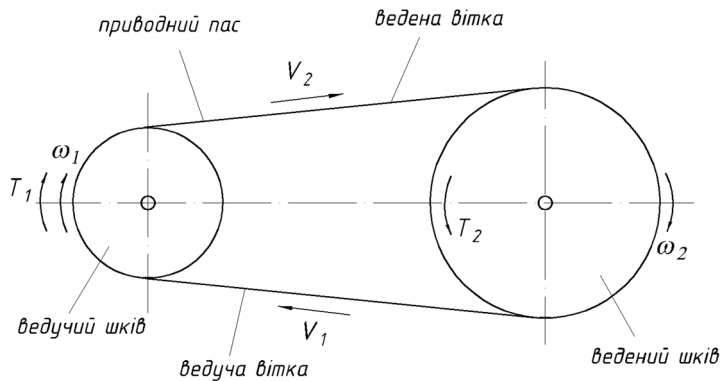


Лекція 8

Тема 4. Пасові передачі

4.1. Загальна характеристика



Передача енергії – за рахунок сил тертя між пасом і шківами. Пас попередньо натягується. Попередній натяг – за рахунок пружного розтягу паса під час одягання на шківви, або за допомогою застосування спеціальних натяжних пристроїв.

Параметри передачі: $P \leq 50$ кВт; $i \leq 5 \dots 6$; $V \leq 30$ м/с.

Найвигідніше $i \leq 4$. В спеціальних швидкохідних передачах $V = 50 \dots 100$ м/с.

К.К.Д. $\eta = 0.90 \dots 0.97$.

Переваги:

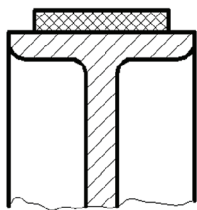
1. Простота конструкції і обслуговування.
2. Можливість передачі руху на значні відстані (до 10 метрів).
3. Плавність, безшумність роботи.
4. Запобігання різкому перевантаженню внаслідок пружності паса і можливості проковзування паса на шківвах .

Недоліки:

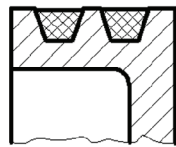
1. Великі габарити.
2. Несталість передатного відношення.
3. Підвищене навантаження валів та опор через великий попередній натяг паса.
4. Низька довговічність пасів (1000-5000 годин)

Класифікація пасових передач

За формою поперечного перерізу паса:



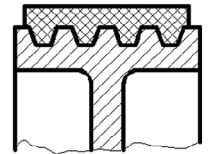
Плоскопасова



Клинопасова



Круглопасова

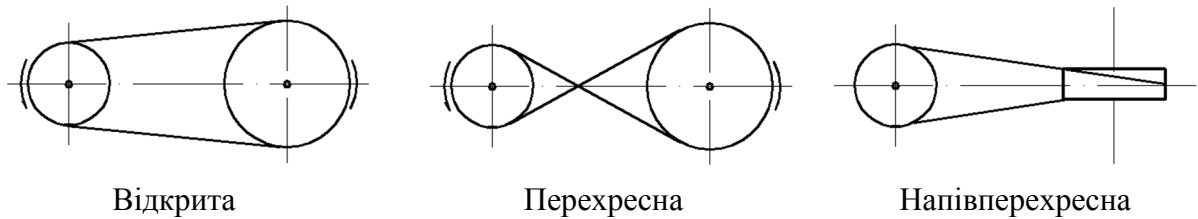


З поліклиновим пасом



З зубчастим пасом
(відноситься не до фрикційних передач)

За розміщенням валів:



4.2. Конструкція елементів пасових передач

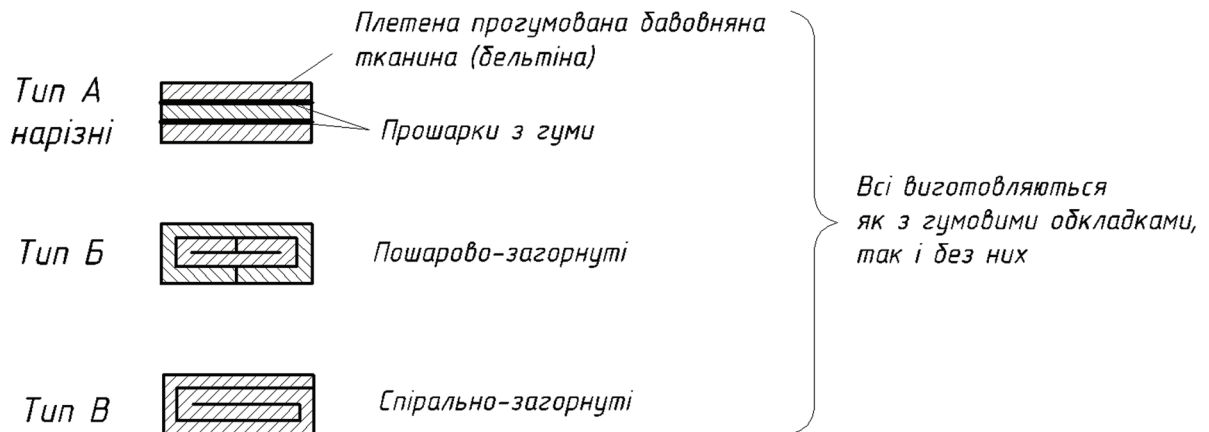
4.2.1. Приводні паси

Вимоги до матеріалу пасів: висока тягова здатність (достатнє зчеплення зі шківками), міцність, стійкість проти спрацювання, довговічність, низька вартість.

Плоскі паси

Плоскі паси: гумотканинні, бавовняні суцільно тканні, шкіряні, синтетичні.

а) *гумотканинні*



Гумотканинні паси відзначаються високою міцністю і довговічністю. Найбільш поширені типу А.

б) *Бавовняні суцільнотканні* - виготовляються з бавовняної пряжі у кілька шарів, просочені розчином з озокериту або бітуму. Дешеві, але поступаються міцністю і довговічністю гумотканинним.

в) *Шкіряні* – із нарізних смуг шкіри, склеюються спеціальним клеєм або зшиваються. Висока тягова здатність, міцність, висока вартість, використовуються рідко.

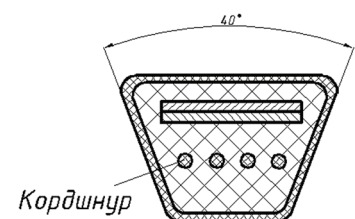
г) *Синтетичні* – перспективні.

Клинові паси

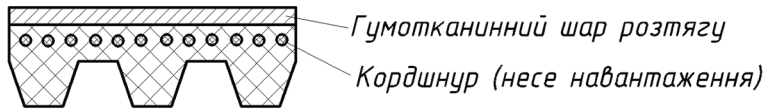
Кордтканинні



Кордшнурові



Виготовляються за стандартом з різними розмірами перерізів: О, А, Б, В, Г, Д, Е.



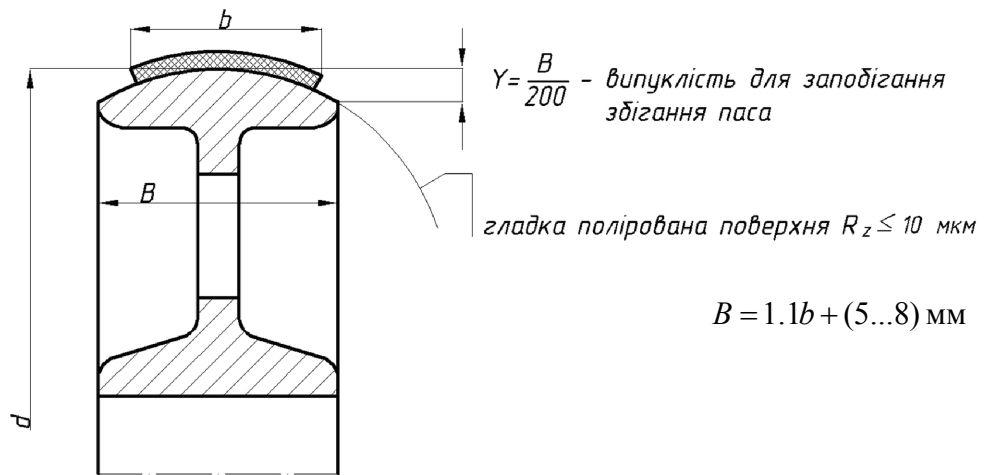
Поліклиновий

Круглі паси



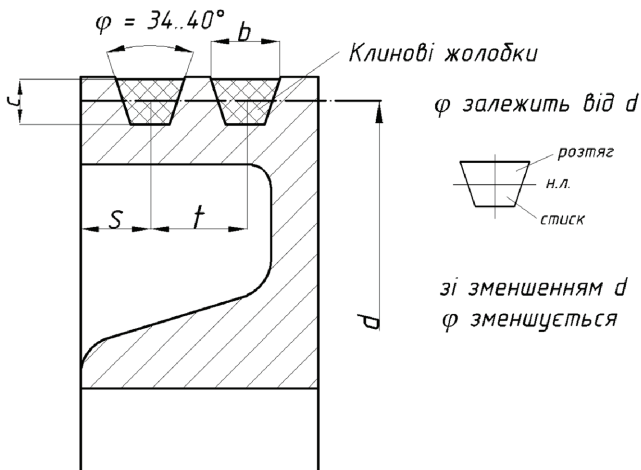
Гумотканинні, бавовняні, шкіряні, капронові.
Низька несівна здатність, використовуються в приладах.

4.2.2. Шківів



$B = 1.1b + (5 \dots 8)$ мм

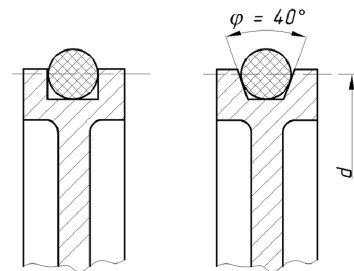
Шків для плоского паса



Шків для клинових пасів.
Профіль стандартизований

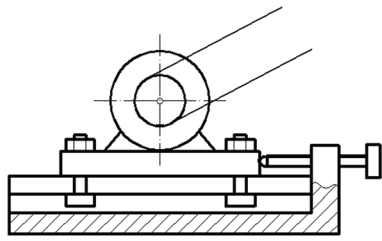
Матеріали шківів:

Чавун (литво) при $V \leq 35$ м/с.
Сталь (штамповка, прокат, литво, зварні) при $V \leq 40$ м/с.
Алюмінієві сплави (литво) – для швидкохідних передач.
Пластмаса (текстоліт) – для швидкохідних передач.

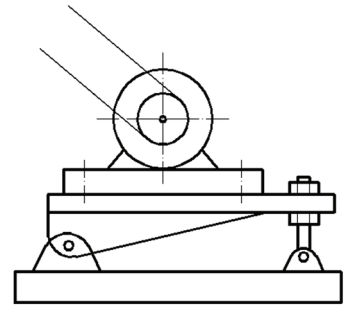
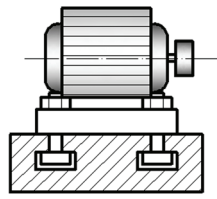


Шківів для круглих пасів

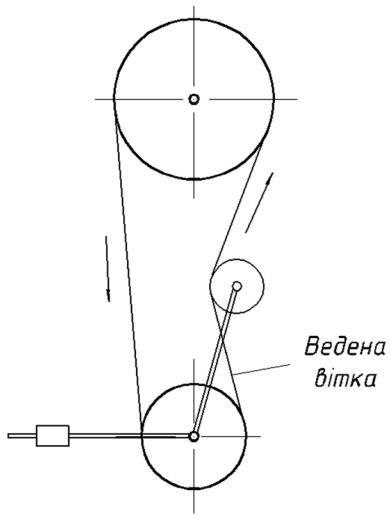
4.2.3. Натяжні пристрої



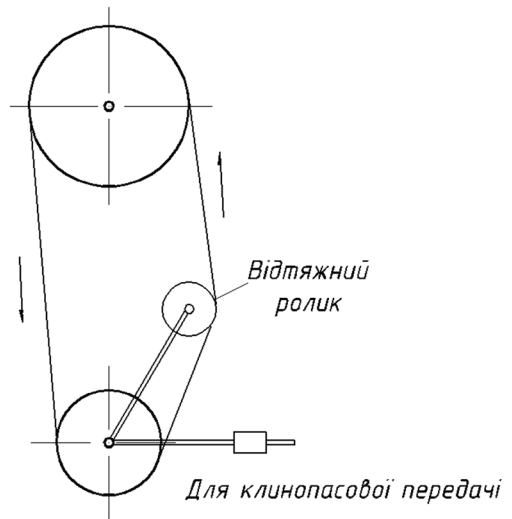
Полоски



Поворотні плити



Ведена вітка



Для клинопасової передачі

Натягування пасу за допомогою натяжних і відтяжних роликів

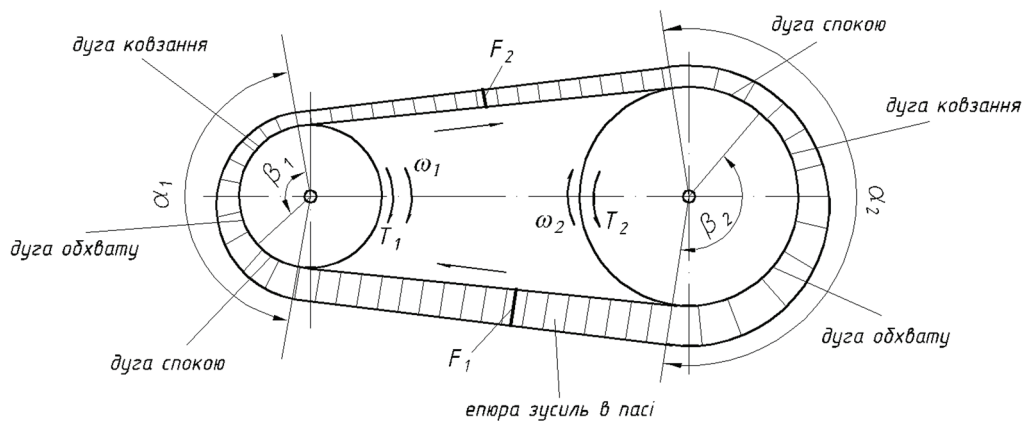
Лекція 9

4.3. Пружне ковзання пасу

Позначимо:

α_1, α_2 – кути обхвату;

F_1, F_2 – сили натягу ведучої і веденої віток.



Коли передача не працює, натяг в обох вітках однаковий. Під час роботи передачі сила натягу у ведучій вітці зростає, у веденій - зменшується, $F_1 > F_2$. В результаті

видовження ведучої вітки стає більшим, чим видовження веденої. Тому в напрямку руху паса на ведучому шківі пас скорочується, а на веденому шківі видовжується, проковзуючи на шківях.

Але ковзання паса відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 , а тільки на деякій частині цих дуг – β_1 і β_2 , які називаються *дугами ковзання*. Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківя, а дуга спокою – з боку набігання паса. На дузі спокою швидкість точок паса і шківя збігаються, тобто ковзання не відбувається.

У ненавантаженій передачі ($F_1 = F_2 = 0$) ковзання відсутнє і дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження дуги ковзання збільшуються. Коли дуга ковзання досягає всієї дуги обхвату, починається буксування паса. Буксування починається на шківі з меншим кутом обхвату.

Відносне пружне ковзання $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$, де $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – відносне видовження ведучої і веденої віток; $\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{F_1}{EA}$; $\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} = \frac{F_2}{EA}$; A – площа поперечного перерізу паса, E – модуль пружності паса. Звідси

$$\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{EA} \quad (4.1)$$

4.4. Кінематика пасової передачі

Оскільки $F_1 > F_2$ видовження ведучої вітки більше, чим веденої. В напрямку руху паса на ведучому шківі пас скорочується, а на веденому – видовжується, проковзуючи на шківях. В результаті колова швидкість точок на ободі шківів $V_1 > V_2$.

Коефіцієнт пружного ковзання можна виразити через швидкості, $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$. Звідси

зв'язок між колдовими швидкостями шківів запишеться $V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$.

Передатне відношення передачі $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. Оскільки кутові швидкості шківів $\omega_1 = \frac{2V_1}{d_1}$;

$\omega_2 = \frac{2V_2}{d_2}$, одержимо $i = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1}$. Остаточню

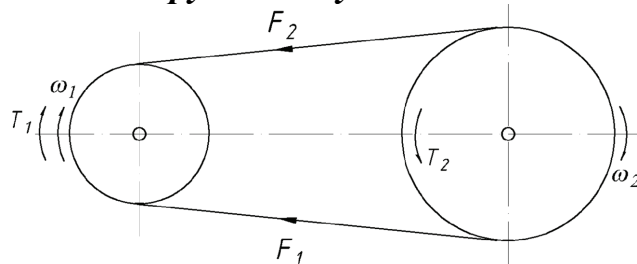
$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \quad (4.2)$$

Коефіцієнт ковзання $\varepsilon \approx 0.015 \dots 0.020$.

Для силових передач коефіцієнт ковзання не враховують і тому

$$i = d_2 / d_1 \quad (4.3)$$

4.5. Сили та напруження у вітках пасової передачі



F_1, F_2 – зусилля у вітках паса; T_1, T_2 – моменти на ведучому і веденому шківях.

4.5.1. Сили та напруження спричинені дією робочого навантаження

Під час попереднього натягу паса $T_1 = T_2 = 0$; $F_1 = F_2 = F_0$. Напруження попереднього натягу $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$.

Під час дії робочого навантаження $F_1 > F_2$; $F_1 - F_2 = F_t$ - колова сила;

$$\boxed{F_t = \frac{2T_1}{d_1}} \quad (4.4)$$

Корисне напруження $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$.

Зв'язок між F_1 , F_2 та F_0 можна встановити на основі того, що довжина паса не залежить від навантаження і залишається однаковою як у ненавантаженій, так і у навантаженій передачі, тобто додаткове витягування ведучої вітки компенсує скорочення веденої вітки. Враховуючи лінійну залежність між зусиллям та деформацією, можна записати:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \Delta F \\ F_2 &= F_0 - \Delta F \end{aligned}$$

Звідси

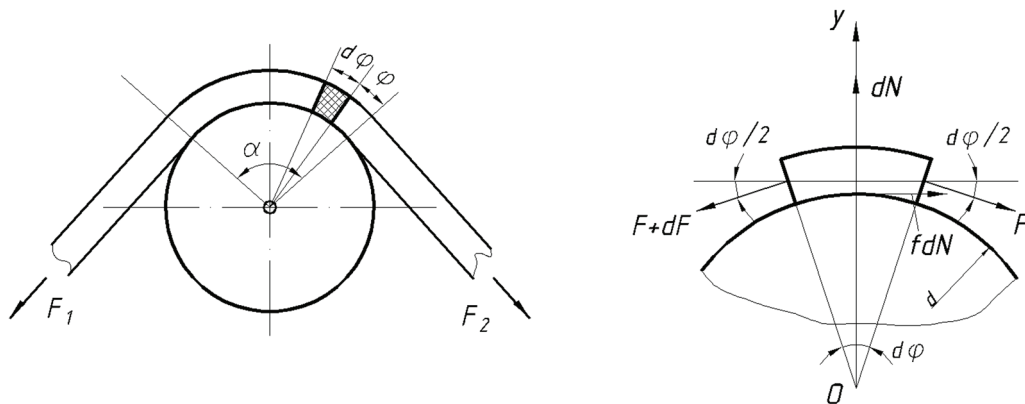
$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= 2F_0 \\ F_1 - F_2 &= 2\Delta F \end{aligned}$$

Враховуючи, що $F_1 - F_2 = F_t$, одержимо $\Delta F = \frac{1}{2} F_t$. Звідси:

$$\boxed{\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned}} \quad (4.5)$$

Система (4.5) містить три невідомі зусилля. Ці рівняння не розкривають тягову здатність передачі, яка пов'язана з силами тертя.

Ще одне співвідношення між зусиллями під час роботи передачі встановлюється формулою Ейлера.



Розглянемо відрізок паса, обмежений кутом $d\varphi$. Позначимо: dN – реакція шківів; F – біжуче значення натягу паса на шківі; fdN – сила тертя між пасом і шківом. Нехтуючи товщиною паса, запишемо умови рівноваги елемента паса..

$$\sum M_0 = 0: [(F + dF) - F - fdN] \frac{d}{2} = 0; \quad dF = fdN. \quad (4.6)$$

$$\sum Y = 0: dN - (F + dF) \sin \frac{d\varphi}{2} - F \sin \frac{d\varphi}{2} = 0; \quad \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}; \quad dN - 2F \frac{d\varphi}{2} - dF \frac{d\varphi}{2} = 0;$$

$$dF \frac{d\varphi}{2} - \text{нехтуємо}; \quad \text{звідси} \quad dN = Fd\varphi. \quad (4.7)$$

Підставляючи (4) → (3) одержимо: $dF = Ffd\varphi$; $\frac{dF}{F} = fd\varphi$; $\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha fd\varphi$;

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha; \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}; \quad \text{остаточно формула Ейлера.}$$

$$\boxed{F_1 = F_2 e^{f\alpha}} \quad (4.8)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (4.5) і (4.8), одержимо

$$\boxed{F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}}; \quad \boxed{F_0 = 0.5 F_t \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}} \quad (4.9)$$

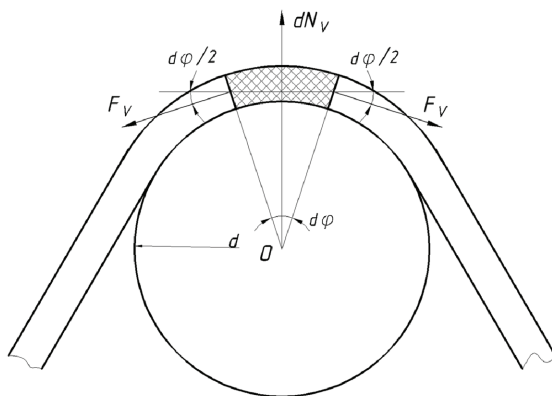
Формули (4.9) виведені при умові, що дуга ковзання β дорівнює дузі обхвату α . Пас знаходиться на грані буксування. Формули (4.9) встановлюють граничні значення зусиль в пасі.

Якщо в (4.9) замість α підставити значення дуги ковзання β , одержимо біжучі, або робочі, значення натягу віток паса.

Напруження у ведучій і веденій вітках паса можна знайти, поділивши всі члени рівнянь (4.5) на площу поперечного перерізу паса A :

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{1}{2} \sigma_t; \quad \sigma_2 = \sigma_0 - \frac{1}{2} \sigma_t \quad (4.10)$$

4.5.2. Зусиль та напруження в пасі від дії відцентрових сил



Рівняння рівноваги:

$$\sum Y = 0; \quad dN_v - 2F_v \sin \frac{d\varphi}{2} = 0; \quad (4.11)$$

$$dN_v = F_v d\varphi.$$

Відцентрова сила

$$dN_v = \rho A d\varphi \frac{d}{2} \frac{2V^2}{d} = \rho A V^2 d\varphi \quad (4.12)$$

$A d\varphi$ - об'єм.

Підставляючи (4.12) → (4.11), одержимо

$$\boxed{F_v = \rho A V^2} \quad (4.13)$$

$$\text{Напруження } \sigma_v = \frac{F_v}{A}; \quad \boxed{\sigma_v = \rho V^2}. \quad (4.14)$$

Відцентрова сила не залежить від діаметра шківів і однакова для всіх поперечних перерізів паса. Вона ослаблює притискання паса до шківів і там самим негативно впливає

на тягову здатність передачі. Якщо $F_v > F_0 (\sigma_v > \sigma_0)$, то зникає взаємодія паса зі шківками.

Критичну швидкість можна визначити з умов $\sigma_v = \sigma_0$; $\rho V^2 = \sigma_0$

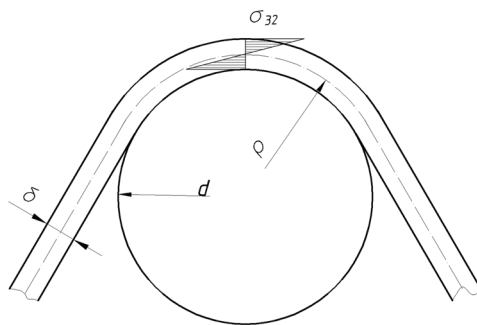
$$\boxed{V_{кр} = \sqrt{\frac{\sigma_0}{\rho}}} \quad (4.15)$$

Для стандартних клинових пасів при рекомендованому $\sigma_0 = 1.2 \text{ МПа}$;

$$\rho = 1150 \text{ кг/м}^3 \quad V_{кр} = 32.3 \text{ м/с}.$$

Як показуються розрахунки вплив відцентрової сили на роботоздатність передачі суттєве при $V > 20 \text{ м/с}$.

4.5.3. Напруження від згину паса на шківках



Закон Гука при згині

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{32}}{EI}; \quad \sigma_{32} = \frac{M_{32}}{I} Y_{\max}$$

Оскільки $Y_{\max} = \frac{\delta}{2}$,

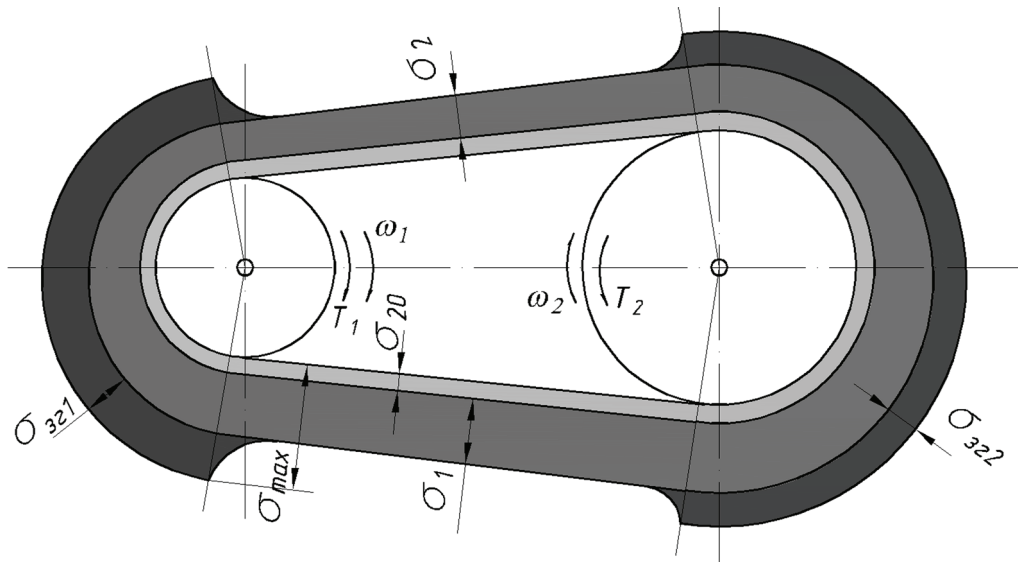
$$\sigma_{32} = \frac{EI \delta}{\rho I 2}; \quad \sigma_{32} = \frac{E \delta}{\rho 2}$$

Приймаючи $\rho \approx \frac{d}{2}$, одержимо

$$\boxed{\sigma_{32} = \frac{E \delta}{d}} \quad (4.16)$$

Лекція 10

4.5.4. Сумарні напруження в пасі



σ_v – напруження від відцентрових сил, $\sigma_v = \rho V^2$;

σ_1 – напруження від сил попереднього натягу і робочого навантаження у ведучій вітці,

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{1}{2} \sigma_t;$$

σ_2 – напруження від сил попереднього натягу і робочого навантаження у веденій вітці,

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \frac{1}{2} \sigma_t;$$

σ_{321} – напруження згину на ведучому шківі, $\sigma_{321} = \frac{E\delta}{d_1}$;

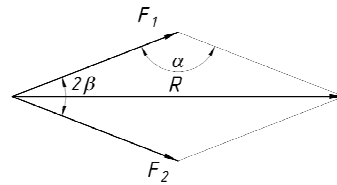
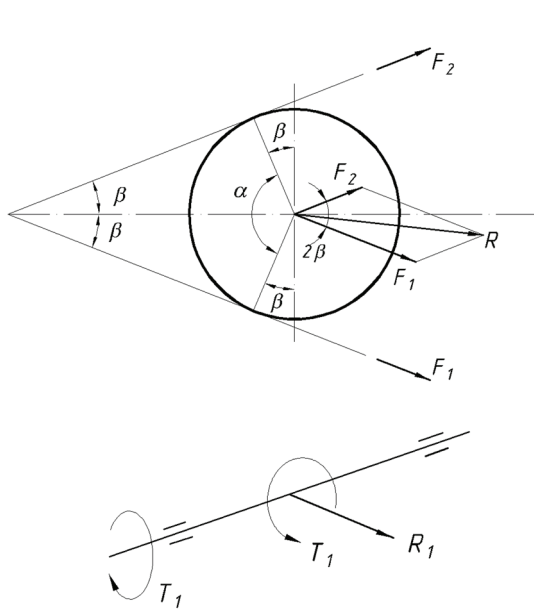
σ_{322} – напруження згину на веденому шківі, $\sigma_{322} = \frac{E\delta}{d_2}$.

Максимальне напруження – у ведучій вітці в тому перерізі, що набігає на менший шків,

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{321} = \sigma_v + \frac{1}{2} \sigma_t + \sigma_{321}.$$

4.6. Навантаження на вали пасової передачі

Рівнодійна сил натягу віток пасів $R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos 2\beta}$. Останній вираз впливає з теореми косинусів.



За теоремою косинусів

$$R^2 = F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 F_2 \cos \alpha. \text{ Оскільки } \cos \alpha = \cos(180 - 2\beta) = -\cos 2\beta,$$

$$R^2 = F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos 2\beta.$$

$$R \approx (F_1 + F_2) \cos \beta = 2F_0 \cos \beta;$$

$$2\beta = 180^\circ - \alpha;$$

$$\beta = 90 - \frac{\alpha}{2}.$$

$$\boxed{R = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (4.17)$$

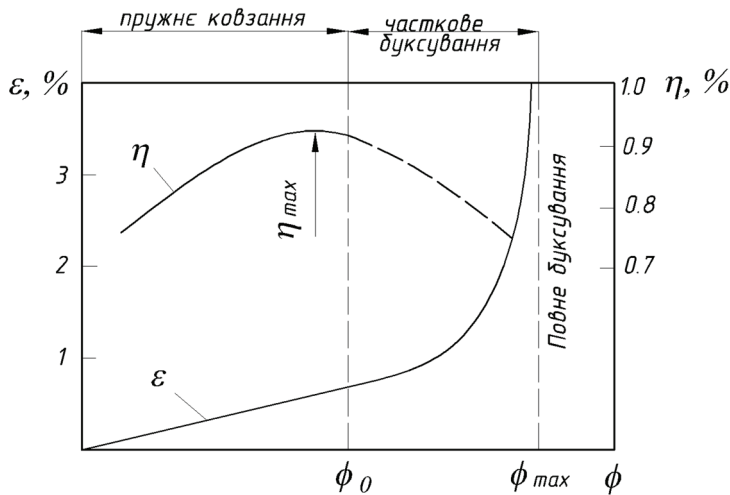
На рисунку представлена розрахункова схема ведучого вала.

4.7. Криві ковзання та ККД пасової передачі

Вводиться поняття коефіцієнта тяги φ

$$\boxed{\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2}} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (4.18)$$

Коефіцієнт тяги дорівнює відношенню сили корисного навантаження паса (колової сили на шківях F_t) до суми сил натягу віток передачі. Він визначає, яку частину попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто характеризує ступінь навантаженості передачі.



На основі результатів експериментальних досліджень пасів різних типів будують графіки залежності відносного ковзання паса $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$ та ККД передачі від коефіцієнта тяги. Ці графіки називають кривими ковзання та ККД пасової передачі. Значення коефіцієнта тяги, при якому порушується лінійна залежність між ε і φ позначають φ_0 і називають критичним коефіцієнтом тяги.

В межах $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ - тільки пружне ковзання;

$\varphi_0 < \varphi < \varphi_{\max}$ - пружне ковзання з частковим буксуванням;

$\varphi = \varphi_{\max}$ - повне буксування.

При $\varphi \approx \varphi_0$ - максимальне значення ККД.

Для плоских передач $\eta_{\max} = 0.97 \dots 0.98$

Клинових передач $\eta_{\max} = 0.94 \dots 0.96$

Рекомендується працювати при φ близьких до φ_0 . Робота в зоні часткового буксування допускається під час короткочасного перевантаження, наприклад під час пуску.

Паси плоскі: -гумотканинні $\varphi_{\max} / \varphi_0 = 1.15 \dots 1.3$;

-бавовняні $\varphi_{\max} / \varphi_0 = 1.25 \dots 1.4$;

-шкіряні $\varphi_{\max} / \varphi_0 = 1.35 \dots 1.5$.

Паси клинові $\varphi_{\max} / \varphi_0 = 1.5 \dots 1.6$.

Середні значення φ_0 одержані експериментальним шляхом:

паси плоскі: - гумотканинні, шкіряні $\varphi_0 = 0,6$;

- бавовняні $\varphi_0 = 0,5$.

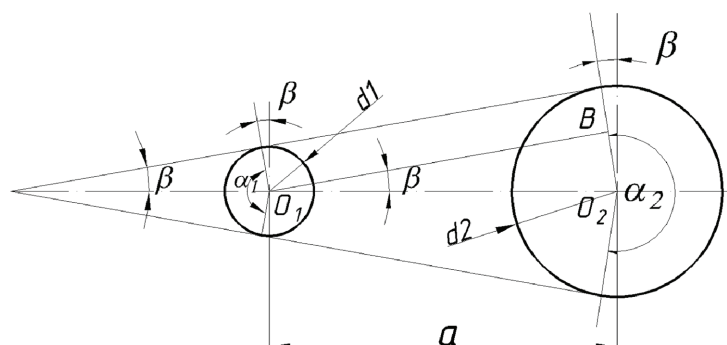
паси клинові $\varphi_0 = 0,7$.

За критичними значення коефіцієнта тяги визначають оптимальне корисне навантаження або оптимальне корисне напруження.

$$\boxed{F_{t_0} = 2F_0\varphi_0}; \quad \boxed{\sigma_{t_0} = 2\sigma_0\varphi_0}.$$

Для різних типів пасів розроблені відповідні рекомендації щодо вибору F_0 або σ_0 .

4.8. Геометричний розрахунок пасових передач



Розраховують: діаметри шківів - d_1, d_2 ; між осьову відстань - a ; кути обхвату шківів - α_1, α_2 ; кути нахилу віток до лінії центрів - β ; довжину паса - l .

Діаметр меншого шківа d_1 знаходять з умови обмеження напружень згину

$$\sigma_{зг} = E \frac{\delta}{d_1}.$$

Для плоских пасів:

гумотканинних $d_1 / \delta \geq 30 \dots 40$;

бавовняних $d_1 / \delta \geq 25 \dots 30$;

шкіряних $d_1 / \delta \geq 25 \dots 35$;

синтетичних $d_1 / \delta \geq 70 \dots 80$.

Під час проектного розрахунку плоскопасової передачі d_1 визначається орієнтовно за емпіричною формулою

$$d_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} = (520 \dots 610) \sqrt[3]{T_1} \quad (\text{мм}); \quad (4.19)$$

P_1 , кВт; ω , рад/с; T_1 , кН*м.

Значення d_1 узгоджують зі стандартом.

Діаметр d_1 клинопасової передачі беруть за стандартом залежно від вибраного перерізу паса, який, у свою чергу, вибирають за таблицями в залежності від T_1 .

Діаметр більшого шківа $d_2 = d_1 i$ - узгоджують зі стандартом.

Міжосьова відстань a :

для плоскопасової передачі $a = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$;

для клинопасової передачі $a = (1 \dots 2)(d_1 + d_2)$. (4.20)

Для клинопасової передачі використовують розрахункові діаметри шківів.

Мала відстань a - підвищена частота пробігу паса, що негативно впливає на довговічність паса, велика - недопустимі поперечні коливання віток паса.

Кут нахилу віток до лінії центрів шківів:

$$\sin \beta = \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad \text{При } i \leq 5 \quad \sin \beta \approx \beta$$

$$\beta = \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad (\text{рад}) \quad (4.21)$$

Кут обхвату пасом шківів:

$$\alpha_1 = \pi - 2\beta = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{рад});$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\beta = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{рад}). \quad (4.22)$$

У градусах :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Кути обхвату впливають на тягову здатність . Рекомендується:

для плоскопасової передачі $\alpha_1 \geq 150^\circ$;

для клинопасової передачі $\alpha_2 \geq 120^\circ$.

Довжини паса:

$$l = 2O_1B + \alpha_1 \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \frac{d_2}{2} ; \quad (4.23)$$

$$O_1B = \sqrt{a^2 - \left(\frac{d^2 - d^1}{2}\right)^2} = a \sqrt{1 - \left(\frac{d^2 - d^1}{2a}\right)^2};$$

$$\frac{d^2 - d^1}{2a} \ll 1.$$

Оскільки $\sqrt{1 \pm x} \approx 1 \pm \frac{1}{2}x$ при $x \ll 1$, звідси $O_1B \approx a \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d^2 - d^1}{2a}\right)^2 \right]$.

Підставляючи в (4.23) значення α_1, α_2 згідно (4.22) і значення O_1B , одержимо

$$l = 2a + \pi \frac{d^2 + d^1}{2} + \frac{(d^2 - d^1)^2}{4a}. \quad (4.24)$$

Діаметр натяжного (відтяжного) ролика d_p при $d_1 < d_2$:

для плоскопасової передачі $d_p = (0.8...1)d_1$;

для клинопасової передачі $d_p \geq d_1$.

Лекція 11

4.9. Розрахунок пасових передач на тягову здатність

4.9.1. Плоскопасова передача

Розрахунок проводиться з використанням коефіцієнта тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

Критичне значення коефіцієнта тяги φ_0 , при якому починається буксування, визначається по кривих ковзання, які будуються на основі експериментальних досліджень пасових передач.

Критичне корисне напруження $\sigma_{t_0} = 2\varphi_0\sigma_0$.

Допустиме корисне напруження $[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{S}$, де $S = 1.2...1.4$ – запас тягової здатності

Значення $[\sigma_t]_0$ в залежності від σ_0 для різних пасів наведені в таблицях.

Рекомендовані напруження σ_0 :

для плоских пасів $\sigma_0 \leq 1.8$ МПа;

для клинових пасів $\sigma_0 \leq 1.5$ МПа.

Зі збільшенням σ_0 падає довговічність пасів.

При розрахунку $[\sigma_t]_0$ використовували значення коефіцієнта тяги φ_0 , які визначали по кривих ковзання, одержаних при дослідженні пасів на стендах в заданих умовах: $\alpha = 180^\circ, i = 1, V = 10$ м/с навантаження рівномірне, передача горизонтальна.

Перехід від значень $[\sigma_t]_0$ для дослідної передачі до допустимих корисних напружень $[\sigma_t]$ для проектованої передачі проводять за допомогою коректуючих коефіцієнтів:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_\gamma ; \quad (4.25)$$

C_α - враховує кут обхвату пасом малого шківа,

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180^\circ - \alpha_1);$$

C_v - враховує вплив відцентрових сил,

$$C_v = 1.04 - 0.0004V^2;$$

C_p - враховує режим роботи (спокійне навантаження, коливання навантаження незначне, значне, ударне; одно-, дво-, тризмінна робота):

$$C_{p1} = 0.9 \dots 0.6; \quad C_{p2} = 0.87C_{p1}; \quad C_{p3} = 0.72C_{p1};$$

C_γ - враховує кут нахилу передачі до горизонту,

$$\gamma = 0 \dots 60^\circ \quad C_\gamma = 1;$$

$$\gamma = 60^\circ \dots 80^\circ \quad C_\gamma = 0.9;$$

$$\gamma = 80^\circ \dots 90^\circ \quad C_\gamma = 0.8.$$

Знаючи корисне колове навантаження $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, можна визначити ширину паса. З

умови міцності паса на розтяг $\sigma_t = \frac{F_t}{b\delta} \leq [\sigma_t]$, де δ - товщина паса, маємо

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]} \quad (4.26)$$

Часто в розрахунках користуються не напруженнями, а питомою силою попереднього натягу ω_0 і корисною силою ω_t , що діють на одиницю ширини паса,

$$\omega_0 = \sigma_0 \delta \quad \omega_t = \sigma_t \delta.$$

Для гумотканинних пасів, що складаються з i_n прокладок, $\omega_0 = f_0 i_n$; $\omega_t = f_t i_n$, де f_0, f_t - попереднє корисне навантаження на одиницю ширини однієї прокладки.

Допустимі значення $[\omega_t]_0$ або $[f_t i_n]$ для дослідних передач і умов даються в таблицях.

Допустимі значення питомої сили для плоскостасової передачі визначаються за формулою, аналогічною (4.25),

$$[\omega_t] = [\omega_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_\gamma$$

Тоді ширина паса

$$b = \frac{F_t}{[\omega_t]} \quad (4.27)$$

Значення b узгоджуються зі стандартом.

4.9.2. Клинопасова передача

Використання клинового паса дозволяє збільшити тягову здатність передачі за рахунок підвищення тертя.

Елемент dl притискається силою dR .

З умови рівноваги $\sum Y = 0$ сила тертя $dF_s = 2dNf = \frac{dRf}{\sin(\varphi/2)} = dRf'$, де f' - зведений

коефіцієнт тертя.

Для плоского паса $dF_s = dRf$.

Оскільки $f' = \frac{f}{\sin(\varphi/2)} = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f$, клинова форма паса збільшує його

зчеплення зі шківом у 3 рази.

$$\text{Розглянемо коефіцієнт тяги } \varphi = \frac{F_t}{2F_0} \rightarrow F_{t_0} = 2\varphi F_0.$$

Помножимо ліву і праву частину рівності на швидкість паса V : $F_{t_0} V = 2\varphi_0 F_0 V$, одержимо критичну потужність, яку може передати пас,

$$P_k = 2\varphi_0 F_0 V.$$

Номінальна потужність, яку може передати один пас,

$$P_0 = \frac{2\varphi_0 F_0 V}{S}, \text{ де } S - \text{запас тягової здатності.}$$

Значення P_0 для дослідної передачі при $\alpha = 180^\circ$, $i=1$, спокійному навантаженні, базовій довжині паса l_0 . наведені в таблицях в залежності від швидкості паса V та діаметра меншого шківа d_1 .

Допустима потужність для одного паса проектованої передачі

$$[P] = P_0 C_\alpha C_l C_p C_z; \quad (4.28)$$

C_α - враховує кут обхвату малого шківа;

C_p - враховує режим роботи;

C_l - коефіцієнт фактичної довжини паса, $C_l = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}}$, де l - фактична довжина, l_0 - базова

довжина паса.

C_z - коефіцієнт кількості пасів z , що працюють в одній передачі,

$$z = 2 \dots 3 \quad C_z = 0.95;$$

$$z = 4 \dots 6 \quad C_z = 0.90;$$

$$z \geq 6 \quad C_z = 0.85.$$

Число клинових пасів, що працюють в одній передачі,

$$z = \frac{P_1}{[P]}, \quad (4.29)$$

де P_1 - потужність на ведучому валі передачі.

Для клинопасових передач рекомендують $z < 8$.

Для зменшення кількості пасів беруть паси більшого поперечного перерізу.

Силу попереднього натягу віток пасів визначають за формулою:

$$F_0 = \frac{0.85 P_1 C_l}{V C_\alpha C_p} \quad (4.30)$$

Тут P_1 , Вт; V , м/с.

Попередній вибір перерізу пасів можна зробити в залежності від T_1 при $\omega_1 > 25$ рад/с

| T_1 , Н*м | <10 | 10-30 | 30-120 | 120-350 |
|-------------|-----|-------|--------|---------|
| Переріз | О | А | Б | В |

4.9.3. Передача з поліклиновим пасом

Число ребер поліклинового паса з врахуванням того, що в довідниках P_0 дається для паса з 10 ребрами, розраховується за формулою

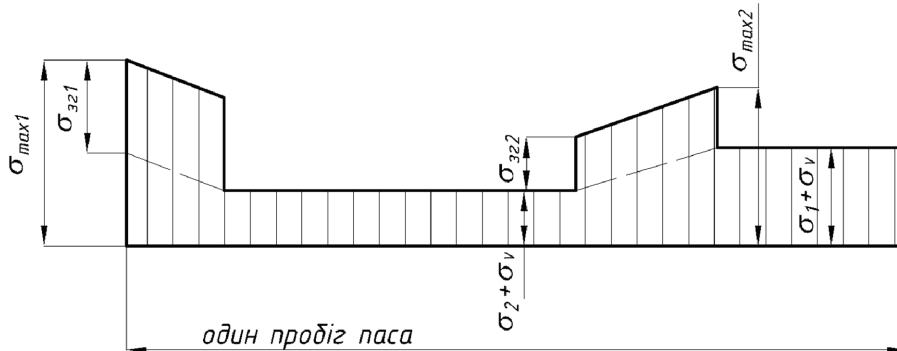
$$z = \frac{P_1}{[P]/10} = \frac{10P_1}{[P]},$$

де $[P] = P_0 C_\alpha C_l C_p C_z$.

4.10. Розрахунок пасових передач на довговічність

4.10.1. Оцінка довговічності паса за частотою його пробігів

Розгортка епюри напружень паса представлена на рисунку.



Довговічність паса залежить від частоти зміни напружень, що пояснюється нагрівом паса. Можна показати, що температура паса пропорційна частоті пробігів паса U в одиницю часу.

Щоб забезпечити довговічність паса, необхідно обмежити U . Умова довговічності:

$$U = \frac{V}{l} \leq [U]; \quad (4.31)$$

V - швидкість паса, м/с, l - довжина паса, м.

Допустиме число пробігів паса:

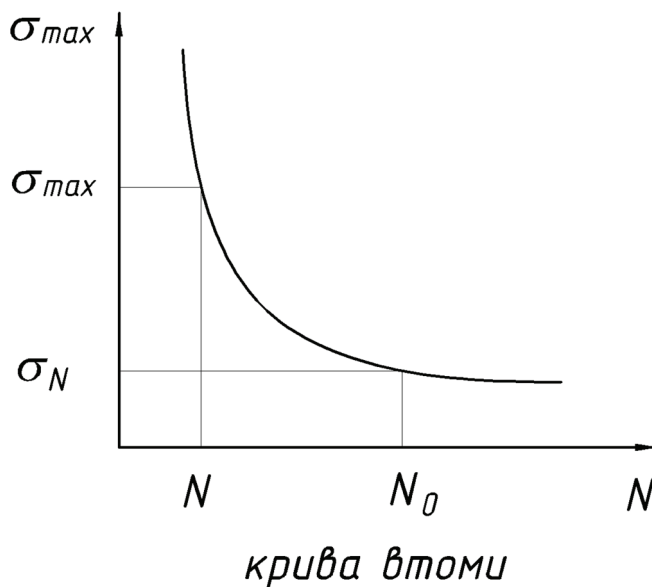
плоскі гумотканинні паси - $[U] = (5 \dots 6)c^{-1}$;

клинові паси - $[U] = (12 \dots 15)c^{-1}$.

Якщо умова виконується – довговічність передачі задовільна.

Підвищити довговічність – збільшити міжосьову відстань, тобто довжину паса.

4.10.2. Визначення фактичної довговічності плоского паса



Руйнування пасів відбувається від втоми. Рівняння кривої втоми

$$\sigma_{\max}^m N = \text{const}, \quad (4.32)$$

де m - показник степеня кривої втоми.

Позначимо: σ_N - обмежена границя витривалості, визначена на базі $N_0 = 10^7$ циклів;

σ_{\max} - максимальне напруження у пасі під час роботи передачі;

N - загальне число циклів зміни напружень до руйнування паса.

З (4.32) випливає

$$\sigma_{\max}^m N = \sigma_N^m N_0. \quad \text{Звідси}$$

$$N = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m N_0. \quad (4.33)$$

За один пробіг паса число циклів зміни напружень $z_{\text{ш}}$ дорівнює числу шківів у передачі.

Загальне число циклів зміни напружень за строк служби паса h год. до його руйнування

$$N = 3600huz_u \nu ; \quad (4.34)$$

ν - коефіцієнт, що враховує різницю в максимальних напруженнях на малому і більшому шківках.

$i=1 \quad \nu=1; \quad i=2 \quad \nu=0.6;$

$i=1.5 \quad \nu=0.8; \quad i=3 \quad \nu=0.5.$

З формул (4.33) і (4.34) з врахуванням, що $N_0 = 10^7$, одержимо

$$h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7}{3600uz_u \nu} \text{ (год)} \quad (4.35)$$

Середній строк служби пасів при усереднених режимах навантаження згідно з стандартом становить 2000 годин.

4.10.3. Довговічність клинопасової передачі

Строк служби передачі

$$h = h_c K_1 K_2 ; \quad (4.36)$$

h_c - середня довговічність при середньому режимі навантаження, $h_c = 2000$ год;
 K_1 - коефіцієнт режиму навантаження; K_2 - коефіцієнт кліматичних умов.

Для центральної зони $K_2=1$;

Для зони з холодним кліматом $K_2=0,75$.

4.11. Порядок проектного розрахунку пасових передач

4.11.1. Плоскопасова передача

Вихідні дані: P_1, ω_1, i .

1. Вибираємо тип паса, виходячи з умов експлуатації.
2. Геометричний розрахунок.

Обчислюємо d_1 за емпіричною формулою в залежності від $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$.

Далі розраховуємо:

$d_2, a, \alpha_1; d_1, d_2$ – узгоджуємо зі стандартом.

3. Кінематичний розрахунок.

Обчислюємо фактичне $i = d_2 / d_1$ і швидкість паса $V = \omega_1 \frac{d_1}{2}$.

4. Обчислюємо розміри паса:

δ (з рекомендації d_1 / δ) і l .

5. Перевіряємо умову довговічності паса за числом його пробігів.
6. Розрахунок на тягову здатність, з якого визначаємо ширину паса.

Для цього обчислюємо F_t ; за табл. визначаємо $[\sigma_t]_0$ або $[\omega_t]_0$ при рекомендованому σ_0 або ω_0 , та коректувальні коефіцієнти C .

За формулою обчислюємо $[\sigma_t]$ або $[\omega_t]$, за якими визначаємо b і узгоджуємо зі стандартом.

7. Визначаємо максимальні напруження в пасі σ_{\max} .

8. Обчислюємо строк служби паса h (год.).

Для цього з таблиці визначаємо σ_N, m, ν .

9. Обчислюємо силу попереднього натягу паса і навантаження на вали.

4.11.2. Клинопасова передача

Вихідні данні: P_1, ω_1, i .

1. Вибираємо переріз паса по графіку або таблиці за даними P_1 і ω_1 або $T_1 = P_1 / \omega_1$.
2. Геометричний розрахунок.
Для вибраного перерізу паса за табл. вибираємо d_1 , обчислюємо d_2 , орієнтовні значення a' та l' .
Вибираємо за стандартом l , обчислюємо a .
3. Кінематичний розрахунок.
Обчислюємо фактичне i , і швидкість паса V .
4. Перевіряємо умову довговічності паса за числом його пробігів в секунду.
5. За таблицями визначаємо P_0 , коректувальні коефіцієнти C і обчислюємо $[P]$.
6. Обчислюємо необхідне число пасів z , причому $z \leq 6(8)$.
7. Визначаємо строк служби паса h .
8. Розраховуємо силу попереднього натягу пасів і зусилля на вали.