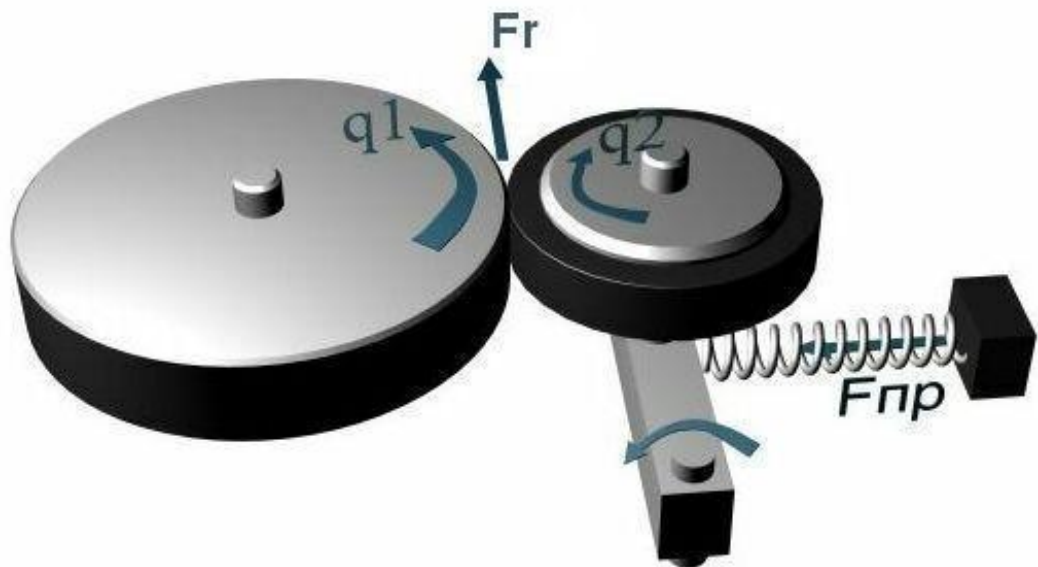


Тема 3.3. Фрикційні передачі

План

1. Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передач. Матеріали котків
2. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передачі. Умова працездатності передачі. Основні відомості про розрахунок передачі на контактну витривалість

<https://www.youtube.com/watch?v=aSWWZGrSMfM&list=PL0zol8RGxnIZ1Ry79037I7H8MYTpkbS5y&index=11>



1. Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передач. Матеріали котків

Фрикційна передача (рис. 3.1) складається з двох котків (роликів) 1 і 2, які притиснуті один до одного силою F_r . Обертання від одного котка до другого передається за рахунок сили тертя F_f .

Фрикційні передачі застосовують для передавання потужністю до 20 кВт. Значення коефіцієнта корисної дії лежить у межах 0,90...0,95. Через обмеження габаритних розмірів передаточне число рекомендують брати $u \leq 10$.

Принцип фрикційної передачі широко застосовують для перетворення обертального руху в поступальний, наприклад, у транспортних машинах – колесо і рейка або дорога, у металургійній промисловості – прокатні стани тощо.

Матеріалами фрикційних котків найчастіше використовують сталі ШХ15 з термообробкою до твердості 50...55 HRC, леговані сталі 40X, 40XH із

гартуванням, чавун, неметалеві матеріали – текстоліт, фібру, деревину, шкіру та гуму.

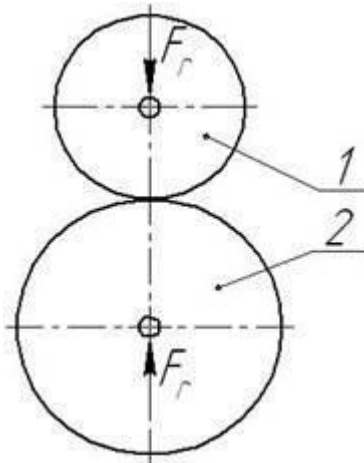


Рис. 3.1. Схема фрикційної передачі

Будова котків здебільшого визначається матеріалами. Металеві котки виготовляють дискової форми (рис. 3.2а), металеві котки малих діаметрів роблять суцільними разом з валом (рис. 3.2б), неметалеві котки виготовляють збірної насадної конструкції, наприклад, рис. 3.2в.

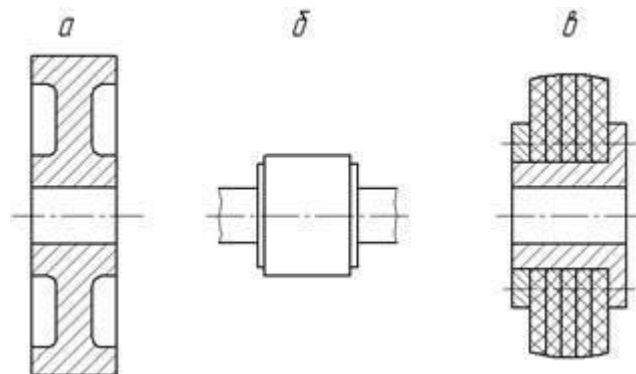


Рис. 3.2. Схеми будови котків фрикційної передачі

Для створення потрібної сили притискання котків використовують натискні пристрої. На рис. 3.3 показані схеми натискних пристроїв, що забезпечують постійну силу притискання котків за допомогою стиснутої пружини (рис. 3.3а) і за допомогою ваги тягарця на важелі (рис. 3.3б).

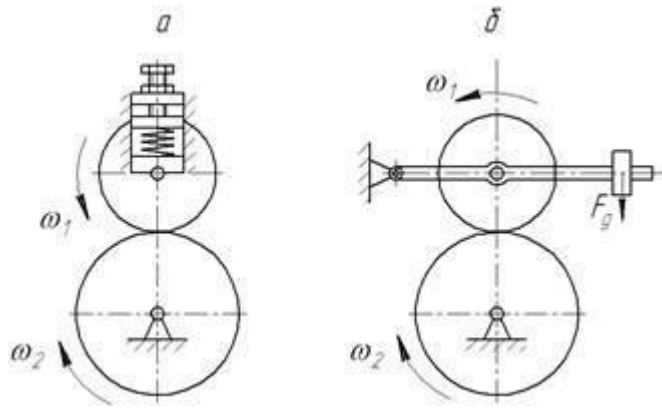


Рис. 3.3. Схеми натискних пристроїв фрикційної передачі
Фрикційні передачі поділяють на два класи:

- передачі з умовно постійним передаточним числом;
- передачі з змінним передаточним числом – фрикційні варіатори.

Передачі постійного передаточного числа

До передач постійного передатного числа відносять такі передачі, які забезпечують передаточне число:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = \text{const} , \quad (3.1)$$

де ω_1 і ω_2 – кутові швидкості, відповідно ведучого і веденого котків.

Передачі постійного передаточного числа в свою чергу класифікують за такими ознаками:

- *передачі з паралельними осями, з гладким ободом, зовнішнього дотикання (рис. 3.4а)*



і внутрішнього дотикання (рис. 3.4б);



- передачі з паралельними осями, з клинчастим ободом, зовнішнього дотикання (рис. 3.4в) і внутрішнього дотикання (рис. 3.4г);

- передачі з осями, що перетинаються, з гладким (рис. 3.4д) і клинчастим (рис. 3.4е) ободом.

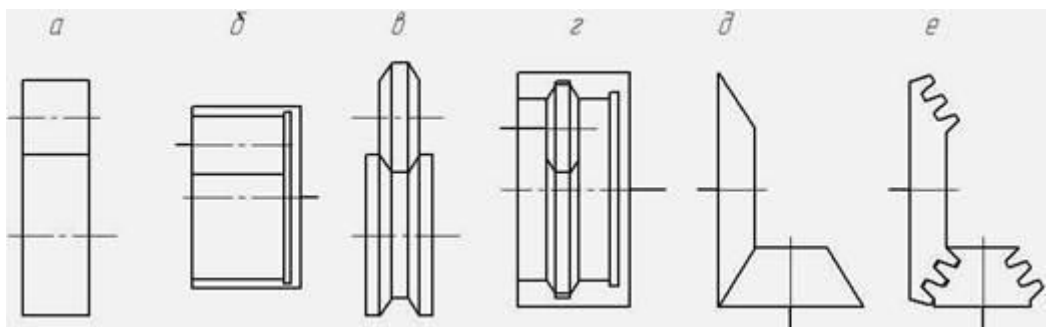
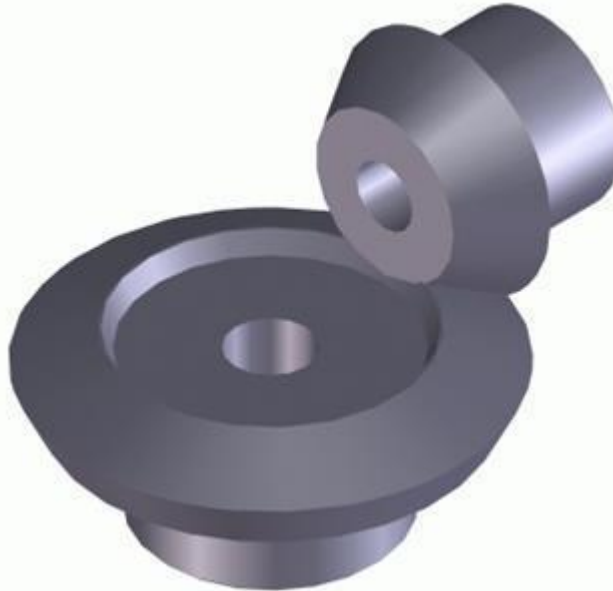


Рис. 3.4. Схеми фрикційних передач постійного передаточного числа

Передачі змінного передаточного числа – фрикційні варіатори

До передач змінного передатного числа відносять такі передачі, які забезпечують передаточне число – це фрикційні варіатори.

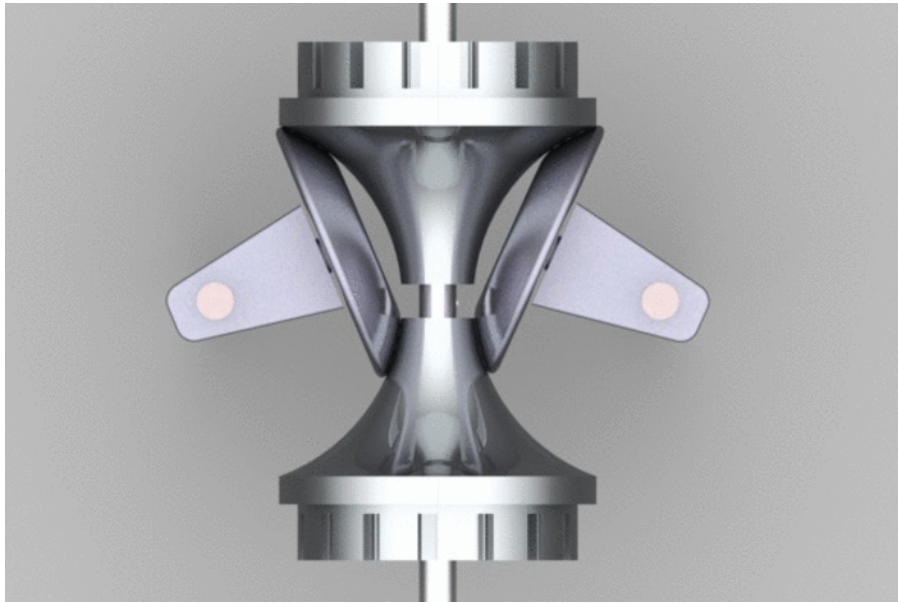
$$u = \omega_1 / \omega_2 = \text{var} , \quad (3.2)$$

Передачі із змінним передаточним числом – фрикційні варіатори розрізняють за конструктивними ознаками та принципом роботи. Умовно всі фрикційні варіатори можна поділити на два класи:

- *варіатори з безпосереднім контактом котків: лобовий (рис. 3.5а), конусний (рис. 3.5б), дисковий (рис.3.5в);*
- *варіатори з проміжними котками:*
- *конусний (рис. 3.6а);*



- *торовий (рис. 3.6б);*



- кульовий (рис. 3.6в).

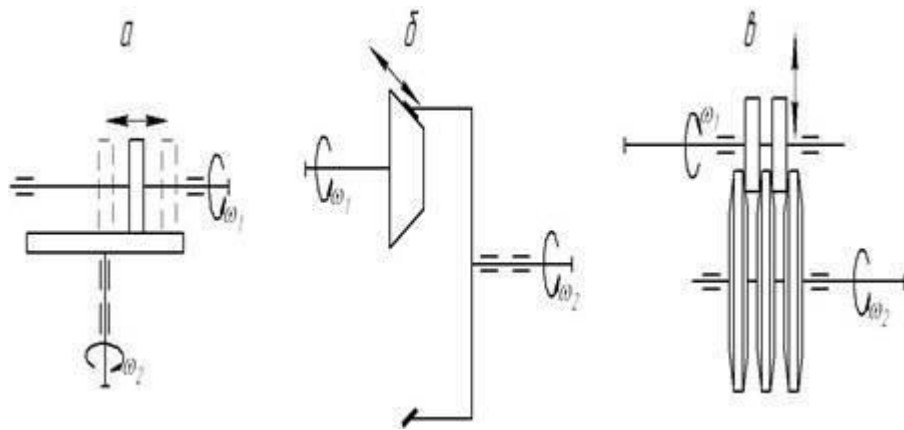


Рис. 3.5. Схеми фрикційних варіаторів з безпосереднім контактом котків

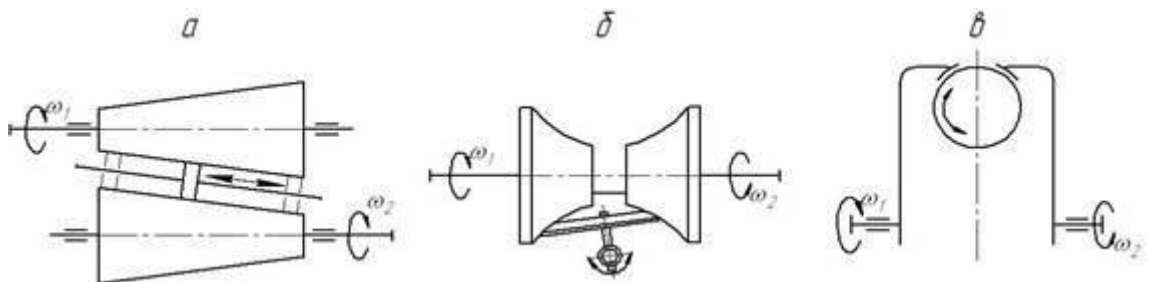


Рис. 3.6. Схеми фрикційних варіаторів з проміжними котками

Основною характеристикою фрикційного варіатора є *діапазон регулювання* D – це відношення кутових швидкостей, відповідно

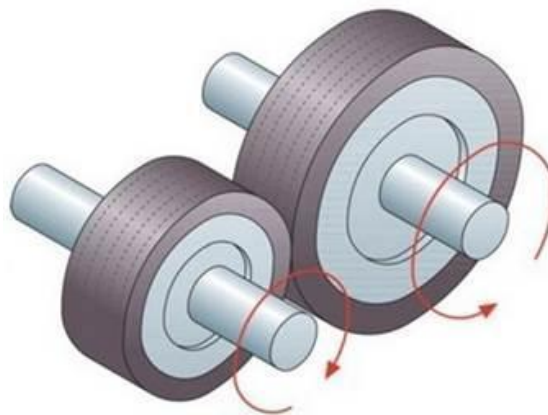
максимальної $\omega_{2\max}$ і мінімальної $\omega_{2\min}$ веденого котка за постійної кутової швидкості ω_1 ведучого котка:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} \quad (3.3)$$

Враховуючи те, що $\omega_{2\max} = \omega_1 / u_{\min}$ і $\omega_{2\min} = \omega_1 / u_{\max}$, діапазон регулювання варіатора можна визначити через максимальне ($u_{\max}$) і мінімальне ($u_{\min}$) передатні числа

$$D = u_{\max} / u_{\min} \quad (3.4)$$

2. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передачі. Умова працездатності передавача. Основні відомості про розрахунок передач на контактну витривалість



Суть розрахунків фрикційних передач на контактну міцність показана на прикладі передачі з паралельними осями, з гладким ободом, зовнішнього дотикання – циліндричної фрикційної передачі (рис. 3.7).

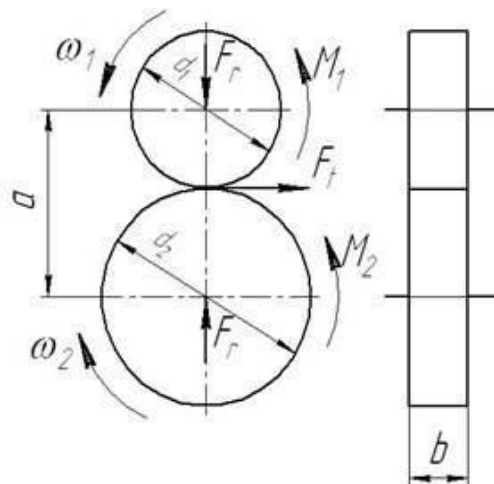


Рис. 3.7. Розміри і навантаження циліндричної фрикційної передачі

Основними розмірами циліндричної фрикційної передавачі є діаметри котків d_1 і d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між розмірами такий:

$$a = 0,5(d_1 + d_2); \quad d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon); \quad b = \psi_a \cdot a. \quad (3.5)$$

Тут: ε – коефіцієнт пружного ковзання ($\varepsilon \leq 0,03$); ψ_a – коефіцієнт ширини котків ($\psi_a = 0,2 \dots 0,4$).

Для передавання зовнішнього навантаження слід забезпечити умову $F_f \geq F_t$, де F_f – сила тертя в контакті котків; F_t – колова сила на котках. Враховуючи те, що $F_f = f \cdot F_r$ і $F_t = 2M_1 / d_1$ та беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K_z , можна визначити потрібну силу притиску котків F_r , яка забезпечить відсутність їхнього проковзування:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_1 \cdot K_z}{f \cdot d_1}. \quad (3.6)$$

Розрахунок фрикційних передач з металевими котками виконують на контактну міцність. Для лінійного дотикання, згідно з формулою Герца, маємо:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \cdot E_{ze} / \rho_{ze}} \leq [\sigma_H], \quad (3.7)$$

де $q = F_r / b$ – розподілене навантаження в контакті котків.

$E_{ze} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – зведений модуль пружності першого роду, де E_1, E_2 – модулі пружності першого роду матеріалів котків 1 і 2; ρ_{ze} – зведений радіус кривизни контакту котків.

$$\frac{1}{\rho_{ze}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (3.8)$$

де $\rho_1 = 0,5d_1$ і $\rho_2 = 0,5d_2$ – радіус кривизни, відповідно котків 1 і 2.

Якщо $d_2 = u \cdot d_1$, після підставлення отримаємо

$$\frac{1}{\rho_{ze}} = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}. \quad (3.9)$$

Підставимо значення q і ρ_{Σ} в умову контактної міцності, після перетворень отримаємо:

$$\sigma_H = 0,836 \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot E_{\Sigma} \cdot K_{\Sigma} \cdot K_{\beta} \cdot \frac{u+1}{u}}{f \cdot b \cdot d_1^2}} \leq [\sigma_H] \quad (3.10)$$

де K_{β} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на ширині котків.

Формулу для проектного розрахунку дістанемо, якщо підставимо в умову контактної міцності b і d_1 через міжосьову відстань a . Як результат отримаємо:

$$a = 0,560 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot E_{\Sigma} \cdot K_{\Sigma} \cdot K_{\beta} \cdot (u+1)^3}{\psi_a \cdot f \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u}} \quad (3.11)$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ беруть із довідкової літератури залежно від матеріалів котків і умов їх роботи. За визначеним значенням a підраховують діаметри d_1 і d_2 та ширину котків b . Інші фрикційні передачі розраховують та проектують за рекомендаціями, наведеними у літературі з деталей машин.