

ЧАСТИНА 3. ПІДШИПНИКИ І МУФТИ

Тема 13. Підшипники ковзання

Загальні положення. Підшипники призначені для підтримки валів, осей і інших деталей, які обертаються у просторі. Підшипник ковзання складається, звичайно, із втулки, цапфи і мастильних пристроїв.

До переваг розглянутих підшипників відносяться: висока навантажувальна спроможність, можливість роботи при високих частотах обертання (до 5000 об/хв), можливість виконати підшипник рознімним.

Недоліком даних підшипників є значні габарити, залежність навантажувальної спроможності від режиму роботи, використання кольорових металів.

Підшипники ковзання по напрямку сприйманого навантаження підрозділяють на радіальні підшипники, підп'ятники (що сприймають осьове навантаження) і радіально-упорні підшипники (що сприймають як радіальне так і осьове навантаження).

Підшипники ковзання підрозділяють за типом тертя між поверхнями втулки і цапфи. У підшипниках із сухим тертям здійснюється безпосередній контакт поверхонь тертьових деталей. Підшипники такого типу використовуються в механізмах приладів, при невеликих зусиллях і частотах обертання. У підшипниках із граничним тертям між поверхнями тертя є шар мастила, але його товщина недостатня для повного поділу втулки і цапфи. Дані підшипники широко використовуються в механізмах із ручним приводом і періодичною дією. У відповідальних вузлах машин використовують підшипники з рідинним режимом тертя, при якому поверхні тертя гарантовано розділені шаром мастила. Значною мірою саме до цих підшипників відносилися зазначені переваги і недоліки. Підшипники з

рідинним режимом тертя, у свою чергу, підрозділяють на підшипники гідростатичні, аеростатичні, гідродинамічні, аеродинамічні. У гідростатичних і аеростатичних підшипниках поділ поверхонь тертя здійснюється за рахунок подачі в зону контакту рідини або газу під тиском. Більш широке застосування знайшли гідродинамічні й аеродинамічні підшипники сконструйовані з використанням ефекту піднімальної сили крила літака

Принцип роботи підшипника ковзання. Обертювий вал під дією зовнішнього навантаження займає ексцентричне положення - зміщується за напрямком обертання і вниз, продавлюючи шар мастила (рис. 13.1,а). У результаті між поверхнями втулки і цапфи утвориться клиновидний зазор. Цапфа що обертається, захоплює в цей зазор мастило. Тиск в маслі в міру руху в клиновидному зазорі, зростає до значень значно перевищуючих атмосферні. Надлишковий тиск створює гідродинамічну підтримуючу силу, що дозволяє валу обертатися без зіткнення з втулкою. Тиск у масляному клині розподіляється нерівномірно не тільки в межах дуги, але і по ширині через витікання масла з торців підшипника (рис. 13.1,б). Звичайно крива зміни тиску масла p по ширині підшипника близька до параболи.

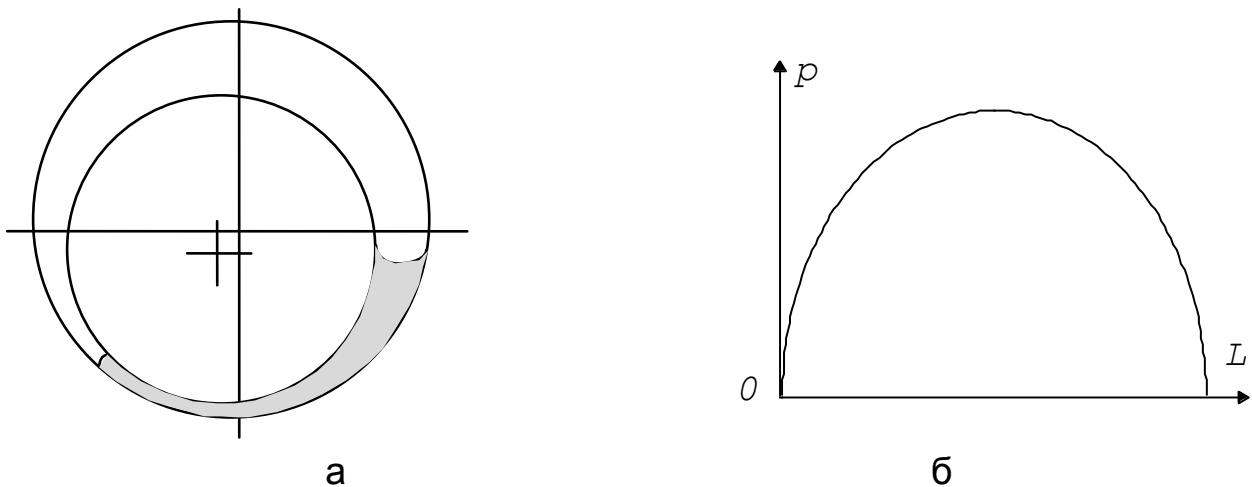


Рис. 13.1

Загальний вигляд підшипника ковзання показаний на рис 13.1 в



Рис. 13.1в

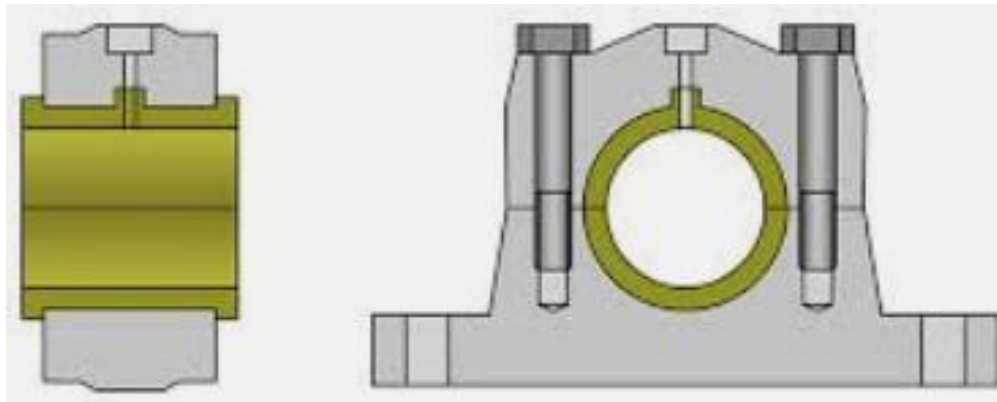


Рис. 13.1г

Основним елементом підшипника ковзання є вкладиш із тонким шаром антифрикційного матеріалу на опорній поверхні (рис. 13.1 г). Вкладиш установлюють у спеціальному корпусі підшипника, який з'єднаний з кришкою гвинтами.

Розрахунок гідродинамічної сили в підшипнику ковзання. У підп'ятниках гідродинамічна сила створюється за рахунок форми поверхні нижнього торця цапфи (рис. 13.2,а). На торці виконуються радіальні

канавки змінної, у напрямку окружної швидкості, глибини. Найбільшу несучу спроможність і надійність мають під'ятники з подушками, з можливістю самовстановлення, (рис. 13.2,б). Умови утворення масляного клину між подушкою і п'ятою аналогічні умовам при русі мастила між двома похилими площинами. Зміна тиску $\frac{dp}{dx}$ по довжині масляного клину при безкінечних розмірах площини визначається рівнянням Рейнольдса

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h-h_m}{h^2},$$

Де μ - динамічна в'язкість масла; v - швидкість; h_m - зазор у перетині максимального тиску.

У радіальних підшипниках ковзання, приймаючи ряд припущень, також використовують рівняння Рейнольдса (рис.13.3). Геометричні параметри в радіальних підшипниках характеризуються наступними розмірами: внутрішній діаметр втулки - D , діаметр і радіус цапфи - d і r , діаметральний зазор $\Delta = D - d$, радіальний зазор $\delta = \Delta/2$, відносний зазор $\psi = \Delta/d = \delta/r$. Положення цапфи в підшипнику характеризується ексцентриситетом e і відносним ексцентриситетом $\chi = e/\delta$.

Найменша товщина масляного шару

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \chi).$$

Товщина масляного шару для деякого довільного кута φ

$$h_{\varphi} = \delta + e \cos \varphi = \delta(1 + \chi \cos \varphi).$$

Товщина масляного шару при куті $\varphi = \varphi_0$, що відповідає максимальному тиску $p = p_{\max}$

$$h_m = \delta(1 + \chi \cos \varphi_0).$$

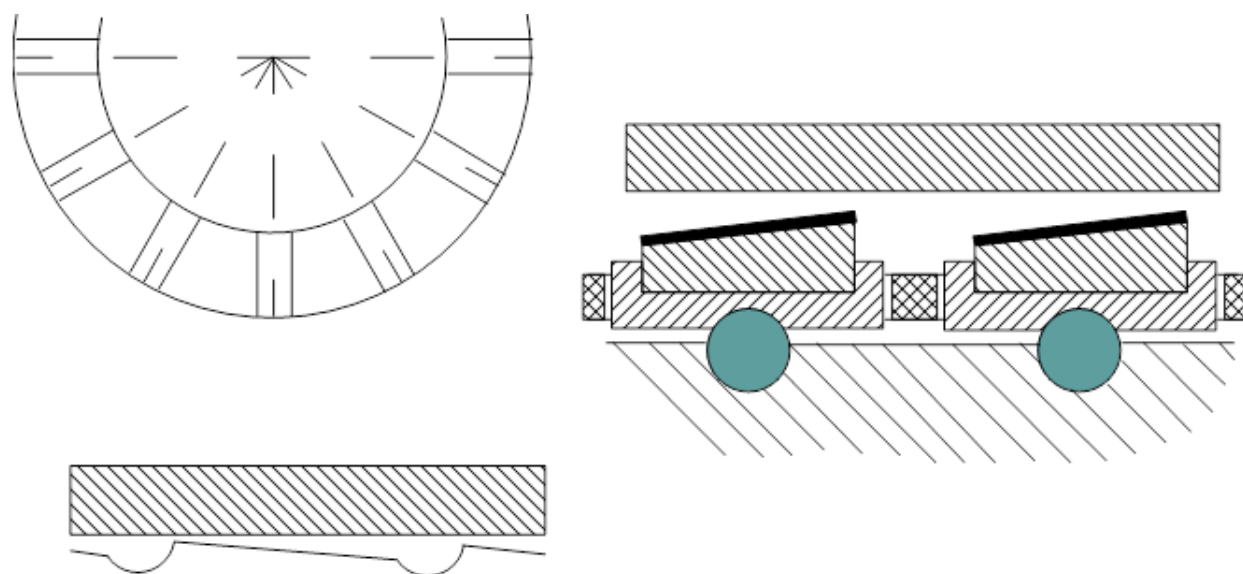


Рис. 13.2

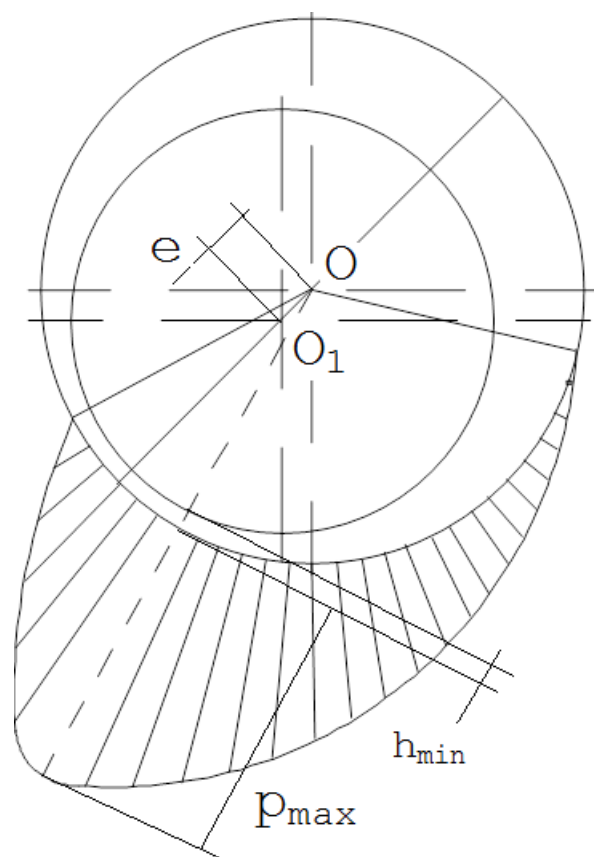


Рис. 13.3

Рівняння Рейнольдса при переході в полярні координати має вид

$$dp = (6\mu\omega/\psi^2) \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 - \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi$$

Розкриваючи скобки і наводячи подібні отримаємо

$$dp = (6\mu\omega/\psi^2) \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi.$$

Сумарний тиск у межах кута $(\varphi_2 - \varphi_1)$

$$p_\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dp = (6\mu\omega/\psi^2) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi$$

При постійному тиску p_φ по ширині підшипника L навантаження на елементарну площадку в межах кута $d\varphi$ складе

$$dF_\varphi = p_\varphi L (0.5d) d\varphi.$$

Вертикальна складова сил тисків рідини, що діють на поверхню цапфи в межах дуги $(\varphi_2 - \varphi_1)$

$$F_R = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} [-\cos(\varphi + \varphi_a)] dF_\varphi.$$

Підставляючи значення F_φ отримаємо

$$F_R = (\mu\omega Ld/\psi^2) \left\{ -3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} * * d\varphi \right] \cos(\varphi + \varphi_a) d\varphi \right\}.$$

Вираз у фігурних скобках являє собою безрозмірну функцію положення цапфи в підшипнику, яку називають коефіцієнтом навантаження і позначають $(C_R)_0$. Значення коефіцієнта навантаження з урахуванням торцевого витікання масла - C_R можуть бути визначені по емпіричній залежності

$$C_R = m / (1 - \chi) - m,$$

где $m = 0.85$ при $L/d=1$, $m = 1$ при $L/d=1.2$, $m = 1.1$ при $L/d=1.5$.

$$F_R = \mu \omega L d C_R / \psi^2.$$

Тертя в підшипнику ковзання. Сила тертя в підшипнику визначається грузним тертям в мастилi. За законом Ньютона сила яка зрушує шар рідини

$$F_{\text{тр}} = \mu A \frac{dv}{dy},$$

де A - площа поверхні шару ($A = \pi L d$); $\frac{dv}{dy}$ - градієнт швидкості по товщині шару

$$\frac{dv}{dy} = v / \delta = \omega r / \psi r = \omega / \psi.$$

$$F_{\text{тр}} = \pi L d \mu v / \delta = \pi L d \mu \omega / \psi.$$

Момент тертя складає

$$M_{\text{тр}} = 0.5 \pi L d^2 \mu \omega / \psi.$$

Втрати потужності в підшипнику ковзання. Тепловий розрахунок.

Втрати потужності визначають на основі моменту тертя

$$N_{\text{п}} = M_{\text{тр}} \omega = 0.5 \pi L d^2 \mu \omega^2 / \psi.$$

При сталій роботі підшипника виконується рівняння теплового балансу - потужність втрат дорівнює потужності тепловідвода через корпус і вал Q_1 і потужності тепловідвода через мастило Q_2

$$N_{\text{п}} = Q_1 + Q_2,$$

$$Q_1 = k_T (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}) A,$$

$$Q_2 = C V \rho (t_{\text{в}} - t_{\text{вх}}),$$

де $t_{\text{п}}$ - температура підшипника; $t_{\text{в}}$ - температура навколишнього повітря; k_T - коефіцієнт теплопередачі; A - площа поверхні охолодження; V - об'єм

масла який прокачують через підшипник; ρ - щільність масла, C - теплоємність масла; $t_{\text{вих}}$ і $t_{\text{вх}}$ - температури масла на виході з підшипника і вході. Температура підшипника повинна бути не вище $60-75^{\circ}\text{C}$. Під площею поверхні охолодження розуміють: поверхню корпусу підшипника

$$A_1 = \pi H(L + 0,5H),$$

де H сумарна висота корпусу і кришки; приведена поверхню валу $A_2 = 5 \dots 8d^2$ - на кожний вихідний із підшипника кінець валу.

Умовний розрахунок підшипника ковзання. Для підшипників працюючих у режимі рідинного тертя умовний розрахунок застосовують як попередній, при граничному терті як основний.

Розрахунок по тискам, що допускаються у підшипнику. Розрахунок ведуть по навантаженню віднесеного до проекції цапфи

$$p = F_R/dL \leq [p].$$

У підшипниках прокатних станів $[p] = 25 \dots 45 \text{Н/мм}^2$, у підшипниках транспортних машин $[p] = 5 \dots 25 \text{Н/мм}^2$, у стаціонарних машинах $[p] = 2 \dots 5 \text{Н/мм}^2$.

Розрахунок по множенню тиску на швидкість ковзання. Перевагою розрахунку за критерієм pv є урахування швидкості

$$pv \leq [pv].$$

У підшипниках прокатних станів $[pv] = 40 \dots 200 \text{Нм}/(\text{мм}^2\text{с})$, у підшипниках транспортних машин $[p] = 25 \dots 35 \text{Нм}/(\text{мм}^2\text{с})$, у стаціонарних машинах $[p] = 4 \dots 10 \text{Нм}/(\text{мм}^2\text{с})$.

Принцип місцевої якості.

Робочі поверхні цапфи і втулки повинні задовольняти вимогам зносостійкості, контактної міцності і теплостійкості при невисокій вартості. Найкращі антифрикційні якості має бабіт (спеціальний підшипниковий сплав), при низькій контактній міцності і теплостійкості. Найбільшу міцність має сталь, яка також є найбільше дешевим матеріалом. Достатню контактну міцність має свинцювата бронза.

У втулку запресовують тонкостінний сталевий вкладиш. Внутрішня поверхня вкладиша покрита шаром свинцюватої бронзи, що постачений насічкою. Поглиблення, що утворилися після насічки, заповнені бабітом. Після чистової механічної обробки поверхні вкладиша розташування зон поверхні - бабітових і виконаних із бронзи має вид (Рис. 13.4)

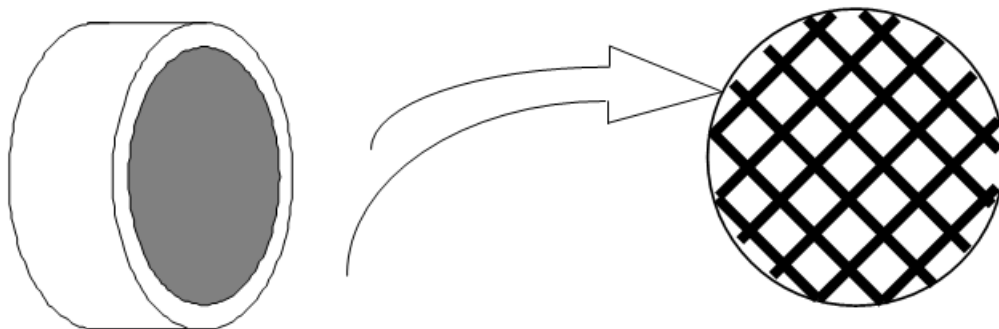


Рис. 13.4

Бабіт, позначений на рисунку чорним кольором, займає від 25% до 60% поверхні при товщині шару 0,5 мм. Бабіт забезпечує зниження коефіцієнта тертя і зменшення зносу поверхні в цілому. Бронза забезпечує достатню контактну міцність і тепловідвід. Сталь, що складає основу вкладиша товщиною 2 мм, забезпечує необхідну об'ємну міцність і жорсткість, а також зниження витрат на придбання кольорових сплавів.

Тема 14. Підшипники кочення

Загальні положення. Підшипники кочення складаються, звичайно, із зовнішнього і внутрішнього кілець, тіл кочення і сепаратора.

До переваг розглянутих підшипників відносяться: високий ККД, компактність, високий ступінь стандартизації конструкцій, розрахунків, технології монтажу.

Недоліком даних підшипників є низька навантажувальна спроможність і швидкоходність, неможливість виготовлення рознімних конструкцій.

Підшипники кочення за напрямком сприйманого навантаження підрозділяють на радіальні, радіально-упорні і упорні підшипники.

Підшипники кочення підрозділяють за типом тіл кочення на кулькові і роликові.

За типом: радіальні кулькові; радіально-упорні кулькові; сферичні кулькові; упорні кулькові; роликові з циліндричними роликами; конічні роликові; сферичні роликові; голчасті роликові (рис. 14.1).

Підшипники кочення підрозділяють на серії: надлегкі, особливо легкі, легкі, середні, важкі.

Розподіл навантаження між тілами кочення. У радіальних і радіально-упорних підшипниках навантаження сприймає лише нижня половина тіл кочення. Найбільше навантаженим є кулька або ролик, розташований на лінії дії сили на підшипник, звичайно це тіло кочення, яке лежить на вертикальній осі. Тіла кочення розташовані симетрично, щодо вертикальної осі, навантажені однаково (рис. 14.2). З умови рівноваги внутрішнього кільця

$$F_R = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma.$$

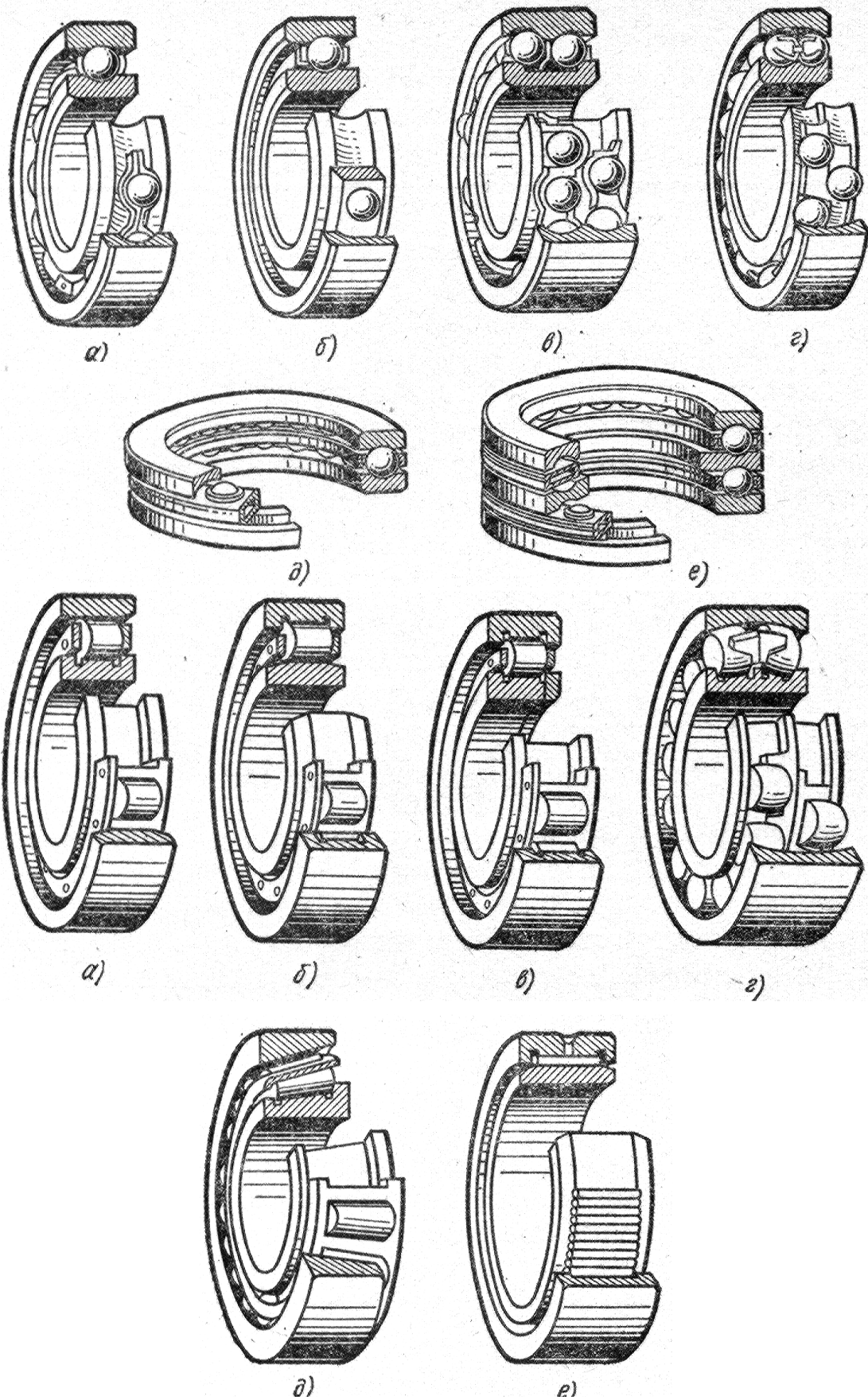


Рис. 14.1

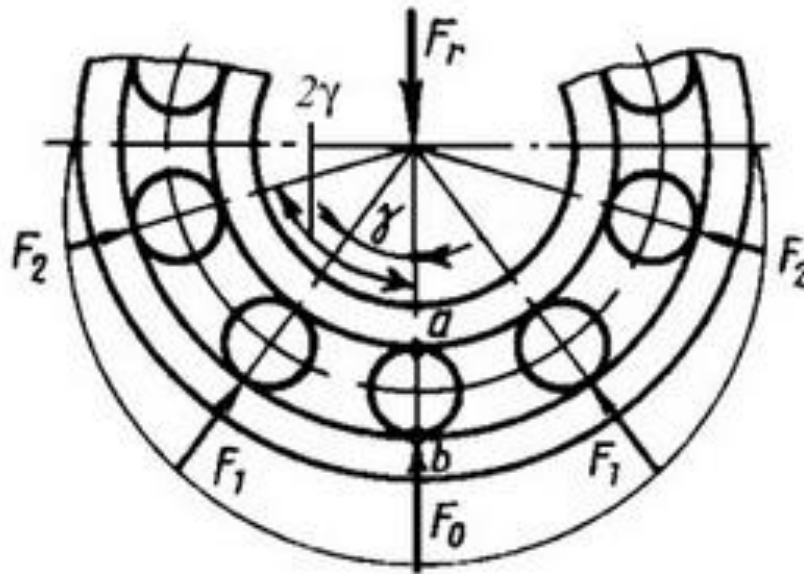


Рис. 14.2

Задача визначення зусиль діючих на тіла кочення є статично невизначеною. Рівняння спільності деформацій мають вид

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cos \gamma, \\ \delta_2 &= \delta_0 \cos 2\gamma, \\ &\dots \dots \dots \\ \delta_i &= \delta_0 \cos i\gamma, \end{aligned}$$

де i - номер тіла кочення.

Для кулькових підшипників деформації і зусилля зв'язані залежністю

$$\delta = cP^{2/3},$$

а для роликових підшипників залежність має вид $\delta = cP$,

де c - коефіцієнт пропорційності.

Виражаємо зусилля, діючі на тіла кочення через силу F_0 , одержимо для кулькових підшипників

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 \cos^{3/2} \gamma, \\ F_2 &= F_0 \cos^{3/2} 2\gamma, \\ &\dots \dots \dots \\ F_n &= F_0 \cos^{3/2} n\gamma. \end{aligned}$$

Підставляючи отримані залежності в рівняння рівноваги одержимо

$$F_R = F_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2} i\gamma \right).$$

Для зручності подальших перетворень введемо коефіцієнт k

$$k = z / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^{3/2} i\gamma \right),$$

де z - загальне число кульок

тоді зусилля, що діють на найбільш навантажену кульку

$$F_0 = k F_R / z$$

Введений коефіцієнт k мало залежить від числа тіл кочення, а при $z = 10 \dots 20$, $k = 4,37$.

Внаслідок похибок виготовлення, монтажу, теплових деформацій навантаження на найбільш навантажене тіло кочення виявляється вище розрахункового, тому для однорядних кулькових підшипників приймають $k=5$, а в сферичних кулькових підшипниках $k=6$ і з урахуванням кута нахилу лінії контакту β формула для цього типу підшипників має вид

$$F_0 = 6 F_R / (z \cos \beta).$$

Для роликів підшипників вираз для коефіцієнта k , з урахуванням лінійного зв'язку між деформацією і силою, має вид

$$k = z / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos i\gamma \right),$$

аналогічним способом записується вираз для сили діючої на найбільше навантажений ролик

$$F_0 = k F_R / z,$$

коефіцієнт $k = 4$ при $z = 10 \dots 20$, а з урахуванням зазначених похибок приймають $k = 4,6$ для однорядних роликів підшипників і $k = 5,2$ для дворядних.

У формулу для радіально-упорних і сферичних роликів підшипників вводиться множник $1 / z \cos \beta$, як і для сферичних кулькових підшипників.

В упорних підшипниках навантаження на тіла кочення при відсутності похибок розподіляється рівномірно, а в реальних умовах коефіцієнт $k = 1,25$.

Кінематика підшипників кочення. Для встановлення кінематичних залежностей зручно представити підшипник у вигляді планетарного фрикційного механізму, у якому тіла кочення є сателітами, сепаратор - важіль, а внутрішнє і зовнішнє кільця - колеса. Приведемо розглянутий планетарний механізм до рядового з використанням формули Вілліса

$$I_{3B}^c = (\omega_3 - \omega_c) / (\omega_B - \omega_c),$$

де ω_c , ω_3 , ω_B - кутові швидкості сепаратора, зовнішнього і внутрішнього кілець, відповідно.

Передатне число I_{3B}^c висловимо через радіуси кілець

$$I_{3B}^c = r_3 / r_B,$$

де r_3 , r_B - радіуси зовнішнього і внутрішнього кілець, відповідно.

При нерухомому зовнішньому кільці кутова швидкість сепаратора визначається за залежністю

$$\omega_c = \omega_B / [1 + (r_3 / r_B)],$$

а при нерухомому внутрішньому кільці

$$\omega_c = \omega_3 / [1 + (r_B / r_3)].$$

Аналіз приведених залежностей показує, що при однакових розмірах елементів підшипника й однакової кутової швидкості кільця, що обертається, внутрішнього або зовнішнього, кутова швидкість сепаратора більша при $\omega_B = 0$.

У радіально-упорних підшипниках із кутом контакту β точка контакту тіла кочення і внутрішнього кільця лежить на радіусі більшому на розмір $r_T \sin \beta$, а точка контакту тіла кочення і зовнішнього кільця на радіусі меншому на величину $r_T \sin \beta$ (r_T - радіус тіл кочення). З урахуванням цього кутова швидкість сепаратора при нерухомому зовнішньому кільці визначається залежністю

$$\omega_c = \omega_B / [1 + (r_3 - r_T \sin \beta) / (r_B + r_T \sin \beta)],$$

а при нерухомому внутрішньому кільці

$$\omega_c = \omega_n / [1 + (r_b + r_t \sin \beta) / (r_3 - r_t \sin \beta)].$$

Кутові швидкості елементів підшипника залежать від радіусів кілець і тіл кочення, тому похибки зазначених розмірів у межах допуску приводять до появи тертя ковзання поряд із тертям кочення.

Контактні напруги в підшипниках кочення

Контактні напруги при початковому точковому контакті визначаються на основі контактної задачі теорії пружкості. Найбільша контактна напруга σ_i виникаюча в центрі еліптичної площадки контакту для кулькових підшипників, визначається за формулою

$$\sigma_i = m_3 \sqrt{FE^2 \left(\frac{1}{r_k} - \frac{1}{\rho_b} \right)^2},$$

де r_k - радіус кульки, ρ_b - радіус перетину жолоба внутрішнього кільця, F - сила, діюча на кульку, E - модуль пружкості, m - коефіцієнт приведених головних кривизн, що залежить від відношення кривизн A/B

$$A/B = (1/r_k - 1/\rho_b) / (1/r_k + 1/r_b).$$

Орієнтовно коефіцієнт m можна визначити за залежністю

$$m = 0,4 + 0,067 * B/A.$$

Розраховують контактну напругу між внутрішнім кільцем і кулькою тому що вони лімітують міцність підшипника. При необхідності визначення напруги в контакті зовнішнього кільця і кульки користуються залежностями

$$\sigma_i = m_3 \sqrt{FE^2 \left(\frac{1}{r_k} - \frac{1}{\rho_3} \right)^2},$$

$$A/B = (1/r_k - 1/\rho_3) / (1/r_k - 1/r_3).$$

Для радіально-упорних підшипників змінюється залежність для визначення відношення головних кривизн:

при контакті кульки з внутрішнім кільцем

$$A/B = (\cos\beta/r_k - 1/\rho_B)/(\cos\beta/r_k + 1/r_B);$$

при контакті кульки з зовнішнім кільцем

$$A/B = (\cos\beta/r_k - 1/\rho_3)/(\cos\beta/r_k - 1/r_3).$$

Для однорядних кулькових підшипників контактні напруги, по відомій силі, діючої на підшипник F_R , можна визначати використовуючи наближену залежність

$$\sigma_i = 1344 \sqrt{\frac{F_R}{z r_p l_p}}$$

У роликових підшипниках початковий контакт тіл кочення і кілець відбувається по лінії й у даному випадку можна використовувати формулу Герца

$$\sigma_i = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{l_p} \left(\frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_a} \right)}$$

де l_p , r_p - довжина і радіус ролика, відповідно. При необхідності визначення напруг у контакті ролика і зовнішнього кільця розрахунок ведуть за формулою

$$\sigma_i = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{l_p} \left(\frac{1}{r_p} - \frac{1}{r_\zeta} \right)}$$

Для однорядних роликових підшипників із короткими циліндричними роликами контактні напруги можна визначати використовуючи наближену залежність

$$\sigma_i = 1344 \sqrt{\frac{F_R}{z r_p l_p}}$$

Для конічних роликових підшипників під радіусами

r_3 , r_B , r_T розуміють середні радіуси кілець і тіл кочення поділені на косинус кута контакту.

Втрати потужності в підшипнику кочення. Втрати потужності складаються з втрат на подолання опору мастила і втрат на тертя: між тілами кочення і кільцями; між тілами кочення і сепаратором; між сепаратором і кільцями; в ущільненнях. При малих навантаженнях втрати потужності, в основному, зв'язані з втратами на подолання опору мастила і тертям між тілами кочення і сепаратором. З ростом навантаження все більшу роль відіграє тертя між тілами кочення і кільцями, що складається з тертя кочення і тертя ковзання. У роликівих підшипниках із циліндричними роликами має місце тертя кочення, а в кулькових підшипниках, і особливо сферичних кулькових підшипниках, поряд із тертям кочення існує тертя ковзання. Тертя ковзання відбувається через те, що в точках контакту розташованих по дузі, кулька і доріжки кочення кілець мають різні лінійні швидкості (рис. 14.3).

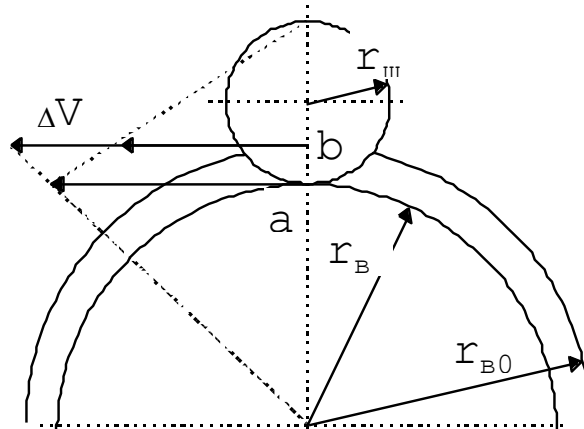


Рис. 14.3

У точці "а" швидкості кульки і кільця рівні, у точці "b" швидкість кільця більше швидкості кульки на величину ΔV , що є максимальною швидкістю ковзання.

$$\Delta V = (r_{B0} - r_B)\omega_B - [r_{ш} - (r_{B0} - r_B)]\omega_T.$$

Швидкістю ковзання між кулькою і нерухомим кільцем звичайно зневажають

$$\Delta V^1 = [r_{ш} - (r_{B0} - r_B)]\omega_T.$$

При обертанні зовнішнього кільця максимальна швидкість ковзання в контакті тіла кочення і цього кільця ΔV_1 буде значно меншою, тому що лінійні швидкості кульки і доріжки кочення зовнішнього кільця в точках контакту зменшуються в міру наближення до центру тіла кочення, і порівнянню зі швидкістю ковзання в контакті тіла кочення з нерухомою каблучкою ΔV

$$\Delta V^1 = (r_H - r_{H0})\omega_y - [r_{ш} - (r_H - r_{H0})]\omega_T.$$

$$\Delta V = [r_{ш} - (r_{B0} - r_B)]\omega_T.$$

Вважаючи, що середня швидкість ковзання

$$V_{CK} = (\Delta V + \Delta V^1)/2,$$

одержимо залежність для визначення втрат потужності через тертя ковзання

$$N_{CK} = V_{CK} F_R f.$$

Втрати потужності через тертя кочення визначають за значенням коефіцієнта тертя кочення - k, при кільцях, що обертаються:
внутрішньому

$$N_k = F_R k (\omega_y + \omega_T),$$

зовнішньому

$$N_k = F_R k (\omega_y + \omega_T).$$

На практиці втрати потужності в підшипнику визначають по емпіричній залежності

$$N = 0,5(cd + fF_R)d\omega_B,$$

де d - діаметр валу; c - коефіцієнт, який залежить від типу підшипника (c=0,06 для кулькових підшипників і роликкових підшипників із короткими циліндричними роликами; c=0,2 для конічних роликкових підшипників; c=0,15 для сферичних роликкових підшипників)

Ушкодження підшипників кочення. Найчастіше причиною виходу підшипників із ладу є втомне викришування доріжок кочення кілець і тіл кочення. При значних динамічних перевантаженнях спостерігається сколювання бортів у роликів підшипників і роздавлювання кілець кулькових підшипників по дну жолоба. У машинах, працюючих в абразивному середовищі, видом руйнації, що превалює, є знос кілець і тіл кочення. При великих частотах обертання спостерігається руйнація сепараторів через дію відцентрових сил. При значних статичних навантаженнях спостерігається вдавлення тіл кочення в доріжки і їхнє пластичне деформування з утворенням ум'ятин. При значних температурах спостерігається втрата форми кульок і роликів через відпуск матеріалу тіл кочення.

Розрахунок підшипників кочення на динамічну довготривалість. На підставі експериментальних досліджень встановлений зв'язок між довготривалістю підшипника що вимірюється в мільйонах оборотів і діючим на нього навантаженням P

$$L = (C_r / P)^m$$

де m - показник ступеня дорівнює 0,3 для кулькових підшипників і 0,33 для роликів підшипників, C - динамічна вантажопідіймальність (постійне навантаження яке підшипник може витримувати на протязі 10^6 оборотів). Довготривалість підшипника виражена в годинах

$$L_n = \frac{10^6 L}{60n},$$

де n - частота обертання вала.

Необхідна довготривалість підшипника визначається техніко-економічними показниками і вибирається тим більшою чим важливіше безперебійна робота машини, вище трудомісткість заміни підшипника. Бажано, щоб ресурс підшипника і термін служби машини були рівні або кратні. Звичайно нормативна довготривалість підшипників повинна

складати не менше 10000 год (зубчасті редуктори) або принаймні 5000год (черв'ячні редуктори).

Визначення приведеного навантаження і добір підшипників.

Підшипники кочення звичайно піддаються спільній дії радіального F_R і осьового F_A навантажень, робота їх супроводжується поштовхами й ударами, підвищенням температури. Вплив цих чинників на довготривалість підшипника враховується за допомогою розрахунку еквівалентного навантаження

$$P = (F_R * V * X + F_A * Y) K_T * K_\delta,$$

V - коефіцієнт обертання, що враховує яке з кілець обертається ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця і $V=1,2$ при обертанні зовнішнього кільця); K_δ - коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження (для передач 5 і 6 ступенів точності $K_\delta = 1,1-1,3$, а 7, 8 ступенів точності і черв'ячних - $K_\delta = 1,3-1,5$; 9 ступеня точності - $K_\delta = 1,8-2,5$); K_T - температурний коефіцієнт, що враховує підвищення робочої температури ($K_T = 1$ при $t < 105^\circ \text{C}$ і $K_T = (108 + 0,4t)/150$ при $t = 105 - 200^\circ \text{C}$); X і Y - коефіцієнти радіального й осьового навантажень обумовлені, звичайно, по відношенням $F_A / (V * F_R)$.

У радіальних кулькових підшипниках осьове навантаження не повинне перевищувати 10 % від радіального, а радіальні роликові підшипники взагалі не допускають прикладення осьового навантаження. Для цих типів підшипників коефіцієнт $X = 1$, а $Y = 0$. Радіально-упорні підшипники, і особливо конічні роликові підшипники відрізняються підвищеними зазорами, що можуть привести до перекосу, осьового зсуву і биттю валів. Для усунення зазорів радіально-упорні підшипники завжди встановлюються парами, навіть при постійному напрямку осьової сили. Розташовують підшипники таким чином, щоб усунути зазори і, при необхідності, створити натяг, при монтажі опорного вузла (рис.14.4). Схеми опорних вузлів, в яких точки перетинання нормалей (у точці контакту поверхні тіл кочення і кілець) із віссю валу знаходяться між середніми площинами підшипників, прийнято позначати як "X" (а), а схеми, в яких

точки перетинання знаходяться за середніми площинами, як “О” (б) (див.рис.14.4).

Розрахунок осьових зусиль у підшипниковому вузлі

При установці валу в радіально-упорних кулькових підшипниках осьові сили, що навантажують підшипники лівий $F_{Ал}$ і правий $F_{Ап}$ знаходять з урахуванням осьових складових $S_{Ал}$ і $S_{Ап}$ від дії радіальних сил $F_{Rл}$, $F_{Rп}$:

$S_{Ал} = F_{Rл} / (2 \cdot Y)$, $S_{Ап} = F_{Rп} / (2 \cdot Y)$, для кулькових підшипників при куті контакту (кут між нормаллю, до поверхні тіл кочення і кілець, і вертикальною лінією) $\beta < 18^\circ$;

$S_A = eF_R$ для кулькових підшипників при куті контакту $\beta > 18^\circ$;

$S_A = 0,83eF_R$ для роликів підшипників.

Для нормальної роботи радіально-упорних підшипників необхідно, щоб виконувалася умова

$$F_{Rл} > S_{Ал} ; F_{Rп} > S_{Ап}$$

Залежності для визначення результуючих осьового зусилля F_a при різних схемах опорних вузлів і співвідношеннях радіальних і осьових зусиль у підшипнику, зведені у таблицю.

Таблица 14.1

| | | | |
|-------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $S_{Ал} < S_{Ап}$ | - | $F_{Ал} = F_a + F_{Ап}$ | $F_{Ап} = S_{Ап}$ |
| $S_{Ал} > S_{Ап}$ | $F_a > F_{Ал} - F_{ап}$ | $F_{Ал} = F_a + F_{Ап}$ | $F_{Ап} = S_{Ап}$ |
| $S_{Ал} > S_{Ап}$ | $F_a < F_{Ал} - F_{Ап}$ | $F_{ал} = S_{Ал}$ | $F_{Ап} = S_{Ал} - F_a$ |

Деякі принципи і методи конструювання стосовно до вибору схем опорних вузлів

Опорні вузли конічних шестерень звичайно виконують консольними. Необхідна жорсткість опорного вузла досягається, як за рахунок добору підшипників відповідного типорозміру, установлених із попереднім натягом, так і за рахунок необхідного відношення $L/a = 2,5...3$. L - відстань між опорами; a - відстань від середини зубчастого вінця до ближньої опори. Необхідне відношення L/a ($L/a=3$) реалізовано в конструкції опорного вузла за схемою (б); у схемі (а) відношення L/a ($L/a=1$) неприпустимо мало і відстань між опорами, а відповідно і габарити опорного вузла необхідно збільшити (див.рис.14.4). У випадку, якщо опорні вузли, виконані по схемах "Х" і "О", мають однакові габарити - жорсткість опорного вузла за схемою "О" завжди вище. При однаковому відношенні L/a у зазначених схемах габарити опорного вузла за схемою "О" завжди менше. У такий спосіб, із погляду мінімальних габаритів і маси, схема "О" є оптимальної.

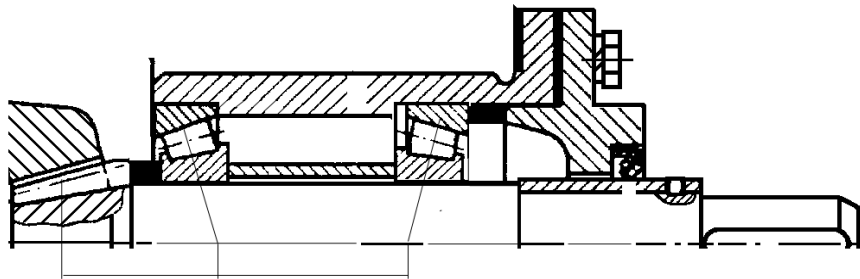
Ще більший вигравш у габаритах і масі опорного вузла можна досягти застосовуючи підшипники більшого діаметра з підвищеними кутами контакту β ($\beta=24,36^\circ$), при цьому можна досягти перетворення консольного вузла в міжопорний. Зображена на рис.14.4,в шестерня має оптимальну форму.

Для створення попереднього натягу конічні роликпідшипники встановлюють попарно. У схемі "Х" натяг створюється затягуванням гвинтів, які прикріплюють кришку. У схемі "О" у підшипнику, ближньому до шестерні, створюється натяг осьовим зусиллям у зачепленні. Натяг у другому підшипнику створюється кільцем, розташованим на ділянці валу з різьбленням. У схемі "О" складніше конструкція валу і є додаткова деталь; у такий спосіб, із погляду трудомісткості виготовлення і зручності монтажу, схема "Х" є кращої.

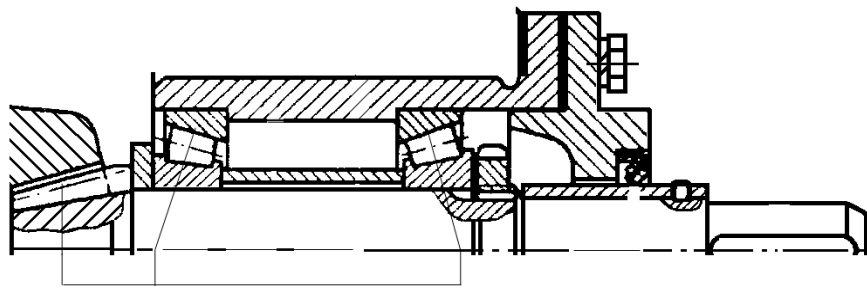
Осьове положення шестерні впливає на слушність зачеплення і концентрацію навантаження по довжині зубців. Положення шестерні

визначається розмірами деталей вхідних в опорний вузол, і розміром натягу підшипників. Домогтися необхідної точності осьового положення шестерні за рахунок збільшення точності деталей опорного вузла і регулювання натягу вкрай складно. Для точної осьової фіксації шестерні використовують метод компенсаційної ланки. Такою ланкою є шайба, розташована між торцем зубчастого вінця і внутрішнього кільця підшипника. Підбираючи шайбу необхідної товщини, домагаються задовільної плями контакту в зачепленні конічних коліс.

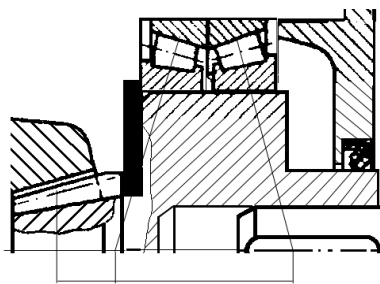
У консольних опорних вузлах перший підшипник (розташований поблизу шестерні) навантажений у декілька разів більше, чим другий підшипник. У авіаційних редукторах типорозмір першого підшипника на один два номери більше чим другого. Однак у редукторах, що серійно випускаються і в передачах автомобілів їхній типорозмір однаковий. При цьому керуються принципом уніфікації елементів редуктора. У двохступінчатих циліндричних редукторах із метою *уніфікації* часто встановлюють однакові підшипники на швидкохідному і проміжному валах.



а



б



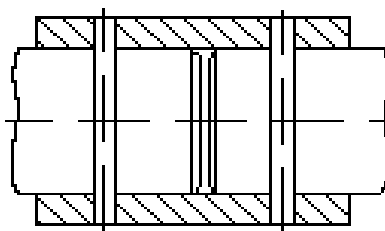
в

Рис. 14.4

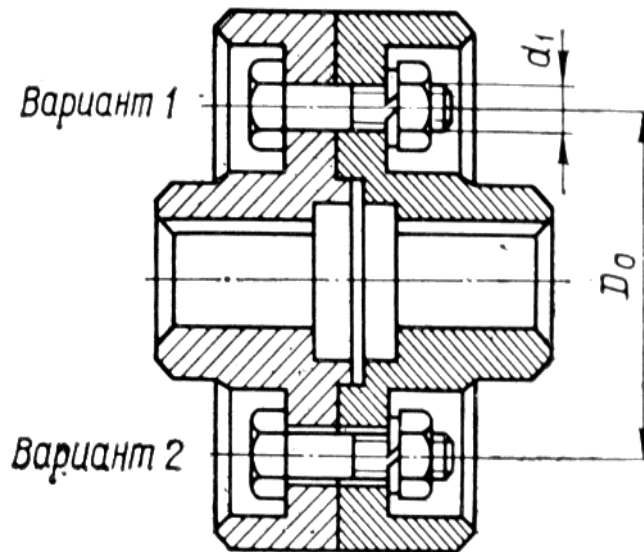
Тема 15. Муфти постійні

Глухі муфти

Загальні положення. Муфти постійні призначені для постійного з'єднання валів (рис. 15.1). Конструкція глухих муфт виключає можливість їхнього відносного зміщення. Найбільше поширеними є втулкова (а) і фланцева (б) глухі муфти (рис. 15.1). Найпростіша втулкова муфта, використовується при діаметрах валів $d=4\dots 16$ мм, складається зі сполучної втулки і двох штифтів; при великих обертальних моментах застосовують з'єднання втулки і вала за допомогою призматичної або сегментної шпонок. Фланцева муфта складається з двох дисків, посаджених на кінцях валів і з'єднаних болтами. Існує два варіанти виконання фланцевої муфти з болтами встановленими без зазору і з зазором. У першому варіанті навантаження передається безпосередньо тілами болтів, працюючих на зріз, у другому варіанті за рахунок сил тертя між фланцями муфти.



а



б

Рис 15.1

Перевагами глухих муфт є малі габарити і висока навантажувальна спроможність; втулкові муфти відрізняються особливо малими діаметральними габаритами, а фланцеві малими осьовими габаритами.

Недоліками глухих муфт є високі вимоги до співвісності валів і складність монтажу, а також неможливість компенсації динамічних зусиль.

Ушкодження глухих муфт. Причиною виходу з ладу втулкових муфт є руйнація елементів з'єднуючих вал і втулку. У фланцевих муфтах ушкоджуються болти.

Розрахунок глухих муфт на міцність. Штифти втулкової муфти діаметром $d_{шт}$ при крутильному моменті T і діаметрі валу d перевіряють на зріз

$$\tau = 4T/(\pi d_{шт}^2 d) \leq [\tau]$$

і зминання

$$\sigma_{зм} = 2T/[d_{шт}d(D - d)] \leq [\sigma_{зм}],$$

де $[\tau]$ - допустима напруга зрізу; $[\sigma_{зм}]$ — допустима напруга зминання;
D - діаметр сполучної втулки.

Діаметр сполучної втулки визначають із розрахунку кільця на крутіння, використовуючи умову рівномірності

$$D = \sqrt{2\pi d_{\phi}^2 + d^2} .$$

У фланцевої муфти з болтами встановленими без зазору проводять їхній розрахунок на зріз

$$\tau = 8T/(\pi z D_0 d_1^2) \leq [\tau],$$

а в муфті з болтами, встановленими з зазором, визначають необхідне зусилля затягування болтів

$$F = 8T/(D_0 z f),$$

де D_0 – діаметр, на якому розташовуються осі болтів; d_1 - діаметр болтів; z - число болтів; f - коефіцієнт тертя.

Компенсуючі і пружні муфти

Загальні положення. Компенсуючі муфти призначені для з'єднання валів із взаємними зміщеннями, обумовленими похибками виготовлення, монтажу і пружними деформаціями. Під зміщеннями валів звичайно розуміють їх осьові, радіальні зміщення і перекоси. Найбільш поширеними компенсуючими муфтами є зубчасті, ланцюгові і шарнір Гука. Зубчаста муфта складається з посаджених на вали втулок (1) обладнаних зубцями, які зачіплюються з внутрішніми зубцями виконаними на зовнішніх обоймах (2) рис.15.2.

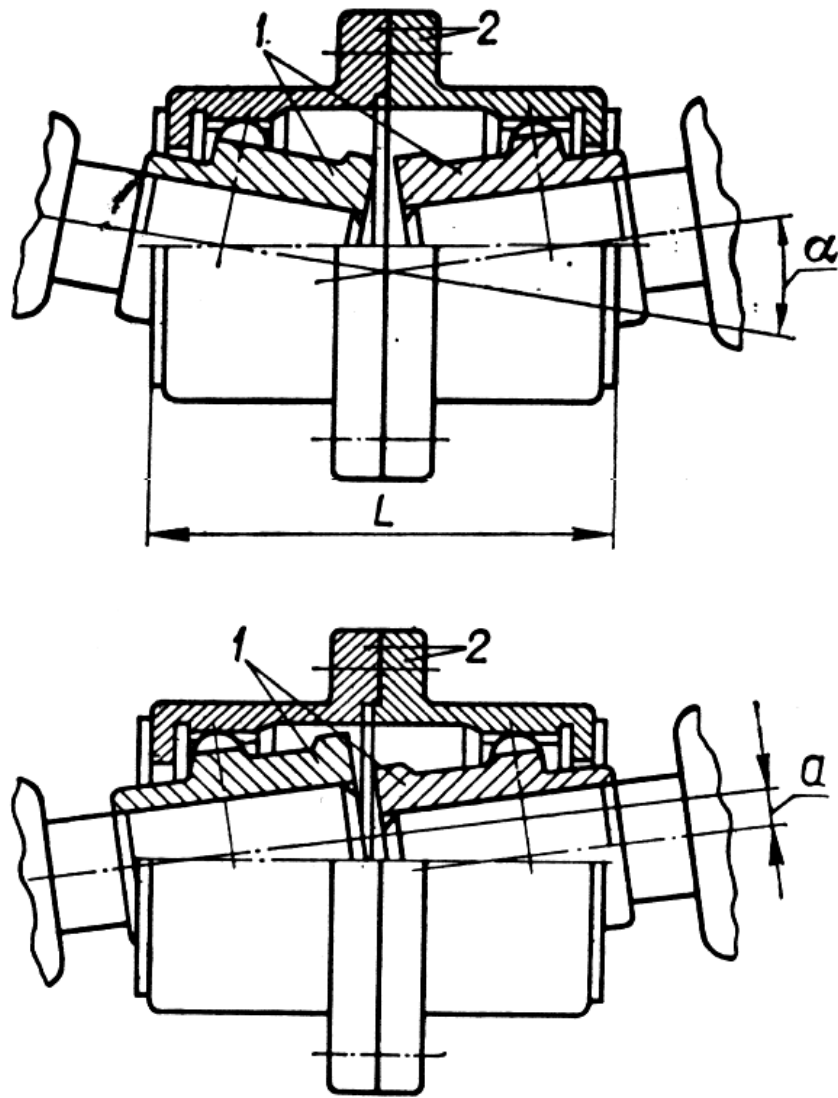


Рис. 15.2

Така конструкція зубчастої муфти допускає взаємний перекис валів на кут $\alpha = 0,5...1,5^\circ$ і радіальне зміщення $a = 0,006... 0,1L$.

Ланцюгова муфта включає дві втулки, обладнані зубцями, профіль яких відповідає профілю зубців зірочок ланцюгових передач, охоплені ланцюгом і кожухом. Замість внутрішніх зубців, виконаних на зовнішніх обоймах, зубці зірочок контактують із ланками втулично-роликового ланцюга, що охоплює їх. Ланцюгова муфта допускає перекис валів на кут $\alpha = 0,5...1^\circ$ і радіальне зміщення $a = 1,2$ мм. У ланцюгових муфтах

застосовують також дворядні втулочно-роликові ланцюги, що при бочковидних роликах допускають перекус валів на кут $\alpha = 3...5^{\circ}$.

Найбільший кут перекосу валів допускається при використанні шарніра Гука (універсального шарніра) $\alpha = 45^{\circ}$. Муфта складається з двох полумуфт (1,2) і хрестовини К. Полумуфти з'єднані з хрестовиною обертальними парами, осі яких перетинаються під прямим кутом (рис. 15.3).

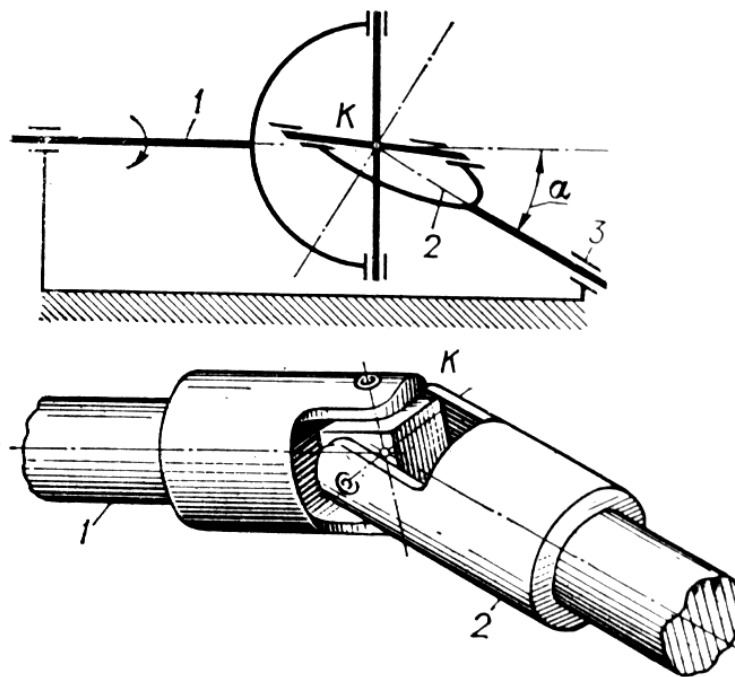


Рис. 15.3

Найбільш значні осьові зміщення допускає повідкова муфта (рис. 15.4). Повідкова муфта складається з двох полумуфт і пальця, який закріплений в одній полумуфті і входить в паз іншої полумуфти. Можливість компенсації радіальних зсувів і перекосів валів досягається за рахунок вільного переміщення пальця в радіальному пазу однієї з полумуфт.

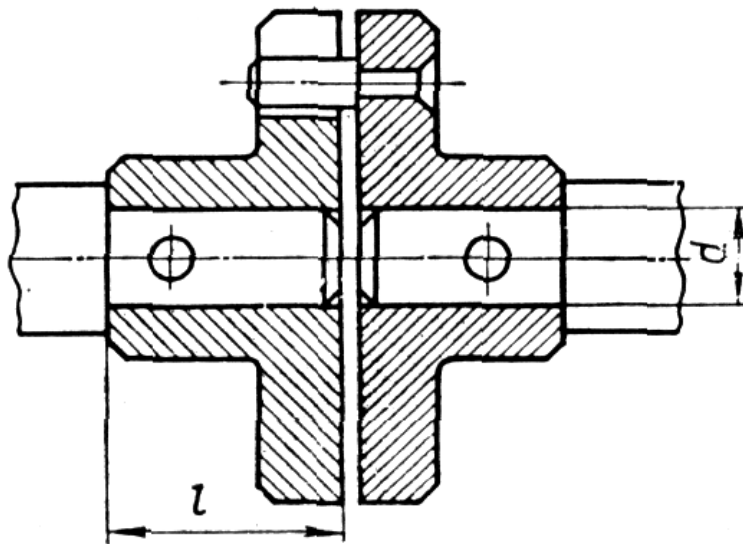


Рис. 15.4

Найбільш значні радіальні зміщення допускає кулачково-дискова муфта (рис. 15.5). Муфта складається з двох полумуфт (1,2), поставлених радіальними пазами і проміжним диском (3) з радіальними виступами. Пази полумуфт є направляючими для виступів проміжного диска. У положенні, зображеному на рисунку, паз у лівій полумуфті розташований вертикально, у паз входить виступ проміжного диска. Пази в полумуфтах розташовані під прямим кутом, паз у правій полумуфті розташований вертикально. В нього входить розташований з іншої сторони виступ проміжного диска. Кулачково-дискові муфти допускають радіальне зміщення валів яке дорівнює $0,04d$ і невеликий перекис осей $\alpha \leq 0,5^\circ$.

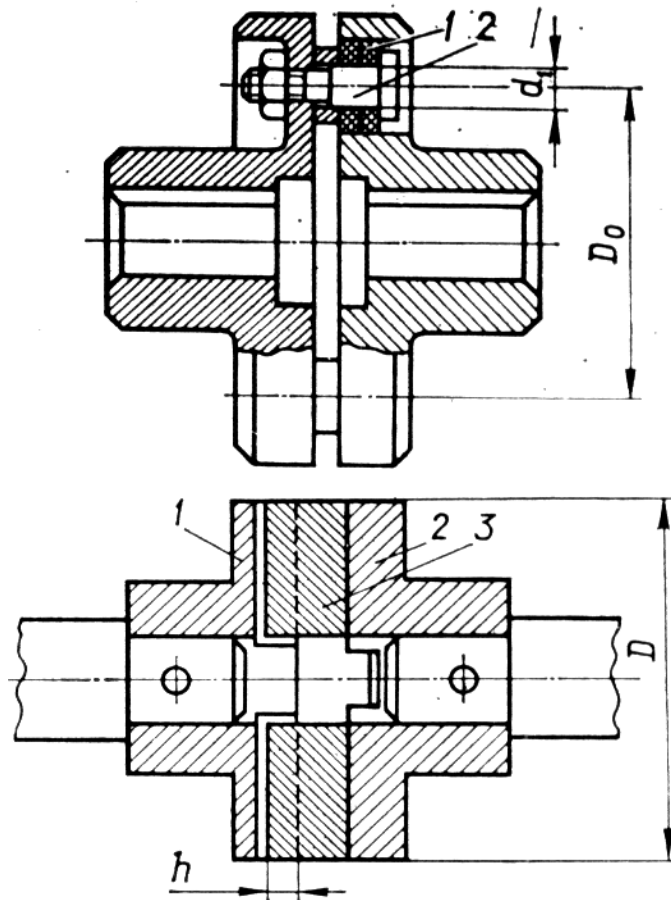


Рис. 15.5

Пружні муфти призначені для зниження динамічних навантажень і запобігання коливань. Пружні муфти допускають деяку компенсацію неточностей взаємного розташування валів. Найбільше поширеною конструкцією пружних муфт є втулочно-пальцева муфта (див.рис.15.5). Втулочно-пальцева муфта складається з полумуфт і пальців. Палець являє собою болт 2, на який одягнені гумові кільця 1. Болт фіксований у лівій полумуфті, а гумові кільця вільно входять в отвір правої полумуфти.

Компенсуючі муфти можуть мати властивості пружних при використанні в їх конструкції пружних елементів. У ланцюгових муфтах використовуються зубчасті ланцюги виконані з нейлону. У кулачково-дискових муфтах проміжний диск виконують із текстоліту. Муфта зі

змієподібною пружиною являє собою ланцюгову муфту із зубцями спеціальної форми, охопленими змієподібною пружиною.

Найбільше досконалими є пружні муфти з елементами працюючими на крутіння і зріз: муфта з конічним диском, муфта з пружкою торовидною оболонкою, муфта з кільцевими гофрами. Найбільшою простотою відрізняється конструкція муфти з конічним диском, у котрої гумовий диск (1) приклеєний до однакових конічних полумуфт (2) рис. 15.6.

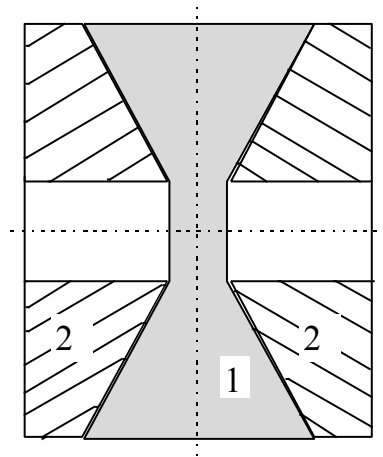


Рис. 15.6

Перевагами компенсуючих муфт є можливість з'єднання валів із взаємними зміщеннями, обумовленими похибками виготовлення, монтажу і пружними деформаціями. Найбільші розміри зміщень допускає шарнір Гука. Найбільшу навантажувальну спроможність має зубчаста муфта. Муфта з повідцем відрізняється простотою конструкції і використовується, в основному, у приладах.

Можливість з'єднання валів із взаємними зміщеннями досягається в компенсуючих муфтах за рахунок зазорів між елементами муфти. Наявність зазорів приводить до мертвого ходу при пуску механізму і до значних динамічних навантажень при реверсивній роботі. Кулачково-дискові муфти створюють значні зусилля на валах.

Перевагами пружних муфт є зниження динамічних навантажень і усунення коливань, а також деяка компенсація взаємних зміщень валів. Найкращі демпфіруючі властивості має муфта з конічним диском. Гранично припустимі зміщення валів, що допускаються муфтою з торовидною оболонкою $\alpha = 1,5 \dots 2^{\circ}$, $a = 1 \dots 3 \text{ мм}$, більше ніж у деяких компенсуючих муфт. Найбільшу навантажувальну спроможність має муфта зі змієподібною пружиною.

Недоліком пружних муфт є менша компенсуюча можливість, особливо муфт із конічним диском, і великі габарити

Ушкодження компенсуючих і пружних муфт. Причиною виходу з ладу втулочно-пальцевих муфт є руйнація гумових кілець. У пружних муфтах із конічним диском, пружною торовидною оболонкою і кільцевими гофрами ушкоджуються гумовий елемент з'єднуючий полумуфти. У муфтах із змієподібною пружиною ушкоджується пружина.

У зубчастих і ланцюгових муфтах навантажувальна спроможність лімітується міцністю зубців. У кулачково-дискових муфтах відбувається сильний знос робочих поверхонь проміжного кільця, а в шарнірі Гука поверхонь шарнірів.

Розрахунок компенсуючих і пружних муфт на міцність

Розрахунок втулочно-пальцевих муфт ведуть по напругах:
зминання гумових кілець

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / (zD_0 l d_1) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

де D_0 — діаметр кола, на якому розміщені центра пальців, d_1 — діаметр пальця, l — довжина гумової втулки або загальна довжина гумових втулок, z — число пальців;

згину металевих пальців

$$\tau = 32T l_n / (\pi z D_0 d_1^3) \leq [\tau],$$

де l_n — довжина пальця.

У кулачково-дискових муфтах перевіряють тиск на бокових поверхнях виступів і пазів

$$p = 8T/(D^2h) \leq [p]$$

де D — діаметр муфти, h — робоча висота гребеня.

Розміри муфт зубчастих, ланцюгових і з пружними елементами вибирають по таблицях держстандарту в залежності від розрахункового моменту T_p

$$T_p = k_1 k_2 T \leq [T],$$

де T - найбільш довгостроково діючий крутильний момент; k_1 - коефіцієнт безпеки ($k_1 = 1$ - поломка муфти не веде до аварії, $k_1 = 1,2$ поломка муфти веде до аварії машини, $k_1 = 1,5$ поломка муфти веде до аварії ряду машини, $k_1 = 1,8$ поломка муфти веде до людських жертв); k_2 - коефіцієнт умов роботи муфти (k_2 вибирається у межах від 1,0 при спокійній роботі до 1,5 при важких умовах роботи з ударами).

Тема 16. Муфти зчпні

Керовані муфти

Загальні положення. Муфти зчпні призначені для з'єднання і роз'єднання нерухомих і обертових валів. Зчпні муфти підрозділяють на: зубчасті, кулачкові і фрикційні. Конструктивно кулачкова муфта являє собою дві полумуфти постачені виступами (кулачками) на торцевих поверхнях (рис.16.1).

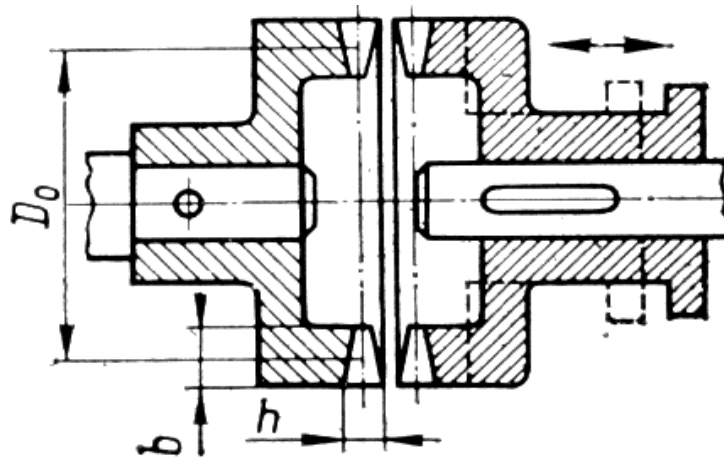


Рис 16.1

Вмикання (вимикання) муфти здійснюється за рахунок осьового переміщення однієї з полумуфт, звичайно тієї, що посаджена на відомому валі. Найчастіше кулачкові муфти застосовуються для з'єднання з валом сидячих на ньому деталей. Застосовують різні профілі кулачків: трикутні, трапецеїдальні, прямокутні, несиметричні трикутні і трапецеїдальні. Робочі поверхні кулачків у більшості випадків виконують плоскими.

У найпростішій зубчастій муфті одна полумуфта являє собою зубчасте колесо внутрішнього зачеплення, а інша шестерню з тим же

числом зубців зовнішнього зачеплення. Вмикання (вимикання) муфти також здійснюється за рахунок осевого переміщення однієї з полумуфт. З метою зменшення ударів при вході полумуфт у зачеплення застосовують синхронізатори.

Момент у фрикційних муфтах передається за рахунок сил тертя. Найпростіша фрикційна муфта являє собою два диски (1,2) із кільцевими робочими поверхнями, притиснуті друг до друга. Зусилля притискання Q звичайно створюється пружиною і передається через кільце 3, розміщене в кільцевій канавці на диску 2 (рис.16.2).

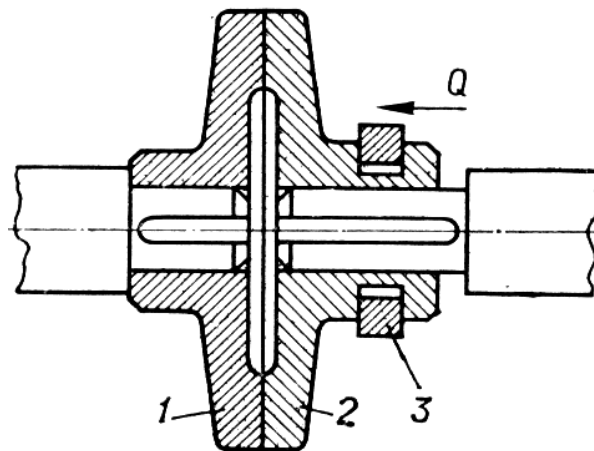


Рис. 16.2

Для зниження необхідного зусилля притискання Q прагнуть збільшити коефіцієнт тертя, звичайно за рахунок збільшення поверхні тертя. З цією ціллю робочі поверхні полумуфт виконують конічної форми (рис. 16.3,б) або збільшують число третьових поверхонь (рис. 16.3,а)

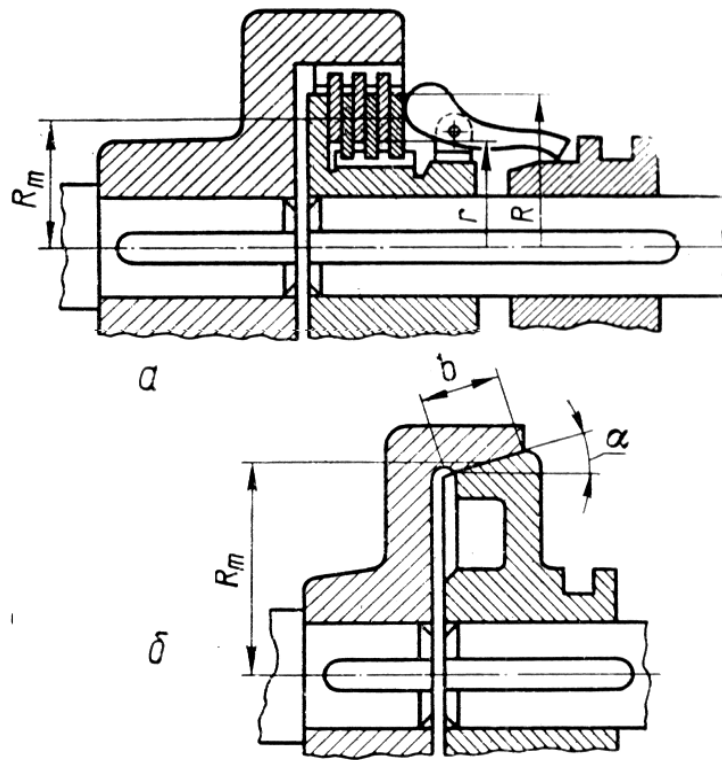


Рис. 16.3

У багатодискових муфтах (див.рис.16.3) з кожною із полумуфт зв'язаний набір кілець, звичайно три і більш. Диски зв'язані з корпусом (ліва полумуфта) називають зовнішніми, а диски зв'язані з втулкою (права полумуфта) внутрішніми. Диски притиснуті важелем на інший кінець якого діє притискальне кільце.

Перевагами кулачкових і зубчастих зчіпних муфт є малі габарити і висока навантажувальна спроможність; фрикційні муфти відрізняються повільністю вмикання (вимикання).

Недоліками кулачкових і зубчастих муфт є високі вимоги до співвісності полумуфт, удари і шум при роботі. Фрикційні муфти мають великі габарити і працюють при значних осьових зусиллях притискання поверхонь.

Ушкодження керованих муфт. Причиною виходу з ладу кулачкових і зубчастих муфт є поломка кулачків і зубців. У фрикційних муфтах головну роль грає знос робочих поверхонь.

Розрахунок керованих муфт на міцність. У однодискових та багатодискових фрикційних муфтах переданий крутільний момент визначається за припустимим тиском $[p]$

$$T \leq \pi[p]f(R^3 - r^3)zK_vK_zK_m/(2\beta),$$

де f — коефіцієнт тертя; z — число поверхонь тертя; R, r — максимальний та мінімальний радіуси робочих поверхонь; K_v, K_z, K_m — коефіцієнти, що враховують вплив швидкості ковзання, число дисків і число вмикань муфти у час, відповідно; β — коефіцієнт запасу зчеплення.

У конусних муфтах крутільний момент розраховують за середнім радіусом тертя R_m

$$T \leq 2\pi[p]fR_mzK_vK_m/\beta.$$

Кулачки полумуфт розраховують за контактним тиском

$$T \leq [p]D_0zbh/2,$$

де D_0 — середній діаметр кулачків, z — число кулачків, b — ширина кулачків, вимірювана по радіусу, h — середня глибина заходу кулачків вимірювана по осі муфти;

а також перевіряють по напругах згину

$$\sigma = 2Th/(D_0zW) \leq [\sigma],$$

де W — момент опору перерізу кулачка у підстави, $[\sigma]$ — припустима напруга при згині.

Самодіючі (самокеровані) муфти

Загальні положення. Самодіючі муфти призначені для автоматичного з'єднання або роз'єднання валів при певних умовах. Використовують муфти самокеровані а) за моментом — захисні; б) за напрямком руху — обгонні або вільного ходу; в) за швидкістю — відцентрові.

Захисні муфти встановлюють, коли за частотою та силою ударів встановлення пружких муфт недостатньо для захисту машини. За принципом дії захисні муфти підрозділяють на а) муфти з елементом, що руйнується; б) пружинно-кулачкові; в) фрикційні.

Муфти з елементом, що руйнується використовують при рідких перенавантаженнях. Через малі габарити вони можуть бути встановлені безпосередньо після пристрою, що є джерелом перенавантажень. Недоліком цих муфт є необхідність заміни елемента, що руйнується. З муфт цього типу найбільш поширені муфти із зрізним штифтом. Штифт постачають виточкою в місті руйнації, що збільшує точність спрацювання, полегшує заміну штифтів, а також зменшує небезпеку пошкодження інших деталей муфти.

Пружинно-кулачкові муфти використовують при невеликих швидкостях і моментах. Вони забезпечують велику точність спрацювання. Кулачкові захисні муфти відрізняються від кулачкових зчіпних тим, що одні вони завжди притиснуті пружиною, а кулачки мають більші кути нахилу $\alpha = 30...45^\circ$, переважно $\alpha = 45^\circ$. При перенавантаженні муфти переключаються на декілька кутових кроків, після чого зчеплення автоматично відновлюється.

Фрикційні захисні муфти застосовують при частих короткочасних перенавантаженнях. Вони можуть бути дисковими або конусними. Фрикційні

захисні муфти відрізняються від фрикційних зчепних відсутністю механізму управління — одна полумуфта завжди притиснута до іншої пружиною. Також у фрикційних захисних муфтах припустимі більш високі тиски.

Обгінні муфти передають момент в одному напрямку і припускають вільне обертання в протилежному. Найбільш поширені роликові обгонні муфти (рис. 16.4)

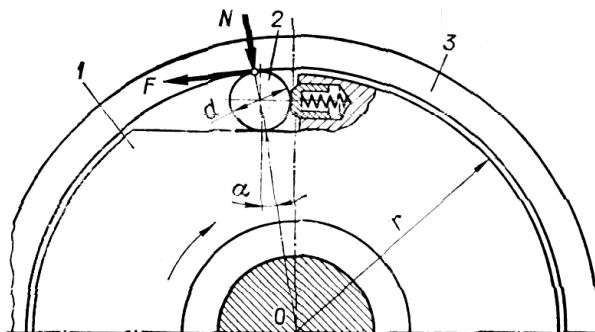


Рис. 16.4

Роликові обгонні муфти складаються із зірочки 1, роликів 2 та кільцевої обойми 3. Зірочка і обойма утворюють порожнину, яка звужується в одному напрямку. Муфти, звичайно виготовляють з трьома (при невеликих розмірах) або п'ятьма (при великих розмірах) роликами. Кожний з роликів притискується до кільцевої обойми пружиною. Коли ведучою є зірочка, то муфта передає обертання за часовою стрілкою. При цьому ролики викочуються в частину порожнини, яка звужується і уклинюється між зірочкою та обоймою. При зворотному напрямку руху муфта розчіплюється.

Відцентрові муфти використовуються для автоматичного зчеплення або розчеплення валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Використання відцентрових муфт дозволяє полегшити управління, зменшити пусковий момент, покращити плавність руху.

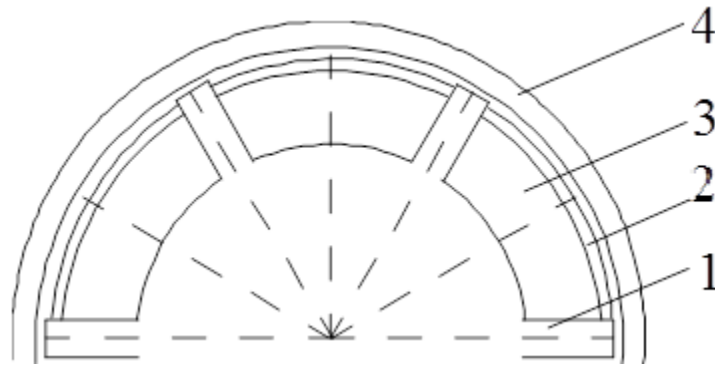


Рис. 16.5

Най поширена відцентрова муфта представляє собою фрикційну муфту, у якої звичайний механізм притискання замінено спеціальними вантажами. Муфта складається з обойми 1, вантажів 2 із спеціальними фрикційними накладками 3 і зірочки 4 (рис. 16.5). При малих обертах руху муфту розчеплено. З підвищенням обертів руху вантажі під дією відцентрових сил притискаються до обойми і передають обертальний момент з однієї полумуфти до іншої.

Ушкодження самодіючих муфт. Причиною виходу з ладу кулачкових і фрикційних муфт кулачкових захисних і фрикційних захисних муфт є знос робочих поверхонь. В муфтах з елементом, що руйнується, пошкоджуються посадкові отвори, в які ці елементи встановлюються. В обгінних муфтах, головним чином, спостерігається викришування робочих поверхонь роликів та зірочок.

Розрахунок самодіючих муфт на міцність. Момент, що передає муфта із зрізними штифтами, визначається на підставі розрахунку штифта на зріз

$$T = z\pi d^2[\tau]R/(4k),$$

де z — число штифтів; k — коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між штифтами; R — радіус кола, на якому розташовані вісі штифтів; d — діаметр штифтів; $[\tau]$ — напруги зрізу.

В муфті вільного ходу нормальну силу, діючу на заклинений ролик (див. рис. 16.4), знаходять з умови рівноваги ролика

$$N = T \cdot \operatorname{ctg}(\alpha/2) / (zr) = F \cdot \operatorname{ctg}(\alpha/2),$$

де z — число роликів в муфті; r — радіус робочої поверхні зовнішньої обойми; F — дотична сила, діюча у контакті ролика і зовнішньої обойми; α — кут заклинювання (звичайно $\alpha = 6 \dots 8^\circ$). Перевірку роликів на міцність проводять, використовуючи формулу Герца. Припустимі контактні навантаження приймають рівними: $[\sigma] = 1200 \dots 1500$ МПа.

Для відцентрової муфти з z - вантажами (колодками) необхідна сила притиску F кожної колодки до ободу

$$F = T/zfr.$$

Ця сила має дорівнювати відцентровій силі

$$F_b = mv^2/r.$$

Тоді маса вантажів m складе

$$m = T/(zfv^2).$$

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іванов, В. В., Мотулько, Б. В., & Харсун, А. М. (2004). Проектування деталей машин з використанням AutoCAD. Издательство АО БАХВА, 125.
2. Малащенко, В. О., Стрілець, В. М., Новіцький, Я. М., & Стрілець, О. Р. (2017). Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання.
3. Люлька, В. С., & Коньок, М. (2013). Деталі машин та підйомно-транспортні машини. Методичний посібник з лабораторних робіт.
4. Полешко О.П., Блощин. М.С. (2011) Деталі машин. Лабораторний практикум. НТУУ «КПІ», 86.
5. Bhandari, V. B. (2010). Design of machine elements. Tata McGraw-Hill Education.
6. Avallone, E. A., Baumeister III, T., & Sadegh, A. (2018). Marks' standard handbook for mechanical engineers. McGraw-Hill Education.
7. Childs, T. H. C. (2003). Mechanical design. Elsevier.
8. Childs, P. R. (2013). Mechanical design engineering handbook. Butterworth-Heinemann.
9. Grote, K. H., & Antonsson, E. K. (Eds.). (2009). Springer handbook of mechanical engineering (Vol. 10). New York: Springer.
10. Ivanov, V., Urum, G., Ivanova, S., & Naleva, G. (2017). Analysis of matrix and graph models of transmissions for optimization their design. Восточно-Европейский журнал передовых технологий, (4 (1)), 11-17.
11. Ivanov, V., Urum, G. D., Volkova, M. G., & Ivanova, S. V. (2018). Development of the positive engagement continuously variable transmission design with the application of graph theory. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3.1: 93.