

## Лекція 6

### 12.2 Фрикційні передачі

#### 12.2.1 Принцип роботи, класифікація

*Фрикційна передача* — один із різновидів механічної передачі, в якій рух однієї жорсткої ланки перетворюється в рух іншої жорсткої ланки за рахунок сил тертя в одній або декількох зонах контакту (спряження).

Фрикційні передачі застосовуються при відсутності жорстких вимог до стабільності передавального відношення і передають обертовий рух, або перетворюють обертовий в поступальний (колесо-рейка, прокатні стани) і навпаки ( в приладах – привод стрілки).

Найпростіша фрикційна передача складається з двох котків 1 і 2, які посаджені на вали і притиснуті один до одного силою  $F_r$  (рис.4.39). Рух передається силою тертя  $F_f$ , яка повинна бути не менша за колову силу  $F_t$

$$F_f \geq F_t. \quad (4.41)$$

Щоб забезпечити надійність зчеплення збільшують силу тертя

$$F_f = k \cdot F_t, \quad (4.42)$$

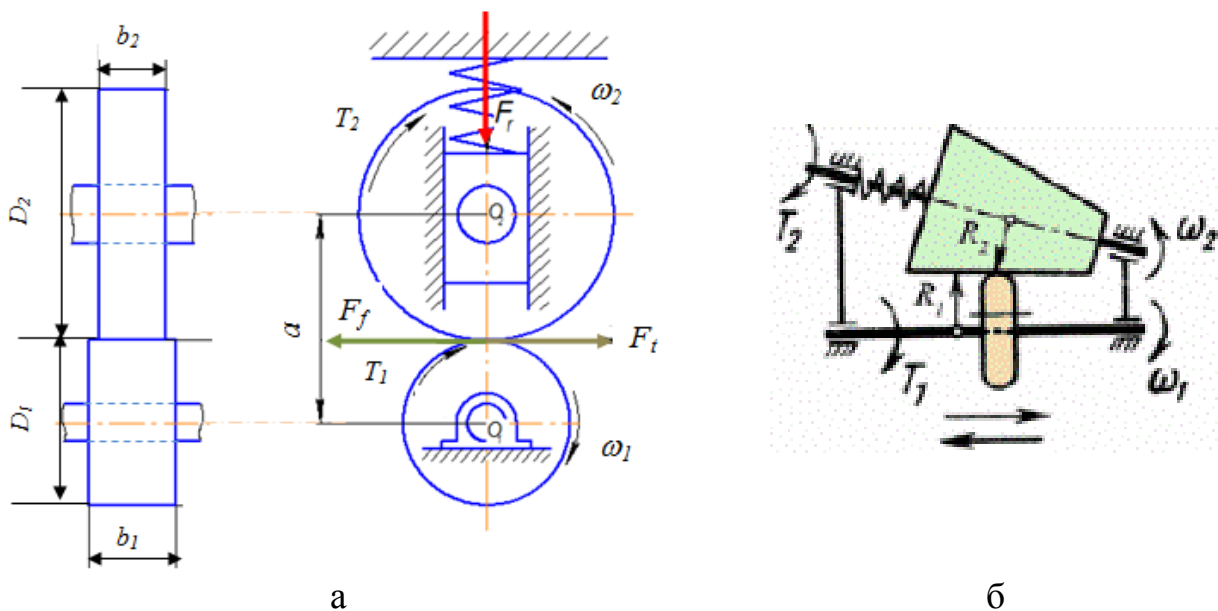
де  $k$  – коефіцієнт запасу зчеплення,  $k > 1$ .

Умова роботи фрикційної передачі

$$k \cdot F_t \leq f \cdot F_n \quad (4.43)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя (із рекомендацій).

Недотримання цієї умови призводить до буксування і швидкого зносу котків.



1 – ведучий коток; 2 – ведений коток  
Рисунок 4.39 – Схема фрикційної передачі:

а - з нерегульованим передаточним відношенням;

б - з регульованим передаточним відношенням

Колова сила визначається за формулою:

$$F_t = \frac{2000T}{D} \quad (4.44)$$

де  $D$  – діаметр котка, м;

$T$  - момент обертання, Нм.

Більшість фрикційних передач, що застосовуються в машинобудуванні, дозволяють передавати потужність до 20 кВт при окружній швидкості котків до 25 м/сек. Значення коефіцієнту корисної дії лежить в межах 0,9...0,95. Через обмеження габаритних розмірів передавальне відношення рекомендують брати  $u \leq 10$ .

Фрикційні передачі знаходять застосування в ковальсько-пресовому обладнанні (фрикційні преси, фрикційні молоти), металорізальних верстатах, транспортуючих машинах (наприклад лебідки з фрикційним приводом); в приладах, лічильно-обчислювальних машинах і т.д. Найбільше застосування в машинобудуванні мають фрикційні варіатори. Варіатори використовують як в кінематичних, так і в силових передачах. За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передавальне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати  $u \leq 10$ . ККД фрикційних передач коливається в межах  $\eta = 0,90...0,95$ .

Фрикційні передачі поділяють на два класи: з нерегульованим (умовно постійним) і з регульованим (змінним) передаточним відношенням. Останні називаються фрикційними варіаторами.

Фрикційні передачі з нерегульованим передавальним числом в свою чергу класифікують за такими ознаками (рис. 4.40):

- за розташуванням валів: з паралельними осями валів і з осями валів, що перетинаються;
- за розташуванням точок дотикання: зовнішнього дотикання; внутрішнього дотикання;
- за формою поверхні котків: циліндричні; конічні; кульові; торові; з клиновим ободом;
- за способом притискання котків: з постійним; з автоматично регульованим.

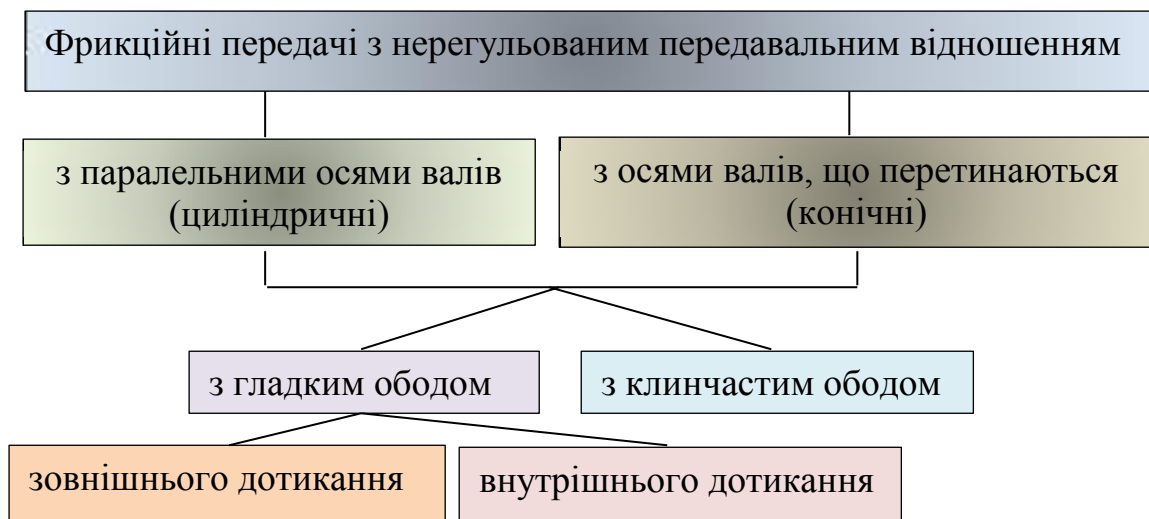


Рисунок 4.40 - Класифікація фрикційних передач з нерегульованим передаточним відношенням

Притискання котків здійснюється двома способами:

- з постійною силою притискання, яка створюється за допомогою попередньої деформації податливих котків при складанні, встановленні стиснутих пружин, використанні власної ваги елементів, встановленні вантажу на важелі тощо;
- зі змінною (регульованою) силою притискання, яка автоматично змінюється зі зміною навантаження.

Залежно від умов роботи фрикційні передачі поділяють на відкриті (працюють без мастила) і закриті (працюють у корпусі з мастилом). У відкритих передачах коефіцієнт тертя вищий, а необхідна сила притискання котків менша, але у закритих передачах наявність мастила забезпечує відведення тепла і підвищує довговічність передач. Для закритих фрикційних передач  $\eta = 0,88 \dots 0,93$ , для відкритих  $\eta = 0,78 \dots 0,86$ .

*Переваги* фрикційних передач: простота конструкції; плавність та безшумність роботи за високих швидкостей (до 25 м/с); запобігання руйнуванню деталей механізму у разі перевантажень за рахунок буксування котків; можливість плавного регулювання передаточного відношення.

*Недоліки* фрикційних передач: несталість передаточного відношення через проковзування котків; високі навантаження на вали і опори передачі через необхідність притискання котків; необхідність застосування спеціальних притискних пристроїв; можливість пошкодження робочих поверхонь котків під час буксування.

## 12.2.2 Ковзання у фрикційній передачі

Ковзання є причиною спрацювання котків, низького ККД передачі та несталості її передаточного відношення. Ковзання призводить до зменшення кутової швидкості веденого вала.

Розрізняють три види ковзання: *буксування*, *пружне ковзання* і *геометричне ковзання*.

*Буксування* – виникає під час перевантаження передачі. 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 (рис.4.41). Під дією зусиль  $F_n$  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.

Коефіцієнт пружного ковзання котків:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (4.44)$$

де  $v_1, v_2$  – колові швидкості точок, розміщених на циліндричній поверхні ведучого і веденого котків. Коефіцієнт пружного ковзання котків 1 і 2.

Значення коефіцієнта пружного ковзання не перевищує 0,01...0,03. Для зменшення пружного ковзання слід застосовувати матеріали котків з великими модулями пружності  $E$ .

*Геометричне ковзання* зумовлено нерівністю швидкостей ведучого і веденого котків на ділянці контакту.

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. Для відсутності буксування необхідно, щоб швидкості на лінії контакту були рівними між собою  $v_1 = v_2$ . Це можливе тільки для однієї точки  $P$ , яка називається *полюсом кочення*. У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання зі швидкістю  $v_s = v_1 - v_2$ .

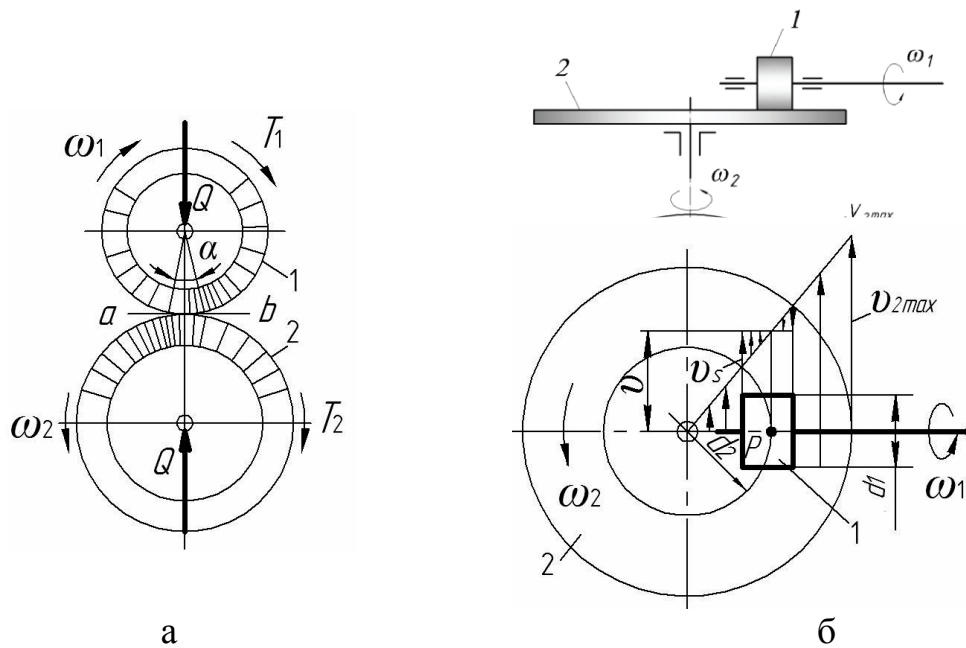


Рисунок 4.41 - Пружне (а) та геометричне (б) ковзання у фрикційній передачі

Найдосконалішими є фрикційні передачі, в яких геометричне ковзання відсутнє.

### 12.2.3 Матеріали деталей фрикційних передач

Матеріали котків фрикційних передач повинні мати: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя для зменшення необхідної сили притискання котків; високу контактну міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення необхідної довговічності передачі.

Найкраще цим вимогам відповідають такі поєднання матеріалів котків:

- *загартована сталь – загартована сталь*, яке забезпечує найбільшу контактну міцність (сталь ШХ15 із термообробкою до твердості  $H=(50...55)HRC$ , для тихохідних передач – леговані сталі 40Х, 40ХН та ін. із гартуванням та середнім відпуском);
- *чавун – чавун (або сталь)* також забезпечує достатню несучу здатність передачі, може працювати з мастилом або без нього;
- *текстоліт, фібра – сталь (чавун)* застосовують в середньо - та мало навантажених передачах;
- *шкіра, деревина, гума – сталь (чавун)* має високий коефіцієнт тертя, але низьку стійкість проти спрацювання, використовують в мало навантажених передачах та кінематичних передачах приладів.

Конструкція котків визначається матеріалами, з яких вони виготовлені.

Металеві котки мають дискову форму, а котки малих діаметрів виготовляють суцільними разом з валом. Котки з неметалевих матеріалів працюють без змащення і виготовляються складеними насадними – на маточині зі сталі чи чавуну закріплюються диски або кільця із гуми, текстоліту, деревини, шкіри тощо.

#### 12.2.4 Види руйнування котків і критерії робоздатності

У зоні контакту сполучених фрикційних котків виникають контактні напруження  $\sigma_H$ . Оскільки при роботі передачі зона контакту безперервно переміщується по робочих поверхнях, то поверхневі шари матеріалу котків зазнають багаторазово повторювані змінні напруження і схильні до втомного викришування, нагріванню і зносу.

Втомне викришування зустрічається в закритих передачах, що працюють зі змащенням. Циклічна дія контактних напружень сприяє розвитку мікротріщин на робочих поверхнях котків. Сили тертя зрушують метал, а мастило під високим тиском заповнює розкриті тріщини. Під час закриття тріщини тиск мастила різко зростає і частки металу відокремлюються, що призводить до утворення раковин. Багаторазові повторення цих процесів розширюють утворені раковини.

Зношування виникає в передачах, що працюють без мастила або за відсутності умов для утворення режиму рідинного тертя.

Задир поверхні, пов'язаний з буксуванням або з перегрівом передачі за великих швидкостей і навантаження в умовах недостатнього змащування.

Основними критеріями робоздатності фрикційних передач з металевими котками, які працюють зі змащенням є втомне викришування, без змащення – нагрівання; для передач, у яких один із котків має неметалеву робочу поверхню – зношування.

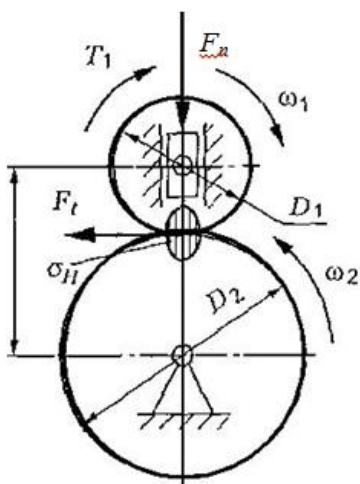


Рисунок 4.42 – розрахункова схема циліндричної фрикційної передачі

### 12.2.5 Розрахунки фрикційних передач

Перелічені види руйнування залежать від напружень у місці контакту, тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за контактними напруженнями  $\sigma_H$ .

Згідно з формулою Герца за початкового лінійного дотикання деталей максимальне контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{w}{2\rho_{3\epsilon}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.45)$$

де  $Z_M$  – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів котків (вибирається із рекомендацій);

$w = \frac{F_n k_\beta}{b}$  – розрахункове питоме навантаження;

$\rho_{3\epsilon}$  – зведений радіус кривини робочих поверхонь котків;

$F_n$  - сила притискання котків;

$k_\beta$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків,  $k_\beta = 1, 1 \dots 1, 3$  (менші значення приймаються для точно виготовлених та змонтованих передач за відносно невеликої ширини котків).

Необхідна сила притискання котків визначається із умови відсутності буксування в передачі тобто сила тертя, яка створюється силою притискання, не має бути меншою колової сили, що передається:

$$F_n \geq \frac{F_t k}{f} = \frac{2000 T_1 k}{D_1 f}. \quad (4.46)$$

Звідки

$$w = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta}{D_1 \cdot f \cdot b}. \quad (4.47)$$

З урахуванням того, що  $D_1 = \frac{2a}{u+1}$  і  $D_2 = \frac{2 \cdot a \cdot u}{u+1}$  зведений радіус кривини робочих поверхонь котків дорівнює:

$$\frac{1}{\rho_{3\epsilon}} = \frac{1}{D_1/2} + \frac{1}{D_2/2} = \frac{2(D_1 + D_2)}{D_1 \cdot D_2} = \frac{2\left(\frac{2a}{u+1} + \frac{2a \cdot u}{u+1}\right)}{\frac{2a}{u+1} \cdot \frac{2a \cdot u}{u+1}} = \frac{(u+1)^2}{a \cdot u}. \quad (4.48)$$

Після підставлення (11.7), (11.8) в (11.5) отримують

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta \cdot (u+1)^2}{D_1 \cdot f \cdot b \cdot 2 \cdot u \cdot a}} = Z_M (u+1) \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta}{D_1 \cdot f \cdot b \cdot 2 \cdot a \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.49)$$

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  беруть із довідкової літератури в залежності від матеріалів котків і умов їх роботи. За визначеним значенням міжосьової відстані  $a$  визначають діаметри котків  $d_1$  і  $d_2$ , ширину котків  $b$  і потрібну силу притискання  $F_n$ . Остаточну перевірку міцності котків за прийнятими розмірами виконують за умовою (4.45).