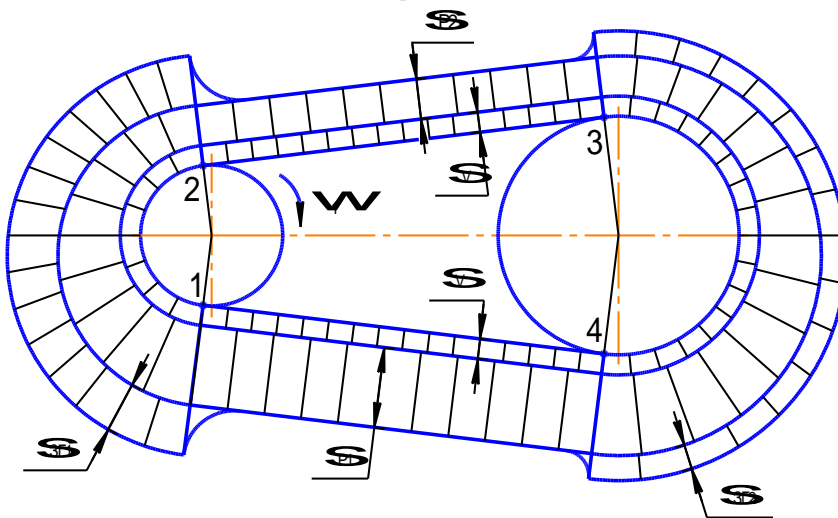


Рисунок 4 – Епюри напружень у пасі



#### 4. Особливості кінематики пасових передач

У пасових передачах завжди має місце пружне ковзання pasa по шківах, а за певних умов – буксування. Внаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість  $V_2$  на веденому шківі менше колової швидкості  $V_1$  на ведучому ( $V_1 > V_2$ ).

Швидкість pasa на ведучому шківі спадає від  $V_1$  до  $V_2$ , а на веденому – зростає від  $V_2$  до  $V_1$ . При цьому повна дуга обхвату пасом шківа складається із двох ділянок – дуги спокою і дуги (визначається кутом  $\beta$ ) пружного ковзання. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківі, який характеризує надійність відсутності буксування pasa. При частковому буксуванні пас проковзує по шківу, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються.

Величину

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$$

називають **коефіцієнтом пружного ковзання**,  $\varepsilon = 0,01-0,015$ .

Колові швидкості на шківах

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60, V_2 = \pi d_2 n_2 / 60.$$

Передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують 4–5.

#### 5. Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі

Графіки залежності  $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$  називають **кривими ковзання** (рис.5). Їх одержують експериментально: при сталому навантаженні  $F_0$  поступово підвищують корисне навантаження  $F_i$  і вимірюють  $\varepsilon$ . До деякого значення  $\varphi = \varphi_{кр}$  (критичне значення) практично зберігається лінійна залежність  $\varepsilon$  від  $\varphi$ . Подальше збільшення навантаження приводить спочатку до часткового, а при граничному значенні коефіцієнта тяги  $\varphi_{max}$  до повного буксування передачі. У зоні між  $\varphi_{кр}$  і  $\varphi_{max}$  наявне як пружне ковзання, так і буксування. Відношення  $\varphi_{max} / \varphi_{кр}$  характеризує розмір зони часткового буксування і, таким чином, здатність передачі до перевантаження.

ККД передачі теж зростає до  $\varphi_{кр}$ , досягає при ньому максимального значення, а потім різко зменшується в зоні часткового буксування у зв'язку зі зростанням витрат енергії на

тертя. Звідси випливає, що заштрихована зона відповідає оптимальним значенням параметрів пасової передачі.

За значенням  $\varphi$  роблять висновки про міцність зчеплення pasa зі шківами або, іншими словами, про тягову здатність передачі. У зв'язку з викладеним можна сформулювати шляхи підвищення тягової здатності пасових передач. Для цього скористаємося виразом

$$\varphi = (e^{\mu} - 1) / (e^{\mu} + 1).$$

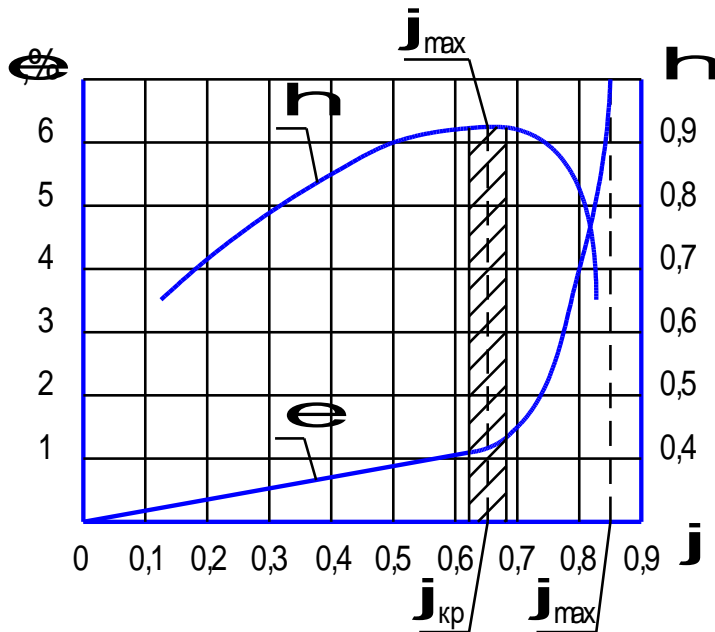


Рисунок 5– Криві ковзання ( $\epsilon$ ) і ККД ( $\eta$ ) пасової передачі

Звідси випливає, що  $\phi$  можна підвищити завдяки:

- 1) збільшенню коефіцієнта тертя  $f$  вибором відповідного матеріалу паса;
- 2) збільшенню кута ковзання  $\beta$ , тобто кута  $\alpha_1$  :

а) зменшенням передаточного числа при заданому  $a$ ;

б) збільшенням  $a$  при заданому  $u$ ;

в) установленням натяжного ролика поблизу ведучого шківів на веденій (з меншим натягом) вітті.

Для плоскострипових передач  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ , для клиностріпових  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ .

У приводах із швидкісними двигунами стріпова передача встановлюється до редуктора.

## 6. Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку стріпових передач

Бувають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – **буксування**;
- 2) утомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності стріпових передач є тягова здатність та опір утоми паса. Тому стріпові передачі розраховують на тягову здатність і довговічність паса.

**Тягова здатність передачі** характеризується значенням максимально допустимої колової сили  $F_t$  або напруження  $\sigma_t$ . Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину  $\sigma_{zg}$ ). Частота циклу напружень дорівнює **частоті пробігів паса**

$$n_{\text{проб}} = V / L,$$

де  $L$  – довжина паса.

Чим більше  $n_{\text{проб}}$ , тим менше довговічність паса. Тому часто-ту пробігів обмежують (для клинових пасів  $[n_{\text{проб}}] = 15 - 20 \text{ 1/с}$ ).

## 7. Навантаження на вали та опори пасової передачі

Сили натягу віток паса передаються на вали та опори. Рівнодійна сила на вал

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}.$$

Звичайно  $F_B$  у 2 – 3 рази більше колової сили  $F_t$  – це недолік пасової передачі.

### Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання пасових передач.
2. Паси (матеріали, структура перерізів, розташування на шківах) та їх порівняльна характеристика.
3. Розрахунки пасових передач.
4. Матеріали і конструкції шківів.
5. Конструкції натяжних пристроїв.

## 8. Типи ланцюгів

За призначенням ланцюги поділяють на такі типи:

- 1) вантажні;
- 2) тягові;
- 3) приводні.

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

Тягові ланцюги використовують у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ( $v = 2 - 4 \text{ м/с}$ ); 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.

## 9. Загальні відомості про ланцюгові передачі

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  $V_{\text{л}} = 10\text{--}15$  м/с. Проте зустрічаються передачі з  $V_{\text{л}}$  до 30–35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв<sup>-1</sup> та більше) і передаваною потужністю 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 **уваріаторах 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.

Загальна схема передачі аналогічна до пасової (рис.6, де 1, 2 – ведуча і ведені зірочки, 3 – ланцюг), натяжний пристрій може бути, а може і не бути, тому що провисання ланцюга забезпечує його самонатягання.

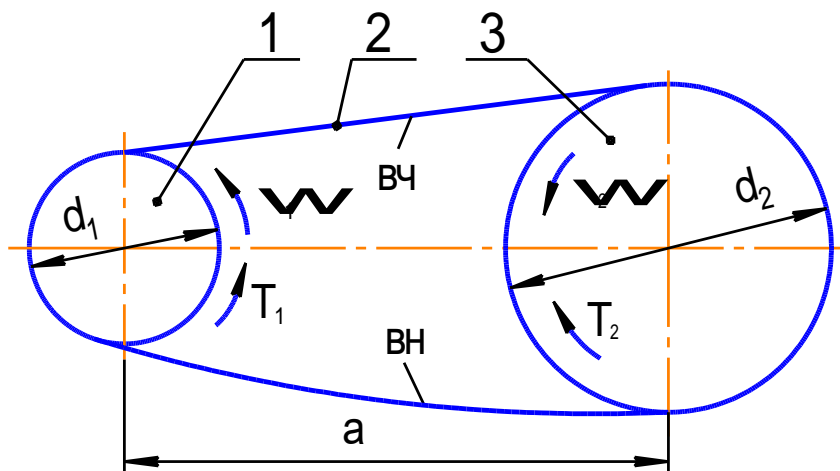


Рисунок 6 – Схема ланцюгової передачі

## 10. Переваги та недоліки ланцюгових передач

Переваги:

- 1) сталість передаточного числа;
- 2) можливість роботи при значних короточасних перевантаженнях;
- 3) 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;
- 4) можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути  $\alpha_2 \approx 30^\circ$ ;
- 5) можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;

6) менші, ніж у пасових, габарити;

7) високий ККД ( $\eta = 0,96 - 0,98$ ).

Недоліки:

1) зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;

2) нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;

3) необхідність змащування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;

4) 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. Основні характеристики ланцюгових передач

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

1) втулкові (ПВ), які мають меншу масу і вартість;

2) роликові (ПР), швидкість яких  $V_{\text{л}} \leq 20$  м/с;

3) зубчасті (ПЗ), які використовуються для швидкісних передач ( $V_{\text{л}} > 20$  м/с), мають більшу тягову здатність, кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи.

Розглянемо основні параметри ланцюгових передач.

Потужність передачі  $P = F_t V_{\text{л}}$ .

Швидкість ланцюга

$$V_{\text{л}} = n_i Z_i r_{\text{л}} / 60000, i = 1; 2,$$

де  $n_i$  – частота обертання зірочки,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$Z_i$  – число зубців зірочки;

$r_{\text{л}}$  – крок ланцюга, мм.

Зі швидкістю ланцюга пов'язані знос деталей передачі, шум і динамічні навантаження.

Число зубців ведучої зірочки  $Z_1 = 29 - 2u$ ,

де  $u$  – передаточне число, причому  $Z_1 > Z_{1\text{min}}$ .

Для тихохідних передач ( $V_{\text{л}} < 2$  м/с)  $Z_{1\text{min}} = 13 - 15$ ; при  $V_{\text{л}} > 2$  м/с  $Z_{1\text{min}} = 19$ , для передач, що працюють з ударними навантаженнями  $Z_{1\text{min}} = 23$ .

Число зубців більшої веденої зірочки  $Z_2 = Z_1 u$ .

Для втулково-роликових ланцюгів  $Z_{2\text{max}} = 100 - 120$ ; для зубчастих ланцюгів  $Z_{2\text{max}} = 120 - 130$ .

Для рівномірного зношування ланцюга рекомендується брати  $Z_1$  непарним, а  $Z_2$  парним.

Передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 < 7.$$

В окремих тихохідних передачах  $u < 10$ .

Крок ланцюга  $r_{\text{л}}$  є його основним параметром. Зі збільшенням кроку ланцюга зменшується швидкохідність, збільшуються розміри та вага деталей

ланцюга і його максимальне навантаження. Відповідно до міжнародних стандартів приводні ланцюги мають крок, кратний дюйму (25,4 мм) або його частці.

Міжосьова відстань  $a$  суттєво впливає на працездатність ланцюга. При малих її значеннях ланцюг швидко зношується, при великих – ведена вітка сильно провисає, що призводить до її коливань. Нормальна робота передачі забезпечується при  $a = (20-80)p_{\text{л}}$ , оптимальною вважається  $a_{\text{опт}} = (30-50)p_{\text{л}}$ , мінімальне значення визначається з умови забезпечення достатнього кута обхвату ланцюгом меншої зірочки ( $\alpha_1$  не менше  $120^\circ$ ).

Ланцюг повинен мати певне провисання для зменшення навантаження від сили ваги та радіального биття зірочок. Для цього міжосьову відстань зменшують на 0,2–0,4%.

Кількість ланок ланцюга бажано брати парною, оскільки при непарній кількості ланок необхідно використовувати спеціальні з'єднувальні ланки, що мають трохи меншу міцність.

Ділильний коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 11.4).

Ділильний діаметр зірочки

$$d = p_{\text{л}} / \sin (\pi / Z) .$$

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

## 12. Конструкція втулково-роликового ланцюга

Конструкцію втулково-роликового ланцюга зображено на рис.7, де позначено:

- 1) валик (вісь), виступаючі кінці якого розклепані;
- 2) втулка, яка вільно обертається на валику 1;
- 3) внутрішні пластини, які напресовані на втулку 2;
- 4) зовнішні пластини, які напресовані на валик 1;
- 5) ролик, який вільно обертається на втулці 2.

Призначення роликів – зменшити спрацювання зубців зірочок – найдорожчих деталей передачі. Ланцюг без роликів називають втулковим.

Геометричні параметри і характеристики роликових ланцюгів наведені в підручниках.

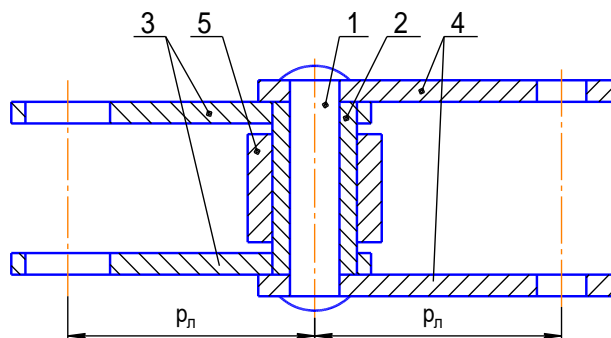


Рисунок 7 – Конструкція роликового ланцюга

### 13. Конструкція зубчастого ланцюга

Ланки зубчастого ланцюга набирають із робочих 1 і напрямних 2 пластин, які насаджують на деталі шарнірів кочення – сегментні призми (вкладиші) 3 (рис.8). Напрямні пластини виконують осьову фіксацію ланцюга на зірочках. Вони відрізняються від робочих пластин тим, що не мають середнього вирізу під зубець зірочки (на зірочках є кільцеві проточки). Шарнір припускає поворот ланок на  $30^\circ$  в обидва боки.

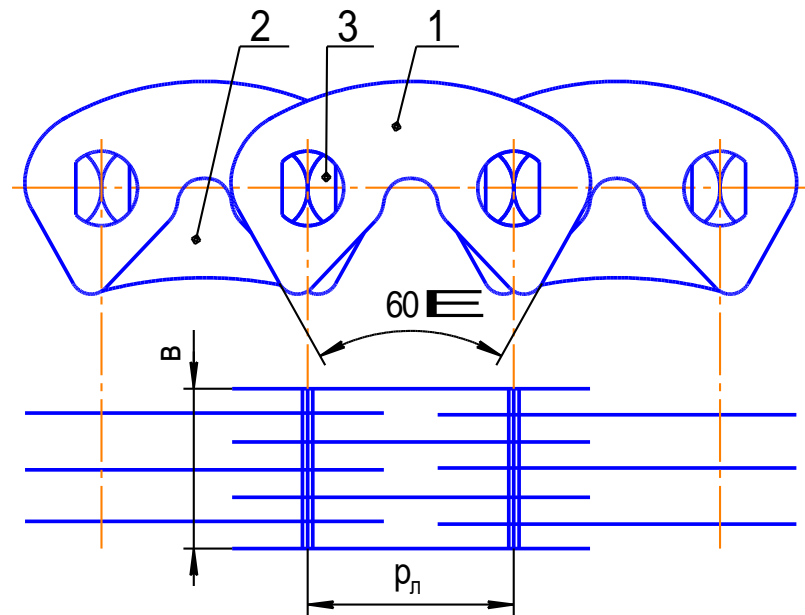


Рисунок 8 – Конструкція зубчастого ланцюга

### 14.3. Зірочки

Зубці зірочок повинні забезпечувати вільний вхід і вихід деталей ланцюгів – роликів у роликового ланцюга та пластин у зубчастого ланцюга.

Основні параметри зірочок – крок, число зубців  $Z$ , профіль зубців і його параметри.

Розрізняють кроки кутовий (коловий)  $\tau = 2\pi/Z$  і хордальний, який дорівнює кроку ланцюга  $p_л$  (рис. 9).

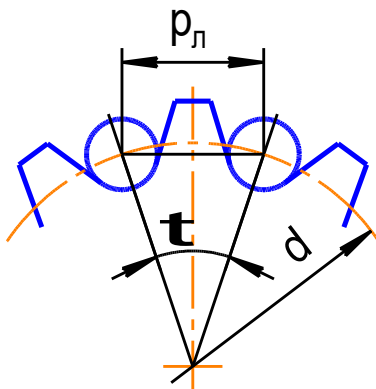


Рисунок 9 – Схема розміщення шарнірів роликового ланцюга на зубцях зірочки

Для зірочок, які працюють із роликівими ланцюгами, частіше використовують увігнутий профіль (1) зубців, а зірочки для зубчастих ланцюгів мають прямолінійний профіль (2) зубців (рис. 10). Усі параметри таких профілів нормовані стандартами.

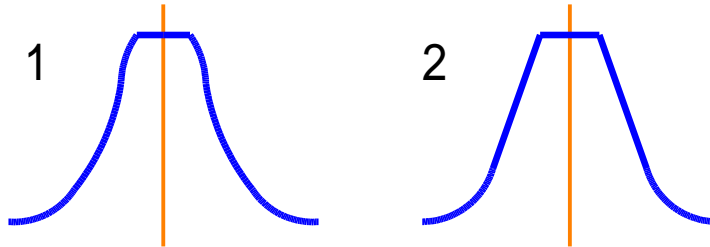


Рисунок 10 – Профілі зубців зірочок

### 15. Матеріали деталей ланцюгових передач

Матеріал і зміцнювальна обробка деталей ланцюга та зірочки істотно впливають на їх довговічність, стійкість проти зносу та ударного навантаження.

Матеріал пластин – середньовуглецеві та леговані сталі: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A та ін. з термообробкою до твердості 40–50 HRC.

Матеріал деталей шарнірів (валиків, втулок, призм, роликів) – цементовані сталі: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 та ін. Зміцнювальна обробка – цементация з паралельним загартовуванням до твердості 55–65 HRC. Ефективним є застосування газового ціанування.

Матеріал зірочок – середньовуглецеві та леговані сталі із поверхневим та об'ємним загартовуванням до твердості 45–55 HRC або цементовані сталі із загартовуванням до твердості 55–60 HRC.

Зірочки з великим числом зубців для тихохідних передач допускається виготовляти з чавуну марок СЧ20, СЧ30 із загартовуванням. У сільськогосподарських машинах (при підвищених вимогах до зносостійкості) використовують зірочки з антифрикційного та високоміцного чавуну із загартовуванням.

### 16. Особливості кінематики ланцюгових передач

Шарніри ланцюга на зірочках розміщуються у вершинах багатокутника з кутом  $\tau$  між сусідніми ланками і стороною, що дорівнює кроку  $p_L$  ланцюга (рис. 11). У процесі входження шарнірів ланцюга в зачеплення із зірочкою ланки повертаються на кут  $\tau$ .

Швидкість ланцюга  $V_L$  визначається швидкістю ведучого шарніра А, який увійшов у зачеплення із зірочкою

$$V_L = \omega d / 2,$$

де  $\omega$ ,  $d$  – кутова швидкість і дільний діаметр зірочки.



Складові цієї швидкості – горизонтальна  $V_{лх}$  і вертикальна  $V_{лу}$  змінюються залежно від положення ведучого шарніра, яке визначає поточний кут  $\beta$  :

$$V_{лх} = V_{л} \cos \beta ,$$

$$V_{лу} = V_{л} \sin \beta ,$$

$$-0,5 \tau \leq \beta \leq 0,5 \tau .$$

Діаграми  $V_{лх}$  і  $V_{лу}$  зображені на рис. 11.6. Аналізуючи їх, можна зробити такий висновок: робота ланцюгової передачі (при постійній зміні ведучих шарнірів) супроводжується циклічними ударами – „м'якими” і „жорсткими”. Ці удари істотно впливають на надійність і шум швидкісного ланцюгового привода.

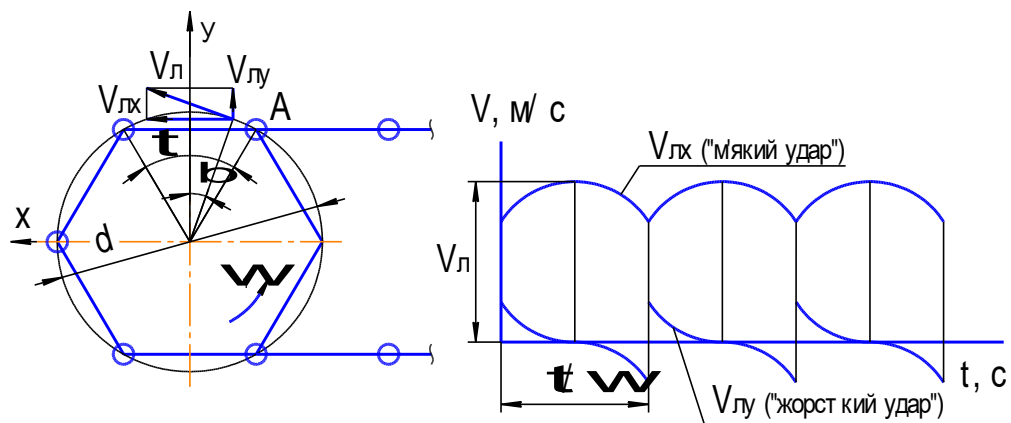


Рисунок 11. – Кінематична схема руху ланцюга і графік його швидкості

Несталість швидкості шарніра, який ведеробочу вітку ланцюга, зумовлює її поздовжні та поперечні колювання і нерівномірність обертання веденої зірочки. Таким чином, у ланцюговій передачі із заданим передаточним числом збільшення числа зубців зірочок призводить до зменшення нерівномірності руху ланцюга.

## 17. Сили, які діють на деталі ланцюга

На рис.12 показана осцилограма навантажень, які діють на кожну деталь ланцюга на зірочках і вітках ланцюгового контуру. Використані такі позначення:

$T_1, T_2$  – час зачеплення шарніра із ведучою та веденою зірочками;

$T_{вч}, T_{вн}$  – час навантажування деталей ланцюга на ведучій і веденій вітці;

$F_1, F_2$  – натяг (розтяжна сила) ведучої та веденої віток;

$F_d$  – динамічне навантаження на шарнір, яке зумовлене ударами.

На зірочках навантажуються насамперед ролики ланцюга, інші деталі ланцюга навантажуються і на зірочках, і на вітках контуру.

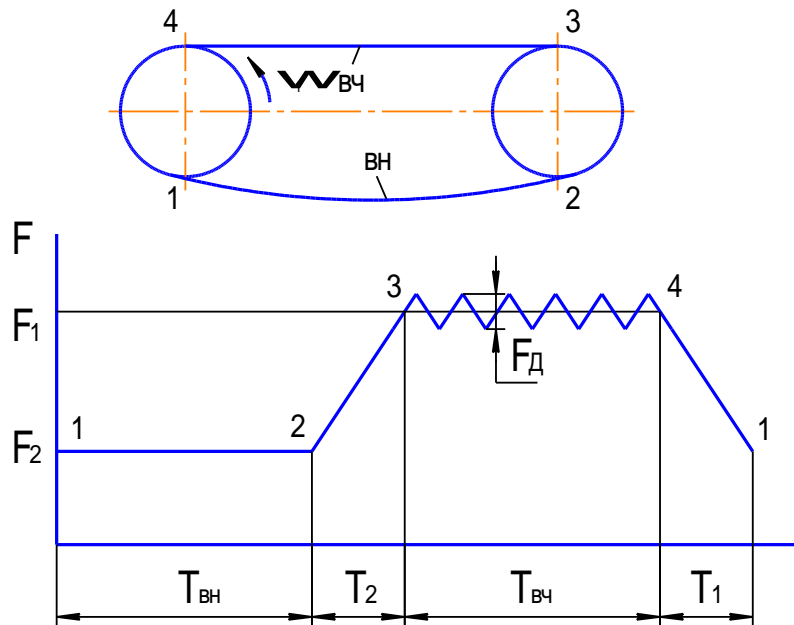


Рисунок 12 – Осцилограма навантаження деталей ланцюга

Сила натягу веденої вітки (умовно береться сталою):

$$F_2 = F_q + F_v,$$

де  $F_q = k_f q a$  – натяг від сили ваги ланцюга;

$F_v = q V_{\text{л}}^2$  – натяг, зумовлений дією відцентрових сил інерції;

$q$  – маса 1 м ланцюга;

$a$  – міжосьова відстань ланцюгової передачі;

$k_f = 1,0\text{--}6,25$  – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу вітки до горизонту.

Сила натягу ведучої вітки (умовно береться сталою)

$$F_1 = F_2 + F_t,$$

де  $F_t = 2 T_1 / d$  – колова сила (корисне навантаження на ланцюг).

Для практичних інженерних розрахунків  $F_2 \approx 0$ ,  $F_1 \approx F_t$ .

У цілому можна зробити висновок, що навантаження на деталі приводного ланцюга змінне.

Сила, що діє на вали та опори передачі,  $\overline{F_B} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$ .

## 18. Види та причини відмов ланцюгових передач

Основний вид відмови більшості ланцюгових передач – спрацювання деталей шарнірів ланцюга, зумовлене відносними кутовими переміщеннями ланок. У зв'язку з цим, а також унаслідок зминання деталей шарнірів крок збільшується і ланцюг видовжується, шарніри при зачепленні із зірочками піднімаються по профілю зубів і можлива втрата їх зачеплення із зірочками. Для компенсації видовження ланцюга передбачаються натяжні пристрої.

У швидкісних важко навантажених передачах, які працюють у закритих картерах із достатнім мащенням, спостерігаються утомні руйнування деталей ланцюга – роликів, втулок і особливо пластин.

Крім того, спостерігається спрацювання зубів зірочок.

У високошвидкісних передачах можливе заїдання шарнірів.

У процесі роботи ланцюгової передачі нерідко спостерігаються поперечні коливання віток ланцюга, що призводить до підвищеного зношування шарнірів. Для запобігання таким коливанням на веденій вітці встановлюються вигнуті напрямні шини, які натягують ланцюг, а на ведучій – башмаки-заспокоювачі. Таке рішення прийняте в ланцюгових передачах двигунів автомобілів „Жигулі”.

## 19. Критерії працездатності та розрахунку

Працездатний стан ланцюгових передач зумовлений такими критеріями:

- 1) зносостійкістю шарнірів ланцюга;
- 2) опором утоми пластин ланцюга;
- 3) ударно-циклічною міцністю роликів і втулок ланцюга;
- 4) контактною міцністю валиків і втулок (стійкістю до заїдання).

Для запобігання більшому від допустимого зношуванню впродовж розрахункового строку служби приводні ланцюги розраховуються на зносостійкість шарнірів.

Змінні напруження розтягу і згину в пластинах призводять до втомного руйнування пластин по вушках, тому виконується розрахунок на витривалість пластин.

Для попередження появи пластичної деформації і розриву ланок ланцюга виконується розрахунок на статичну міцність за піковим (максимальним) навантаженням.

Ресурс ланцюга суттєво залежить від способу і типу змащування ланцюгової передачі, а також від точності виготовлення ланцюга за кроком, тому стандарти встановлюють початкове відхилення (тільки позитивне) для ланцюгів нормальної точності  $\Delta p_{\text{л}} \leq 0,00225 p_{\text{л}}$  і для ланцюгів підвищеної точності  $\Delta p_{\text{л}} \leq 0,0015 p_{\text{л}}$ .

## Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання ланцюгових передач.
2. Розрахунки ланцюгових передач.
3. Конструкції зірочок.
4. Конструкції натяжних пристроїв.