

Лекція 5

Розділ II. Механічні передачі

Призначення механічних передач та їх класифікація



Механічна передача – механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворенням параметрів руху (зміна величини і

напрямку швидкості, перетворення обертового руху на поступальний тощо).

Використовують механічні передачі у випадках:

1. Швидкості робочих органів не узгоджуються зі швидкістю двигуна. Вони, як правило нижчі, а створення тихохідних двигунів – збільшення маси і габаритів.
2. Необхідно регулювати швидкість робочих органів, змінювати напрям їх руху, обертовий момент. Регулювати швидкість двигуна не завжди можливо і доцільно.
3. Необхідно змінити характер руху. Рух вала двигуна обертовий, а робочого органу – наприклад, поступальний.

Тобто основне призначення механічних передач – це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху двигуна.

Безпосередній зв'язок двигуна з робочими органом можливий (відцентровий насос, вентилятор), але використовується рідко.

Розрізняють дві основні групи передач:

1. Передачі за рахунок сил тертя (фрикційні, пасові).
2. Передачі за рахунок зачеплення (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинт-гайка).

Кожна з груп поділяється на передачі, у яких передача руху здійснюється безпосередньо дотиканням ведучого і веденого елементів (фрикційні, черв'ячні, зубчасті, гвинт-гайка), або за допомогою проміжного гнучкого елемента (пасові, ланцюгові).

Останні ще називають передачами з гнучким зв'язком

Тема 3. Фрикційні передачі

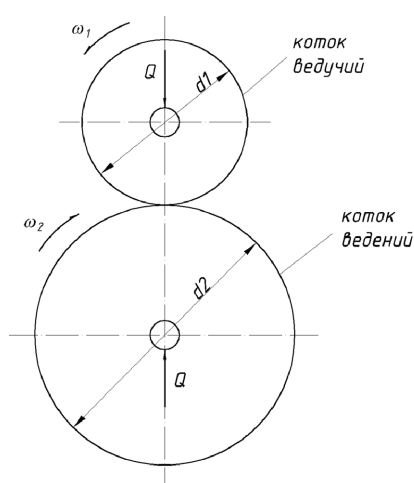
3.1. Загальні відомості

Найпростіша фрикційна передача (ФП) складається з 2-х котків, притиснутих один до одного деякою силою Q . Обертання і передача моменту відбувається за рахунок сил тертя.

Фрикційні передачі передають обертовий рух, або перетворюють обертовий в поступальний (колесо-рейка, прокатні стани) і навпаки (в приладах – привод стрілки).

Основна кінематична характеристика - передатне відношення

$$i = \omega_1 / \omega_2$$



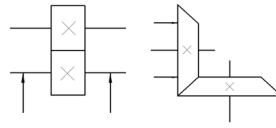
Класифікація фрикційних передач.

За призначенням:

- з постійним передатним відношенням i
- зі змінним передатним відношенням (варіатори)

За розташуванням валів:

- з паралельними осями валів;
- з перетинаючимися осями валів.

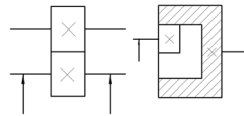


За формою поверхні котків:

- циліндричні;
- конічні;
- кульові;
- торові;
- з клиновим ободом.

За розташуванням точок дотикання:

- зовнішнього дотикання;
- внутрішнього дотикання.



За способом притискання котків:

- з постійним;
- з автоматично регульованим.

Переваги фрикційних передач:

- простота, дешевизна виготовлення;
- плавність, безшумність при високих швидкостях;
- запобігає поломкам елементів машин (проковзування при перевантаженні);
- можливість здійснення безступінчастого регулювання передатного відношення.

Недоліки:

- несталість передатного відношення;
- потреба застосування натискних пристроїв;
- високе навантаження на вали та опори валів;
- небезпека пошкодження котків при буксуванні.

Застосування:

ФП з $i = \text{const}$ використовують рідко, (), переважно в кінематичних ланках приладів, де потрібна плавність рухів, безшумність, безударність включення на ходу та ін., в ковальсько-пресувальному обладнанні. Варіатори використовують як в кінематичних, так і в силових передачах.

Параметри передач: $i = \omega_1/\omega_2 < 10$; $P < 10$ кВт (рідко $P < 20$ кВт); к.к.д. $\eta = 0.90 \dots 0.95$.

3.2. Явище ковзання у контактні котків

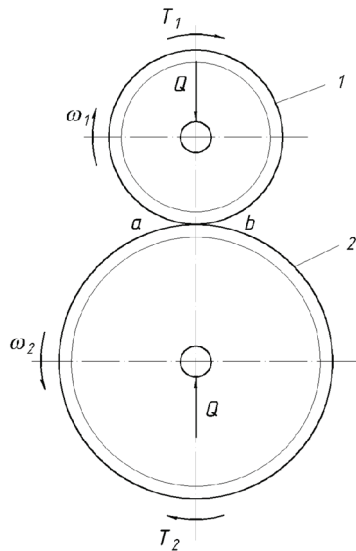
Ковзання – причина спрацювання котків, зменшення к.к.д., мінливість передатного відношення. Розрізняють три види ковзання: *буксування, пружне ковзання, геометричне ковзання.*

Буксування – виникає під час перевантаження передач. Ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричиняючи його місцеве спрацювання, вихід з ладу. При проектуванні потрібно передбачити запас зчеплення котків.

Пружне ковзання – пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту.

Під дією зусиль Q лінійний контакт перетворюється у контакт по площині **ab**. Ділянки поверхні ведучого котка 1 наближаються до точки **b** стиснутими, а відходять від

точки **a** розтягнутими. На веденому котку, навпаки, ділянки робочої поверхні наближаються від точки **a** стиснутими, а відходять від точки **b** розтягнутими.



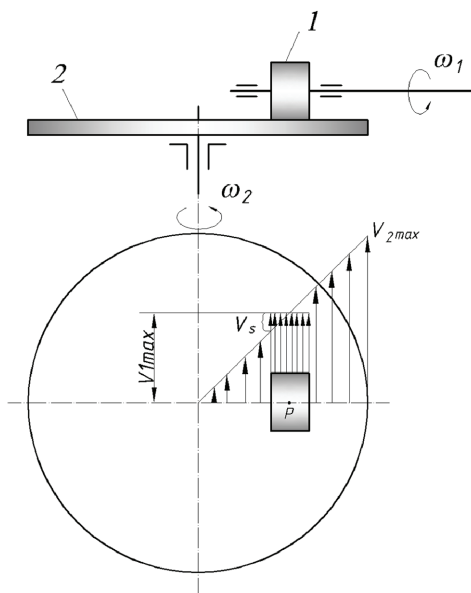
У межах **ab** відбувається пружне видовження поверхні котка 1 і пружне стискання поверхні котка 2, що спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.

V_1, V_2 – колові швидкості точок, розміщених на циліндричній поверхні ведучого і веденого котків.

Коефіцієнт пружного ковзання котків
$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (1)$$

Коефіцієнт ε залежить від пружних властивостей матеріалу котків і визначається дослідним шляхом. Для сталевих котків $\varepsilon \approx 0.002$, для текстоліту-сталі $\varepsilon \approx 0.01$, для гуми-сталі $\varepsilon \approx 0.03$.

Геометричне ковзання – обумовлене різницею у значеннях швидкостей контактуючих точок ведучого та веденого котків.



Колова швидкість точки на поверхні котка 1 однакова по всій його ширині і дорівнює V_1 .

Швидкість V_2 різних точок поверхні колеса 2 змінюється пропорційно відстані від осі.

Рівність $V_1 = V_2$ досягається для однієї точки лінії контакту **P**, що називається *полюсом кочення*.

При холостому ході **P** лежить посередині лінії контакту. З навантаженням **P** зміщується від середини на деяку відстань.

У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання із швидкістю $V_s = V_1 - V_2$.

Найдосконалішими є передачі, в яких немає геометричного ковзання.

3.3. Матеріали та конструкції деталей фрикційних передач

Матеріали котків повинні задовольняти такі вимоги: високі модуль пружності E , коефіцієнт тертя, контактна міцність, зносостійкість.

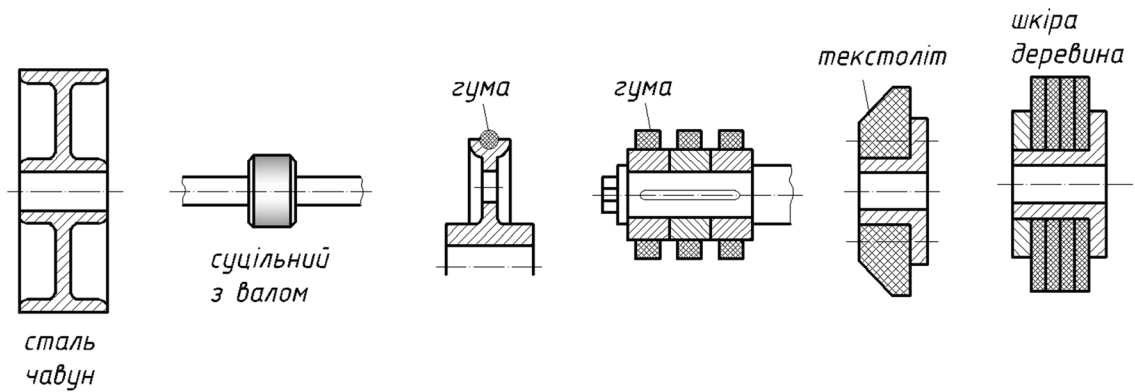
Матеріали пари ведучий – ведений коток:

- 1) загартована сталь – загартована сталь -> висока несуча швидкість, високий к.к.д.; найкраще - сталь ШХ15; для тихохідних передач – 40Х, 40ХН;
- 2) чавун – чавун(або сталь) -> висока несуча здатність, малі габарити;
- 3) текстоліт, фібра – сталь, чавун -> великий коефіцієнт тертя, менша сила притискання, (середньо і мало навантажені передачі);
- 4) шкіра, гума – сталь, чавун -> високий коефіцієнт тертя, мала стійкість проти спрацювання (мало навантажені передачі, передачі в приладах).

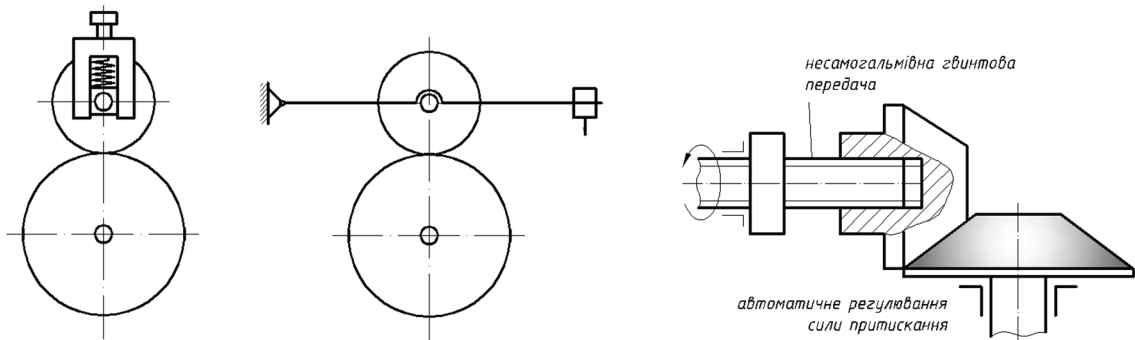
Конструкція котків визначається здебільшого матеріалом. Металеві котки можуть працювати зі змащуванням і без змащування, неметалеві - без змащування.

Ведучий коток – із більш м'якого матеріалу, щоб запобігти місцевому спрацюванню веденого котка при буксуванні.

Конструкція котків



Конструкція натискних пристроїв



Постійна сила притискання - допустима в передачах, що передають постійне робоче навантаження. Бажано, щоб сила притискання автоматично змінювалась відповідно до навантаження. Довговічність та к.к.д. таких передач більше.

Лекція 6

3.4. Циліндричні фрикційні передачі

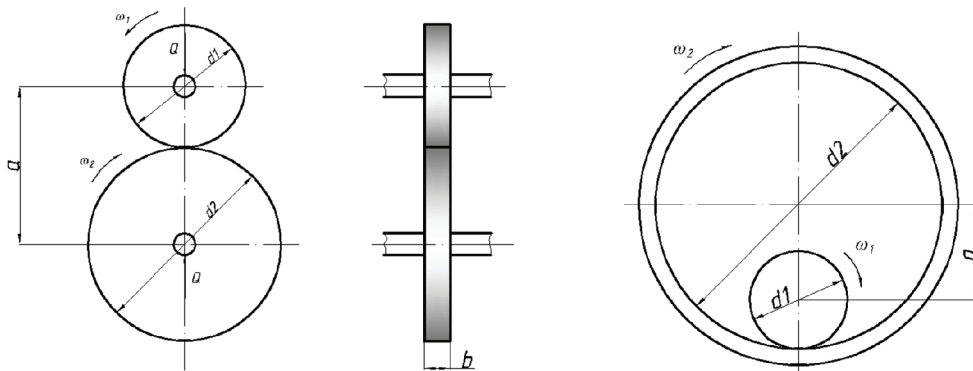
3.4.1. Геометричний розрахунок

Основні розміри:

d_1, d_2 – діаметри котків;

a – міжосьова відстань;

b – ширина котків.



$$a = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5d_1(i \pm 1); \quad \langle + \rangle - \text{зовнішнє дотикання}; \quad (3.1)$$

«-» - внутрішнє дотикання.

$$b = \psi_a a, \quad (3.2)$$

де $\psi_a = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт ширини котків.

Більші значення – для точних закритих передач.

Менші значення – для менш точних відкритих

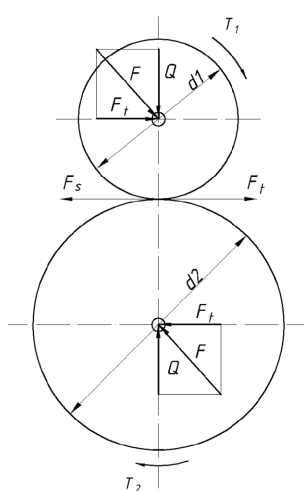
3.4.2. Кінематичних розрахунок

Передатне відношення $i = \omega_1/\omega_2$.

Кутові швидкості котків $\omega_1 = \frac{2V_1}{d_1}$; $\omega_2 = \frac{2V_2}{d_2}$, звідси $i = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1}$. Враховуючи, що

$V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$, одержимо

$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \quad (3.3)$$



В розрахунках силових передач

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad (3.4)$$

3.4.3. Зусилля в циліндричній фрикційній передачі

Колова сила $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$; T_1, T_2 - обертальні моменти.

Сила тертя $F_s = Qf$.

Для запобігання буксуванню, необхідно, щоб $F_s > F_t$, або $F_s = F_t K$, де

K - коефіцієнт запасу зачеплення котків

Підставляючи значення величин, маємо $Qf = \frac{2T_1}{d_1} K$. Звідси

$$Q = \frac{2T_1 K}{d_1 f} \quad (3.5)$$

$K = 1.3 \dots 1.5$ – для силових передач;

$K = 2.5 \dots 3$ – для кінематичних передач.

Під час роботи $F_s = F_t$

Сили, що діють на вали, $F = \sqrt{Q^2 + F_t^2}$.

3.4.4. Розрахунок котків на міцність

Види руйнування котків і критерії їх розрахунку

В зоні контакту котків виникають значні контакти напруження, які мають циклічний характер (один цикл за один оберт) і спричиняють руйнування поверхні котків.

Металеві котки в умовах змащування – руйнування поверхонь внаслідок втомного викришування. Котки без мастила – руйнування внаслідок нагрівання та відшаровування частинок матеріалу робочої поверхні.

Щоб запобігти руйнуванню металевих котків необхідно обмежити контактні напруження.

Робочі поверхні неметалевих котків зазнають спрацювання через значно більше пружне ковзання у зоні контакту.

Зменшити спрацювання можна обмеженням тиску на поверхні по довжині контакту.

Допустимі контактні напруження і тиски встановлюються на основі досвіду експлуатації передач.

Металеві котки

Металеві котки розраховуються на контактну міцність.

Умова контактної міцності робочих поверхонь $\sigma_H \leq [\sigma]_H$, де σ_H -- контактні напруження.

Згідно з формулою Герца за лінійного дотикання деталей

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{3B}}} \quad (3.6)$$

Розрахунковий тиск по ширині котків (з врахування формули (5))

$$q = \frac{Q}{b} K_\beta; \quad (3.7)$$

Z_M -- параметр, що враховує пружні властивості матеріалу котків;

K_β - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків, $K_\beta = 1.1 \dots 1.3$. Менші значення для точно виготовлених і змонтованих передач при відносно невеликій ширині котків.

ρ_{3B} - зведений радіус кривини поверхні котків;

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} (1 \pm \frac{1}{i}) = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \quad (3.8)$$

Підставляючи (3.7) і (3.8) в (3.6), одержимо умову міцності для перевірного розрахунку

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{QK_\beta}{bd_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma]_H \quad (3.9)$$

Параметр Z_M визначається за формулою

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)]}};$$

E_1, E_2, μ_1, μ_2 - модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалу котків.

Якщо котки з однакового матеріалу,

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}.$$

Для сталевих котків ($E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0.3$) $z_M = 275$ МПа^{1/2}.

Для чавунних котків $z_M = 210$ МПа^{1/2}.

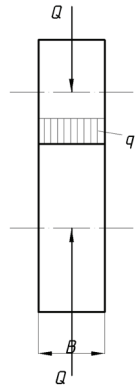
Для поєднання чавун-сталь $z_M = 235$ МПа^{1/2}.

Неметалеві котки

Розраховуються на стійкість проти спрацювання.

Умова обмеження тиску у контакті $q \leq [q]$.

З врахуванням (3.7) маємо $q = \frac{QK_\beta}{b} \leq [q]$ (3.10)



Проектувальний розрахунок передач

При проектувальному розрахунку визначаємо міжосьову відстань a .

Для металевих котків.

Підставляємо в (3.9) значення величин згідно з (3.1), (3.2), (3.5):

$$Q = \frac{2T_1K}{d_1f}, \quad b = \psi_a a; \quad d_1 = \frac{2a}{i \pm 1}.$$

Одержимо

$$z_M \frac{T_1 K K_\beta (i \pm 1)^3}{2 f \psi_a a^3 i} \leq [\sigma]_H^2 \quad \text{звідси}$$

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{Z_M^2 T_1 K K_\beta}{2 f \psi_a i [\sigma]_H^2} (i \pm 1)}; \quad Z_M, \text{МПа}; \quad T_1, \text{Н*мм}; \quad [\sigma], \text{МПа}; \quad a, \text{мм}. \quad (3.11)$$

Для неметалевих котків.

Підставляємо в (3.10) значення величин згідно з (3.1), (3.2), (3.5), одержимо

$$a \geq \sqrt{\frac{T_1 K K_\beta (i \pm 1)}{f \psi_a [q]}} \quad T_1, \text{Н*мм}; \quad [\sigma], \text{МПа}; \quad a, \text{мм}. \quad (3.12)$$

Знаючи міжосьову відстань, розраховуємо геометричні параметри передачі і сили Q і F .
Допустимі напруження:

Сталь-сталь із мастилом : $[\sigma]_H = (2.5 \dots 3) HB$;

без мастила: $[\sigma]_H = (1.2 \dots 1.5) HB$;

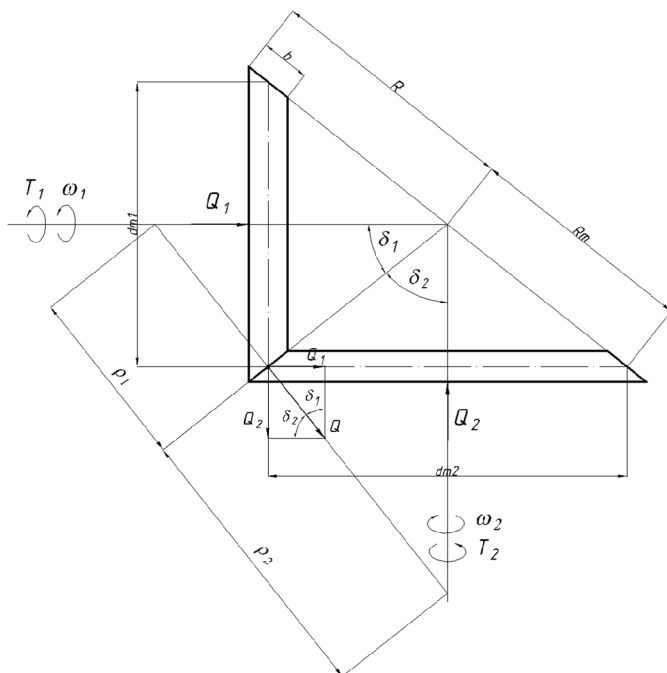
Чавун-чавун: $[\sigma]_H = 1.5 \sigma_B$, де σ_B - границя міцності при згині.

Лекція 7

3.5. Конічні фрикційні передачі

Конічні фрикційні передачі використовуються для передачі обертального руху між валами, осі яких перетинаються.

3.5.1. Геометричний розрахунок передачі



Основні розміри :

d_{m1}, d_{m2} – середні діаметри котків;

R, R_m – зовнішня і середня конусні відстані;

b – ширина котків;

δ_1, δ_2 – кути при вершинах конусів;

Найчастіше $\sum \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Для цієї передачі справедливі наступні співвідношення

$$R_m = \sqrt{(d_{m1}/2)^2 + (d_{m2}/2)^2} = \frac{1}{2} \sqrt{d_{m1}^2 + d_{m2}^2}. \quad (3.13)$$

$$b = \psi_R R_m. \quad (3.14)$$

Коефіцієнт ширини котків $\psi_R = 0.2 \dots 0.3$.

3.5.2. Кінематика передачі

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_{m2} / d_{m1}. \quad (3.15)$$

Співвідношення між параметрами:

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{1+i^2}; \quad (3.16)$$

$$d_{m1} = \frac{2R_m}{\sqrt{1+i^2}}; \quad d_{m2} = \frac{2R_m i}{\sqrt{1+i^2}}; \quad (3.17)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{m1}}{d_{m2}} = \frac{1}{i}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = i. \quad (3.18)$$

3.5.3. Зусилля у конічній передачі

Умова відсутності буксування : сили тертя $F_s \rangle F_t$ - колова сила;

$F_s = F_t K$; K - коефіцієнт запасу зачеплення.

$$F_s = Qf; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad Qf = \frac{2T_1}{d_{m1}} K. \text{ Звідси}$$

$$Q = \frac{2T_1}{d_{m1} f} K \quad (3.19)$$

Коефіцієнт K має значення, як для циліндричної передачі:

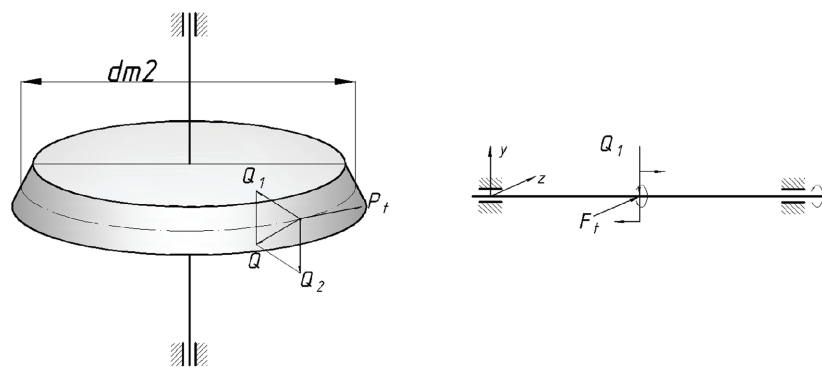
силова передача – $K = 1.3 \dots 1.5$;

кінематична – $K = 2.5 \dots 3$,

Складові сили: $Q_1 = Q \sin \delta_1$

$$Q_2 = Q \sin \delta_2$$

Якщо $\delta_1 \langle \delta_2$, то $Q_1 \langle Q_2$. Звідси – натискний пристрій доцільно розміщувати з боку меншого котка. Навантаження, що діє на ведений вал, і розрахункова схема вала показано на рисунку.



Навантаження веденого вала 2.

3.5.4. Розрахунок конічних фрикційних передач на міцність

Перевірний розрахунок

Металеві котки

Умова контактної міцності

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{q}{2\rho_{3B}}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.20)$$

Розрахунковий тиск по довжині

$$q = \frac{Q}{b} K_\beta. \quad (3.21)$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження $K_\beta = 1.3 \dots 1.5$ (більший ніж для циліндричних передач через складність точного виготовлення і монтажу);

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}; \quad \rho_1 = R_m \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{1+i^2} \frac{1}{i};$$

$$\rho_2 = R_m \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{1+i^2} i$$

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{2i}{d_{m1} \sqrt{1+i^2}} + \frac{2i}{d_{m1} i \sqrt{1+i^2}} = \frac{2}{d_{m1}} \frac{\sqrt{1+i^2}}{i}. \quad (3.22)$$

Підставляючи (3.21) і (3.22) в (3.20), одержимо

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{Q K_\beta \sqrt{i^2+1}}{b d_{m1} i}} \leq [\sigma]_H \quad (3.23)$$

Неметалеві котки

Умова стійкості проти спрацювання

$$q = \frac{Q}{b} K_\beta \leq [q] \quad (3.24)$$

Проектний розрахунок

Металеві контакти

Підставляємо значення $Q = \frac{2T_1}{d_{m1} f} K$ (3.19); $b = \psi_R R_m$ (3.14) і $R_m = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{i^2+1}$ (3.16) в

(3.23). Одержимо

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{\frac{4Z_M^2 K K_\beta}{f \psi_R i [\sigma]_H^2}}. \quad (3.25)$$

За формулами (3.16), (3.14), (3.17) визначимо R_m , b , $d_{m2} = d_{m1} i$, Q .

Неметалеві котки

Підставляючи (3.19), (3.14), (3.16) в (3.24), одержимо

$$d_{m1} \geq \sqrt{\frac{4T_1 K K_\beta}{f \psi_R \sqrt{i^2 + 1} [q]}} \quad (3.26)$$

3.6. Фрикційні варіатори

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечується плавне безступеневе регулювання швидкості обертання веденого вала при постійній швидкості ведучого вала.

Відомі конструкції варіаторів на 100 кВт

Застосування – у приводах метало - та деревооброблювальних верстатів, пресів, конвеєрів, машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, у приладах.

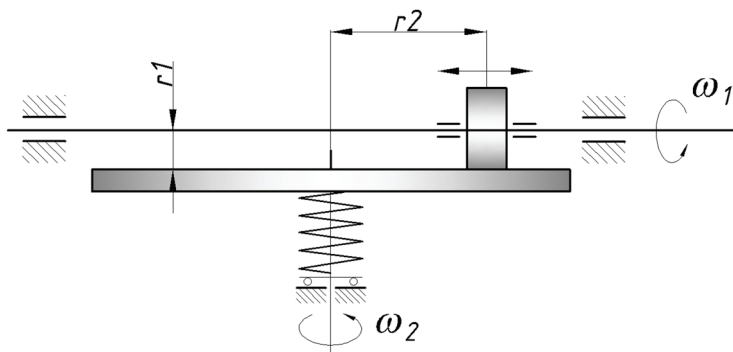
Основна регульовальна характеристика варіатора – *діапазон регулювання D*:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} \quad \text{при} \quad \omega_{1\max} = const$$

Оскільки $\omega_{2\max} = \omega_{1\max} / i_{\min}$; $\omega_{2\min} = \omega_{1\max} / i_{\max}$, маємо $D = i_{\max} / i_{\min}$.

3.6.1. Схеми варіаторів

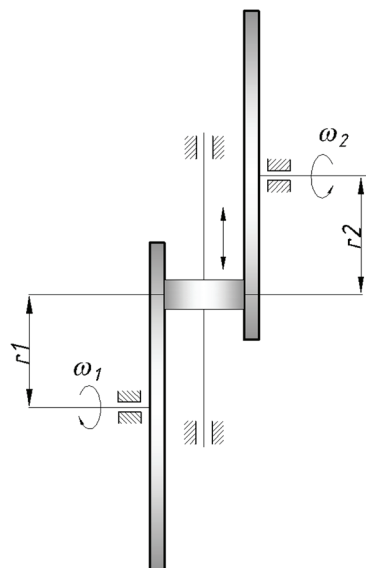
Лобовий варіатор



$$\begin{aligned} r_1 &= const \\ r_2 &= var \end{aligned}$$

$$D = \frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} = 2 \dots 4.$$

Лобовий дводисковий варіатор



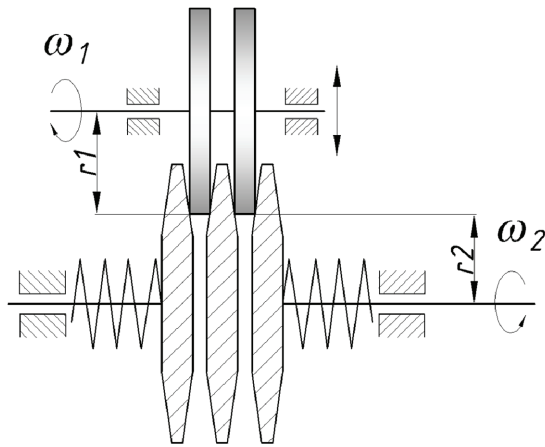
$$i = \frac{r_2}{r_1}$$

$$\begin{aligned} r_1 &= var \\ r_2 &= var \end{aligned}$$

$$D = \left(\frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} \right)^2 = 8 \dots 10$$

$$\begin{aligned} \text{при} \quad r_{1\max} &= r_{2\max} \\ r_{1\min} &= r_{2\min} \end{aligned}$$

Дисковый вариатор

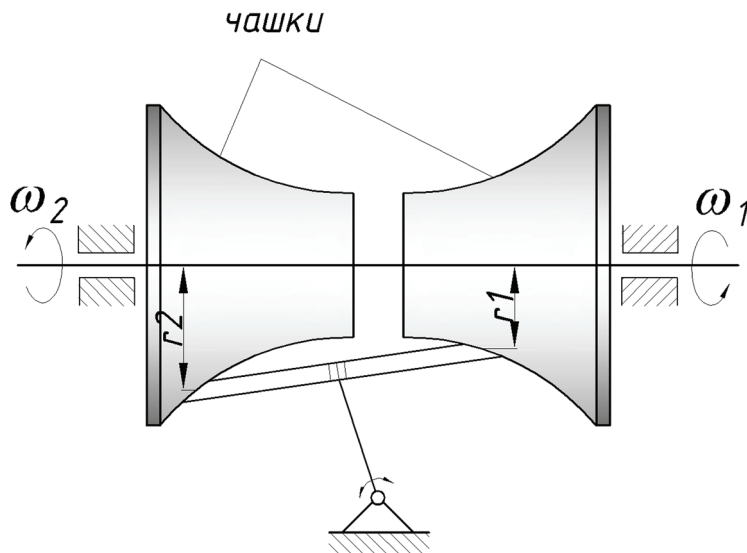


$$r_1 = const$$

$$r_2 = var$$

$$D = \frac{r_{2max}}{r_{2min}} = 4 \dots 5.$$

Торовый



$$D = \left(\frac{r_{2max}}{r_{2min}}\right)^2 = 6 \dots 8$$

$$D = \frac{i_{max}}{i_{min}}$$

$$i_{max} = \frac{r_{2max}}{r_{1min}}$$

$$i_{min} = \frac{r_{2min}}{r_{1max}}$$

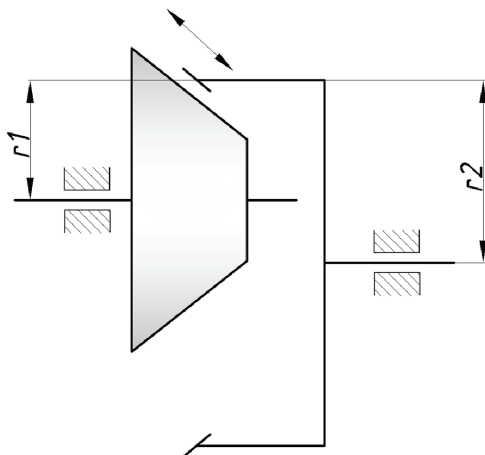
$$i = \frac{r_2}{r_1}$$

$$D = \frac{r_{2max} r_{1max}}{r_{1min} r_{2min}} = \left(\frac{r_{2max}}{r_{2min}}\right)^2$$

ПРИ $r_{1max} = r_{2max}$;

$$r_{1min} = r_{2min}.$$

Конусный

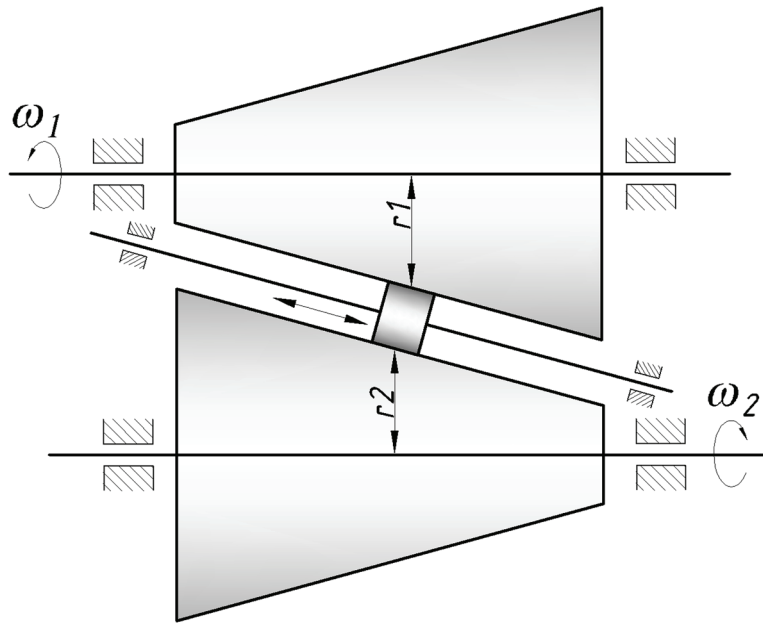


$$r_2 = const$$

$$r_1 = var$$

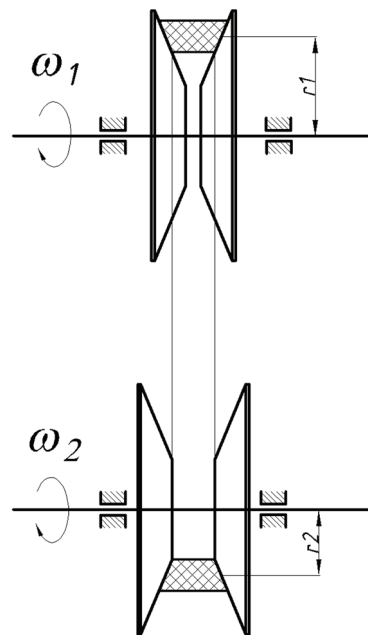
$$D = \frac{r_{1max}}{r_{1min}} \leq 3.$$

Конусний з проміжним диском



$$D = \left(\frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} \right)^2 = 5 \dots 6$$

Клинопасовий



$$D = \left(\frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} \right)^2 \leq 5$$

3.6.2. Розрахунок фрикційних варіаторів

Фрикційні варіатори розраховуються за такими ж методиками, як і фрикційні передачі. У більшості випадків один із елементів варіатора (коток або проміжна ланка) виготовляють із неметалевих матеріалів. Тому розрахунок виконують за умови обмеження контактного тиску q .

Приклад: розрахунок лобового варіатора.

Нехай T_1 – обертальний момент на ведучому валу. Тоді сила притискання ролика до диска буде $Q = \frac{2T_1}{d_1 f} K$. Умова обмеження тиску

$$q = \frac{Q}{b} K_{\beta} = \frac{2T_1 K K_{\beta}}{d_1 f b} \leq [q]; \quad (3.27)$$

Ширина ролика-котка

$$b = \psi_d d_1 \quad (3.28)$$

З (3.27) і (3.28) мінімально допустимий діаметр ролика-котка

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2T_1 K K_{\beta}}{\psi_d f [q]}}. \quad (3.28)$$

Значення $K, K_{\beta}, f, [q]$ – як для фрикційної передачі; $\psi_d = \frac{b}{d_1} = 0.15 \dots 0.20$.

