

18. Із яких міркувань вибирають число зубців меншого шківa зубчасто-пасової передачі?

19. Як розраховують зубчасто-пасові передачі?

2.6. Фрикційні передачі та варіатори

2.6.1. Загальні відомості

Найпростіша *фрикційна передача* складається з двох циліндричних котків, притиснутих один до одного. При цьому на поверхнях контакту котків утворюється сила тертя, за рахунок якої відбувається передача руху від ведучого котка до веденого.

За величиною передаваного навантаження, розмірами, надійністю і к.к.д. фрикційні передачі значно поступаються іншим механічним передачам (зубчастим, черв'ячним, ланцюговим). Вони не забезпечують постійності передаточного відношення через проковзування котків і тому не можуть використовуватися у точних передавальних механізмах. За великих потужностей необхідно забезпечувати значну силу притискання, що призводить до перевантаження валів і опор, ускладнює конструкцію передачі. Тому фрикційні передачі використовують для передачі порівняно невеликих потужностей (до 20 кВт) за передаточних відношень до 6.

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

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

Передаточне відношення фрикційної передачі може бути постійним або змінним. Передачі з пивною і безперервною (безступінчастою) зміною передаточного відношення називаються *варіаторами*.

Класифікацію фрикційних передач наведено на рис. 2.61.

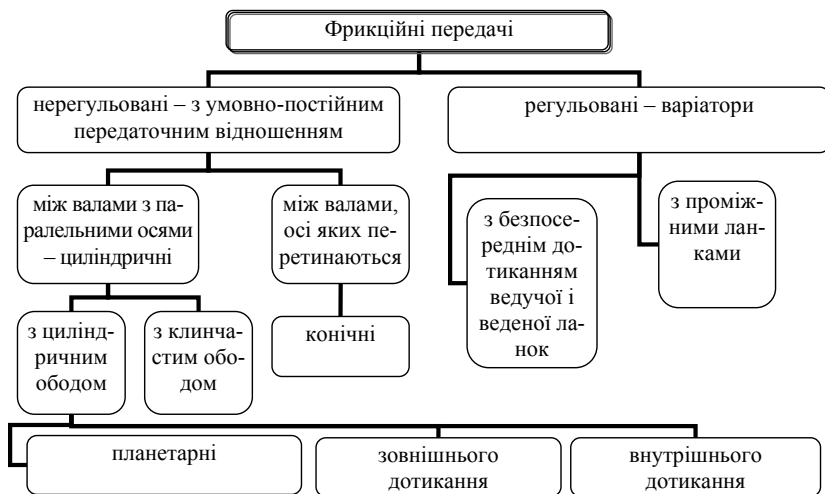


Рис. 2.61. Класифікація фрикційних передач

Залежно від умов роботи фрикційні передачі поділяють на:

- відкриті (працюють без мастила);
- 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 передачі.

2.6.2. Ковзання у фрикційній передачі

Ковзання є причиною спрацювання котків, низького к.к.д. 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 у разі перевантаження передачі. Під час буксування ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричинюючи його місцеве спрацювання та вихід з ладу. Під час проектування фрикційних передач необхідно передбачати достатній запас зчеплення котків і не допускати використання фрикційної передачі як запобіжного пристрою від перевантаження механізму.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту (рис. 2.62а). Під дією сили притиснення котків лінійний контакт перетворюється на контакт по деякій ділянці, у межах якої відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка і пружне стиснення поверхні веденого котка. Це спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого. Зв'язок між коловими швидкостями ведучого v_1 та веденого v_2 котків в цьому випадку:

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (2.198)$$

де $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$ – коефіцієнт пружного ковзання. 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 пов'язане з нерівністю швидкостей ведучого і веденого котків на ділянці контакту.

Явище геометричного ковзання найкраще розглянути на простому лобовому варіаторі (рис. 2.62б). Колова швидкість v_1 ведучого котка постійна за його шириною, колова швидкість різних точок веденого котка змінна і пропорційна відстані точки від осі обертання. Для відсутності буксування необхідно, щоб швидкості v_1 і v_2 на лінії контакту були рівними між собою. Для наведеного на рисунку прикладу це можливе тільки для однієї точки P , яка називається полюсом кочення. У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання зі швидкістю $v_s = v_1 - v_2$.

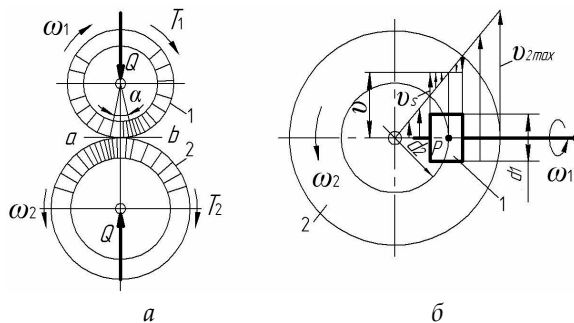


Рис. 2.62. Пружне (а) та геометричне (б) ковзання у фрикційній передачі

Найдосконалішими є фрикційні передачі, в яких геометричне ковзання відсутнє.

2.6.3. Матеріали та конструкції 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 40X, 40XH 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 малонавантажених передачах;

шкіра, деревина, гума – сталь (чавун) має високий коефіцієнт тертя, але низьку стійкість проти спрацювання, використовують в малонавантажених 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.

Притискання котків здійснюється двома способами:

- з постійною силою притискання, яка створюється за допомогою попередньої деформації податливих котків при складанні, встановленням стиснутих пружин, використанням власної ваги елементів, встановленням вантажу на важелі тощо;

- зі змінною (регульованою) силою притискання, яка автоматично змінюється зі зміною навантаження.

2.6.4. Види руйнування котків і критерії роботоздатності

Під час роботи фрикційних пар виникають такі види руйнування робочих поверхонь котків.

1. *Утомне 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 тріщин тиск мастила різко зростає і частки металу відокремлюються, що призводить до утворення раковин. Багаторазові повторення цих процесів розширюють утворені раковини.

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

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

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

2.6.5. Геометрія і кінематика передач

Основними геометричними параметрами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 і d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . За відомих діаметрів котків міжосьова відстань:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2), \quad (2.199)$$

де знак «+» для передач із зовнішнім дотиканням котків, «-» для передач із внутрішнім дотиком котків.

За відомої міжосьової відстані діаметри котків:

$$d_1 = 2a/(i \pm 1); \quad d_2 = 2ai/(i \pm 1), \quad (2.200)$$

де i – передаточне відношення передачі.

Ширина котків теж вибирається залежно від міжосьової відстані:

$$b = \psi_{ba} a, \quad (2.201)$$

де $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт ширини котків (більші значення – для точно виготовлених і закритих передач, менші – для відкритих передач).

Конічні фрикційні передачі (рис. 2.63) використовують для передавання обертового руху між валами, осі яких перетинаються, зазвичай, під прямим кутом. Основними розмірами таких передач є середні діаметри ведучого d_{m1} та веденого d_{m2} котків, зовнішня R та середня R_m конусні відстані, робоча ширина котків b , кути при вершинах конусів δ_1 та δ_2 . Співвідношення між вказаними параметрами таке:

$$R_m = \sqrt{(d_{m1}/2)^2 + (d_{m2}/2)^2} = 0,5\sqrt{d_{m1}^2 + d_{m2}^2};$$

$$R = R_m + 0,5b; \quad (2.202)$$

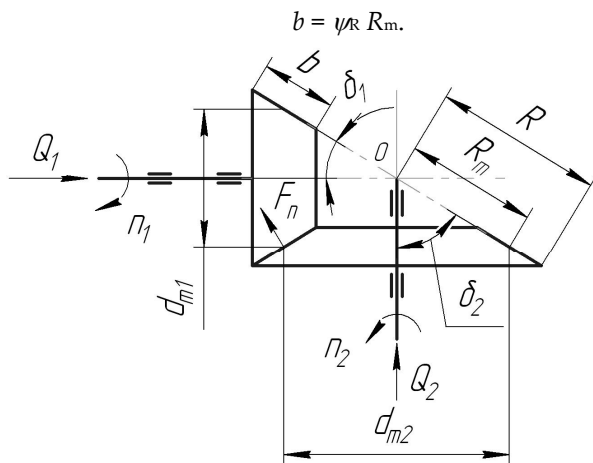


Рис. 2.63. Конічна фрикційна передача

Коефіцієнт ширини конічних котків ψ_R беруть в межах $0,2 \dots 0,3$.

Основними кінематичними параметрами фрикційних передач є кутові швидкості (частоти обертання) котків ω_1 і ω_2 , а також передаточне відношення i .

Без врахування пружного ковзання передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі визначається таким чином:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1,$$

для конічної:

$$i = d_{m2} / d_{m1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Із виразу (1.71), визначивши колові швидкості як $\omega d / 2$, можна знайти передаточне відношення фрикційної передачі з урахуванням пружного ковзання:

$$i = d_2 / [d_1(1 - \varepsilon)]. \quad (2.203)$$

2.6.6. Розрахунки фрикційних передач

Всі перелічені раніше види руйнування залежать від напружень у місці контакту, тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за контактними напруженнями.

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

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q / (2\rho_{\text{св}})},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – для катків із сталі; $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ – для чавунних котків; $Z_M = 235 \text{ МПа}^{1/2}$ – для поєднання «чавун – сталь»; q – розрахункове питоме навантаження; $\rho_{\text{св}}$ – зведений радіус кривини робочих поверхонь котків.

Розрахункове навантаження на одиницю довжини контакту:

$$q = QK_{\beta} / b, \quad (2.204)$$

де Q – сила притискання котків; K_β – 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); для конічних передач коефіцієнт K_β беруть дещо більшим через складність виготовлення та монтажу конічної передачі.

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:

$$F_t \geq F_t = 2T_1 K / d_1. \quad (2.205)$$

Враховуючи, що сила тертя $F_t = F_n f$, то необхідна сила притискання котків:

$$Q = 2T_1 K / (d_1 f), \quad (2.206)$$

де K – коефіцієнт запасу зчеплення, для силових передач $K = 1,3 \dots 1,5$, для кінематичних $K = 2,5 \dots 3,0$.

Зведений радіус кривини робочих поверхонь циліндричних котків:

$$1/\rho_{\text{вк}} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2 = 2/d_1 \pm 2/d_2 = (2/d_1)[(i \pm 1)/i]. \quad (2.207)$$

Підставивши (2.207) у формулу Герца, одержимо формулу *перевірного розрахунку фрикційних передач за контактними напруженнями*:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q K_\beta / (b d_1)] (u \pm 1) / u} \leq [\sigma_H] \quad (2.208)$$

Під час *проектного розрахунку* визначають міжосьову відстань, попередньо замінивши розміри b і d через їх залежності від міжосьової відстані:

$$a \geq K_m (u \pm 1) \sqrt{T_1 K_\beta / (u \psi_{ba} f [\sigma_H]^2)}. \quad (2.209)$$

За одержаним значенням міжосьової відстані визначають діаметри котків d_1 і d_2 (2.200), ширину котків b (2.201) і потрібну силу

притискання F_n (2.205). Остаточну перевірку міцності котків за прийнятими розмірами виконують за умовою (2.208).

Для фрикційних передач, робочі поверхні котків яких виготовлені із неметалевих матеріалів, обмежується навантаження, що припадає на одиницю довжини контактної лінії:

$$q = Q K_{\beta} / b \leq [q]. \quad (2.210)$$

Формула проектного розрахунку для таких передач має такий вигляд:

$$a \geq K_H \sqrt{T_1 K_{\beta} (u \pm 1) / (\psi_{ba} f [q])} \quad (2.211)$$

де K_H – допоміжний коефіцієнт, для силових передач $K_H = 36$, для кінематичних $K_H = 50$.

Перевірні розрахунки конічних фрикційних передач виконують теж за формулою Герца. При цьому враховують, що радіуси кривини робочої поверхні конічних котків по довжині лінії контакту неоднакові. За розрахункові беруть радіуси кривини робочих поверхонь у середніх точках лінії контакту котків:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= R_m \operatorname{tg} \delta_1 = R_m / u = 0.5 d_{m1} \sqrt{u^2 + 1} / u ; \\ \rho_2 &= R_m \operatorname{tg} \delta_2 = R_m / u = 0.5 d_{m1} u \sqrt{u^2 + 1} . \end{aligned} \quad (2.212)$$

Зведений радіус кривини робочих поверхонь конічних котків визначають із залежності:

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 2/d_{m1} \left(\sqrt{u^2 + 1} \right) / u . \quad (2.213)$$

Необхідна сила притискання:

$$Q = 2T_1 K / (d_{m1} f) . \quad (2.214)$$

Формула *перевірною* розрахунку конічної передачі з металевими котками:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q K_{\beta} / (b d_{m1})] \left(\sqrt{u^2 + 1} / u \right)} \leq [\sigma]_H \quad (2.215)$$

У разі проектних розрахунків визначають мінімальний діаметр ведучого котка:

$$d_{m1} \geq 2K_m \sqrt[3]{T_1 K_\beta / (u \psi_R f [\sigma]_H^2)}, \quad (2.216)$$

Для конічної фрикційної передачі з неметалевими котками:

$$d_{m1} \geq 2K_H \sqrt{T_1 K_\beta \sqrt{u^2 + 1} / [\psi_R f [q] (u^2 + 1)]}. \quad (2.217)$$

Допустимі контактні напруження та допустимі питомі навантаження вибираються із табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт тертя f і питоме навантаження $[q]$ для фрикційних передач

Матеріал котків	Умови роботи	f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь – сталь	Із мастилом	0,05	(2,5...3,0) НВ	-
Чавун – чавун	Із мастилом	0,05	1,5 σ_b	-
Сталь – сталь	Без мастила	0,12...0,15	(1,2...1,5)НВ	-
Текстоліт–сталь, чавун	Без мастила	0,20...0,25	-	50...80
Фібра – сталь, чавун	Без мастила	0,15...0,20	-	35...40
Гума – сталь, чавун	Без мастила	0,45...0,60	-	10...30

2.6.7. Варіатори

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечують плавне безступінчасте регулювання швидкості веденого вала за постійної швидкості обертання ведучого вала. Застосовують у приводах сільськогосподарських машин, метало- та деревообробних верстатів, пресів, конвеєрів, у машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, а також приладобудуванні.

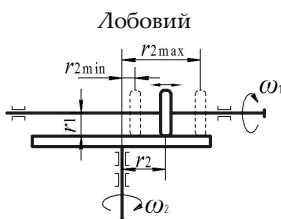
Умовно всі варіатори можна поділити на дві групи: з безпосереднім контактом ведучої і веденої ланки та з проміжними ланками (табл. 2.6)

Таблиця 2.6

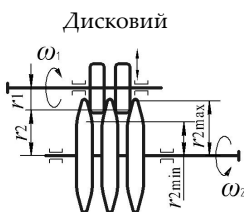
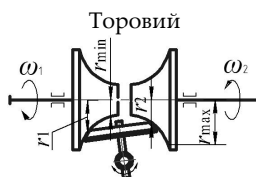
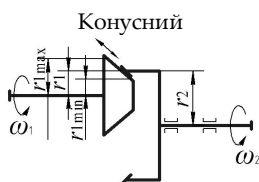
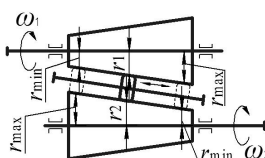
Схеми варіаторів

Варіатори з безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок

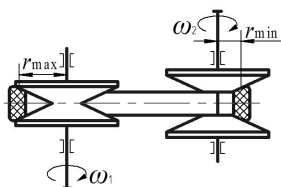
Варіатори з проміжними ланками



Конусний із проміжним диском



Клинопосевий із розсувними конусами



Діапазон регулювання є основною регульовальною характеристикою варіатора і визначається як відношення максимальної кутової швидкості ω_{2max} веденого вала до його мінімальної кутової швидкості ω_{2min} за постійної швидкості ω_1 обертання ведучого вала:

$$D = \omega_{2max} / \omega_{2min} = i_{max} / i_{min}, \quad (2.218)$$

де $i_{\max} = \omega_{2\max}/\omega_1$, $i_{\min} = \omega_{2\min}/\omega_1$ – відповідно максимальне і мінімальне передаточне відношення варіатора.

Практичне застосування мають варіатори з такими діапазонами регулювання: лобовий $D = 2 \dots 4$, конусний $D \leq 3$, дисковий $D \leq 2$, конусний з проміжним диском $D = 5 \dots 6$, торовий $D = 6 \dots 8$, клинопасовий з розсувними конусами $D \leq 10$.

Розрахунки фрикційних варіаторів виконуються як для фрикційних передач з постійним передаточним відношенням.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Принцип роботи фрикційної передачі, основні елементи, область застосування.
 2. Назвіть переваги і недоліки фрикційних передач.
 3. Як класифікують фрикційні передачі?
 4. Які види ковзання розрізняють у фрикційних передачах?
 5. З яких причин у фрикційній передачі може виникнути буксування? Чи бажане це явище? Як можна його уникнути?
 6. Що є причиною виникнення пружного ковзання в фрикційній передачі?
 7. З яких причин у фрикційній передачі виникає геометричне буксування?
 8. Яким вимогам мають відповідати матеріали котків фрикційних передач?
 9. Назвіть основні матеріали для виготовлення котків.
 10. Як здійснюється притискання котків у фрикційній передачі?
 11. Назвіть основні види руйнування металевих та неметалевих котків. Що є причиною цих руйнувань?
 12. Назвіть основні геометричні і кінематичні параметри фрикційних передач.
 13. Назвіть основні критерії розрахунку фрикційних передач.
 14. Який параметр визначається під час проектних розрахунків циліндричної фрикційної передачі, конічної?
 15. Наведіть декілька прикладів схем фрикційних варіаторів.
 16. Назвіть основну регульовальну характеристику фрикційного варіатора.
-

2.7. Передачі гвинт – гайка

2.7.1. Загальні відомості

Передача гвинт – гайка (гвинтовий механізм) призначена для перетворення обертового руху у поступальний і навпаки. Основними елементами цих передач є гвинт і гайка, один з них обертається, другий рухається поступально.

Переваги передач гвинт – гайка: значний виграш у силі; можливість одержання повільного і точного переміщення; компактність за високої навантажувальної здатності, простота конструкції і виготовлення.

Недоліки: значне тертя в різьбі, що спричиняє її підвищене зношування; низький к.к.д.

Використовують для піднімання вантажів (підйомники, домкрати), створення значних зусиль за невеликих переміщень (преси, натискні пристрої) і одержання точних переміщень (ходові гвинти верстатів, вимірювальні прилади, ділильні і регульовальні пристрої).

За призначенням передачі гвинт – гайка поділяють на *силові* (вантажні, ходові) і *кінематичні* (установчі).

За видом тертя в різьбі вони поділяються на передачі з тертям *ковзання* і передачі з тертям *кочення*, Передачі з тертям *ковзання* більш розповсюджені через простоту конструкції. Передачі з тертям *кочення* мають високий к.к.д. (до 0,9) і можливість повного усунення осьового і радіального зазорів, але складні за конструкцією і виготовленням. Різьба гвинта і гайки таких механізмів має напівкруглий профіль, при цьому в гайці розміщуються сталеві кульки, що переміщуються замкнутим каналом, що з'єднує перший і останній виток різьби. Їх використовують у механізмах подач верстатів з числовим програмним управлінням, механізмах піднімання і опускання шасі літаків тощо.

2.7.2. Ходові різьби

Різьби, які використовують у гвинтових механізмах, називаються ходовими (рис. 2.64).

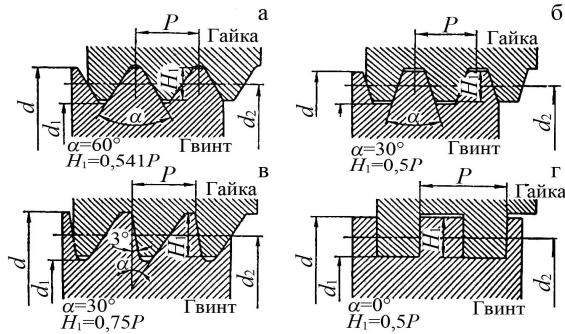


Рис. 2.64. Ходові різьби:

а – трикутна; *б* – трапецеїдальна; *в* – упорна; *г* – прямокутна

Трикутна різьба (ГОСТ 9150-81) (рис. 2.64а) використовується тільки у кінематичних передачах, має низький к.к.д.

Трапецеїдальна різьба (ГОСТ 9484-81) (рис. 2.64б) одно- і багатозахідна має профіль симетричної трапеції з кутом $\alpha = 30^\circ$. Використовується для передачі реверсивного руху під навантаженням. Має підвищену міцність і технологічність, у передачах гвинт – гайка ця різьба майже витіснила прямокутну.

Умовне позначення трапецеїдальної різьби складається із літер *Tr* (*Trapez*), номінального діаметра різьби і значення кроку. Наприклад, позначення трапецеїдальної різьби з номінальним діаметром 36мм і кроком 6мм: *Tr 36x6*.

Упорна різьба (ГОСТ 10177-82) (рис. 2.64в) має профіль несиметричної трапеції. Кут нахилу неробочої сторони профілю 30° , для того, щоб можна було виготовити різьбу фрезеруванням, робоча сторона профілю має кут нахилу 3° . Використовується для передачі руху в разі великих навантажень направлених в один бік (гвинти домкратів, підйомників, пресів тощо).

Умовне позначення упорної різьби складається із літери *S* (*UP*), номінального діаметра різьби і кроку. Наприклад, умовне позначення упорної різьби з номінальним діаметром 80 мм і кроком 10 мм: *S 80x10*.

Прямокутна різьба (рис. 2.64г) виготовляється на токарно-гвинторізних верстатах, така технологія має низьку продуктивність і точність. Ця різьба має понижену міцність, у разі зношування утворюються зазори, які важко усунути. Це і визначило, незважаю-

чи на порівняно високий к.к.д. обмежене використання прямокутної різьби: здебільшого в малонавантажених передачах.

2.7.3. Конструкції і матеріали деталей

Гвинт являє собою циліндричну деталь значної порівняно з діаметром довжини, на деякій частині якої нарізано різьбу.

Гайки найчастіше мають форму втулки з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню. За необхідності компенсації зношування і зменшення зазорів використовуються гайки, конструкція яких дозволяє регулювання зазору.

Матеріали гвинта і гайки повинні мати низький коефіцієнт тертя і високий опір зношуванню. Вибір матеріалу залежить від призначення передачі і умов роботи. Для зменшення втрат на тертя гвинт виготовляють із сталі, а гайку із бронзи.

Гвинти без термообробки виготовляються із сталей 45, 50 та ін., для відповідальних передач – із сталей 40Х, 40ХГ, 65Гі ін. з гартуванням до твердості більшої 50HRC з подальшим шліфуванням різьби.

Гайки відповідальних передач з високими коловими швидкостями і навантаженнями виготовляються із олов'яних бронз Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 і ін., а за малих навантажень і швидкостей, а також під час роботи зі значними перервами – із антифрикційного чавуну марок АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2 або сірого чавуну марок СЧ 15, СЧ 20.

2.7.4. Передаточне відношення і к.к.д. передачі

Передаточне відношення гвинтового механізму умовно можна виразити як відношення переміщення маховика чи рукоятки до переміщення гвинта (гайки):

$$i = 2\pi R/p_z, \quad (2.219)$$

де R – радіус маховика або довжина рукоятки, p_z – хід різьби.

Чим більший розмір R і чим менший p_z тим більше передачне відношення передачі і тим більший виграш в силі.

К.к.д. передачі гвинт-гайка складається із к.к.д. гвинтової пари $\eta_{гв}$ і ККД опорних частин механізму $\eta_{оп}$.

К.к.д., що враховує втрати в опорах, залежить від конструкції гвинтового механізму і його значення можуть коливатись у широкому діапазоні. Наприклад, для ходових гвинтів верстатів $\eta_{оп} = 0,90 \dots 0,95$, для домкратів і пресів $\eta_{оп} = 0,5 \dots 0,7$.

К.к.д. гвинтового механізму з урахуванням втрат в гвинтовій парі визначається:

$$\eta_{гв} = \eta_{оп} \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (2.220)$$

Із формули (2.220) видно, що к.к.д. гвинтового механізму підвищується за збільшення кута підймання гвинтової лінії різьби γ і зменшення приведенного кута тертя φ' . Для збільшення кута підймання застосовується багатозахідна різьба, а для зменшення кута тертя – змащення і антифрикційні матеріали. Значно підвищує к.к.д. заміна тертя ковзання тертям кочення (кулькогвинтові механізми).

2.7.5. Розрахунок передачі гвинт – гайка

Передачі гвинт – гайка найчастіше виходять з ладу через зношування різьби, тому основним критерієм роботоздатності і розрахунку передачі є зносостійкість, розрахунок за цим критерієм виконується як проектний. Іншими критеріями роботоздатності передачі є міцність витків гайки і стійкість гвинта. Розрахунки за цими критеріями виконуються як перевірні.

Розрахунок на зносостійкість зводиться до визначення середнього тиску $p_{сер}$ між витками різьби гвинта та гайки і порівняння його з допустимим $[p]$. Розрахунковий тиск у гвинтовій парі за умови, що навантаження рівномірно розподілене між витками різьби:

$$p_{сер} = F_a / (\pi d_2 H_1 z) \leq [p], \quad (2.221)$$

де F_a – осьове навантаження; d_2 – середній діаметр різьби; H_1 – робоча висота профілю різьби; z – числом витків різьби в гайці.

Із (2.221) можна одержати значення середнього діаметра різьби (формула проектного розрахунку передачі):

$$d_2 = \sqrt{2F_a / (\pi k [p])}, \quad (2.222)$$

де $k = H/d_2$ – відношення висоти H гайки до середнього діаметра різьби, $k = 1,2 \dots 1,5$ для цілих гайок, $k = 2,5 \dots 3,5$ для рознімних гайок. Розраховане значення середнього діаметра округлюють до найближчого стандартного, за яким і вибирають інші параметри різьби.

Міцність витків гайки перевіряється за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = F_a / (\pi d H K) \leq [\tau]_{зр}, \quad (2.223)$$

де d – зовнішній діаметр різьби; K – коефіцієнт повноти різьби, $K = 0,87$ – для трикутної, $K = 0,65$ – для трапецоїдальної, $K = 0,5$ – для прямокутної.

Двовісний напружений стан важконавантажених гвинтів перевіряється за еквівалентними напруженнями за гіпотезою енергії формозміни:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(4F_a / \pi d_1^2)^2 + 3(T / 0.2d_1^3)^2} \leq [\sigma], \quad (2.224)$$

де T – крутний момент в небезпечному перерізі гвинта; d_1 – внутрішній діаметр різьби.

Стиснуті гвинти перевіряються на стійкість за умовою:

$$S_c = \sigma_{кр} / \sigma \geq [S], \quad (2.225)$$

де S_c – розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості, для вантажних і ходових гвинтів приймається $[S] = 4 \dots 5$; $\sigma = 4F_a / (\pi d_1^2)$ – розрахункове напруження в небезпечному перерізі гвинта; $\sigma_{кр}$ – критичне напруження, за якого настає втрата стійкості гвинта.

Довжина гвинта береться залежно від необхідної величини переміщення з урахуванням висоти гайки.

Допустиме напруження на розтяг чи стиск сталевих гвинтів визначається за формулою $[\sigma_p] = \sigma_t/[s]$, де σ_t – границя текучості матеріалу гвинта, $[s]$ – запас міцності, $[s] = 2 \dots 3$.

Допустимий тиск у різьбі: $[p] = 11 \dots 13$ МПа для поєднання гартованої сталі з бронзою; $[p] = 8 \dots 10$ МПа для поєднання негартованої сталі з бронзою; $[p] = 4 \dots 6$ МПа для поєднання негартованої сталі з чавуном.

Допустимі напруження для матеріалу гайки на зріз $[\tau_{зр}] = 25 \dots 30$ МПа для бронзових, $[\tau_{зр}] = 45 \dots 50$ МПа для чавунних гайок.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В яких випадках використовуються передачі типу гвинт - гайка?
 2. Назвіть переваги і недоліки передач гвинт - гайка.
 3. Яка передача має вищий к.к.д. з тертям ковзання чи з тертям качення?
 4. Які типи різьб застосовуються у передачах гвинт - гайка? Як їх умовно позначають на кресленнях?
 5. Як можна збільшити передаточне відношення передачі гвинт - гайка?
 6. Назвіть матеріали, із яких виготовляють гвинти і гайки передачі.
 7. Як визначають к.к.д. передачі гвинт-гайка і як його можна підвищити?
 8. Які розрахунки виконують для передач гвинт - гайка? Який розрахунок виконують для передач як проектний і які – як перевірні?
 9. У чому полягає розрахунок передачі на зносостійкість?
 10. Коли і як перевіряється стійкість гвинта?
 11. Дайте опис конструкцій гвинтів і гайок передачі гвинт - гайка.
-

РОЗДІЛ III

ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ, ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ

3.1. Вали та осі

3.1.1. Загальні відомості, класифікація і конструкції валів і осей

Деталі обертового руху: зубчасті колеса , шків, зірочки, маховики, ролики, барабани, кулачки, важелі, затискні патрони і т. ін. установлюють на валах або осях, конструктивно забезпечуючи їм фіксоване положення в машині.

Принципова відмінність валів, як деталей, від осей полягає в тому, що вал передає крутний момент уздовж своєї геометричної осі від однієї закріпленої на ньому деталі до іншої, обертаючись при цьому. Вали під час роботи машини знаходяться у складному двовісному напруженому стані (кручення зі згином).

Осі несуть на собі закріплені деталі і сприймають радіальні навантаження (іноді в сполученні з осьовими), але не передають крутний момент і завжди знаходяться в одновісному напруженому стані (згин). Осі можуть обертатися (колісні пари залізничних вагонів) і бути нерухомими (переднє колесо велосипеда обертається на підшипниках, установлених на закріпленій нерухомій осі).

За формою геометричної осі вали розділяються на *прямі* (рис. 3.1) і *непрямі* (рис. 3.2), різновидом останніх є кулачкові, ексцентрикові й колінчасті вали, що використовуються у двигунах внутрішнього згоряння, поршневих компресорах, насосах, де обертовий рух перетворюється у зворотно-поступальний і навпаки.

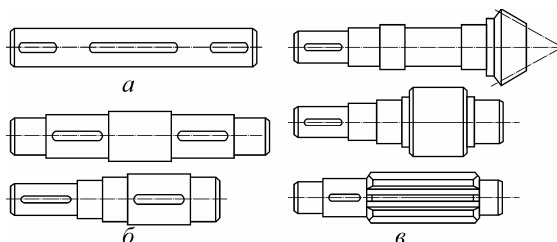


Рис. 3.1. Конструкції прямих валів

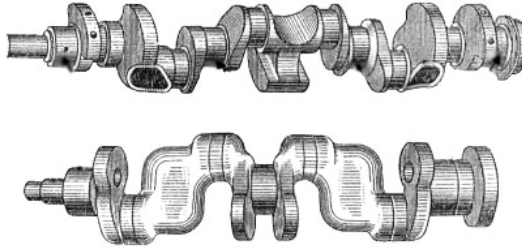


Рис. 3.2. Форми литих колінчастих валів

Якщо геометричні осі обертання деталей, що з'єднуються валами, зміщені і, особливо, коли в процесі роботи взаємне положення осей обертання деталей змінюється незначно, то застосовують карданні вали (наприклад у підресорних транспортних засобах).

За значних змін взаємного положення осей застосовують гнучкі дротяні вали (бормашини в стоматології, електроінструменти).

Гнучкий вал схожий на багатозахідну багат шарову звиту пружину кручення (рис. 3.3); суміжні шари 2 мають протилежні напрями звивання; гнучкість досягається виготовленням валів з великої кількості шарів тонкого дроту, діаметр якого збільшується в міру віддалення від центра. За передачі крутного моменту пружина, що утворює зовнішній шар, має закручуватися. Хрестове звивання пружинних шарів забезпечує радіальний розпір і гнучкість. Для захисту вала від впливу зовнішнього середовища, утримання змащення й безпечної експлуатації вал розміщується у захисній броні 3. Кінці гнучкого вала й броні припаюють до спецарматури – наконечників 1, а їх у свою чергу приєднують до жорстких валів відповідних інструментів.

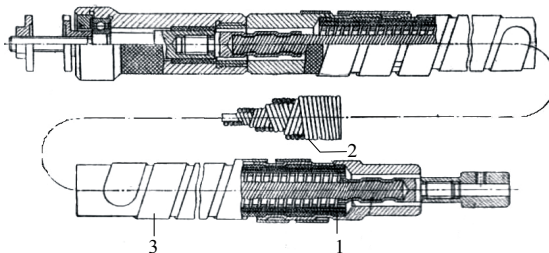


Рис. 3.3. Гнучкий вал

Спрощену конструкцію мають гнучкі вали різних приладів, включаючи спідометри автомобілів.

Прямі вали залежно від умов складання виконуються *гладкими* (рис. 3.1а) або *ступінчастими* (рис. 3.1б).

Швидкохідні вали редукторів виготовляють, зазвичай, разом із шестернями зубчастих передач (*вал-шестірня*; *вал-черв'як*) (рис. 3.1в). У деяких конструкціях використовують *порожнисті вали* (шпинделі токарних верстатів, вали карданних передач тощо). Порожнина зменшує масу вала й використовується часто для розміщення співвісного вала, деталей керування, подачі мастила, охолоджувального повітря тощо.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою використовують *торсійні вали*, які тільки передають моменти і не несуть на собі ніяких закріплених деталей. Торсійні вали широко застосовуються в прокатному обладнанні і текстильних машинах.

У деяких машинах (дорожньо-будівельні, прядильні тощо) для передачі моменту від одного двигуна до декількох виконавчих органів застосовують довгі складені вали, їх називають *трансмісійними*.

Великогабаритні вали, що використовують у важкому енергомашинобудуванні, можуть бути *складеними*, виготовленими з товстостінних труб з використанням зварювання.

Опорні ділянки валів і осей називаються *цапфами*. Проміжні цапфи називаються *шийками*, а кінцеві – *шипцями*, цапфи, що сприймають осьове навантаження, називаються *п'ятами*.

На рис. 3.4 показано схеми конструкцій опорних ділянок осей і валів, на яких розміщуються підшипники або підп'ятники.

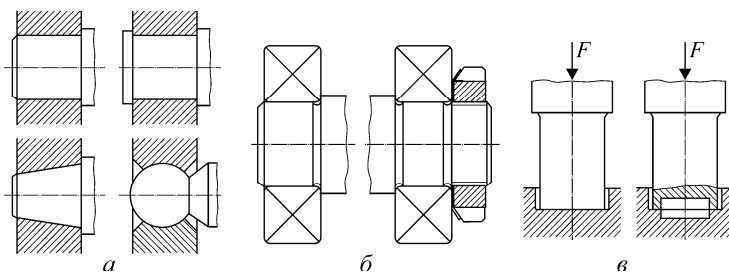


Рис. 3.4. Конструкції опорних ділянок:

а – осей; *б* – валів; *в* – п'яти

3.1.2. Матеріали валів та осей

Для виготовлення валів і осей використовуються сталі вуглецеві (переважно марок 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА, 18ХНВА, 18ХГТ і ін.) у вигляді прокату або поковок. Це характерно, у першу чергу, для валів редукторів.

Невідповідальні і малонавантажені вали й осі, а також трансмісійні вали можна виготовляти зі сталі марок Ст3, Ст4.

Леговані сталі використовуються при необхідності обмеження ваги і габаритних розмірів вала, підвищення стійкості зубців шестірні, якщо вони нарізуються безпосередньо на валу (вал-шестірня), або стійкості шліцьових з'єднань. Найчастіше вали із цих сталей піддаються термообробці (поліпшенню, загартуванню СВЧ з попередньою цементацією).

Основні механічні характеристики матеріалів, із яких виготовляються вали і осі, приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Механічні характеристики деяких матеріалів валів і осей

Матеріал	Діаметр заготовки, мм, не більший	Твердість НВ, не менша	σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ	$[\sigma]_{-1}$, МПа
			МПа						
Ст5	Не обмежений	190	520	280	220	130	0	0	40
45	Не обмежений	200	560	280	250	150	0	0	45
	120	240	800	550	350	210	0,1	0	55
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05	65
40Х	Не обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05	55
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05	65
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05	75
20	60	145	400	240	170	100	0	0	40
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0	50
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05	90
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1	95
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1	100

3.1.3. Розрахункові схеми. Критерії розрахунку

Розрахункові схеми валів та осей зображують у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають в зачепленні зубчастих коліс від натягу пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги деталей. Під час складання розрахункових схем валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами і точки прикладення зовнішніх сил, які прикладають до вала чи осі.

Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними, однак найчастіше розраховуються двохопорні вали та осі як статично визначені системи. Приклад розрахункової схеми вхідного вала одноступінчастого циліндричного редуктора зі шківом на консольному кінці наведено на рис. 3.5.

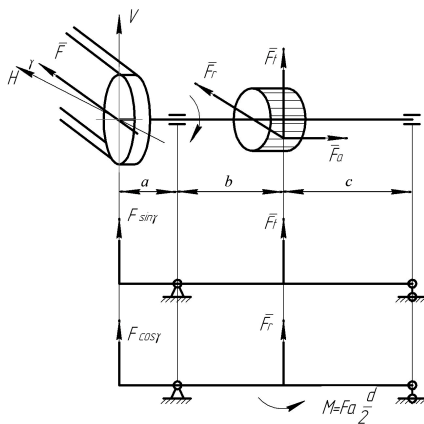


Рис. 3.5. Приклад розрахункової схеми вала

У процесі роботи вали зазнають деформацій згину, розтягу (стиску) і кручення. Сталі поперечні сили викликають у валах, що обертаються, циклічно змінні напруження згину; осьові сили – сталі напруження розтягу (стиску); характер зміни напружень кручення відповідає характеру зміни крутного моменту. Зазвичай крутний момент $T_{кр}$ (внутрішній силовий фактор) беруть рівним обертальному моменту T (зовнішнє навантаження на вал).

Вали й осі, зазвичай, розраховуються за двома критеріями роботоздатності: *міцності* і *жорсткості*.

Вали швидкохідних роторних машин (центрифуги, турбіни, повітродувки, компресори, насоси, шпинделі шліфувальних верстатів тощо) розраховують також на критичну частоту обертання (на коливання), тобто за критерієм *вібростійкості*.

Оскільки вали знаходяться у складному напруженому стані (згин із крученням), а осі знаходяться під дією тільки напружень згину, то розрахунок осей розглядають як окремий випадок розрахунку валів, коли напруження кручення $\tau = 0$.

Переважним видом пошкодження валів і осей, що обертаються, є втомне руйнування в зоні найбільших напружень з урахуванням їх концентрації, воно становить понад 50% всіх пошкоджень валів, тому визначальним критерієм для більшості валів є *стійкість проти втомного руйнування*. У цьому випадку розрахунок на витривалість виконується за найбільшим тривало діючим навантаженням, як правило, номінальним.

Для валів і осей, що працюють із великими перевантаженнями, визначальною може бути малоциклова втомленість; вони розраховуються на витривалість за найбільшого навантаження, число циклів якого перевищує 10^3 за термін служби машини. Прикладом такого навантаження може бути вал молотильного барабана зернозбирального комбайна.

У валах, що піддаються дії короткочасних пікових перевантажень, крім втомного пошкодження може виникнути *пластична деформація* в небезпечному перерізі. З метою запобігання пластичній деформації або крихкому руйнуванню вала від пікового навантаження виконується перевірний розрахунок на статичну міцність.

Якщо пікове навантаження явно не задане, то його визначають через очікувані коефіцієнти перевантаження або беруть за максимальним навантаженням запобіжного пристрою, якщо він встановлений в приводі машини.

Вали й осі, що мають значні, порівняно з діаметром, відстані між опорами мають бути перевірені на *жорсткість*. Розрахунок зводиться до визначення можливих деформацій вала від діючих навантажень і порівняння їх з деформаціями, що допускаються нормами для забезпечення нормальної роботи зубчастих (черв'ячних) передач (за прямою контакту) і підшипників (у межах допустимих перекосів кілець).

Від роботоздатності валів значно залежить надійність і ресурс вузлів, що з'єднуються ними, і деталей, які розміщуються на них (зубчасті передачі, підшипники, муфти).

3.1.4. Розрахунок осей

Як відомо, осі можуть бути нерухомими або обертатися. За постійної за модулем і напрямом поперечної сили напруження у нерухомій осі будуть постійними, а в осі, що обертається, змінюються за симетричним циклом. Тому нерухомі осі розраховують на статичну міцність, а осі, що обертаються, на стійкість проти втомного руйнування. При цьому обидва розрахунки відрізняються вибором допустимих напружень.

На рис. 3.6 зображено розрахункову схему осі, навантаженої силою F . Умова міцності осі у разі згину:

$$\sigma_{3z} = \frac{M_{\max}}{W_0} \leq [\sigma]_{3z}. \quad (3.1)$$

Максимальний згинальний момент:

$$M_{\max} = R_a a = R_b b = Fab/(a+b).$$

Враховуючи те, що осьовий момент опору поперечного круглого перерізу осі $W_0 = \pi d^3/32$, умова перевірного розрахунку осі має вигляд:

$$\sigma_{3z} = 32Fab/[\pi d^3(a+b)] \leq [\sigma]_{3z}. \quad (3.2)$$

Допустиме напруження для нерухомої осі визначається за умовою статичної міцності $[\sigma]_{3z} = \sigma_T/[S]$, а для осі, що обертається, за умовою забезпечення стійкості проти втомного руйнування $[\sigma]_{3z} = \sigma_{-1}K_d/([S]K_\sigma)$. Тут σ_T – границя текучості матеріалу осі; $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; σ_{-1} – границя витривалості матеріалу осі; K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі; K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (про фізичну суть останніх двох коефіцієнтів див. 3.1.7). Практично для нерухомих осей із середньовуглецевих сталей $[\sigma]_{3z} = 100 \dots 160$ МПа.

Під час проектного розрахунку осі визначається її діаметр:

$$d \geq \sqrt[3]{32Fab/[\pi(a+b)][\sigma]_{3z}}. \quad (3.3)$$

Якщо в розрахунковому перерізі осі є шпонковий паз, то одержане значення діаметра збільшується на 10%.

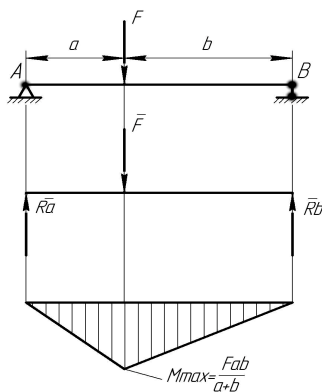


Рис. 3.6. Схема до розрахунку осі

3.1.5. Розрахунок валів на кручення

Виконується як попередній для оцінювання діаметра вала перед його конструкторською розробкою. Умова міцності за деформації кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\pi d^3 / 16} \leq [\tau]_{кр},$$

звідки діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}} \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}}. \quad (3.4)$$

Допустимі напруження кручення при цьому розрахункові вибираються значно нижчими, ніж звичайно: $[\tau]_{кр} = (15 \dots 30)$ МПа. Це пояснюється тим, що: 1) не враховується згин вала; 2) не врахову-

ється змінність напруження; 3) не враховується концентрація напружень.

Розраховане за (3.4) значення діаметра округлюються до найближчого більшого із чисел нормального ряду R_n 40.

Попередньо діаметр вала можна оцінити, орієнтуючись на діаметр того вала, з яким він з'єднується. Наприклад, якщо вхідний вал редуктора в приводі машини з'єднується муфтою з валом електродвигуна, то діаметр його вхідного кінця можна прийняти рівним або близьким до діаметра вала електродвигуна.

Після оцінювання діаметра вала розробляється його конструкція (рис. 3.7), будується розрахункова схема і виконуються перевірки розрахунки.

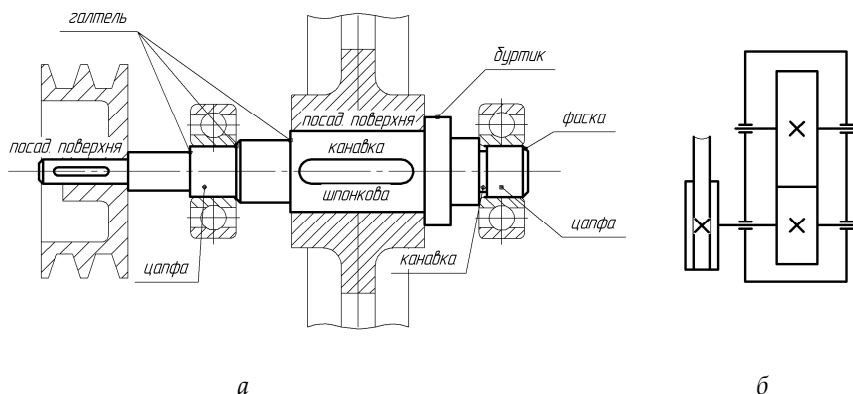


Рис. 3.7. До конструкторської розробки вала:

а – елементи вала; *б* – кінематична схема редуктора, конструкція вхідного вала якого розробляється

Поверхні опорних частин валів (цапф), як і всі посадкові поверхні, мають бути точно і чисто оброблені. Наприклад, рекомендується мати шорсткість цапф під підшипниками кочення з параметром $R_a = (3,2...0,8)$ мкм, а під підшипниками ковзання $R_a = (0,4...0,1)$ мкм.

Для посадки підшипників вали забезпечуються *запличиками* або упорними *буртиками*, висота яких має відповідати радіусам округлень на кільцях підшипників і умовам демонтажу підшипників.

Перехідні ділянки між сусідніми ступеннями різних діаметрів виконуються з гайтелями або канавками для виходу шліфувального круга.

Для полегшення посадки деталей і видалення задирок на валах виконуються фаски.

3.1.6. Розрахунок валів на статичну міцність

Виконується з метою запобігання появи пластичних деформацій під час дії короткочасних перевантажень. Як правило, виконується як перевірний.

Умова статичної міцності

$$\sigma_{E_{\max}} = \sigma_E \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \leq [\sigma]_{\max} \approx 0,8\sigma_T, \quad (3.5)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу вала; $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ – коефіцієнт, що визначає можливе перевантаження вала.

Номінальне еквівалентне напруження в небезпечному перерізі визначається за гіпотезою енергії формозміни

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \cdot \tau^2};$$

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32M}{\pi d^3}; \quad \tau = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3},$$

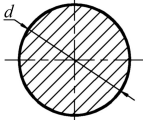
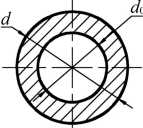
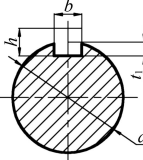
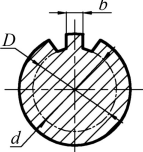
прийнявши за вказаною гіпотезою $\frac{\tau_T}{\sigma_T} = 0,58$, одержимо

$$\sigma_E = \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \frac{32M_E}{\pi d^3},$$

де $M_E = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}$ – еквівалентний (зведений) момент.

Моменти опору поперечних перерізів різної форми наведено в табл. 3.2.

Моменти опору поперечних перерізів валів

Форма перерізу	Розміри	Момент опору
Круглий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3;$ $W_p = 2W_0 \approx 0,2d^3$
Кільцевий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right];$ $W_p = 2W_0$
Зі шпонковою канавкою		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$ $W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}$
Зі шліцями		$W_0 = \frac{1}{32D} \left[\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2 \right];$ $W_p = 2W_0$

3.1.7. Розрахунок валів на витривалість

На практиці встановлено, що для валів основним видом руйнування є втомне, тому розрахунок на стійкість валів проти втомного руйнування (витривалість) є основним. Виконується шляхом визначення розрахункових коефіцієнтів запасу міцності в тих перерізах, що вважаються небезпечними. Ці перерізи намічаються згідно з епюрами моментів, а також розміщенням концентраторів напружень (галтелі, канавки, проточки, посадки з натягом, різьби тощо).

Розрахунок виконується за умовою:

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \leq [S] = 1,5 \dots 2,5, \quad (3.6)$$

де S_{σ} і S_{τ} – коефіцієнти запасу міцності відповідно за згину і кручення:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m);$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m), \quad (3.7)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості матеріалу вала за симетричного циклу ($\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_{\sigma}$, $\tau_{-1} \approx 0,25\sigma_{\sigma}$); σ_a , τ_a – амплітудні значення напружень; ψ_{σ} , ψ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень; K_{σ} , K_{τ} – коефіцієнти концентрації напружень, що враховують тип концентратора напружень, вплив абсолютних розмірів деталі (вала), якості обробки поверхонь, поверхневого зміцнення.

Під час розрахунку приймається, що напруження згину змінюються за симетричним циклом, а напруження кручення – за пульсуючим (рис. 1.4) (для валів, що повертаються в один бік), оскільки важко встановити дійсний характер зміни крутного моменту в реальних умовах експлуатації машини. Тоді:

$$\sigma_a = \sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_0}; \quad \sigma_m = 0; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\text{кр}} = T/2W_p. \quad (3.8)$$

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження. Тоді $S = S_{\sigma}$ або $S = S_{\tau}$.

Розглянемо детальніше фізичну суть коефіцієнтів K_{σ} , K_{τ} концентрації напружень.

Вплив розмірів. Дослідження із визначення границі витривалості для зразків однієї марки сталі, але з різними розмірами показали, що зі збільшенням розмірів перерізу деталі границя витривалості зменшується. Це пов'язане з тим, що при цьому зростає ймовірність потрапляння структурних дефектів в ділянку підвищених напружень, у результаті чого більш можливе виникнення і розвиток втомних тріщин, знижуються потенційні властивості міцності і позитивний ефект можливого зміцнювального впливу механічної і

хіміко-термічної обробок. Тобто зі збільшенням абсолютних розмірів перерізу деталей відбувається зниження питомих механічних характеристик міцності, отриманих як за статичних, так і втомних випробувань. Це явище прийнято враховувати коефіцієнтами впливу абсолютних розмірів (масштабними факторами) ε .

Вплив форми. Найбільші напруження в перерізі вала у разі його деформації завжди виникають у поверхневих шарах у місцях різкої зміни форми, які називають концентраторами напружень (галтелі, отвори, шпонкові й шліцьові пази, кільцеві проточки, різьби, диски тощо), а також у зонах з'єднань з натягом (посадка підшипників і маточин (рис. 3.8).

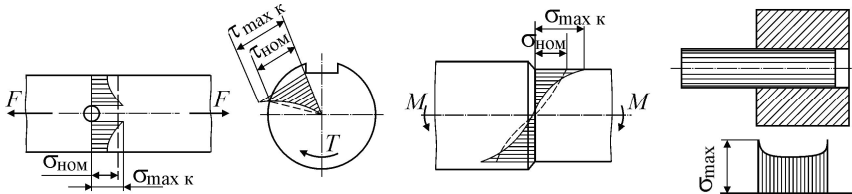


Рис. 3.8. Приклади розподілу напружень у зоні концентраторів

Зниження міцності, викликане концентратором напружень, залежить від матеріалу, термообробки, технологічних способів зміцнення й інших факторів. За знакозмінного циклу зміни напружень, характерному для напружень згину у валах і осях, що обертаються, коли коефіцієнт асиметрії циклу $r = -1$, зниження міцності деталі оцінюється ефективним коефіцієнтом концентрації $K_0(K_\tau)$: $K_0 = \sigma_{-1} / \sigma_{-1к}$; $K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1к}$, де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості гладкого полірованого зразка, $\sigma_{-1к}$, $\tau_{-1к}$ – границі витривалості реальної деталі того ж діаметра й матеріалу, але з тим або іншим концентратором.

Вплив стану поверхні. За циклічних навантажень руйнування деталей пов'язане з розвитком втомних тріщин, що виникають зазвичай в поверхневому шарі. Цьому сприяє підвищення напружень біля поверхні перелічених концентраторів, а також нерівності на поверхні, викликані механічною обробкою (шорсткість поверхні). Вплив якості обробки поверхні на концентрацію напружень урахується коефіцієнтами шорсткості $K_{F_\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1F}$, $K_{F_\tau} = \tau_{-1} / \tau_{-1F}$, де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості гладких полірованих зразків, а σ_{-1F} і τ_{-1F} – границі витривалості зразків такого самого розміру й матеріалу із заданим станом поверхні.

Поверхнєві зміцнення валів і осей. За поверхневого зміцнення за рахунок накатування роликками або обдубування сталевим дробом (відходи кулькових підшипників) підвищується міцність найбільш напруженого поверхневого шару і у ньому створюються залишкові напруження стиску (наклеп). Цей вплив ураховується коефіцієнтом $K_{зм}$ впливу зміцнення на підвищення границі втомленості.

Врахування концентрації напружень під час напрусування деталей на вал. Вплив напрусування деталей на опір утомленості вала істотно залежить від абсолютних розмірів, а тому цей вплив завжди розглядається разом з масштабним фактором ε . Вводиться загальний коефіцієнт $K_{\sigma D}'' = K_{\sigma} / \varepsilon$ для оцінювання впливу концентратора напруженого з'єднання на втомну міцність.

Сумарні коефіцієнти впливу $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$. Із урахуванням розглянутих коефіцієнтів впливу окремих факторів на утомну міцність вала вводяться сумарні коефіцієнти, що враховують вплив всіх факторів на опір втоми реального вала в конкретному перерізі відповідно:

$$\text{якщо згин } K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / \varepsilon + K_F - 1) / K_{зм}; \quad (3.9)$$

$$\text{якщо кручення } K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon + K_F - 1) / K_{зм}. \quad (3.10)$$

Сумарні коефіцієнти впливу $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ можна ще представити як відношення границь витривалості зразка (σ_{-1}, τ_{-1}) до границі витривалості деталі $(\sigma_{-1D}, \tau_{-1D})$: $K_{\sigma D} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1D}$, $K_{\tau D} = \tau_{-1} / \tau_{-1D}$. При цьому зразок виготовлений із того самого матеріалу, що й деталь, а номінальний розмір його перерізу, шорсткість поверхні та її зміцнення мають бути ідентичними з деталлю.

Якщо на обмеженій ділянці вала (в одному або близьких перерізах) є кілька концентраторів напружень (наприклад, галтель, шпонковий паз і посадка з натягом), то розрахунок виконується за максимальним значенням $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$, попередньо визначивши ε , K_{σ} , K_{τ} , $K_{зм}$, K_F для розглянутого перерізу і матеріалу вала.

3.1.8. Розрахунок валів на жорсткість

Метою розрахунку вала на жорсткість є оцінювання його можливої пружної деформації (прогинів y , кутів γ нахилу пружної лінії в місцях закріплення зубчастих коліс, муфт, підшипників, кутів θ повороту перерізів вала, де закріплені перераховані деталі, ку-

тів ϕ закручування) під дією виниклих під час роботи навантажень і порівняння виявлених деформацій з допустимими значеннями, тобто:

$$y_{\max} \leq [y]; \quad \gamma_{\max} \leq [\gamma]; \quad \theta_{\max} \leq [\theta]; \quad \phi_{\max} \leq [\phi]. \quad (3.11)$$

Пружні переміщення валів (осей) впливають на роботу пов'язаних з ними з'єднань (пресових, шліцьових, шпонкових), а особливо передач і підшипників.

На рис. 3.9 показані кути γ нахилу зубчастих коліс, розташованих не симетрично відносно опор: вони збільшуються у міру віддалення від середини прольоту. Перекоси коліс викликають нерівномірний розподіл навантаження за довжиною зубця, що враховується коефіцієнтами $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ під час розрахунку передач на контактну і згинальну міцність. Пружна деформація валів особливо несприятлива для зубчастих передач із зачепленням Новікова. Редуктори з такими передачами мають, зазвичай, жорсткіші вали, ніж редуктори із зубчастими передачами евольвентного зачеплення.

Прогини валів мало позначаються на роботі передач із гнучким зв'язком, тому в пасових і ланцюгових передачах прогини валів зазвичай не розраховуються, але контролюються розрахунком кути повороту θ перерізів вала в місцях установки підшипників.

Істотні переміщення перерізів вала від згину можуть призвести до виходу з ладу конструкції внаслідок заклинювання підшипників від надмірного перекосу кілець, особливо це стосується роликових радіальних підшипників. Щоб уникнути цього в опорах з консольними ділянками важконавантажених валів доцільно встановлювати сферичні самоустановлювальні підшипники, що допускають більші перекоси кілець.

З досвіду експлуатації встановлені такі допустимі прогини валів:

- для зубчастих циліндричних передач $[y]=(0,01\dots0,02)t$;
- для конічних, глобоїдних і гіпоїдних передач $[y]=(0,005\dots0,007)t$;
- для черв'ячних $[y]=(0,007\dots0,01)t$; де t – модуль зачеплення.

Розрахункові прогини і кути нахилу пружної лінії γ валів визначаються методами опору матеріалів. Величини деформацій валів найточніше можна одержати за допомогою інтеграла Мора або за методом Верещагіна. Однак цей шлях дуже трудомісткий і для реальних валів, що мають ступінчасту форму, розрахунок значно ускладнюється, тому в інженерних розрахунках користуються на-

ближеними методами, що базуються на заміні реального ступінчастого вала гладким валом.

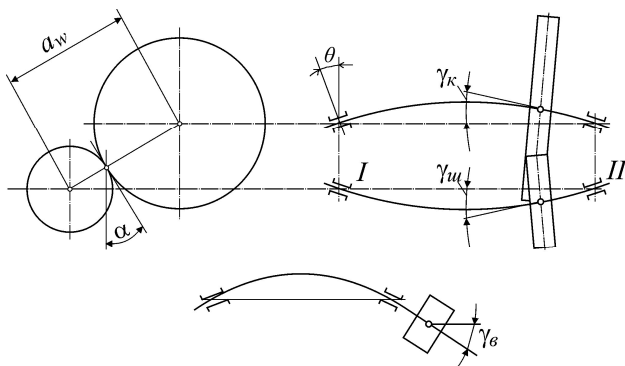


Рис. 3.9. Схеми відносного перекосу зубчастих коліс і консольної шестірні в результаті згину валів

Пружні деформації вала у фіксованих точках визначаються роздільно від дії кожного силового фактора, а потім додаються з урахуванням знаку і площини деформації, після чого сумарні величини (Σy і $\Sigma \gamma$) порівнюються з допустимими значеннями $[y]$, $[\gamma]$ і $[\theta]$ і приймається рішення про роботоздатність вала за критерієм жорсткості. Якщо згинальна жорсткість вала виявиться недостатньою, тобто $\Sigma y > [y]$ або $\Sigma \theta > [\theta]$ і немає можливості зменшити довжину вала, то необхідно збільшити його діаметр.

3.1.9. Розрахунок валів на вібростійкість

Коливання валів виникають під дією зовнішніх постійно діючих і періодично змінних сил, пов'язаних із пружною деформацією валів.

Коливання можуть бути згинальними, крутильними і комбінованими згинально-крутильними. Вони можуть бути викликані різними причинами: невідповідністю обертових мас вала із закріпленими на ньому деталями; циклічною зміною навантаження під час передачі моменту від одного вала до іншого за допомогою муфти за нерівномірного розподілу навантаження між елементами

муфти; нерівномірності розподілу навантаження в зоні з'єднання вала з іншими деталями; циклічної зміни жорсткості вала, опор або зубчастого зачеплення.

Навіть малі коливання пружної системи стають небезпечними, якщо частота збуджувальної сили ω_z наближається до частоти власних коливань системи ω_c , тобто виникає явище резонансу. Зазвичай розрахунок вала на вібростійкість зводиться до визначення частоти власних коливань системи і установлення робочого діапазону частоти коливання вала.

Наприклад, для вала із закріпленим на ньому симетрично відносно опор неврівноваженим диском масою m критична кругова частота (частота власних коливань системи) визначається за формулою:

$$\omega_{кр} = \omega_c = \sqrt{(48EI)/(ml^3)}, \quad (3.12)$$

де E – модуль пружності матеріалу вала; I – осьовий момент інерції поперечного перерізу вала; l – довжина вала між опорами.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. У чому полягає різниця між валом і віссю?
 2. Із яких матеріалів виготовляють вали і осі?
 3. Як складається розрахункова схема вала?
 4. Назвіть основні елементи конструкцій валів і осей.
 5. За якими критеріями ведуть розрахунки валів і осей?
 6. В чому різниця розрахунків нерухомих осей і тих, що обертаються?
 7. За якою деформацією орієнтовно визначають діаметр вала?
 8. Коли і як виконують розрахунок вала на статичну міцність?
 9. Чому вал розраховують на витривалість, навіть коли на нього діє постійне радіальне навантаження?
 10. Як виконують розрахунок вала на витривалість?
 11. Які перерізи вала вважають небезпечними?
 12. Як під час розрахунку валів на витривалість змінюються напруження згину і напруження кручення?
 13. Які фактори впливають на концентрацію напружень у валах?
 14. В яких випадках вали перевіряють на жорсткість?
 15. Як виконують розрахунок валів на вібростійкість?
-

3.2. Підшипники ковзання

3.2.1. Загальні відомості і класифікація

Опорами валів і осей є підшипники, які сприймають всі діючі навантаження і забезпечують їх обертання.

За видом тертя підшипники розділяються на підшипники кочення й підшипники ковзання. Основними видами опор у більшості машин нині є підшипники кочення.

У сучасному машинобудуванні підшипники ковзання застосовуються значно менше, ніж підшипники кочення, однак як опори валів або осей успішно використовуються в конструкціях, у яких застосування підшипників кочення утруднене чи неможливе або економічно недоцільне.

Підшипники ковзання широко використовуються:

- у вузлах машин, де за умовами складання потрібні різні підшипники (наприклад, для колінчастих валів);
- в опорах великогабаритних і швидкохідних валів (парові і гідравлічні турбіни, потужні електрогенератори, компресори й ін.), де за критерієм швидкохідності підшипники кочення не можуть бути застосовані в принципі;
- у вузлах машин, що зазнають дії вібраційного і ударного навантаження (важкі шоківі дробарки, кульові млини тощо), де надійність підшипників кочення вкрай низька, а підшипники ковзання здатні сприймати ударні навантаження завдяки демпфувальним властивостям мастильного шару, забезпечуючи високий ресурс надійності;
- в опорах, які постійно перебувають у воді або в інших агресивних середовищах, де підшипники кочення непридатні через корозію;
- у конструкціях вузлів, де потрібні дуже малі діаметральні розміри підшипників, зокрема, підшипники близько розташованих валів;
- підшипники для особливо високих частот обертання (понад 30 000 об/хв);
- у простих і дешевих тихохідних механізмах з ручним приводом.

Приведений коефіцієнт тертя підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного змащення, дорівнює 0,001...0,005, однак за несприятливих умов (висока в'язкість мастила, великі колони швидкості, малі зазори) він зростає до 0,01...0,03, а у підшипників, що працюють за напівсухого тертя, досягає значень 0,1...0,12.

Внаслідок загущення мастила пусковий момент у підшипників ковзання підвищується. Цей недолік особливо відчутний в машинах, які доводиться запускати за низьких температур (двигуни внутрішнього згоряння).

Важконавантажені і високошвидкісні підшипники ковзання потребують безперервного підведення мастила під тиском для підтримання режиму рідинного тертя й відведення тепла, що виділяється при терті.

Для підшипників тихохідних валів, що працюють за невеликих навантажень, достатня періодична подача рідкого або консистентного мастила. У таких випадках нерідко застосовують самозмащувальні підшипники, які можуть працювати тривалий час без підведення мастила.

Підшипники ковзання надійно працюють за температури, що не перевищує $130...150^{\circ}\text{C}$, за вищої температури виникає небезпека розриву мастильної плівки внаслідок розрідження мастила. Крім того, звичайні мінеральні мастила за високої температури швидко окиснюються і втрачають мастильні властивості. Спеціальні мастила (синтетичні, парафінові тощо) можуть працювати за температури до 300°C .

За напрямом сприйманих навантажень підшипники ковзання діляться на дві основні групи:

- *радіальні*, призначені для сприйняття навантажень перпендикулярних до осі вала (рис. 3.10);
- *упорні*, призначені для сприйняття осевих навантажень.

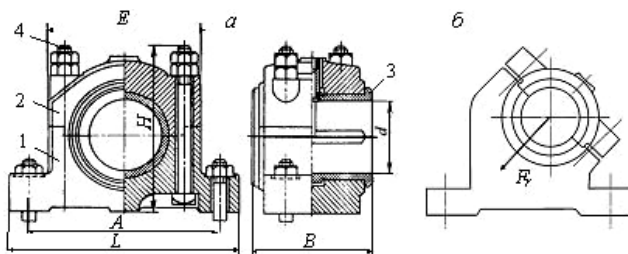


Рис. 3.10. Радіальний підшипник ковзання:

а – з горизонтальним розніманням; *б* – з косим розніманням

У техніці застосовують також комбіновані опори: радіальний підшипник ковзання і упорний підшипник кочення.

Упорні підшипники ковзання, що встановлюють на вертикальних валах, називають *підп'ятниками*.

Повніша класифікація підшипників ковзання схематично представлена на рис. 3.11.

3.2.2. Конструкції підшипників ковзання

Радіальний підшипник (рис. 3.10) складається з корпусу 1, кришки 2, вкладишів 3 (у різних конструкціях їхні дві половини охоплюють цапфи вала) і кріплення 4 (шпильок, гвинтів і болтів). Рознімання полегшує монтаж або навіть є необхідною умовою складання, дозволяє регулювати зазор у підшипнику за допомогою спеціальних металевих прокладок між кришкою й корпусом. Стик корпусу й кришки підшипника виконується перпендикулярним до вектора навантаження для того, щоб тиск розподілявся рівномірно (рис. 3.10б), інакше під час затягування кріпильних гвинтів можлива деформація кришки, що призводить до перекручування робочої поверхні. Крім того, в такому стику не порушується безперервність несучого мастильного шару. Для запобігання бокових зсувів кришки відносно корпусу площина рознімання виконується східчастою або передбачаються центрувальні штифти. Таке конструктивне рішення водночас із фіксацією кришки розвантажує стяжні болти або шпильки від поперечних зусиль.

Геометричні параметри в радіальному напрямі корпусів підшипників ковзання істотно менші порівняно з корпусами підшипників кочення, що є однією із переваг підшипників ковзання.

Всі підшипники, зазвичай, мають пристрій для подачі мастила. У найпростішому випадку це отвір або пробка в кришці для періодичної подачі мастила у канавки вкладишів, а в напружено працюючих відповідальних підшипниках – ціла система трубопроводів і каналів для автоматичної подачі мастила, його стоку, відстою й заміни. Високошвидкісні підшипники з інтенсивним тепловиділенням можуть мати штучне рідинне охолодження, для чого в корпусі й кришці підшипника передбачаються спеціальні порожнини і канали для підведення й відведення рідини.

У спеціальних великогабаритних редукторах, у двигунах внутрішнього згоряння, металорізальних верстатах і багатьох інших машинах різнімі вкладиші встановлюються безпосередньо в гнізда станини або литої рами машини.

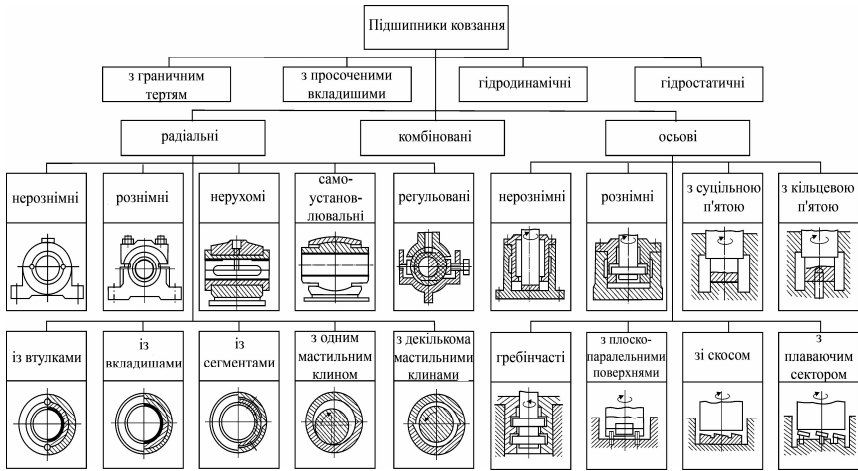


Рис. 3.11. Класифікація підшипників ковзання

Вкладиші підшипників ковзання є робочими елементами, що взаємодіють безпосередньо з опорною частиною вала (цапфою, шийкою, п'ятаю).

Конструктивно вкладиші нескладні і найчастіше являють собою рознімну (рис. 3.12а) втулку, іноді з буртиками, приливками або іншими фіксуючими елементами для запобігання осьовому зрушенню й провертанню.

У нерознімних підшипниках вкладишем зазвичай є втулка з антифрикційного матеріалу (рис. 3.12б), яку запресовують у корпус (рис. 3.12в).

Для компенсації непаралельності осей вала й розточення в корпусі, викликаних похибками й деформаціями, а також уникнення великих кромкових тисків використовують вкладиші, самоустановлювальні завдяки спряженню з корпусом по сферичній (рис. 3.12г) або циліндричній поверхні з малою довжиною загальною твірної (рис. 3.12д).

Виготовляють вкладиші здебільшого литтям із чавуну, сталі або бронзи. Робоча поверхня чавунних і сталевих вкладишів зазвичай покривається (заливається) тонким шаром антифрикційного матеріалу (бабіту, бронзи, фторопласту, нейлону або ін.).

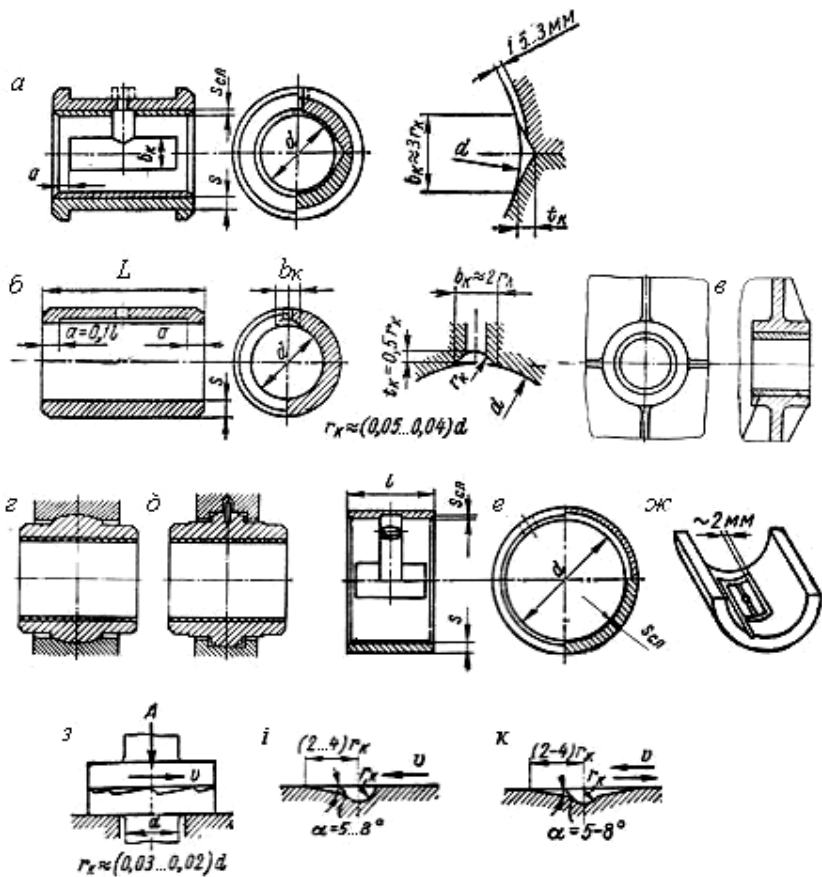


Рис. 3.12. Вкладиші підшипників ковзання (а...ж) і підп'ятників (з...к)

У масовому виробництві, зокрема підшипників двигунів внутрішнього згоряння, вкладиші штамнують із біметалевої стрічки, на яку наносять антифрикційний матеріал (рис. 3.13е). Це значно зменшує витрати кольорових металів (в 3...5 разів), в декілька разів скорочує трудомісткість і підвищує якість підшипників. Перехід на централізоване виготовлення стандартизованих вкладишів зі стрічки є найважливішою технологічною тенденцією розвитку сучасного виробництва підшипників ковзання.

У важконавантажених високошвидкісних підшипниках для зниження надмірно високої температури мастила в робочій зоні іноді доцільно передбачити додаткове постійне підведення свіжого (охолодженого) мастила безпосередньо в цю зону, поблизу максимуму тисків і температур. Для цього на поверхні навантаженої половини вкладиша виконується контур з вузьких канавок завширшки (1...2) мм (рис. 3.12ж) з виходом у торці.

На вкладишах підп'ятників (рис. 3.12з) мастильні канавки розташовують радіально, до того ж для створення клинових зазорів їх перетин розвивається вусом в один бік (рис. 3.12і) за одnobічного обертання і в обидва боки (рис. 3.12к) за двобічного.

3.2.3. Режими тертя в підшипниках ковзання, критерії роботоздатності

Розрізняють такі основні режими тертя ковзання:

Сухе тертя, за якого стиснуті поверхні торкаються своїми нерівностями – "гребінцями", що залишаються після механічної обробки за відсутності слідів змащення (рис. 1.9). У разі відносного зсуву цих поверхонь поряд з подоланням молекулярних сил взаємодії неминуче пружно-пластичне деформування й часткове руйнування стикових нерівностей. Робота за сухого тертя пов'язана з інтенсивним зношуванням і заїданням контактних поверхонь, появою вібрацій і значних втрат енергії.

Граничне тертя характерне наявністю на поверхнях тертя дуже тонких адсорбованих (насичених) плівок мастила (рис. 1.9). На властивість мастил утворювати такі плівки дуже великий вплив має їх адгезійна здатність (маслянистість, липкість). Товщина цих плівок порівнянна з розмірами молекул мастила (соті частки мікрона). За нині досягнутої економічно прийнятної шорсткості граничне тертя істотно поступається рідинному як за навантажувальною здатністю, так і величиною втрат.

Рідинне тертя (рис. 1.9) характеризується досить товстим шаром мастила (порядку 2...70 мкм), що перевищує сумарну висоту нерівностей робочих поверхонь $\Sigma R_{\text{н}} = R_{\text{ц}} + R_{\text{вкл}}$ і розміри твердих часток, які можуть виявитися в мастилі в результаті його забруднення. У шарах такої товщини мастило поводить себе як рідина і на відміну від адсорбованих плівок підкоряється законам гідромеханіки.

Частки рідини, що прилягають до поверхонь тертя, мають швидкість цих поверхонь, а за товщини шару швидкість потоку змі-

нюється за лінійним законом за наявності тільки перепаду швидкостей; за параболічним законом – за наявності тільки перепаду тисків, що має місце за гідростатичного режиму і за комбінованим законом – коли одночасно мають місце перепади і швидкостей, і тисків, що є характерним для реальних підшипників.

Опір руху за рідинного тертя визначається внутрішнім тертям між частками рідини, зумовленим її в'язкістю. Це найвигідніший режим тертя ковзання, який характеризується повною відсутністю зношування робочих поверхонь і дуже низьким значенням коефіцієнта тертя $f \approx 0,005 \dots 0,001$, а іноді й нижче (залежно від в'язкості мастила).

|| *Утворення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання.*

При цьому одночасно забезпечується як мінімізація енергетичних втрат, так і роботоздатність підшипника за критерієм зношування й заїдання спряжених поверхонь цапфи вала й вкладиша підшипника.

З п'яти режимів тертя, схематично представлених на рис. 1.9, в підшипниках ковзання зустрічаються три основних види тертя: *рідинне, напіврідинне й напівсухе*. Останні два практично важко розмежувати.

За *напіврідинного* тертя суцільність мастильної плівки порушена, поверхні вала й підшипника дотикаються своїми мікронерівностями на ділянках більшої або меншої довжини. Цей вид тертя зустрічається за недостатньої подачі мастила або за відсутності механізму гідродинамічного змащення (наприклад, у під'ятниках із плоскими несучими поверхнями).

Напіврідинне тертя може виникнути в підшипниках з гідродинамічним змащенням, якщо товщина мастильної плівки недостатня для запобігання зіткненню мікронерівностей вала й підшипника, що можливе у разі збідненої подачі мастила в робочу зону підшипника. Коефіцієнт напіврідинного тертя значно вищий, ніж рідинного, тепловиділення в підшипнику більше, тому виникнення напіврідинного тертя, особливо в підшипниках, що працюють за великих частот обертання, пов'язане з небезпекою перегріву й виходу підшипника з ладу – плавляться вкладиші.

Ділянка переходу від рідинного тертя до напіврідинного, що характеризується різким збільшенням коефіцієнта тертя, називається *граничним змащенням*.

За *напівсухого* тертя поверхні вала й підшипника торкаються повністю або на ділянках великої довжини, роздільний мастильний шар відсутній, мастило перебуває на металевих поверхнях тільки у вигляді адсорбованої плівки. Коефіцієнт напівсухого тертя завдяки наявності

адсорбованого мастила менший, ніж сухого, але значно більший, ніж напіврідинного й, тим більше, рідинного тертя.

Напівсухе тертя наступає за недостатньої подачі мастила й зустрічається, наприклад, у підшипниках з періодичною або недостатньою подачею мастила, але може виникнути також у підшипниках рідинного тертя у разі розладу механізму гідродинамічного змащення.

У важконавантажених високошвидкісних підшипниках виникнення напівсухого тертя викликає перегрів, розплавлення заливання, схоплювання й заїдання підшипника.

3.2.4. Умовний розрахунок підшипників ковзання

Підшипники тихохідних механізмів, машин із частими пусками й зупинками, у разі коливального руху (втулки важелів, підшипники ресор тощо) працюють за напіврідинного або напівсухого тертя.

Розрахунок підшипників ковзання, що працюють у режимах близьких до граничного тертя, виконується зазвичай як перевірний, тому що розміри підшипника (діаметр d і довжина l) визначаються конструктивно: діаметр цапфи беруть після розрахунку вала на міцність, а довжина цапфи береться з оптимального відношення $0,5 \leq l/d \leq 1,2$ для таких підшипників.

В основу цього розрахунку покладено два критерії.

1. Оскільки інтенсивність зношування і міцність вкладиша або антифрикційного шару за статичного навантаження залежить від питомого тиску p , то умовний тиск для підшипників тихохідних і тих, що працюють короткочасно з перервами, не має перевищувати допустимий $[p]$.

$$p = F_r/(ld) \leq [p], \quad (3.13)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н; $[p]$ – допустимий тиск, МПа.

2. Оскільки змащувальна здатність мастила в підшипнику залежить від тепловиділення в зоні контакту, а воно у свою чергу залежить від питомого тиску p на цапфу й *колової швидкості* v , то для

підшипників середньої швидкохідності необхідно дотримуватись умови:

$$pv \leq [pv]. \quad (3.14)$$

Розрахунок за параметром pv у наближеній формі попереджає інтенсивне зношування, перегрівання і заїдання. Допустимі значення $[p]$ і $[pv]$ встановлюються з досвіду експлуатації подібних конструкцій.

Розрахунок підшипників напіврідинного тертя ускладнюється невизначеністю величини коефіцієнта тертя й умов тепловідведення. Для підвищення несучої здатності і надійності роботи підшипників напіврідинного тертя рекомендується:

- зменшити тиск p шляхом збільшення діаметра (але не довжини) підшипника; не слід приймати довжину $l > 1,2d$;
- забезпечити рясну подачу мастила з підвищеними в'язкістю і маслянистістю, а також високою адсорбцією до металевих поверхонь; доцільно вводити протизадирні присадки;
- за невеликих навантажень і відносно високих колових швидкостях застосовувати підшипники з бабітовою заливкою, за підвищених навантажень – із заливанням свинцюватою бронзою, за великих навантажень і малих частотах обертання – бронзові вкладиші.

Твердість цапф валів має бути не нижчою 50HRC. Поверхню вала варто обробляти з малою економічно прийнятною шорсткістю. Доцільно піддавати поверхню вала сульфидуванню.

Зазори в підшипниках напіврідинного тертя виконуються дещо меншими, ніж у підшипниках рідинного тертя. Якщо забезпечена рясна подача мастила, то зазор збільшується до звичайних значень.

3.2.5. Умови утворення режиму рідинного тертя

Підшипники ковзання *гідродинамічного тертя* широко поширені в техніці. Принцип роботи цих підшипників пояснюється гідродинамічною теорією змащення, основоположником якої по праву вважається професор Петербурзького технологічного інституту Н.П. Петров.

Гідродинамічна теорія змащення в нинішньому виді базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які зв'язують тиск p , швидкість ω і опір в'язкому зсуву μ у шарі мастила підшипника.

Теоретичні рішення досить складні й викладаються в спеціальній літературі. Разом з тим за результатами аналізу теоретичних і експериментальних досліджень розроблені методики практичних розрахунків, графіки й номограми для вибору оптимальних параметрів і режимів роботи окремих типів підшипників ковзання.

Фізична модель процесу. У підшипнику ковзання вал завжди встановлюється з певним зазором S (рис. 3.13а), який заповнюється мастилом.

Якщо вал не обертається, то під дією радіального навантаження F_r він займає ексцентричне положення в підшипнику і зазор приймає серпоподібну форму клинової щілини. На початку обертання, коли швидкість невелика і напівсухе тертя домінує, вал відхиляється у протилежний обертання бік на кут ϕ (рис. 3.13б), тангенс якого дорівнює коефіцієнту напівсухого тертя.

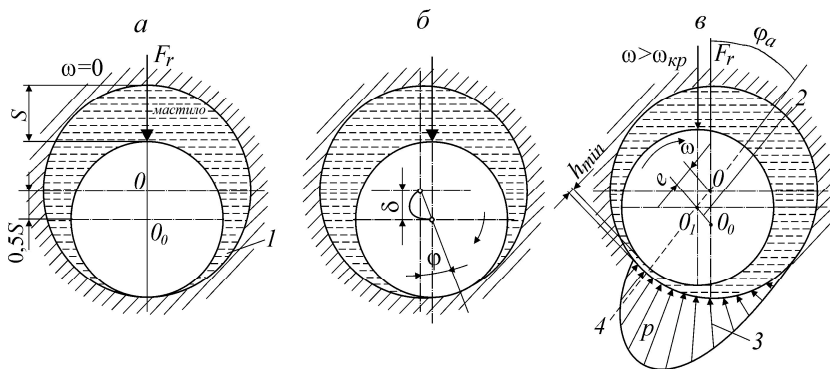


Рис. 3.13. Положення вала в підшипнику й схема виникнення несучого мастильного шару:

a – вал не обертається; *б* – вал починає обертатися; *в* – усталене обертання вала

Обертаючись, вал захоплює за собою мастило. Перший шар, який змочує вал, захоплюється внаслідок адсорбції мастила металевою поверхнею вала, подальші шари – внаслідок внутрішньої в'язкості мастила. Вал у такий спосіб діє як насос, що нагнітає мастило в клиноподібну щілину.

У міру збільшення швидкості обертання виникає напіврідинне тертя, коефіцієнт тертя зменшується й вал переміщується у бік обертання, поки не відбудеться роз'єднання мікронерівностей вала й підшипника і виникне рідинне тертя

Надходячи в зазор, що звужується за напрямом обертання вала, мастило, як практично нестислива рідина (за звичайних у підшипнику тисках), прагне розтектися в коловому і осьовому напрямках (до торців підшипника). Цьому перешкоджають сили в'язкості, у результаті чого в мастильному шарі виникає тиск, який прогресивно зростає до точки найбільшого зближення вала й підшипника, де витікання мастила утруднене через малість зазору (рис. 3.13в).

Частина мастила витікає через торці підшипника, та ж частина, що залишилася, має пройти через найвужче місце зазору. Сили тиску, що розвиваються в мастильному шарі, піднімають вал (вал "спливає"), одночасно зрушуючи його у бік напрямку обертання. Стан рівноваги досягається тоді, коли прохідний переріз у найвужчому місці щілини (h_{\min}) виявляється достатнім для пропуску мастила, що залишилося після торцевого витікання.

За рідинного тертя положення центра вала визначається параметром λ : зі збільшенням цього параметра центр вала переміщується до центра підшипника за траєкторією, близькою до півкола, діаметром, рівним радіальному зазору δ .

Якщо h_{\min} ексцентриситет (відстань між центрами вала O і підшипника O_1) (рис. 3.13в) $e = \delta - h_{\min}$, де $\delta = 0,5S$, а відносний ексцентриситет:

$$\chi = e / \delta = 2e / S. \quad (3.15)$$

Дослідження показали, що для підшипників з певними геометричними параметрами товщина мастильного шару є деякою функцією характеристики робочого режиму підшипника:

$$h_{\min} = \Phi(\mu\omega / p). \quad (3.16)$$

Геометрично h_{\min} можна виразити через відносний ексцентриситет:

$$h_{\min} = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi). \quad (3.17)$$

Максимальний тиск на ділянці найбільшого зближення вала й підшипника приблизно в 3...5 разів перевищує середній тиск.

У більшості стаціонарних машин допустимий тиск $[p] = (2...5)$ МПа, в автомобільних двигунах до $(15...20)$ МПа через інерційні навантаження.

Основні умови утворення гідродинамічного змащення. У підсумку можна сформулювати три основні умови, за яких можливе утворення гідродинамічного режиму змащення:

- між поверхнями ковзання має бути зазор клиноподібної форми;
- середовище в клиновій щілині (мастило, вода, повітря тощо) повинне мати певну в'язкість і безупинно заповнювати клиновий зазор;
- швидкість відносного руху поверхонь має бути достатньою ($\omega \geq \omega_{кр}$) для того, щоб у шарі змащення створився тиск, здатний зрівноважити зовнішнє навантаження.

Підшипники з гідростатичним змащенням

У таких підшипниках тиск у мастильному шарі створюється гідростатично шляхом підведення мастила під цапфу від спеціального насоса.

На відміну від звичайних підшипників коефіцієнт тертя в гідростатичних підшипниках під час рухання з місця близький до нуля. Зношування в таких підшипниках практично відсутнє.

Основна сфера застосування гідростатичних підшипників: опори важких тихохідних барабанів і валів. Сучасні гідростатичні підшипники забезпечують необхідне центрування вала і запобігання небезпеки притиснення вала до вкладиша за будь-яких змін навантаження в заданих межах.

Гідростатичне розвантаження під час пуску широко застосовують і у швидкохідних підшипниках важких роторних машин (парові й газові турбіни, електрогенератори тощо).

Підшипники з газовим змащенням

Сучасні технології сепарування рідин, обробки металів та інших матеріалів різанням (шліфуванням) потребують все зростаючих частот обертання валів ($n = 50\ 000...100\ 000$ об/хв), а це обмежується граничними можливостями підшипників ковзання, що працюють на рідких мастилах, через великі втрати на тертя й тепловиділення в результаті підвищеної в'язкості рідких мастил. Альтернативою може бути тільки газове змащення, тому що в'язкість повітря приблизно в 1000 разів менша в'язкості мастил і вона практично не змінюється у разі зміни тиску й температури.

Підшипники з газовим змащенням практично не обмежують частоти обертання валів, працюють із досить малими втратами й незначним нагріванням, зберігають точність положення вала.

Недоліки: неприпустимість перевантажень, що призводять до тертя без мастильного матеріалу і до ушкодження; небезпека виникнення коливань; необхідність високої точності виготовлення.

За принципом дії підшипники з газовим змащенням можуть бути газодинамічними, газостатичними, а також комбінованими – газостатодинамічними.

У газодинамічних підшипниках газ може засмоктуватися з навколишнього середовища в зазор, що звужується, валом, який обертається, створюючи надлишковий тиск. У сучасних газодинамічних підшипниках використовується стиснене повітря або інший газ, що потрібний для підняття вала під час пуску; він підводиться через кільцеві канавки біля торців підшипників. Крім того, він використовується для навантаження вала радіальною силою для уникнення вібрацій, для чого підводиться через поздовжню канавку у вкладиші.

Середній надлишковий тиск у підшипнику за великих швидкостей може перевищувати 0,5 МПа, зазвичай – до 0,1 МПа, під час роботи з піддуванням – до 1 МПа.

Газодинамічні підшипники застосовують у підшипниках турбокомпресорів, турбодетандерів для скраплення газів, центрифуг, гіроскопів, газових турбін.

Підшипники з газостатичним змащенням застосовують за необхідності повного розвантаження опори від зовнішніх сил і зняття сил тертя, а також для забезпечення високої точності обертання в приладах, прецизійних машинах, особливо точних верстатах за невисоких і середніх швидкостей. У таких підшипниках вал підтримується повітряною подушкою за безперервного піддування.

3.2.6. Матеріали вкладишів

Оскільки вартість вала (осі) у будь-якій конструкції значно вища вартості змінних вкладишів підшипника, то цапфи сталевих валів необхідно завжди гартувати до твердості $H > 40 \dots 45 \text{HRC}$, а швидкохідних валів до $55 \dots 60 \text{HRC}$ після цементації або азотування.

Підшипники ковзання працюють тим надійніше, чим менша шорсткість і чим вища твердість поверхонь цапф вала. До самих же вкладишів пред'являється комплекс вимог, що впливають із критеріїв працездатності цих підшипників:

- низький коефіцієнт тертя в парі з матеріалом цапфи вала;

- підвищена зносостійкість і опір контактній втомі вкладишів.

За твердістю металеві підшипникові сплави поділяють на пластичні (із твердістю меншою 50 НВ), м'які (50...90 НВ) і тверді (більше 90 НВ). До *пластичних* відносяться бабіти, свинцеві бронзи, алюмінієві сплави, срібло; до *м'яких* – бронзи олов'яні, олов'яно-свинцеві, олов'яно-свинцево-цинкові; до *твердих* – бронзи алюмінієво-залізні й чавуни.

Для важконавантажених швидкісних підшипників, розрахованих на роботу у сфері рідинного тертя, застосовуються майже винятково пластичні сплави у вигляді тонких шарів, що наносяться на сталеві (рідше бронзові) втулки і вкладиші.

М'які й тверді сплави застосовують для виготовлення підшипників змішаного й напіврідинного тертя, що працюють за помірних швидкостей.

Підшипникові антифрикційні матеріали за хімічним складом ділять на три групи: а) металеві ; б) металокерамічні; в) неметалеві (пластмаси, деревопластики, гуми тощо).

Металеві підшипникові сплави

Бабіти – сплави м'яких металів (олово, свинець, кадмій, сурма, цинк), що характеризуються наявністю твердих структурних складових у пластичній матриці. Бабіти відрізняються низьким коефіцієнтом напівсухого тертя, пластичністю, гарно припрацьовуються і зносостійкі. Пластичність забезпечує рівномірний розподіл навантаження на несучій поверхні; стає відносно безпечним потрапляння в підшипники дрібних твердих часток (металевий пил, тверді продукти окиснювання масла), які впресовуються в бабіт і знешкоджуються.

Бабіти – високоякісні підшипникові сплави, розроблені у Франції, застосовуються в техніці з ХІХ століття. Єдиний їх недолік – понижена контактна витривалість, особливо за змінних навантажень і підвищених температур.

Бабіти можуть працювати в парі з нормалізованими поліпшеними сталевими валами (25...35 HRC), але для збільшення довговічності підшипника доцільніше термічно обробляти вали до твердості більшої 50 HRC.

Найбільш високі антифрикційні показники мають *бабіти з високим вмістом олова*, що представляють собою сплави олова із сур-

мою з невеликими присадками міді, що вводиться для запобігання ліквідації (неоднорідності хімічного складу у разі кристалізації); структура бабіту – тверді кристали, вкраплені в пластичну евтектику. Основні марки таких бабітів: Б89, Б83 (цифри вказують зміст олова у відсотках).

З метою економії дефіцитного олова розроблені й впроваджені в промисловість *бабіти з низьким вмістом олова*, що є більш-менш повноцінними заміниками високоолов'яних бабітів. *Свинцево-олов'яні бабіти* Б16, Б6, БН, БТ складаються на 60...76% зі свинцю, 5...20% олова; 10...20% сурми з невеликими присадками міді, кадмію, нікелю, заліза, як модифікатор вводять 0,5...1% арсену.

Бронзи застосовують для виготовлення підшипників, що працюють в сфері здебільшого напіврідного тертя, за невеликих колкових швидкостей (підшипники допоміжних приводів). Завдяки підвищеній твердості вони витримують більші питомі навантаження.

Гарні антифрикційні якості мають олов'яні бронзи типу БрОФ. Бронзи зі вмістом олова більше 0,5% відливають (переважно в кокілі), зі вмістом олова меншим 0,5% – штампують.

Найбільше застосування мають олов'яно-цинково-свинцеві бронзи, у яких вміст дефіцитного олова понижений до 2...6%; їхня пластичність вища, ніж олов'яних бронз. Олов'яно-цинково-свинцеву бронзу БрОЦС 4-4-2,5 застосовують у вигляді холоднокатаних стрічок для виготовлення втулок, що працюють за високих навантажень і малих швидкостей в умовах напіврідного і напівсухого тертя (напрямні втулки впускних клапанів двигунів внутрішнього згоряння).

Підшипники, що працюють за високих температур, напівсухого або сухого тертя (напрямні впускних клапанів), виготовляють із жароміцних залізо-нікель-алюмінієвих сплавів типу БрАЖН.

Вали, що працюють у бронзових підшипниках середньої твердості, повинні мати твердість більшу HRC 50, а в підшипниках із бронзи високої твердості більшу HRC 55.

Антифрикційні чавуни. Як дешеві заміники бронз застосовують антифрикційні чавуни: сірі АЧС із пластинчастим графітом, високоміцні АЧВ із глобулярним графітом, ковкі АЧК із пластичним графітом і мідисті ЧМ

Недоліки антифрикційних чавунів – крихкість і висока твердість (*HВ* 160...250). Чавунні підшипники чутливі до перекосів, що викликають високі кромочні тиски.

Застосування чавунних підшипників вимагає високої поверхневої твердості валів (більшої 55 HRC). М'які антифрикційні чавуни

(АЧС–3, АЧВ–2, АЧК–2) можуть за невеликих навантажень працювати в парі з нормалізованими або поліпшеними сталями (за 25...35 НРС).

Легкі сплави. З легких сплавів як антифрикційні матеріали найчастіше застосовують алюмінієві. Невідповідальні підшипники виготовляють із ливарних сплавів алюмінію і кремнію (АЛ3; АЛ4; АЛ5), алюмінію і магнію (АЛ8), алюмінію і міді (АЛ10В; АЛ18В) переважно виливком у металеві форми. Доцільніше виготовляти підшипники штампуванням із сплавів, що деформуються, типу АК4, АК4–1.

Алюмінієві сплави стійкі до корозії і не викликають окиснення мастила. Недоліком їх є знижена припрацьовуваність і схильність до наволокування на вал, необхідне змащування під тиском і вали підвищеної твердості (більшої 55 НРС). Модуль пружності алюмінієвих сплавів невеликий, тому для нормальної роботи необхідне підвищення жорсткості підшипників (стовщення стінок, виконання буртиків жорсткості, збільшення жорсткості постелі).

У конструкції підшипників з алюмінієвих сплавів треба враховувати їхній високий коефіцієнт лінійного розширення. Під час нагрівання зазор у підшипнику зростає, тому "холодний" зазор роблять мінімальним, сумісним з умовою надійної роботи підшипника в пусковій періоді. Крім того, під час нагрівання зростає натяг на посадковій поверхні підшипника. Підшипники з алюмінієвих сплавів застосовують переважно в корпусах з тих же сплавів.

Неметалеві матеріали

Для підшипників використовують тверді породи натурально-го дерева, гума, графіт, пластики. Всі перераховані матеріали застосовуються у сполученні з валами підвищеної твердості ($H > 50\text{НРС}$).

Відмінною рисою неметалевих підшипникових матеріалів є низькі теплопровідність, що істотно обмежує колову швидкість і питомий тиск у підшипнику.

Матеріали з дерева. Ще з XIX ст. для підшипників застосовують просочені оливою тверді породи дерев (гваякове дерево, самшит), як замітники – береза, клен, дубові породи.

Вищі якісні показники має посиленна деревина, що представляє собою багатошаровий березовий шпон (лігнофоль) або крихту (лігностон), просочені фенолформальдегідними смолами і спресовані під тиском 30...50 МПа за температури 150...180° С.

Деревні пластики працюють з мастилом і водою; їх застосовують для виготовлення підшипників гідравлічних машин, а також для підшипників валів гребних гвинтів річкових і морських суден, важконавантажених і великогабаритних підшипників прокатних станів.

Вкладиші із деревинношарових пластиків набираються із брусків з розміщенням шарів перпендикулярно поверхні тертя і кріпляться у металевих корпусах.

З кінця ХХ ст. в нових конструкціях машин деревні матеріали витісняються металофторопластовими матеріалами.

Пластики. Пластмасові підшипники застосовують здебільшого у разі напіввідинного тертя (відносно малі частоти обертання, коливальний рух), а також у тих випадках, коли до опору неможливо підвести регулярне змащення.

Вони можуть працювати з разовим і періодичним змащенням, а за невеликих навантажень і колових швидкостей – без змащення. Підшипники із пластиків, що не набухають, можуть працювати на водяному змащенні, з хімічно стійких пластиків – на змащенні хімічно активними рідинами.

Для виготовлення пластмасових підшипників найчастіше застосовують фенопласти (текстоліт), полікарбонати (дифлон), поліаміди (капрон, нейлон), фторопласти.

Пластики, особливо термопласти, погано піддаються механічній обробці. Поліамідні й полікарбонатні підшипники виготовляють литтям під тиском, фторопластові – гарячим пресуванням з одержанням остаточних розмірів у прес-формах. Реактопласти (фенопласти) можна обробляти твердосплавним інструментом у разі малих подач і високих швидкостей різання, а також інструментами із надтвердих матеріалів.

Текстолітові підшипники виготовляють із багатошарової шифонної тканини, просоченої бакелітом і спресованої під тиском майже 100 МПа за температури 150...180° С.

Текстолітові підшипники працюють краще, якщо торці тканинних шарів розміщені перпендикулярно до поверхні тертя. У великогабаритних підшипниках текстоліт установлюють блоками в металевих касетах з торцевим розміщенням шарів.

Капрон і нейлон застосовують здебільшого для виготовлення підшипників діаметром меншим 50 мм, що працюють за недостатнього змащення або без змащення. Для збільшення міцності вводять наповнювачі (тканина, скловолокно, графітне волокно).

Поліаміди (як і всі термопласти) погано піддаються механічній обробці. Капронові й нейлонові підшипники виготовляють прес-литтям у металевих формах з точністю розмірів у межах декількох сотих міліметра.

Застосовують також тонкошарові (0,1...0,2 мм) поліамідні, поліуретанові і ін. покриття наплавленням, гарячим напилюванням.

Останнім часом в гідродинамічних підшипниках ковзання широко використовується металофторопластовий матеріал (60% бронзового порошку) запечений на сталевій стрічці, якою вистилають вкладиш. Довговічність таких підшипників порівняно з бабітовим заливанням збільшилася в 8...10 разів.

Графіти і вуглеграфіти. Вуглеграфіти – це суміші графіту, вугілля, сажі й коксу на зв'язці з кам'яновугільних смол, спресовані й піддані спіканню. Графіт і вуглеграфіт використовують для виготовлення підшипників, що працюють без змащення за високих температур у хімічно агресивних середовищах.

Для підвищення міцності, теплопровідності і зносостійкості у вуглеграфіти вводять металеві порошки (мідь, кадмій, бабіт). Крихкість зменшується просоченням фенолформальдегідами, силосксанами і тефлоном.

Гума. Гумові підшипники являють собою металеві втулки облицьовані усередині (методом гарячої вулканізації) натуральними або синтетичними каучуками. Гумові втулки мають поздовжні канавки, якими подають воду для кращого охолодження і виносу абразивних часток. Великогабаритні гумові підшипники виготовляють складеними.

В 50...70 роках минулого сторіччя практично всі гідротурбіни мали складені гумові підшипники з діаметром від 1120 до 2390 мм. Найбільший у світі гумовий підшипник був розроблений для Красноярської ГЕС. Перехід у той період на гумові підшипники дозволив заощаджувати на кожній турбіні від 2 до 3,5 т кольорових металів.

Гумові підшипники застосовують майже винятково з водяним змащенням. Їх застосовують у гідравлічних машинах, в артезіанських насосах, у торфонасосах, для підводного механізованого інструменту, у кінцевих установках гребних валів (дейдвудні підшипники). Металеві корпуси підшипників виконують із корозійностійких сталей або захищають від корозії нанесенням полімерних плівок.

Коефіцієнт тертя сталі по вологій гумі $f = 0,05...0,1$. За достатнього прокачування води і високих колдових швидкостей (10...15

м/с) можна, незважаючи на малу в'язкість води, створити рідинне тертя з коефіцієнтом тертя $f = 0,005 \dots 0,01$.

Металокераміка. Для підшипників, що працюють в умовах напів-сухого тертя і малих швидкостей, за недостачі або повної відсутності змащення застосовують самозмащувальні металокерамічні бронзографітові і залізографітові композиції (втулки), одержувані пресуванням і спіканням порошків металу і графіту.

Особливістю металокерамічних матеріалів є їхня мікропористість (об'єм пор 20...40%) і здатність усмоктувати велику кількість мастила. Підшипники із цих матеріалів перед застосуванням просочують турбінною оливою за температури 100...120° С. Цього запасу мастила вистачає на кілька місяців роботи без змащення. Просочення необхідно періодично повторювати (з попереднім розчиненням старого мастила - втулки прогрівають у розчинниках).

Залізографіти стійкіші проти окиснювання, ніж бронзографітові композиції. Застосовують залізографіти: ЖГ-3-30 – для легких навантажень; ЖГ-7-25 – для середніх навантажень; ЖГ-3-20 – для важких навантажень (перша цифра вказує зміст графіту в шихті, друга – обсяг пор в %)

Залізографітні підшипники задовільно працюють при невеликих колових швидкостях і помірних навантаженнях.

Металокераміка в опорах ковзання невідповідальних конструкцій (відхиляючі блоки, поліспасти, ролики стрічкових конвеєрів і ін.) мала широке застосування в 50...70 роках минулого сторіччя, а з появою поліамідних і фторопластових підшипникових матеріалів її застосування стало обмеженим.

Підшипники «сухого» тертя

Застосовуються в опорах, що експлуатуються в агресивних, абразивних, радіаційних, харчових і інших середовищах, а також у герметичних приводах апаратів, компресорів, насосів і іншого устаткування, коли зовнішнє підведення мастильного матеріалу не допускається, у циліндричних шарнірах тяг механізмів керування й підвісок.

Несуча здатність підшипників «сухого» тертя залежить, як показує досвід, від потужності, що витрачається на тертя.

Матеріал для підшипника «сухого» тертя вибирається залежно від навантаження, швидкості ковзання, теплового режиму роботи, властивостей робочого середовища тощо.

Активний магнітний підшипник – це керований електромагнітний пристрій, у якому вісь вала стабільно підтримується в просторі електромагнітними силами, керування якими здійснюється за сигналами індуктивних датчиків, що контролюють положення вала.

Переваги активних магнітних підшипників впливають із їхніх особливостей – у них немає механічного контакту між обертовою й нерухомою частинами машини, як у звичайному підшипнику, а це дає: необмежений ресурс, тому що немає зношування; зникає потреба змащення, знижуються витрати на обслуговування й ремонт, забезпечується екологічна чистота; високі швидкості обертання; можливість роботи в екстремальних умовах: у вакуумі, в умовах радіації, в агресивних середовищах, при низькій й високій температурах (від -150 до $+450^{\circ}\text{C}$).



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. В яких випадках в сучасному машинобудуванні використовуються підшипники ковзання?
 2. Назвіть основні елементи підшипників ковзання.
 3. Назвіть основні види тертя, дайте їх характеристику.
 4. У чому переваги біметалевого вкладиша підшипника?
 5. Що є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання?
 6. Які фактори впливають на утворення режиму рідинного тертя в підшипнику ковзання?
 7. Як виконують умовний розрахунок підшипників ковзання?
 8. Яка різниця між гідростатичним і гідродинамічним підшипником ковзання?
 9. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів підшипників ковзання?
 10. У чому переваги і недоліки підшипників із газовим змащуванням?
-

3.3. Підшипники кочення

3.3.1. Загальні відомості і класифікація підшипників кочення

Підшипник кочення (рис. 3.14) складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець із доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів) 3 і сепаратора 4, що розділяє й направляє тіла кочення.

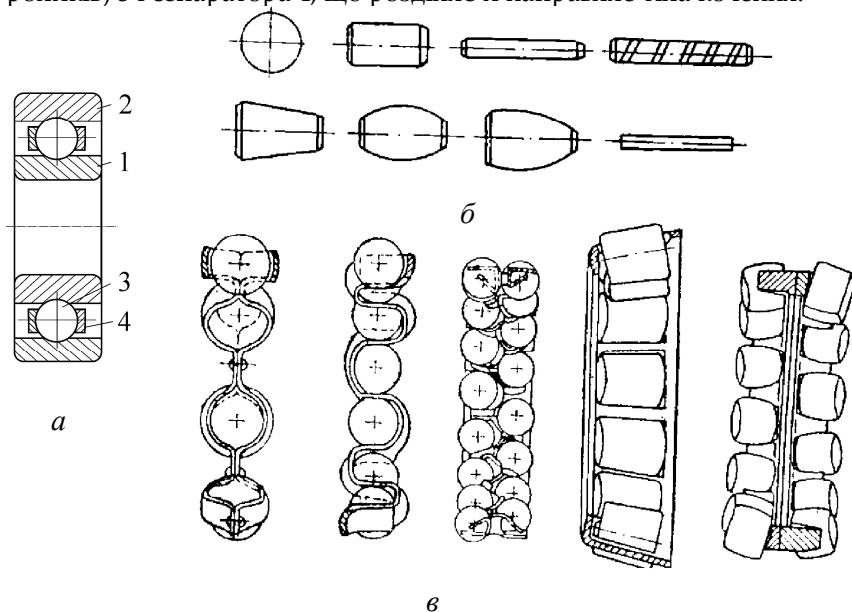


Рис. 3.14. Підшипник кочення і його елементи:

а – кульковий підшипник; *б* – форми тіл кочення;

в – конструкції сепараторів

Основні *переваги* підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання: менші моменти сил тертя а, отже, менше й теплотворення в підшипнику; мала залежність моментів сил тертя від швидкості; значно менші (в 5...10 разів) пускові моменти; незначна витрата мастильних матеріалів і простота обслуговування підшипників, що зменшує експлуатаційні витрати; зменшується можливість руйнування у разі короткочасних перебоїв у змащенні (напри-

клад, у період пуску, різких змін навантажень і швидкостей); відносно легка заміна підшипника, що вийшов з ладу, під час ремонту, оскільки стандартні підшипники взаємозамінні; значно менша витрата кольорових металів; менші вимоги до матеріалу й термічної обробки валів.

Ці якості підшипників кочення забезпечили їм широке поширення. Виробництво підшипників кочення провідними промисловими країнами (у тому числі Росією і Україною) обчислюється сотнями мільйонів штук на рік.

Недоліки підшипників кочення: відсутність рознімних за діаметром конструкцій; порівняно великі радіальні габарити, що в деяких випадках обмежує створення компактних передач; обмежена швидкохідність підшипників, що пов'язане з кінематикою й динамікою тіл кочення (відцентрові сили й гіроскопічні моменти); низька довговічність за вібраційних і ударних навантажень, а також під час роботи в агресивних середовищах і воді.

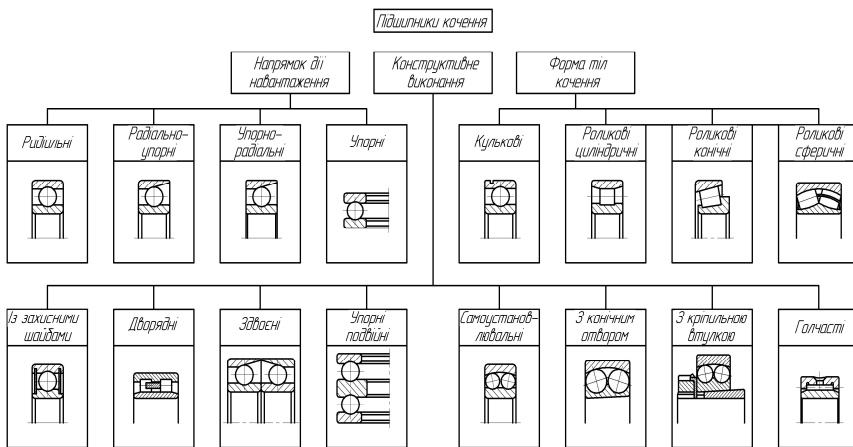


Рис. 3.15. Класифікація підшипників кочення

Всі конструкції підшипників кочення класифікують за ознаками, покладеними в основу ГОСТ 3395-89.

За напрямом дії сприйманого навантаження:

- *радіальні*, що сприймають здебільшого радіальне навантаження (кулькові радіальні крім радіального сприймають частково й осьове навантаження);
- *упорні*, що сприймають тільки осьове навантаження;

- *радіально-упорні*, що сприймають одночасно радіальне і осьове навантаження;
- *упорно-радіальні*, що сприймають здебільшого осьове навантаження і значно менше радіальне.

За формою тіл кочення підшипники ділять на кулькові й роликові.

У свою чергу роликові підшипники залежно від форми роликів ділять на підшипники (рис. 3.14б): з короткими циліндричними роликами; з довгими циліндричними роликами; із витими роликами; з голчастими роликами; з конічними роликами; зі сферичними (бочкоподібними) роликами.

За кількістю рядів тіл кочення підшипники ділять на однорядні, дворядні та чотирирядні.

За розмірами підшипники кочення з одним і тим самим внутрішнім діаметром d ділять на серії: за радіальними розмірами на надлегку, особливо легку, легку, середню, важку і за шириною на особливо вузьку, вузьку, нормальну, широку, особливо широку.

За основними конструктивними ознаками підшипники ділять на: самоустановлювальні (сферичні) і несамоустановлювальні; з циліндричним або конусним отвором внутрішнього кільця; одинарні або подвійні тощо.

Підшипники складають шляхом ексцентричного зміщення внутрішнього кільця в зовнішньому (рис. 3.16а). Максимально можливу кількість кульок, що вводять в підшипник за такого методу складання, визначають кутом заповнення φ , у межах якого всі кульки впритул укладають в жолоб зовнішнього кільця: зазвичай $\varphi \approx 186^\circ$, при цьому кількість кульок $z \approx 2,9(D+d)/(D-d)$. Наступний рівномірний «розгін» тіл кочення здійснюють накладенням штампованих половинок сепаратора з подальшим їх клепанням. Є підшипники, у яких кульки запускають через виїмки в кільцях (рис. 3.16б).

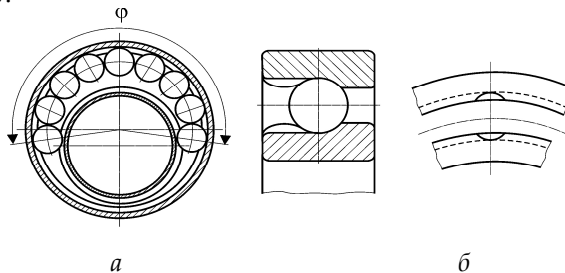


Рис. 3.16. Можливі варіанти складання підшипників:

a – ексцентричним зміщенням внутрішнього кільця в зовнішньому;

б – через виїмки в кільцях

3.3.2. Характеристики підшипників основних типів

Кулькові підшипники радіальні однорядні (рис. 3.17, поз. 1) можуть сприймати не тільки радіальне, але й осьове навантаження, що діє в обох напрямках уздовж осі вала й не перевищує 70% невикористаного допустимого радіального навантаження. В окремих випадках для сприйняття суто осьового навантаження застосовують радіальні кулькові підшипники, але тільки зі збільшеними радіальними зазорами між кульками й доріжкою кочення.

Радіальні кулькові підшипники порівняно з іншими підшипниками кочення працюють із мінімальними втратами на тертя і допускають найбільш частоти обертання. Співвідношення посадкових місць під ці підшипники має бути витримана в таких межах, щоб перекис зовнішніх кілець щодо внутрішніх не перевищував 10...15' навіть за збільшеного радіального зазору в підшипнику.

Сфера застосування: жорсткі двоопорні вали, прогин яких під дією зовнішніх сил не викликає надмірного кутового зміщення осі вала щодо осі посадкового отвору; вали з відстанями між опорами $l < 10d$, де d – діаметр вала.

Ці підшипники широко застосовують в циліндричних редукторах з кутами нахилу зубців не більшими 10...12° і досить жорсткими валами.

Сепаратори цих та інших типів підшипників здебільшого штамнують зі смугової сталі із центруванням на тілах кочення (рис. 3.14в). Для особливих умов, наприклад, роботи підшипників за межами допустимих частот обертання, а також деяких великогабаритних підшипників застосовують масивні сепаратори, виготовлені з антифрикційних матеріалів: бронзи, латуні, текстоліту, алюмінієвих сплавів тощо. Масивні сепаратори зазвичай центрують на бортах зовнішніх кілець. У цьому випадку для високих частот обертання особливе значення має правильний вибір рідкого мастила й спосіб його подачі до тертьових поверхонь тертя зовнішнього кільця й сепаратора.

Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 3.17, поз. 2) призначені здебільшого для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати й двостороннє осьове навантаження, яке не перевищує 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці оброблена за сферою радіусом R із центра O кільця, що забезпечує нормальну роботу підшипника навіть за значного (2...3°) перекосу внутрішнього кільця щодо зовнішнього. Допустимий кут перекосу, що

утворюється в результаті прогину вала під дією навантаження або внаслідок технологічних неточностей обробки й монтажу, обмежується умовою збереження контакту всіх кульок з робочою поверхнею доріжки кочення зовнішнього кільця.

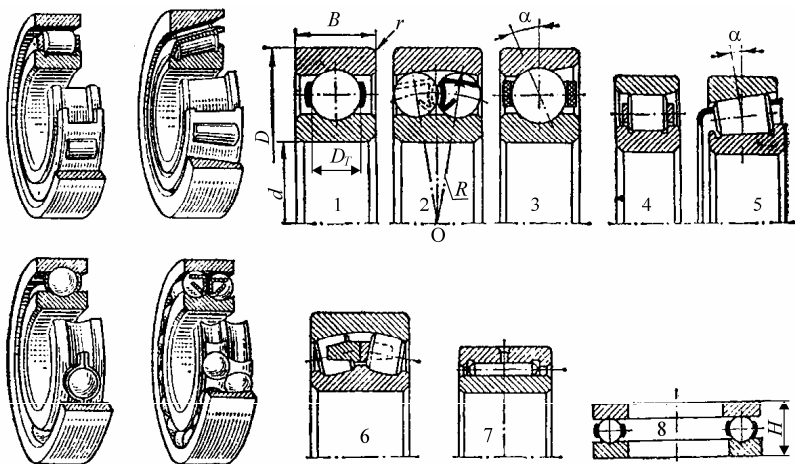


Рис. 3.17. Основні типи підшипників

Сфера застосування: багатоопорні вали трансмісійного типу; двоопорні вали, що мають значні прогини під дією зовнішніх навантажень; вузли, у яких технологічно не може бути забезпечена чітка співвісність посадкових місць (під час розточування отворів у корпусах не за один прохід, установки підшипників в окремо розміщених корпусах тощо).

Роликонідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами (рис.3.17, поз.4) призначені для сприйняття радіальних навантажень. Мають значно більше радіальне навантаження порівняно з радіальними однорядними кульковими підшипниками таких самих габаритів, але за швидкісними характеристиками їм поступаються. Підшипники із циліндричними роликами дуже чутливі до перекосів внутрішніх кілець щодо зовнішніх, тому що при цьому виникає концентрація напружень біля країв ролика. Для зниження цих напружень підшипники деяких типорозмірів мають спеціальні модифікації з опуклими (бомбінованими) роликами або доріжками кочення.

Сфера застосування – жорсткі короткі двоопорні вали.

В однорядних підшипниках з короткими циліндричними роликками встановлюють сепаратори штамповані або масивні. Матеріал масивних сепараторів: маловуглецева або графітізована сталь, латунь, бронза, алюмінієві сплави, пластмаси. Такі сепаратори центрують зазвичай за двобортовим кільцем.

Роликопідшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 3.17, поз. 6) призначені в основному для роботи під радіальними навантаженнями, але можуть одночасно сприймати й осьове навантаження, що діє в обох напрямках і не перевищує 25% невикористаного допустимого радіального навантаження. Можуть працювати й за суто осьового зусилля, однак у цьому випадку навантаження сприймає лише один ряд роликів. Мають значно вищу навантажувальну здатність порівняно із сферичними кульковими підшипниками тих самих габаритів. Допустимі частоти обертання значно нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликками. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Доріжка кочення на зовнішньому кільці виконана за сферою. Можуть працювати за значного (порядку 2...3°) перекосу осі внутрішнього кільця щодо осі зовнішнього. Кут перекосу, що утворюється в результаті прогину вала під дією навантаження або внаслідок технологічних неточностей обробки й складання деталей вузла, обмежується умовою збереження контакту всіх роликів обох рядів зі сферичною поверхнею доріжки кочення зовнішнього кільця.

Сфера застосування: важконавантажені багатоопорні вали; двоопорні вали, що зазнають значних прогинів під дією зовнішніх навантажень (зокрема, вали з навантаженням на консолі); вузли, у яких технологічно не забезпечується чітка співвісність посадкових місць (наприклад, під час установлення підшипників в окремих корпусах) тощо.

Сепаратори більшості таких підшипників масивні бронзові або латунні.

Роликопідшипники радіальні голчасті (рис. 3.17, поз. 7) призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Мають відносно менші габаритні розміри в радіальному напрямі порівняно з підшипниками інших типів за однакових з ними діаметрів отвору й навантажувальної здатності. Монтаж внутрішнього й зовнішнього кілець із комплектом роликів (голок) виконують роздільно. На зовнішньому кільці передбачені отвори для подачі змащення до голок.

Осьове переміщення вала голчастими підшипниками не обмежується. Перекіс внутрішнього кільця (вала) щодо зовнішнього кільця неприпустимий, тому що це призводить до порушення лінійного контакту голок з доріжками кочення.

Сфера застосування – опори, розміри яких обмежені в діаметральному напрямі. Особливо широко ці підшипники застосовують для роботи в режимі коливального руху.

Роликонідшипники радіальні з довгими циліндричними роликками) призначені для сприйняття радіальних навантажень. Їх випускають як з бортами на кільцях, так і без бортів. В останніх осьове переміщення сепаратора з роликками зазвичай обмежується торцевими поверхнями спряжених з підшипником елементів вала і корпусу. Осьове переміщення вала підшипниками не обмежується. Перекіс внутрішнього кільця щодо зовнішнього кільця неприпустимий, тому що при цьому порушується лінійний контакт роликів з доріжками кочення.

Сфера застосування – опори, що сприймають великі радіальні навантаження за невисоких частот обертання.

Роликонідшипники радіальні із витими роликками призначені для сприйняття радіальних навантажень краще, ніж підшипники інших типів, сприймають радіальні навантаження ударного характеру. Підшипники розбірного типу: кожне з кілець, а також комплект роликів із сепаратором можна монтувати роздільно. Порівняно з підшипниками із суцільними довгими циліндричними роликками мають понижено жорсткість і збільшений радіальний зазор; менш чутливі до забруднення вузла; у зовнішніх кільцях звичайно передбачені отвори для подачі мастила до роликів; не обмежують осьові переміщення вала. Осьове переміщення сепараторів з роликками щодо кілець зазвичай обмежується торцевими поверхнями спряжених з підшипником елементів вала або корпусу. Перекіс внутрішнього кільця (вала) щодо зовнішнього кільця (корпусу) за рахунок пружної деформації витих роликів призводить до деякого зниження довговічності підшипника.

Сфера застосування – опори із середніми за величиною радіальними навантаженнями ударного характеру зі зниженою точністю обертання (внаслідок пружної деформації роликів).

Роликонідшипники радіально-упорні (рис. 3.17, поз. 3) призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Здатність сприймати осьове навантаження визначають величиною кута контакту α , що являє собою кут між площиною центрів кульок і прямою, що проходить через центр кульки і точку дотику кульки з доріжкою кочення. Зі збільшенням кута контакту осьова навантажувальна здатність зростає за рахунок зменшення радіальної.

За швидкісними характеристиками радіально-упорні підшипники не поступаються радіальним однорядним. Збільшення кута контакту трохи знижує допустимі границі швидкостей обертання.

Роликонідшипники радіально-упорні конічні (рис. 3.17, поз. 5) призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень.

Допустимі колові швидкості цих підшипників значно нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликами. Здатність до сприйняття осьового навантаження визначають кутом конусності α зовнішнього кільця, за його збільшення осьова навантажувальна здатність зростає за рахунок зменшення радіальної. Перекіс вала щодо осі корпусу неприпустимий.

Ці підшипники, а також кулькові радіально-упорні широко використовуються на валах конічних, черв'ячних і циліндричних зубчастих передачах із кутами нахилу зубців більшими 12° .

Кулькові підшипники упорні (рис. 3.17, поз. 8) призначені для сприйняття осьових навантажень. Допускають значно менші колові швидкості порівняно з іншими типами кулькових підшипників, оскільки доріжки кочення можуть сприймати лише обмежені відцентрові навантаження, що виникають під час руху кульок.

Сепаратори упорних підшипників штамповані або масивні зі сталі або кольорових металів.

Роликонідшипники упорні сприймають більше осьове навантаження, ніж кулькові.

Всі типи упорних підшипників не сприймають радіальне навантаження.

3.3.3. Матеріали деталей підшипників

Кільця й тіла кочення підшипників виготовляються здебільшого зі сталі марок ШХ15, ШХ15СГ і марок ШХ20СГ, 18ХГТ і 20Х2Н4А. Крім того, для особливих умов експлуатації деталі підшипників виготовляються і зі сталей інших марок (нержавіюча, жароміцна тощо).

Для виготовлення штампованих сталевих *сепараторів* використовують сталеву холоднокатану стрічку, тонколистову якісну вуглецеву конструкційну сталь і листову якісну сталь. Масивні сепаратори виготовляють із латуні, бронзових і алюмінієвих сплавів, магнієвого чавуну, пластмас, а також зі спеціальної графітизованої сталі різних марок.

3.3.4. Класи точності підшипників

Загальними технічними вимогами ГОСТ 520-89 на виготовлення підшипників кочення встановлено такі класи точності (в порядку підвищення точності):

- 0, 6, 5, 4, 2, Т – для кулькових і роликів радіальних і кулькових радіально-упорних підшипників;
- 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликів конічних підшипників;
- 0, 6, 5, 4, 2 – для упорних і упорно-радіальних кулькових і роликів підшипників.

Стандартом передбачені додаткові класи точності підшипників 8 і 7 нижчі класу точності 0 для застосування за замовленням споживачів у невідповідальних вузлах.

Класи точності підшипників характеризуються встановленими значеннями граничних відхилень розмірів d , D , B , H (рис. 3.17), а також діаметрів тіл кочення D_t і доріжок кочення кілець, форми, розташування поверхонь підшипників.

Точність обертання підшипників характеризується радіальними й боковими биттями доріжок кочення й биттями торців кілець.

Стандарт нормує шорсткість поверхонь підшипників залежно від класу точності й розмірів підшипника. Шорсткість поверхонь контакту впливає не тільки на точність обертання, але й на ресурс підшипника. Так, за даними Всесоюзного науково-дослідного інституту підшипникової промисловості, зниження шорсткості доріжок і тіл кочення з діапазону $R_a = 0,32...0,16$ мкм у діапазон $R_a = 0,16...0,08$ мкм підвищує ресурс підшипника більше ніж вдвічі.

Залежно від наявності вимог за рівнем вібрації, допустимих значень рівня вібрації або рівня інших додаткових технічних вимог (їх у стандарті перераховано 16) встановлені три категорії підшипників: А, В, С. Раніше стандарт встановлював 5 ступенів точності для всіх підшипників (0, 6, 5, 4, 2) без категорій.

До категорії А належать підшипники класів точності 5, 4, 2, Т і з однією із 16 перерахованих у стандарті вимог.

До категорії В належать підшипники класів точності 0, 6Х, 6, 5 і з однією з 9 додаткових вимог зазначених у стандарті.

До категорії С належать підшипники класів точності 8, 7, 0, 6, до яких не висувають вимоги за рівнем вібрації, моменту тертя й інші вимоги, не зазначені в стандарті.

Для більшості валів і осей загального призначення застосовують підшипники класу точності 0. З підвищенням точності підши-

пника істотно зростає його вартість. Наприклад, якщо порівнювати однотипні підшипники класу точності 0 і 2, то їх вартість відноситься як 1:10(12).

3.3.5. Система умовних позначень підшипників кочення

Умовне позначення підшипника необхідне для його маркування і відповідного представлення в технічній документації. Умовне позначення складається із ряду цифр і літер: основного умовного позначення і додаткових знаків, що наносять на торець одного із кільць, а для різних підшипників – на обох кільцях.

Основне умовне позначення підшипника кочення складається із 7 знаків (цифр), що позначають такі ознаки:

- розміри (діаметр отвору, серія діаметрів і серія ширин);
- тип і конструктивне виконання.

Порядок розміщення знаків (X) – цифр основного умовного позначення підшипників:

X	XX	X	X	XX
серія ширин	конструктивне виконання	тип підшипника	серія діаметрів	умовний діаметр отвору

Дві перші цифри праворуч умовно позначають діаметр d отвору підшипника (внутрішній діаметр внутрішнього кільця): для стандартних підшипників з діаметром отвору у межах $20 \text{ мм} \leq d \leq 495 \text{ мм}$ він дорівнює добутку цих цифр на 5, наприклад, 04·5=20 мм. В інтервалі d від 17 мм до 10 мм стандартні підшипники позначають таким чином:

XX	03	02	01	00
d , мм	17	15	12	10

Третя цифра праворуч разом із сьомою (першою ліворуч) позначають серію всіх діаметрів, крім малих (до 9 мм), і ширини підшипника:

1 – особливо легка; 2 – легка ; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка тощо.

У всіх типів підшипників за однакових діаметрів отвору d з переходом від особливо легкої серії до важкої збільшуються діаме-

три тіл кочення D_t і зовнішнього кільця D , а разом із цим збільшується і навантажувальна здатність підшипника.

Четверта цифра праворуч означає тип підшипника:

радіальний кульковий однорядний	0 (0000),
радіальний кульковий дворядний сферичний	1 (1000),
радіальний з короткими циліндричними роликами	2 (2000),
радіальний роликовий дворядний сферичний	3(3000),
роликовий з довгими роликами (голчастий)	4 (4000),
роликовий із витими роликами	5 (5000),
радіально-упорний кульковий	6 (6000),
радіально-упорний роликовий конічний	7 (7000),
упорний кульковий	8 (8000),
упорний роликовий	9 (9000).

П'ята або п'ята й шоста цифра праворуч (вводиться не для всіх підшипників) позначають конструктивні особливості підшипника.

Основне умовне позначення всіх підшипників (крім радіального кулькового) без конструктивних особливостей складається із чотирьох знаків – цифр (тип, серія діаметрів і розмір діаметра).

У позначенні кулькового радіального підшипника без конструктивних особливостей нуль не пишуть й тоді його основне позначення представляється тризначним числом: XXX (наприклад, 309).

Розглянуте основне умовне позначення характеризує тільки основне виконання підшипника: із кільцями й тілами кочення із підшипникової сталі ШХ15; із сепаратором, установленим для основного конструктивного виконання; клас точності підшипника – 0 (у позначенні не вказують).

Якщо підшипник відрізняється від зазначених вище матеріалом деталей, включаючи сепаратор, або класом точності, то це фіксують в його умовному позначенні *додатковими знаками*, розміщеними праворуч і ліворуч від основного позначення.

Додаткові знаки ліворуч відділяють від основного умовного позначення знаком тире, а ліворуч – починають із великої літери.

Ліворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають клас точності, групу радіального зазору, момент тертя (може не бути) і категорію (А чи В) підшипників, категорія С не проставляється.

Наприклад: A25–204: радіальний кульковий підшипник легкої серії з діаметром отвору $d=20$ мм, п'ятого класу точності, з радіальним зазором за другою групою, категорія А.

Праворуч від основного позначення просявляються знаки, що визначають матеріали деталей і особливості сепаратора, конструктивні зміни, змащення, вимоги за рівнем вібрації й спеціальні технічні вимоги. Приклад повного умовного позначення підшипника з додатковими знаками праворуч і ліворуч від основного умовного позначення: A75-3180206ET2C2: А – категорія А; 7 – радіальний зазор по групі 7; 5 – клас точності; 3180206 – основне умовне позначення підшипника; E – сепаратор із пластичного матеріалу(текстоліт); T2 – температура відпускання кілець 250°С; C2 – мастило ЦИАТИМ-221

3.3.6. Характер навантаження елементів підшипника й напруження в них під час роботи. Види руйнувань підшипників кочення

Радіальне навантаження F_r , що діє на підшипник, сприймається тілами кочення, що перебувають у навантаженій зоні на дузі не більшій 180°. Очевидно й те, що найбільш навантаженим буде тіло кочення, що перебуває на векторі сили, що навантажує, (рис. 3.18).

Що стосується розподілу навантаження на тілах кочення в зоні контакту, то воно істотно залежить від радіального зазору в підшипнику й можливих відхилень форми й розмірів тіл і доріжок кочення.

За початкової (до прикладення навантаження F_r) абсолютної концентричності кілець у підшипнику (радіальний зазор дорівнює нулю) та ідеальній точності діаметрів тіл і доріжок кочення, як представлено на рис. 3.18, за симетричного розташування кульок щодо вектора навантаження F_r рівняння статички має такий загальний вигляд:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (3.15)$$

де $\gamma = 360^\circ/z$; z – кількість тіл кочення в підшипнику, $n\gamma < 90^\circ$, тому що навантажена зона не більша 180°.

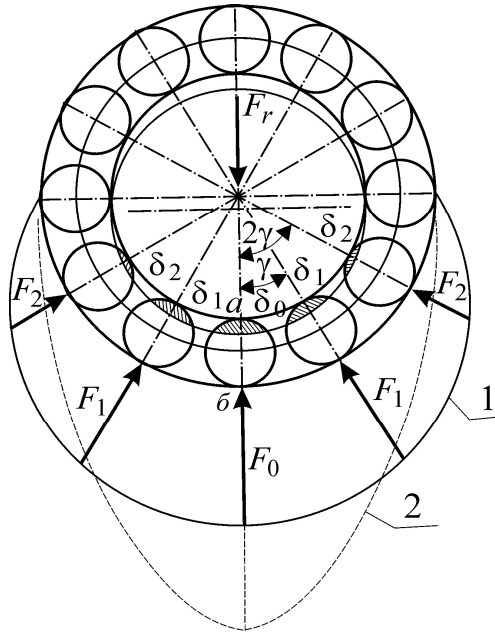


Рис. 3.18. Схема розподілу радіального навантаження тілами кочення:

1 – крива за відсутності радіального зазору; 2 – крива за наявності зазору в підшипнику

Статично невизначена задача знаходження сил $F_0; F_1; \dots; F_n$ за зазначених вище допущень вирішена в теорії пружності з використанням рівнянь контактних деформацій-переміщень $\delta_0; \delta_1; \dots; \delta_n$ (на рис. 3.18 заштрихована зона) без урахування згину кілець.

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

Підставляючи ці значення в (3.15) і вирішуючи відносно F_0 , одержуємо:

$$F_0 = F_r / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma). \quad (3.16)$$

Розрахунки показують, що для підшипників з будь-якою кількістю кульок $Z \geq 8$ вираз в дужках (коефіцієнт K) становить:

$$K = Z / (1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma) = 4,37 \pm 0,025. \quad (3.17)$$

З урахуванням цього значення найбільша сила стиску

$$F_0 = 4,37F_r / Z. \quad (3.18)$$

У підшипниках нормального класу точності (класу 0), що експлуатуються у звичайних умовах з радіальним зазором, найбільш навантажена кулька стискується силою, більшою приблизно на 10% від сили, визначеної за цим розрахунком. З урахуванням цього для однорядних кулькових підшипників на практиці беруть $K=5$, а $F_0 = 5F_r/Z$, послідовно $F_1; F_2; \dots F_n = 5F_r (\cos^{3/2} n\gamma)/Z$. У сферичних дворядних кулькових підшипниках з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження на рядах сила на найбільш навантажену кульку визначається $F_0 = 6F_r/(Z \cos \alpha)$, де α – кут нахилу лінії контакту, Z – кількість тіл кочення в обох рядах.

Для роликотпідшипників за $Z=10\dots 20$ середнє значення $K \approx 4$, а з урахуванням впливу радіального зазору для розрахунку беруть $K = 4,6$. Для дворядних роликотпідшипників беруть $K = 5,2$.

Наявність радіального зазору в підшипнику призводить до збільшення навантаження F_0 на найбільш навантажене тіло кочення (на рис. 3.18 пунктирна крива).

У процесі експлуатації від зношування тіл і доріжок кочення зазори збільшуються, а, отже, прогресивно погіршуються умови роботи підшипника аж до його руйнування (розколюються кульки або кільце підшипника).

Осьова сила за точного виготовлення й відсутності взаємного перекоосу кільць розподіляється тілами кочення рівномірно. Більше того, осьове зміщення одного з кільць підшипника в опорі вибирає радіальний зазор і тим самим сприяє зменшенню сили F_0 , що діє на найбільш навантажене тіло кочення, збільшуючи ресурс підшипника в експлуатації.

Контактні напруження в деталях підшипника. Відповідно до теорії Герца за однієї і тєї самої сили F_0 , що навантажує тіло кочення на внутрішньому і зовнішньому кільцях в точках a і b (рис. 3.18), контактні напруження через різні радіуси кривини в цих точках будуть різними: тобто $\sigma_{на} > \sigma_{наб}$.

У кожній точці поверхні контакту кільць або тіл кочення контактні напруження змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом (рис. 3.19) під час обертання внутрішнього кільця за один оберт.

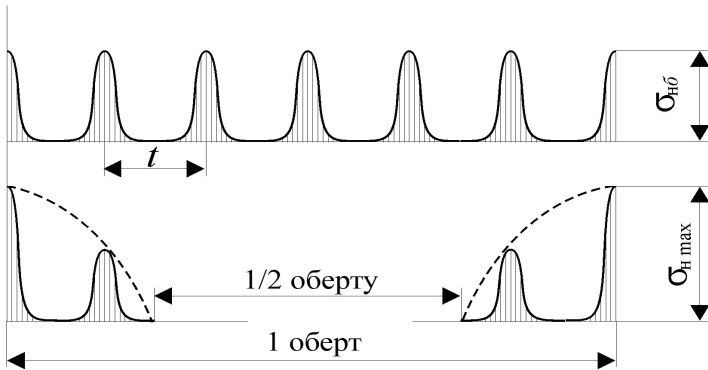


Рис. 3.19. Характер зміни контактних напружень на кільцях підшипника в точках *a* і *б* (рис.3.18)

Період t циклу напружень у кожній точці бігових доріжок кілець дорівнює часу переміщення чергового тіла кочення в цю точку.

Змінні контактні напруження високого рівня і наявність ефекту перекошування кільцями із пружною деформацією в поверхневому шарі (пружна хвиля у разі перекошування викликає напруження зсуву) після певного числа циклів навантажень призводить до утворення втомних мікротріщин, які розклинюються мастильним матеріалом, який проникає в них, що призводить до прогресивного викришування (рис. 3.20).

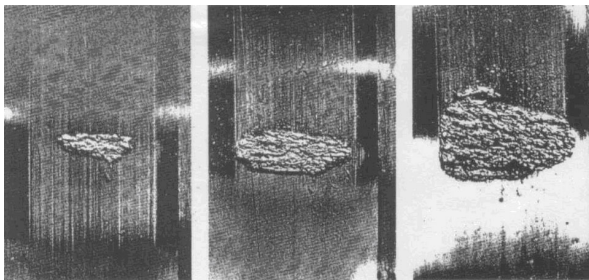


Рис. 3.20. Фото послідовних стадій розростання викришування доріжки кочення підшипника

Викришування (луцнення) починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець у більшості підшипників – на внутрішніх, а в сферичних – на зовнішніх. На кульках викришування починається в найбільш слабкій за механічними властивостями зоні виходу волокон під час штампування або вальцювання.

Спочатку процес викришування проявляється слабо, однак він розвивається під впливом кромкових напружень і принесених мастильним матеріалом продуктів зношування. Зовні це проявляється в збільшенні шуму й вібрації підшипників.

Втомне викришування є основною причиною виходу з ладу підшипників.

Розрахункові формули для визначення максимальних контактних напружень за заданим навантаженням на підшипник отримано на основі теорії Герца.

- для кулькового радіального й радіально-упорного однорядного:

$$\sigma_{H \max} = 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{Z D_T^2 \cos \alpha}}, \text{ МПа}; \quad (3.19)$$

- для роликового радіального з короткими циліндричними роликами й радіально-упорного з конічними роликами:

$$\sigma_{H \max} = 625 \sqrt[3]{\frac{F_r}{Z D_T l \cos \alpha}}, \text{ МПа}, \quad (3.20)$$

де F_r – радіальне навантаження в Н; Z – кількість тіл кочення; D_T – діаметр тіла кочення в мм; l – довжина ролика в мм (у коротких роликів $l = D_T$); α – кут контакту кульок або роликів.

Підшипники в машинах, що працюють в абразивному середовищі (трактори, автомобілі, сільськогосподарські, гірські, будівельні й дорожні машини) виходять із ладу, не виробивши розрахунковий ресурс головним чином через зношення кілець і тіл кочення.

За результатами статистичного обстеження через зношення в тракторах вибракувалося в 2,5 рази більше підшипників, ніж через втомне викришування. Радикальний вихід із цього – удосконалення конструкцій і матеріалів ущільнень і змащення.

Руйнування (розколи) кілець і тіл кочення спостерігається в підшипниках зі збільшеними від зношування радіальними зазорами і наявністю вібрації.

У роликopідшипників часто сколюються борти, це пов'язане з перекосом кілець, що є неприпустимим. За нормальної експлуатації елементи підшипника не мають руйнуватися.

Утворення вм'ятин (лунк) на доріжках кочення (брінелювання) або огранювання на тілах кочення є результатом місцевої (без обертання підшипника) тривалої дії підвищеного статичного або динамічного навантаження. Утворені пластичні лунки найчастіше є причинами появи втомного викришування робочих поверхонь підшипника.

Значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо в швидкохідних роторних машинах, пов'язаний з *руйнуванням сепараторів*, що викликається відцентровими силами й можливою нерівномірною дією на сепаратори тіл кочення.

Зовнішніми ознаками, що свідчать про якесь ушкодження підшипника і необхідність його заміни, є: втрата точності обертання, підвищений шум, підвищений опір обертанню, нагрівання.

3.3.7. Кінематика й динаміка елементів у підшипнику

Вивчення кінематики й динаміки необхідне для розуміння фізики руху й взаємодії тіл кочення, що позначається на довговічності підшипників і роботоздатності сепараторів.

Тіла кочення в підшипнику здійснюють планетарний рух.

На рис. 3.21а побудовані два суміщені плани швидкостей v_1 і v_2 точок контакту кульки з кільцями й швидкості центрів кульки v_{01} і v_{02} (це швидкість сепаратора). Швидкості v_1 і v_{01} мають місце у разі обертання внутрішнього кільця і нерухомого зовнішнього (вектори позначені суцільними лініями), а швидкості v_2 і v_{02} у разі зупиненого внутрішнього кільця й обертання зовнішнього кільця з тією самою кутовою швидкістю (вектори позначені пунктиром).

Як бачимо з порівняння векторів швидкостей v_{01} і v_{02} і аналізу їх величин під час обертання зовнішнього кільця підшипника швидкість сепаратора зростає, що веде до збільшення кількості циклів навантаження і зменшення ресурсу підшипника (це враховується в розрахунку підшипників на довговічність).

Якщо виразити колові швидкості v_1 і v_2 через частоти обертання кілець: внутрішнього n_0 і зовнішнього n_3 і через геометричні

параметри підшипника (рис. 3.21), то одержимо формули для визначення частот обертання сепаратора n_c і кульки n_r навколо своєї осі як функції від n_o або n_z . Ці формули зведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Частоти обертання сепаратора і тіла кочення залежно від обертання кільця

Обертається кільце	Частота обертання	
	сепаратора	тіла кочення
внутрішнє	$n_c = 0,5 n_o (d_m + D_r) / d_m$	$n_r = 0,5 n_o (d_m^2 - D_r^2) / (d_m D_r)$
зовнішнє	$n_c = 0,5 n_z (d_m + D_r) / d_m$	$n_r = 0,5 n_z (d_m^2 - D_r^2) / (d_m D_r)$

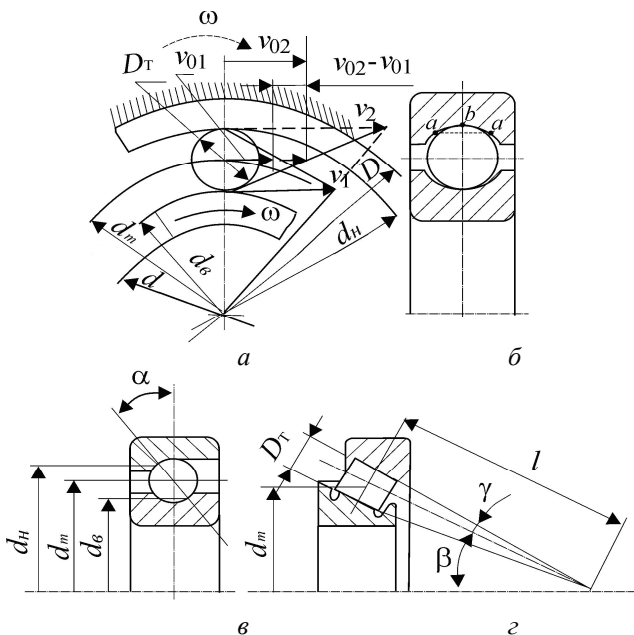


Рис. 3.21. Плани швидкостей елементів підшипника й розрахункові схеми

Із аналізу наведених формул виходить, що частота обертання тіл кочення n_r навколо своєї осі не залежить від того, яке з кілець обе-

ртається, а частота обертання сепаратора менша в тому випадку, коли обертається внутрішнє кільце.

Як видно із формул кутова швидкість сепаратора залежить від діаметрів тіл кочення. У разі неточного виготовлення тіл кочення більші з них гальмують, а менші прискорюють сепаратор, навантажуючи його. Між сепаратором і тілами кочення можуть виникати силові взаємодії й сили тертя. Контакт кульок з жолобчастою доріжкою кілець у навантаженій зоні з урахуванням пружної деформації відбувається за деякою дугою *aba* (рис. 3.21б). Оскільки швидкості точок *a* і *b* у під час кочення кульки різні, то крім кочення виникає і ковзання. Це створює додаткові втрати енергії, призводить до підвищеного нагрівання під час роботи й зношування.

У роликотідшипниках, де всі точки контакту однаково віддалені від осі обертання, спостерігається чисте кочення. Втрати енергії й зношування в них менші, ніж у кулькових.

У всіх радіальних і радіально-упорних підшипниках під час роботи тіла кочення під дією відцентрових сил F_v притискаються до зовнішнього кільця (рис. 3.22а)

$$F_v = 4,9m\omega^2d_m, \text{ Н} \quad (3.21)$$

де m – маса тіла кочення, кг; ω – кутова швидкість обертання сепаратора, рад/с; d_m – діаметр кола, на якому розміщуються центри тіл кочення, м.

Оскільки більші напруження, які обмежують динамічну навантажувальну здатність підшипника виникають на внутрішньому кільці підшипника, то дія відцентрових сил істотного впливу на зовнішнє кільце не чинить. Виконані розрахунки показують, що для радіально-упорних підшипників за граничної частоти обертання, допустимій за пластичного змащення, величина відцентрових сил не перевищує 0,8...1,9% від допустимого динамічного навантаження.

Більш несприятлива дія відцентрових сил і гіроскопічного моменту M_g , що з'являється, на упорні підшипники (рис. 3.22б). Відцентрові сили розклинають кільця упорних підшипників, а гіроскопічний момент, що діє на кульку, прагне повернути її навколо вертикальної осі (викликати додаткове "вертіння"), тоді як вона перекочується з кутовою швидкістю ω_m , а її центр переміщується з кутовою швидкістю сепаратора ω . Величина гіроскопічного моменту дорівнює:

$$M_g = J\omega_m\omega, \quad (3.22)$$

де J – момент інерції кульки: $J = 2mr^{2/5}$, m – маса кульки, r – радіус кульки.

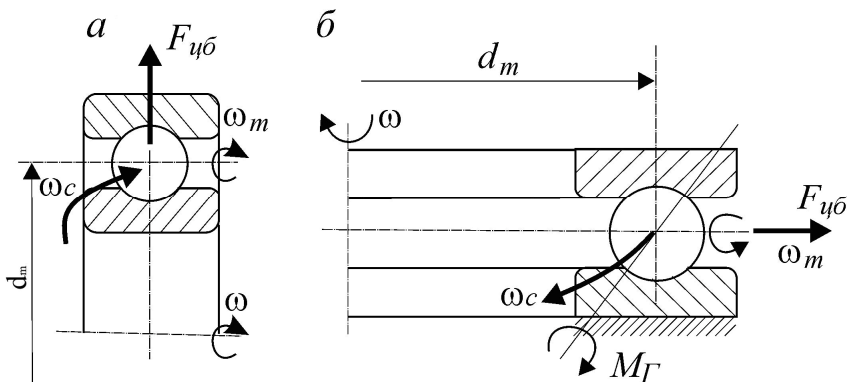


Рис. 3.22. Схема дії відцентрових сил і гіроскопічного моменту у підшипнику:

a – радіальному; *б* – упорному

Перекочування кульок з вертінням можливе в тому випадку, коли гіроскопічний момент $M_{Г}$ перевищить момент сил тертя $M_{т}$ на контактних площадках підшипника, тобто за ослабленого осьового навантаження, що найчастіше може бути під час холостого ходу машини.

Обертання кульок з одночасним вертінням під дією гіроскопічних моментів супроводжується додатковими втратами енергії (підшипник гріється) і зношуванням – на поверхні доріжок кочення кілець можуть утворитися "вихрові" задирки.

У радіальних підшипниках гіроскопічний момент не проявляється, тому що осі обертання кульок або роликів, переміщаючись навколо осі підшипника, завжди залишаються паралельними: коріолісове прискорення відсутнє, а, отже, немає гіроскопічного моменту.

У радіально-упорних підшипниках (кулькових і роликівих) за параметрів близьких до параметрів упорних гіроскопічний момент буде меншим $M_{Г} = J\omega_m\alpha \sin\alpha$ через кут тиску α (рис. 3.21в), а для конічних кут β (рис. 3.21г).

У зв'язку з підвищеною динамікою упорних підшипників вони мають значно нижчі допустимі частоти обертання, ніж радіальні (рис. 3.23).

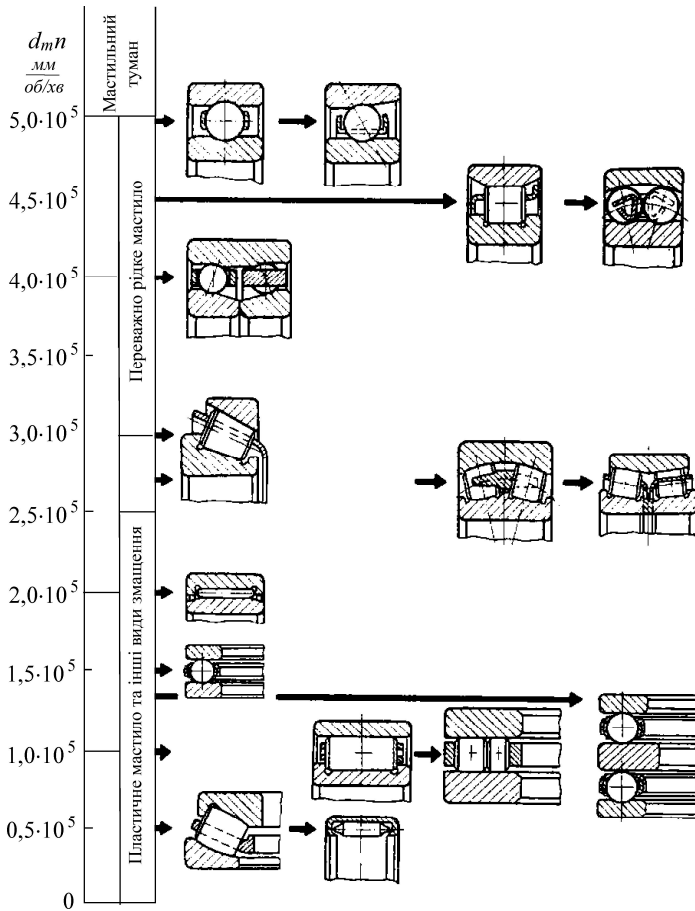


Рис. 3.23. Значення швидкісного параметра d_{mn} для стандартних кулькових і роликових підшипників

3.3.8. Гранична швидкохідність підшипників кочення

Гранична частота обертання $[n]$ визначається за добутком $[d_{mn}]$ (мм на об/хв), який для кожного типу підшипника не має перевищувати встановленої величини ($d_m = 0,5(D + d)$ – діаметр кола,

на якому розміщуються центри тіл кочення; d і D – діаметри кілець відповідно внутрішнього й зовнішнього).

Швидкісні границі для різних типів підшипників кочення зі сталевими штампованими сепараторами показано на рис. 3.23, там же вказані й види змащування. Для підшипників з масивним сепаратором із кольорових металів або полімерів у поєднанні з поліпшеними умовами змащення швидкості можна підвищувати. Під час роботи підшипників з великим навантаженням граничні частоти необхідно знижувати.

Шляхи підвищення граничної швидкості підшипників:

- перехід на підшипники підвищених класів точності 5; 4; 2;
- забезпечення високої точності розточень під підшипники в корпусі й на валу, балансування роторів, забезпечення достатньої жорсткості валів, контроль за складанням підшипникових вузлів і недопущення перекосів кілець;
- застосування кулькових підшипників зі зменшеними втратами на тертя за рахунок збільшення радіуса кривини профілів доріжок кочення до $r = 0,54DT$;
- застосування масивних сепараторів із високоякісних матеріалів, добре врівноважених, з базуванням на зовнішньому кільці для кращого змащення;
- призначення для підшипників посадок з незначним натягом, щоб уникнути зменшення зазорів у підшипниках;
- змащування масляним туманом.

3.3.9. Розрахунки підшипників на довговічність і статичне навантаження

Загальні відомості

Розглянута вище фізична картина формування повторних циклів змінних контактних напружень в елементах підшипників і аналіз їх пошкоджень дають підставу брати за основний критерій працездатності підшипників кочення контактну витривалість.

Вихідним для розрахунку підшипників на довговічність, як і інших деталей машин (зубчасті передачі, вали й ін.), є рівняння кривої витривалості

$$\sigma_H^m N_c = const, \quad (3.23)$$

де N_c - кількість циклів навантаження за строк служби підшипника; m – показник степеня.

Як показали численні експерименти, крива витривалості підшипників кочення не має горизонтальної ділянки, отже, для підшипника як агрегату, що складається з декількох деталей, не можна встановити границю контактної витривалості за напруженнями, за яких навантажений підшипник працював би як завгодно довго.

Для підшипників замість напружень вводиться навантаження, яке визначається за нормованої кількості циклів навантаження.

Оскільки кількість циклів навантаження N_c прямо пропорційна кількості обертів вала за повний строк служби підшипника, то рівняння (3.23) можна переписати таким чином:

$$\sigma_H^m n = const. \quad (3.24)$$

Відповідно до ГОСТ 18855–94 довговічність підшипників вимірюється кількістю L мільйонів обертів. Враховуючи функціональну нелінійну залежність між контактними напруженнями σ_H (для тіл різних форм: куля, ролик) і еквівалентним навантаженням F , з (3.24), одержимо:

$$F^m L = const. \quad (3.25)$$

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень одержані залежності, що дозволяють для кожного підшипника визначити постійне навантаження, якщо $L=1$ (рис. 3.24). Це навантаження у разі нерухомого зовнішнього кільця і обертання внутрішнього називається *динамічним навантаженням підшипника*, позначається C і наводиться в каталогах.

Зазначене в каталогах динамічне навантаження C підшипник може витримати без усяких ознак втомного руйнування протягом одного мільйона обертів за ймовірності безвідмовної роботи 90%. Отже, 10% таких самих підшипників з партії за того самого навантаження можуть вийти із ладу раніше, не виробивши одного мільйона обертів. У теорії надійності це гамма-процентний ресурс, наприклад, ресурс $\gamma = 90\%$ часто використовують в техніці для оцінювання багатьох виробів масового виробництва, його вважають досить високим.

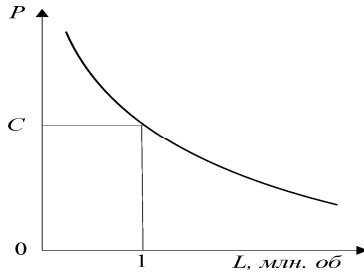


Рис. 3.24. Крива витривалості підшипників

З урахуванням C вираз (3.25) можна переписати так $F^m L = C^m$, звідки:

$$L = (C / F)^m, \text{ млн об}$$

$$\text{або} \quad C = F \cdot L^{1/m}, \text{ Н}, \quad (3.26)$$

де $m = 3$ для кулькових підшипників всіх типів і $m = 10/3$ для роликопідшипників.

Якщо ресурс підшипника L визначений у мільйонах обертів, то за відомої частоти n обертання вала (підшипника) ресурс у годинах L_h буде:

$$L_h = 10^6 L / (60n) = \frac{10^6}{60n} (C / F)^m. \quad (3.27)$$

Отже, з урахуванням викладеного, за розрахунковий (гарантований) ресурс або довговічність підшипника беруть таку кількість годин роботи, яку витримують 90% всіх підшипників цієї партії, що працюють у однакових експлуатаційних умовах, а 10% можуть пропрацювати менше необхідного (розрахункового) строку. Однак середній ресурс на практиці в 3...5 разів перевищує розрахунковий, тому що еквівалентне навантаження F часто в 5...12 разів менше C і це забезпечує фактичний ресурс більший гарантованого. На практиці вибраковують значно менше 10% підшипників, тому що більшість їх не довантажуються.

Підшипники кочення одного типорозміру, працюючи в ідентичних умовах, мають значне розсіювання ресурсу. **Розсіювання ресурсу** – це відношення наробітку до відмови (виходу з ладу) найбільш стійких підшипників до наробітку найменш стійких.

За форсованих випробувань підшипників вітчизняного виробництва розсіювання ресурсу доходить до 20, а в експлуатації й того більше. У підшипників фірми SKF це розсіювання становить 15...18.

Статичне навантаження C_0 – таке статичне навантаження (радіальне – для радіальних і радіально-упорних і осьове – для упорних і упорно-радіальних підшипників), у результаті дії якого виникає загальна залишкова деформація тіла кочення й кілець у найбільш навантаженій зоні контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень, покладених в основу міжнародної системи стандартів ISO розрахунків підшипників кочення (перші її розроблювачі – шведи Лундберг і Пальмгрен), установлені аналітичні залежності, що дозволяють для кожного типорозміру підшипника за геометричними параметрами його елементів визначати статичне C_0 і динамічне C навантаження цього підшипника.

У ГОСТ 18854–94 (ISO 76–87) "Статичне навантаження" і ГОСТ 18855–94 (ISO 281–89) "Динамічне розрахункове навантаження" наведено необхідну інформацію, наведено формули для визначення C_0 і C , а також довідкові таблиці розрахункових коефіцієнтів для всіх типів підшипників.

Як приклад нижче наведено розрахункові формули для C_0 і C кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників з діаметром кульки $D_T \leq 25,4$ мм:

статичне навантаження:

$$C_0 = f_0 i Z D_T^2 \cos \alpha, \quad (3.28)$$

динамічне навантаження:

$$C = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_T^2, \quad (3.29)$$

де f_0 і f_c – коефіцієнти, що залежать від геометрії деталей підшипника, точніше від відношення $D_T \cos \alpha / d_m$; D_T – діаметр кульки, d_m – діаметр кола, на якому розміщуються центри кульок (всі розміри в мм) і від застосування рівнів напружень (значення f_0 розраховані за формулою Герца, якщо $E=2,07 \cdot 10^5$ МПа і $\mu=0,3$); i – число рядів тіл кочення в підшипнику; α – номінальний кут контакту,

град; Z – кількість тіл кочення в одному ряді; b_m – коефіцієнт, що характеризує властивості сталі з урахуванням способу її виготовлення, значення якого міняється залежно від типу й конструкції підшипника.

Перевага стандартної методики аналітичного визначення навантаження підшипників і оцінювання їх ресурсу в конкретних умовах роботи полягає в тому, що опираючись на результати базових експериментів окремих типів підшипників, вона гарантовано оцінює ресурси всіх типорозмірів підшипників з досить високою ймовірністю. Тому надійний розрахунок ресурсу розглядається як прийнятний і зручний заміник натурних випробувань кожного типорозміру підшипника.

Динамічне навантаження C , що наводиться в каталогах і та, що визначається за ISO (формули типу (3.29), і формули (3.26), (3.27)), орієнтовані на звичайні підшипники нормального класу точності 0 зі сталі ШХ15, які виготовлені за звичайною технологією й працюють у нормальних умовах за 90% надійності ($\gamma = 90\%$).

Однак у багатьох випадках необхідно оцінювати ресурс підшипників для різних рівнів надійності або з урахуванням окремих факторів, таких як: особливі умови експлуатації, які відрізняються від звичайних, зміна матеріалів підшипників тощо. Тоді скоректований розрахунковий ресурс L_{ha} визначається через базовий ресурс L_h за (3.27) із вводом додаткових коефіцієнтів

$$L_{ha} = a_1 a_{23} L_h = a_1 a_{23} \cdot 10^6 (C/F)^m / (60n), \quad (3.30)$$

де a_1 – коефіцієнт, що коректує надійність підшипника; a_{23} – коефіцієнт, що враховує якість металу підшипника й умови експлуатації;

Вибір підшипників кочення

Розрізняють два режими навантаження підшипників: *динамічний*, коли частота обертання підшипника $n \geq 1$ об/хв, і *статичний*, коли підшипник не обертається або обертається із частотою $n < 1$ об/хв. Відповідно до цього в першому випадку розрахунок передбачає запобігання виникненню втомного викришування поверхонь тіл кочення й кілець; у другому випадку – запобігання виникненню залишкової деформації тіл кочення більшої, ніж допустима. Під-

шипники вибирають із стандартних відповідно до заданих умов експлуатації.

Критеріями для вибору підшипників є динамічне або статичне навантаження, гранична швидкохідність і довговічність. Вихідними даними для вибору є:

- величина й напрям навантаження;
- характер навантаження (постійне, змінне тощо);
- особливості конструкції вузла (яке кільце обертається) і частота обертання кільця підшипника, яке обертається ;
- необхідна довговічність підшипника;
- характеристика навколишнього середовища (температура, запиленість, корозійний вплив тощо);
- особливі вимоги до підшипника, спричинені конструкцією вузла або машини загалом;
- прийнятна вартість підшипника.

Методика вибору підшипників кочення стандартизована (ГОСТ 18854–94 і 18855–94). Відповідно до вимог цієї методики в стандарті на підшипники і у довідниках наводяться необхідні характеристики: основні розміри – d , D , B ; навантаження динамічне C_r і статичне C_{or} ; гранична частота обертання за пластичного й рідинного змащування; приблизна маса підшипника m .

З огляду на можливість різних поєднань навантажень *радіального* F_r і *осьового* F_a розрахунок виконується за **еквівалентним навантаженням**, під яким розуміють:

– для *радіальних і радіально-упорних* підшипників таке *умовне постійне радіальне навантаження*, яке будучи прикладеним до підшипника, у якого внутрішнє кільце обертається, а зовнішнє нерухоме, забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник матиме за заданих (реальних) умов навантаження і обертання кілець;

– для *упорних і упорно-радіальних* підшипників – *умовне постійне осьове навантаження*, яке, будучи прикладеним до підшипника з одним кільцем, що обертається разом з валом і другим – нерухомим у корпусі, забезпечує таку саму довговічність, яку підшипник матиме за заданих (реальних) умов навантаження і обертання кілець.

У загальному випадку еквівалентне навантаження для *радіальних кулькових підшипників і радіально-упорних кулькових і роликопідшипників*:

$$F = (XVF_r + YF_a)K_0K_T, \quad (3.31)$$

еквівалентне осьове навантаження для упорних підшипників ($F_r = 0$; $Y=1$):

$$F = F_a K_\delta K_T, \quad (3.32)$$

еквівалентне осьове навантаження для упорно-радіальних підшипників кулькових і роликкових ($V=1$):

$$F = (X F_r + Y F_a) K_\delta K_T, \quad (3.33)$$

еквівалентне навантаження для підшипників з короткими циліндричними роликами й голчастих ($X=1$, $Y=0$):

$$F = V F_r K_\delta K_T. \quad (3.34)$$

У формулах (3.31-3.34): X – коефіцієнт *радіального* навантаження; Y – коефіцієнт *осьового* навантаження; V – коефіцієнт *обертання*, що залежить від того, яке кільце обертається щодо вектора навантаження: під час обертання внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього $V = 1,2$; K_δ – коефіцієнт *безпеки*, що залежить від характеру навантаження; K_T – *температурний* коефіцієнт.

Значення коефіцієнтів X і Y , які враховують вплив кожного навантаження (радіального чи осьового) на довговічність підшипників вибирають залежно від відношення осьового навантаження F_a до радіального з урахуванням коефіцієнта V , тобто $F_a/(V F_r)$; після порівняння цього відношення з допоміжним коефіцієнтом e приймається значення X або Y за таблицями.

Для кулькових і роликкових сферичних (самоустановлювальних) і роликкових радіально-упорних підшипників величина e наводиться в каталозі для кожного типу підшипника. Для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників значення e для кожного типорозміру підшипника в каталозі не наведено, а вибирається за таблицями залежно від величини відношення F_a/S_0 .

Для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників з кутом контакту $\alpha = 12^\circ$, якщо $F_a/(V F_r) \leq e$ для всіх типорозмірів $X=1$, $Y = 0$, якщо $F_a/(V F_r) > e$ $X < 1$, $Y > 1$. Фізично це можна пояснити так: через наявність радіального зазору в підшипнику має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення від радіального навантаження F_r (рис. 3.18, крива 2). Зі збільшенням осьового навантаження за постійного радіального за рахунок осьового зміщення вибирається зазор, збільшується робоча дуга в підшипнику і наван-

таження на тіла кочення розподіляється більш рівномірно (рис. 3.18, крива 1). До деякого значення $F_a/(V F_r) \leq e$ це компенсує збільшення загального навантаження на підшипники з урахуванням осьової складової, тому, якщо $F_a/(V F_r) \leq e$ розрахунок ведеться тільки за радіальним навантаженням, тобто $X = 1, Y = 0$. Інакше кажучи, помірне осьове навантаження F_a сприятливо позначається на ресурсі підшипника за рахунок зменшення максимального контактного напруження σ_{Hmax} в елементах підшипника в навантаженій зоні.

Під час розрахунку радіально-упорних підшипників необхідно враховувати те, що в них в результаті дії радіального навантаження F_r і відсутності осьового зазору й натягу виникає осьова сила S , як складова реакції в опорі (рис. 3.25 і 3.26).

Радіальна реакція в цих підшипниках вважається прикладеною в точці перетину нормалей, проведених із середини контактних площадок на зовнішньому кільці, з геометричною віссю вала (рис. 19.12).

За методикою ISO величину S беруть:

- для радіально-упорних кулькових підшипників:

$$S = e F_r,$$

- для радіально-упорних роликопідшипників:

$$S = 0,83 e F_r. \quad (3.35)$$

Коефіцієнт 0,83 пов'язаний з іншим законом розподілу навантаження між тілами кочення в роликопідшипнику.

Для роликопідшипників і радіально-упорних кулькових підшипників з кутом контакту $\alpha \geq 18^\circ$ значення e беруть із таблиць.

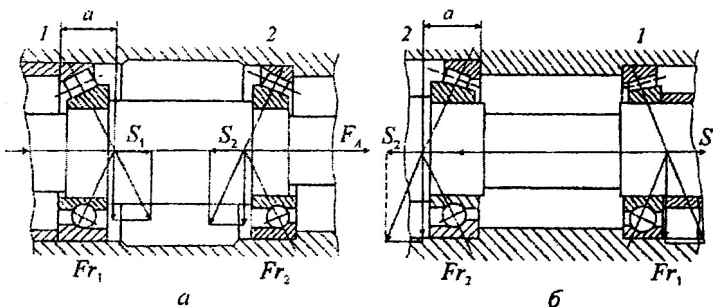


Рис. 3.25. Реакції в опорах вала на радіально-упорних підшипниках:

а – регулювання осьової "гри" на корпусі (схема "у розпір");

б – регулювання осьової "гри" на валу (схема "у розтяжку")

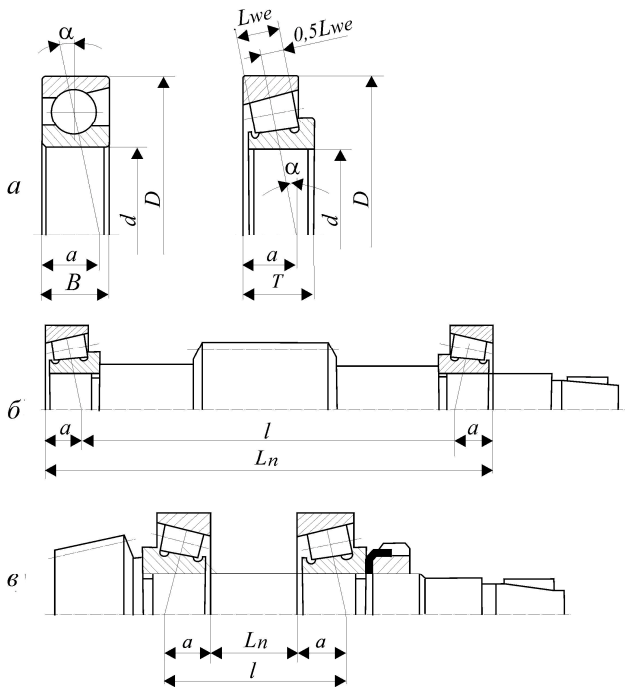


Рис. 3.26. Схеми до визначення точок прикладення реакцій в опорах вала під час установлення радіально-упорних підшипників:

a – графічне визначення параметра *a*; *б* – схема "у розпір";
в – схема "у розтяжку"

Для нормальної роботи радіально-упорних підшипників необхідно, щоб у кожній опорі осьова сила, що навантажує підшипник, була б не меншою від осьової складової від дії радіальних сил, тобто $F_{a1} \geq S_1$ і $F_{a2} \geq S_2$. Крім того, має виконуватися умова рівноваги вала з урахуванням осьових складових S_1 і S_2 від $F_{r1,2}$ і зовнішнього осьового навантаження F_a , що діє на вал: $F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0$.

У табл. 3.4 наведено формули для контролю правильності визначення осьових сил F_{a1} і F_{a2} .

Параметр *a* в радіально-упорному підшипнику можна визначити аналітично: кульковому: $a = 0,5[B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]$; роликовому: $a = 0,5[T + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]$.

Визначення осьових сил для радіально-упорних підшипників

Схема „у розтір”	
<i>a</i>	<i>б</i>
<i>в</i>	<i>г</i>
Схема „у розтяжку”	
Умови навантаження	Осьові сили
$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$	$F_{a2} = S_1; F_{a2} = F_{a1} + F_a$
$S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1; F_{a2} = F_{a1} + F_a$
$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2; F_{a1} = F_{a2} - F_a$

Під час вибору дворядних або здвоєних радіально-упорних кулькових або роликових підшипників, установлених симетрично у вузлі (див. схеми на рис. 3.27), слід враховувати те, що за відношення $F_a/(VF_r) \leq e$ динамічне навантаження такого комплексу підшипників $S_{\text{компл}}$ дорівнює: для кулькових підшипників $S_{\text{компл}} = 2^{0.7} S = 1,625S$; для роликопідшипників $S_{\text{компл}} = 2^{0.7} S = 1,715S$, а статичне $S_{0\text{компл}} = 2S_0$, де S і S_0 – навантаження однорядного підшипника.

Якщо ж $F_a/(VF_r) > e$, то у вказаному вузлі навантажується тільки один ряд тіл кочення (той ряд, що сприймає зовнішнє осьове навантаження) і величину динамічного навантаження варто брати як для однорядного підшипника.

Причину зменшення розрахункового навантаження дворядних (здвоєних) підшипників у разі переходу умови $F_a/(VF_r) \leq e$ до $F_a/(VF_r) > e$ фізично можна пояснити тим, що збільшене осьове зовнішнє навантаження F_a сприймає тільки один ряд тіл кочення в спареному підшипнику й викликана нею контактна деформація цього підшипника розвантажує спарений з ним підшипник від внутрішньої сили S стиску.

Визначення розрахункових навантажень для підшипників, що працюють за змінних режимів. Для підшипникових вузлів, де величини діючих навантажень і частоти обертання змінюються з часом (на-

приклад, в опорах валів коробки передач, канатних барабанів і т. ін.), підшипники вибирають за еквівалентним навантаженням F і умовною частотою обертання. Під еквівалентним навантаженням тут розуміється таке умовне навантаження, яке забезпечує ту саму довговічність, яку має підшипник у дійсних умовах роботи. Еквівалентне навантаження за кожного режиму визначається за формулами (3.31)...(3.34).

Якщо навантаження змінюється за лінійним законом від F_{\min} до F_{\max} , то еквівалентне навантаження може бути визначене за формулою:

$$F = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (3.36)$$

За складнішого закону зміни навантажень для визначення еквівалентного навантаження користуються формулою:

$$F = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + F_3^3 L_3 + \dots + F_n^3 L_n}{L}}, \quad (3.37)$$

де $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ – постійні навантаження, що діють протягом відповідно $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$ мільйонів обертів; L – загальна довговічність у мільйонах обертів, протягом якої діють зазначені навантаження.

Формула (3.37) справедлива для всіх типорозмірів підшипників.

Для підшипників, що працюють при типових режимах навантаження за ГОСТ 21354-85 розрахунки зручно вести за допомогою коефіцієнта еквівалентності K_E .

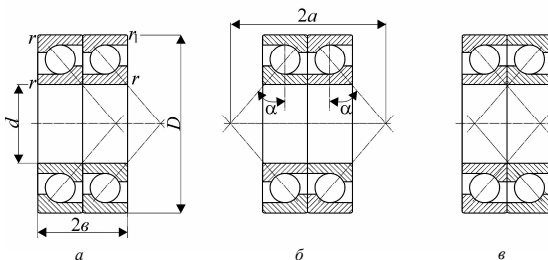


Рис. 3.27. Можливі схеми установок здвоєних підшипників:

a – установка за схемою «тандем»; $б$ – установка за схемою 0; $в$ – установка за схемою X

При цьому за відомими максимальними довгостроково діючими силами F_{r1max} , F_{r2max} , F_{amax} (що, зазвичай, відповідає максимальному із довгостроково діючих моментів (номінальній потужності двигуна) визначають розрахункові навантаження:

$$F_{r1}=K_E F_{r1max}; F_{r2}=K_E F_{r2max}; F_a = K_E F_{amax}; \quad (3.38)$$

за якими визначають еквівалентні динамічні навантаження і ведуть розрахунок підшипників як за постійного навантаження.

Вибір типорозмірів підшипників, схеми їх установки, послідовність розрахунків

У кожному випадку тип підшипника на валу або осі вибирають із урахуванням співвідношення векторів сил, що навантажують вал (вісь) у радіальному й осьовому напрямках.

1. Оскільки в прямозубих циліндричних передачах відсутня осьова сила, то вали таких передач установлюють на радіальних підшипниках типу 0000 або 2000.

Кулькові радіальні підшипники типу 0000 крім радіального сприймають частково й осьове навантаження, тому їх можна встановлювати і на валах косозубих циліндричних передач із кутом нахилу зубів β до $12...14^\circ$, це доцільно і з точки зору економії: підшипники типу 0000 дешевші роликівих типу 2000.

2. У циліндричних косозубих передачах за $\beta > 14^\circ$, у конічних і черв'ячних передачах вали коліс, шестірень і черв'яків установлюють на радіально-упорних підшипниках типу 6000 і 7000.

3. У циліндричних редукторах з роздвоєним або шевронним ступенем один з валів необхідно встановлювати на радіально-упорних, а інший – на радіальних роликівих (2000) підшипниках. Така конструкція компенсує помилки кроку, які мають місце під час нарізування зубців, забезпечує самоустановлення валів і рівний розподіл навантаження між напівшевронами.

4. У випадках, коли можливі порушення співвісності (під час монтажу підшипників в окремих корпусах) і поява значних прогинів (консольні ділянки) валів, варто застосовувати сферичні (самоустановлювальні) підшипники (рис 3.28а).

Можливі схеми установаження підшипників

1. У разі коротких валів, коли $l < (7..8)d$, де l – відстань між опорами, d – внутрішній діаметр підшипника, що має місце здебільшого в циліндричних і конічних редукторах, а також на валу черв'ячного колеса підшипники закріплюють за схемою "у розпір" (рис. 3.29а) за рахунок прокладок і затягування кришок підшипникового вузла.

2. Якщо $l > 8d$, то вибирають схему з однією фіксованою опорою, а іншою - "плаваючою" (рис. 3.28б,в). Така схема частіше використовується для "довгих" валів черв'яка й дозволяє теплове видовження вала під час нагрівання черв'яка без заклинювання підшипників, тому що "плаваюча" опора має можливість переміщатися в осьовому напрямі.

У фіксованій опорі можуть бути встановлені спарені радіально-упорні підшипники типу 7000 або 6000 (рис. 3.28бв), а в "плаваючій" – радіальний роликівий (без бортів на зовнішньому кільці) або кульковий (типу 0000).

Осьовий зазор у фіксованій опорі регулюється (вибирається) комплектом металевих прокладок товщиною 0,05...0,5 мм (сталь, фольга), які встановлюються між корпусом і кришкою.

Якщо регулювати здвоєні підшипники у процесі експлуатації важко, то їх установлюють із точними дистанційними кільцями (рис. 3.28в). Підшипники жорстко закріплюють в осьовому напрямі на валу і у корпусі.

Якщо на вузол діють значні осьові навантаження змінного напрямку в поєднанні з радіальними і можливе значне видовження вала, а з розрахунку еквівалентного динамічного навантаження для опори потрібні спарені радіально-упорні підшипники з великими радіальними габаритами (важка серія), що призводить до подорожчання конструкції, то тоді у фіксованій опорі доцільно встановити підшипники з роздільним сприйняттям навантажень: подвійний упорний підшипник тільки для осьового навантаження, а поруч розмістити радіальний підшипник (кульковий або роликівий) – тільки для радіального навантаження на опору (рис. 3.28г). Обидва радіальні підшипники в осьовому напрямі не зафіксовані ("плаваючі").

Осьовий зазор подвійних упорних підшипників необхідно регулювати особливо ретельно; це роблять за допомогою комплексу прокладок між кришкою і бортом стакана. У разі навантажень змінного напрямку один ряд кульок розвантажується, виникає осьовий зазор і кульки під дією відцентрової сили прагнуть вийти з бігових доріжок. Щоб уникнути цього в деяких конструкціях підшипникових вузлів застосовують пружини, що підтискують вільне

упорне кільце підшипника до тіл кочення й тим самим забезпечують працездатний стан підшипника.

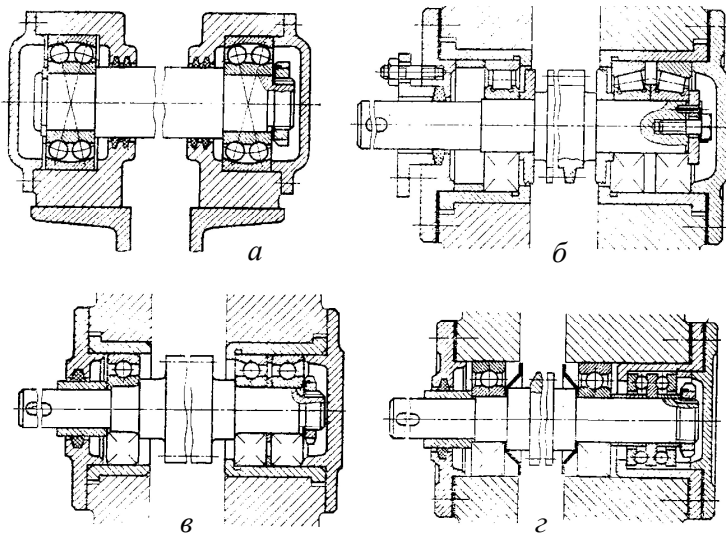


Рис. 3.28. Варіанти конструкцій підшипникових опор

3. На рис. 3.29б представлена схема установки підшипників «у розтяжку». Такі схеми часто використовуються на валах-шестернях кінцевої передачі. Її перевага не тільки в тому, що у разі нагрівання підшипникового вузла під час роботи зменшується осьовий натяг підшипників, запобігаючи їх заклинюванню, а ще й у тім, що вона істотно збільшує жорсткість кінцевої шестірні за рахунок зменшення довжини консолі h і тим самим поліпшує якість кінцевого зачеплення. За такою самою схемою встановлені підшипники в автомобільних колесах, що забезпечує їм більшу стійкість за бокових збуджень.

Послідовність виконання розрахунків підшипників і розробки конструкції підшипникових вузлів.

На проектному етапі розрахунку вала на міцність визначаються вихідні параметри для вибору типорозміру підшипника: діаметри опорних параметри вала (цапф) d , результуючі радіальні реакції в опорах F_r , зовнішнє осьове навантаження F_a . З вихідних даних на проектування відома частота обертання n , режим навантаження й можливий реверс, необхідна довговічність L_h у годинах.

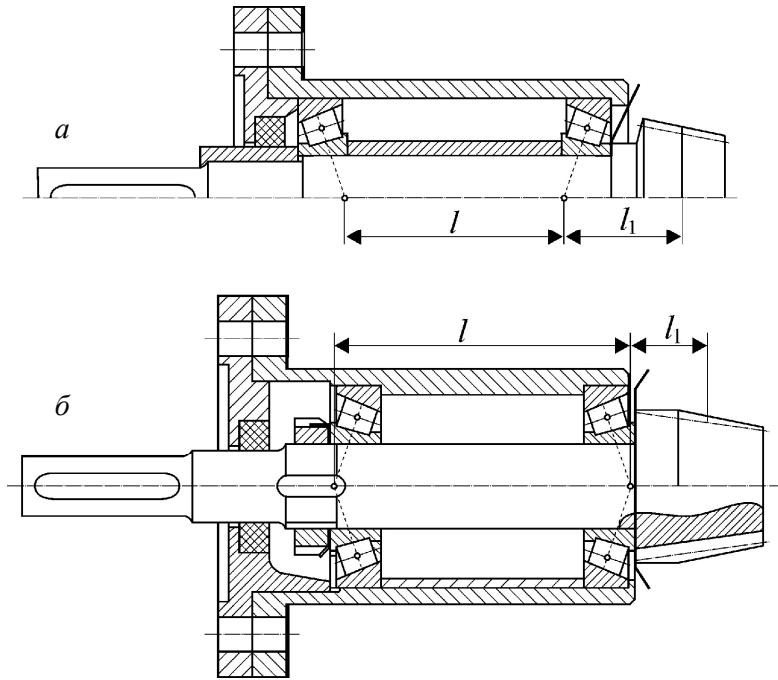


Рис. 3.29. Опори вала-шестірні конічної:

a – підшипники встановлені "у розпiр"; *б* – підшипники встановлені "у розтяжку"

Підбір необхідних для таких умов підшипників кочення та їх перевірений розрахунок на динамічне навантаження роблять у такій послідовності.

1. З урахуванням співвідношення сил F_a й F_r вибирається тип підшипника: радіальний, радіально-упорний, кульковий або роликовий; за діаметром вала вибирається розмір підшипника. Спочатку варто орієнтуватися на легку серію підшипників, а якщо подальший розрахунок виявить, що легка серія не задовольняє, то переходять на наступні серії цього підшипника з підтвердженням прийнятого рішення необхідними розрахунками. При цьому може виникнути необхідність перейти на інший тип підшипника.

2. Для прийнятого типорозміру підшипника виписуються дані: геометричні параметри: $d, D, B(T), \alpha$; базові навантаження: динамічне C_r і статичне C_{or} ; значення коефіцієнтів X, Y, e .

3. Для деяких типів підшипників визначають осьові складові S і осьові сили F_a .

4. Для прийнятого типорозміру підшипника обчислюють еквівалентне динамічне навантаження F за (3.31)...(3.34).

Оскільки в редукторах на валах в обох опорах, як правило, установлюють однакові підшипники, то розрахунок їх на довговічність завжди треба вести за більш навантаженим підшипником.

5. За обчисленим еквівалентним динамічним навантаженням F визначається необхідне динамічне навантаження і порівнюється з базовим:

$$C = F m \sqrt{\frac{L_h \cdot 60n}{10^6}} \leq C_r, \quad (3.39)$$

де C_r – базове навантаження прийнятого підшипника (із каталогу), Н; L_h – заданий ресурс підшипника у годинах; n – частота обертання вала, об/хв; $m=3$ – для кулькових, $m = 3,33$ – для роликів підшипників.

Якщо умова (3.39) виконується, то прийнятий підшипник має 90% ймовірність того, що виробить заданий ресурс.

6. Висновок про придатність вибраного підшипника можна зробити із порівняння необхідної довговічності $L_{hзад}$, вказаної в завданні, і базової довговічності L_h , визначеної за (3.27) за обчисленого еквівалентного динамічного навантаження F :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{F} \right)^m \geq L_{h зад}, \text{ год.} \quad (3.40)$$

7. Після обґрунтованого вибору типорозмірів підшипників для всіх валів редуктора остаточно оформляється конструкція підшипникових вузлів, вирішуються питання регулювання осьової фіксації підшипника, змащення і ущільнення вихідних кінців валів, призначаються посадки кілець підшипника на вал і в корпус.

Вибір і розрахунок підшипників кочення за статичним навантаженням

Деякі підшипники кочення періодично навантажуються без обертання. Так працюють багато підшипників вантажних і транспортних машин, упорні підшипники поворотних кранів, вантажних гаків, платформ, опори натискних пристроїв прокатних станів тощо.

Допустимі навантаження на підшипники в цьому випадку обмежуються сумарною величиною залишкових деформацій контактуючих поверхонь тіл кочення й кілець, які в найбільш навантаженій точці контакту не мають перевищувати $0,0001$ діаметра тіла кочення.

Виходячи із цього, для кожного типорозміру підшипника встановлена статичне навантаження C_{0r} . Вибір підшипника за статичним навантаженням виконується за умови, що найбільше діюче на нього навантаження не перевищує величину C_{0r} .

За невисоких вимог до плавності обертання і коефіцієнта тертя допускається трохи перевищувати C_{0r} з випробуванням вузла, за високих – доцільно знижувати C_{0r} в $1,5 \dots 2$ рази.

Якщо на радіальні кулькові або радіально-упорні підшипники діють комбіновані (радіальні і осьові) навантаження, то розрахунок статичного навантаження виконується за приведеним статичним навантаженням F_0 , що визначається як більша із двох величин:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a; \\ F_0 &\geq F_r, \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

де F_r – постійне за величиною і напрямом радіальне навантаження, Н; F_a – постійне за величиною і напрямом осьове навантаження, Н; X_0 – коефіцієнт радіального навантаження; Y_0 – коефіцієнт осьового навантаження.

Для здвоєних кулькових радіально-упорних підшипників несиметричної конструкції значення X_0 і Y_0 приймається таким самим, як і для однорядного радіально-упорного підшипника.

3.3.10. Змащування підшипників кочення

Виконується для відведення тепла й зменшення тертя, демпфування коливань навантаження, запобігання корозії контактуючих поверхонь. Крім того, змащення важливе для підвищення герметизації підшипників, а також для зменшення шуму.

Для змащування підшипників кочення застосовують *рідкі*, *пластичні* й *тверді* мастильні матеріали. Під час вибору мастильного матеріалу необхідно враховувати розміри підшипника й частоту його обертання, величину навантаження, робочу температуру, стан навколишнього середовища. За колової швидкості підшипника до 5 м/с застосовують як *рідкі*, так і *пластичні* мастильні матеріали; за більшої швидкості – рідкі з тим меншою в'язкістю, чим більша швидкість; чим вище навантаження, тим більшою має бути в'язкість. Якщо навколишнє середовище забруднене, варто використати *пластичні* мастильні матеріали. Вони краще герметизують вихідні кінці валів, де встановлюються ущільнення.

Пластичні мастильні матеріали набули широкого застосування в підшипниках кочення у зв'язку з простішим обслуговуванням, з меншою витратою порівняно з рідкими, можливістю одноразового (за весь період експлуатації) змащення. Найдоцільніше застосовувати ці матеріали для підшипників важкодоступних для щоденного обслуговування, що працюють у забрудненому середовищі, а також підшипників коливального руху з малими амплітудами.

Застосування пластичних мастильних матеріалів для підшипників обмежується помірними температурами й конструкціями, не дуже складними для розбирання й змащування. Спостерігається поширення застосування пластичних мастильних матеріалів, у тому числі за високих швидкостей обертання.

Основними пластичними мастильними матеріалами, що рекомендуються для підшипників загального призначення, зокрема із захисними й ущільнюючими шайбами, є ЦІАТИМ-201 (для роботи з температурою до 90° С) і літол-24 (до 100° С). Для важконавантажених підшипників, зокрема роликкових, рекомендуються: ВНИИНП-242 (до 110°С), для роботи за високих температур ЦІАТИМ-221 (до 150° С).

Для тихохідних підшипників без ущільнень застосовують солідоли синтетичні й жирові (20...70° С), що мають гарні захисні властивості і добре працюють на відкритому повітрі.

Для пластичного мастильного матеріалу в корпусі підшипника передбачається деякий вільний простір – стінки кришок розміщують не впритул до підшипників (рис. 3.28а,б). Цей простір спочатку заповнюється на дві третини за частоти обертання $n \leq 1500$ об/хв. і від третини до половини за $n > 1500$ об/хв. Зменшення обсягу закладеного у підшипникові камери мастила за частоти обертання понад 1500 об/хв пов'язане з тим, що надлишок пластичного мастила усередині підшипника створює спочатку підвищений опір руху сепаратора й тіл кочення, що супроводжується інтенсивним зростанням температури, плавленням і викидом мастила із зони контакту. За високої температури мастило в зоні контакту «коксується» з утворенням твердих часток і втрачає свої позитивні властивості. Надалі через кожні 3 місяці додають свіжого мастила, а через рік його міняють із попереднім розбиранням і промиванням вузла. Все більше поширення мають герметизовані підшипники з одноразовим змащуванням.

Рідкі мастила краще проникають до поверхонь тертя і тому забезпечують надійніше порівняно з пластичними змащування, забезпечують краще відведення тепла і не чинять істотного додаткового опору руху сепаратора; здебільшого їх застосовують у відповідальних швидкохідних конструкціях.

Для змащування підшипників найбільш широко використовують індустріальні мастила: з малою в'язкістю И-Л-А7 і И-Л-А27 і з середньою в'язкістю И-Г-А32 і И-Г-А36; застосовують також приладові мастила, авіаційні, моторні, автомобільні тощо. Для спеціальних умов: високої навантаженості і швидкохідності, а також для роботи за високих температур застосовують мастила на синтетичній основі.

Змащення підшипників рідкими мастилами виконують декількома способами.

1. Зануренням і розбризкуванням із загальної масляної ванни вузла – для підшипників горизонтальних валів коробки передач і редукторів. Масло захоплюється й розбризкується одним з коліс, що швидко обертаються, спеціальними шестернями або дисками, при цьому в корпусі створюється мастильний туман.

Для уникнення потрапляння в підшипники продуктів зношування зубчастих або інших передач і зайвого поливу мастилом підшипники іноді захищають мастиловідбивальними кільцями (рис. 3.28г).

За частоти обертання $n \leq 3000$ об/хв. рівень мастила має бути не вищим центра нижньої кульки або ролика.

2. *Гнотове* (краплинне) змащування застосовується для швидкохідних підшипників, виконується по декілька десятків крапель за годину.

3. Змащування під дією *відцентрових сил* з використанням конусних насадок і змащування за допомогою гвинтових канавок на валу (переважно на вертикальних валах). Під час обертання конусних насадок мастило під дією відцентрових сил піднімається до більшого діаметра конуса й скидається в підшипник.

3.3.11. Вибір посадок підшипників

Характер спряження кілець підшипників з валом і корпусом залежить від типу й розміру підшипника, від умов його експлуатації, від величини, напрямку й характеру навантажень, що діють на підшипник.

Оскільки характер розподілу контактних напружень для внутрішнього й зовнішнього кілець різний (рис. 3.19), то це вимагає й різних посадок їх на валу й у корпусі.

Підшипник є основним комплектувальним виробом, який не підлягає додатковому доведенню у процесі складання. Необхідні посадки в з'єднанні підшипника кочення одержують призначенням відповідних полів допусків на діаметри вала й отвору в корпусі. Таким чином посадки внутрішніх кілець підшипників здійснюються за *системою отвору* (отвір незмінний – вал підганяють під кільце), а зовнішніх – за *системою вала* (отвір у корпусі підганяють під зовнішнє кільце), інакше довелось б виготовляти підшипники для кожної посадки кілець і їх номенклатура суттєво б зросла.

Система допусків підшипників кочення відрізняється від загальноприйнятої в машинобудуванні: поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника (рис. 3.30) розташоване не дотори від нульової лінії ("у плюс"), а донизу ("у мінус"). Цим гарантується одержання натягів у з'єднаннях внутрішнього кільця з валами, що мають поля допусків k , m і n . Поле допуску на діаметр зовнішнього кільця розміщується так само, як прийнято в машинобудуванні: "у мінус" або в "тіло деталі". Тому й характер спряження зовнішнього кільця з отвором корпуса такий самий, як в прийнятій системі допусків.

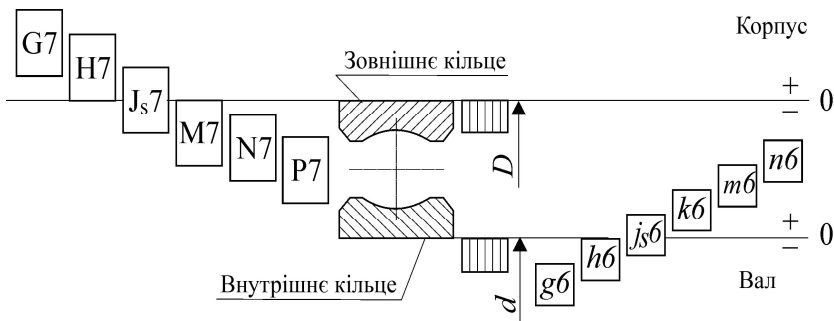


Рис. 3.30. Поле допусків для кілець підшипника кочення

Розрізняють три випадки навантаження кілець підшипників:

а) кільце обертається щодо вектора радіального навантаження, піддаючись так званому *циркуляційному* навантаженню;

б) кільце нерухоме щодо вектора радіального навантаження (і може обертатися разом з вектором радіального навантаження, як це має місце у відцентрових вібраторах) і піддається *місцевому* навантаженню;

в) кільце навантажене рівнодіючим радіальним навантаженням, що не робить повного обертання, а коливається на певній ділянці кільця, піддаючи його *коливальному* навантаженню.

Під час вибору посадок для підшипників необхідно дотримуватися таких правил.

1. З'єднання кілець, що обертаються, відносно навантаження, зі спряженими деталями завжди має здійснюватися нерухомою посадкою. Це правило прийняте для запобігання обкочуванню кільцем спряженої деталі, розвальцьовування посадкових поверхонь і контактної корозії.

2. З'єднання нерухомих щодо вектора навантаження кілець зі спряженими деталями здійснюються більш «вільними» посадками, ніж у попередньому з'єднанні. Це пов'язано з меншою небезпекою ушкодження посадкових поверхонь, тому що обкочування кільцями спряжених деталей не відбувається. З іншого боку це полегшує осьові переміщення кілець під час монтажу й температурних деформацій валів (для запобігання защемленню тіл кочення), а також регулювання зазорів у підшипнику.

Режим роботи підшипника впливає на вибір посадок таким чином:

- чим більше навантаження й сильніші поштовхи, тим посадки мають бути тугішими, тому що зростають пружні й

залишкові деформації поверхневих шарів і пружні деформації самих кілець;

- чим вища частота обертання, тим посадки мають бути «вільнішими», тому що за високих частот обертання, зазвичай, навантаження менше, температурні деформації більші, а зазори в підшипниках мають витримуватися точніше.

Тип підшипника також впливає на вибір посадок.

Посадки роликотидшипників у середньому вибирають тугішими, ніж кулькових, це пов'язано з більшими навантаженнями.

Посадки радіально-упорних підшипників можна вибирати тугішими, ніж радіальних, тому що в останніх посадкові натяги можуть істотно спотворювати зазори в підшипниках, а в радіально-упорних підшипниках зазори встановлюються під час складання.

Посадки великих підшипників у зв'язку з більшими навантаженнями вибирають тугішими, ніж для середніх і малих.

Граничні відхилення посадкових поверхонь валів мають бути за допусками 5...6-го квалітетів, а корпусів – 6...7-го квалітетів.

Радіальні підшипники, які установлюють з полями допусків *п6* і *т6*, що передбачають більші натяги, бажано підбирати з підвищеними радіальними зазорами.

Необхідний посадковий натяг може бути розрахований з умови відсутності пружного обкочування кілець і розкриття стику.

Для радіальних підшипників за необхідності значних посадкових натягів доцільно перевіряти радіальний зазор, який після напрусування кільця на вал не має виходити із допустимих меж.

На кресленні в місцях установки підшипників кочення вказують поля допусків посадкових місць валів і отворів корпусів згідно зі стандартами ЄСКД.

3.3.12. Монтаж і демонтаж підшипників

Під час монтажу підшипників необхідно дотримуватися деяких правил.

Не допускати ударів безпосередньо по кільцях, тілах кочення, сепаратору. Посадка підшипників на вал ударами молотка через мідний або алюмінієвий вибивач або трубку допускається тільки за малих натягів для малих і середніх підшипників.

Під час встановлення підшипників на вал і в корпус обов'язковим є виконання таких умов: осьова сила має передаватися безпо-

середньо на те кільце, що запресовується або знімається. Ця сила не має передаватися через тіла кочення (кульки або ролики), інакше на доріжках і тілах кочення утворюються вм'ятини.

Кільця підшипників мають невисоку жорсткість. Для правильного установлення кільце підшипника необхідно довести до упору в заплечик. Найменша висота t заплечиків на валах і в отворах корпусів або стаканів визначається розміром фаски r і має утворювати достатню опорну поверхню для торців кілець підшипників (рис. 3.31).

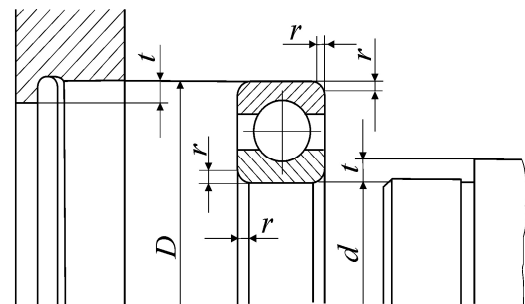


Рис. 3.31. Схема й розміри заплечиків для правильного установлення підшипника

Необхідне для монтажу підшипників зусилля зростає зі збільшенням розмірів підшипника. Для монтажу великих підшипників на валу або в корпусі потрібні значні зусилля, тому доцільно перед установленням нагрівати або весь підшипник, або одне з його кілець, якщо воно знімається.

Різниця температур підшипника і спряженої з ним деталі залежить від прийнятої посадки й розміру підшипника. Зазвичай підшипник нагрівають до температури, що на $80...90^{\circ}\text{C}$ перевищує температуру спряженої деталі, що достатньо для вільного монтажу.

Неприпустимо нагрівати підшипник понад 125°C , оскільки це може викликати зміни в структурі металу і негативно вплинути на твердість деталей підшипника, що в кінцевому результаті позначається на ресурсі підшипника.

Найчастіше нагрівання підшипників виконується у масляній ванні, де підшипники підвішуються без контакту із дном і стінками для уникнення забруднення підшипників.

Ні в якому разі не можна застосовувати для нагрівання підшипника відкрите полум'я газового пальника, а також локальний розігрів підшипника. Підшипники типу 80000 і 180000 з улаштованими ущільненнями й закладеним мастилом нагрівати не слід.

Замість нагрівання підшипника іноді вдаються до охолодження вала сухим льодом (фірми SKF, FAG).

Для монтажу підшипників малих і середніх розмірів без нагрівання використовуються гвинтові й гідравлічні преси.

Силу запресування можна істотно знизити застосуванням гідророзпору. Суть його полягає в тім, що мастило під тиском подається плунжерним насосом через торцевий отвір у канавку вала під внутрішнє кільце підшипника й розпирає його. Гідророзпір часто використовується для розпресування підшипників під час демонтажу.

Для демонтажу підшипників використовуються гвинтові знімачі із двома або трьома відкидними тягами (рис. 3.32). Місця установки підшипників мають бути конструктивно розроблені так, щоб можна було зручно працювати знімачами.

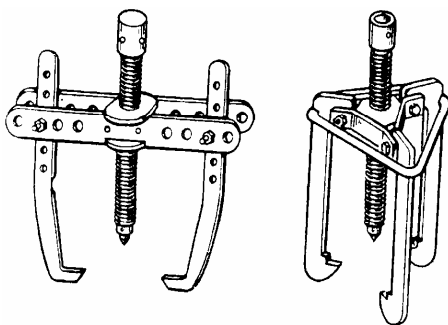


Рис. 3.32. Знімачі підшипників

Видаляючи підшипник з корпусу, його потрібно захоплювати за зовнішнє кільце (рис. 3.33а), а під час зняття з вала – за внутрішнє (рис. 3.33б). Для захоплення тягами знімача кільця підшипника висота t заплечиків (рис. 3.33а) не має бути надмірною. Мінімальний розмір торців внутрішнього t_1 і зовнішнього t_2 кілець підшипника, призначених для демонтажу, залежить від діаметра вала.

За високих буртиків потрібно передбачати пази для розміщення тяг знімача (рис. 3.33б, виносний елемент І).

Для розміщення тяг знімача (рис. 3.33а) у разі видалення зовнішнього кільця підшипника із глухого отвору передбачається вільний простір $a \approx (0,4...0,5) B$, де B – ширина кільця підшипника.

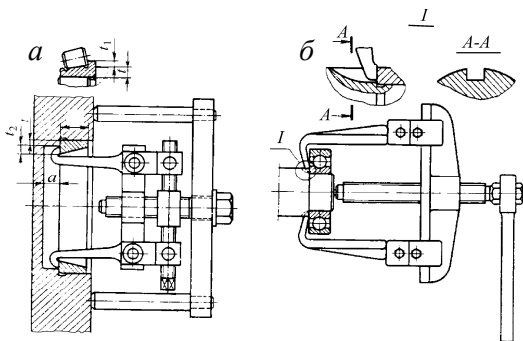


Рис. 3.33. Використання знімача



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть основні переваги і недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання.
2. Наведіть класифікацію підшипників кочення.
3. Структура умовного позначення підшипників кочення.
4. Дайте стислу характеристику найбільш поширених підшипників кочення.
5. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?
6. Як розподіляється навантаження між тілами кочення у навантаженій зоні підшипника?
7. Основні види руйнування і критерії роботоздатності підшипників кочення.
8. Кінематичні і динамічні фактори, що впливають на роботу підшипника і його довговічність.
9. Яким параметром визначають граничну швидкохідність підшипників кочення?
10. Що таке статичне навантаження підшипника? Що таке динамічне навантаження?
11. Коли підшипник вибирають за статичним навантаженням і коли – за динамічним?
12. Як вибирають підшипники кочення за статичним навантаженням?

13. Як вибирають підшипники кочення за динамічним навантаженням?
 14. Як визначають розрахункове навантаження на підшипник?
 15. Як визначають розрахункове навантаження на підшипник під час дії змінного навантаження?
 16. Складіть послідовність вибору підшипника за динамічним навантаженням.
 17. Наведіть приклад конструкції підшипникового вузла.
 18. Які мастильні матеріали використовують для змащування підшипників кочення?
 19. Як вибирають посадки підшипників кочення?
-

3.4. Муфти

3.4.1. Призначення і класифікація

Більшість машин компонують із окремих вузлів, що мають вхідний і вихідний вал. Для їх з'єднання між собою застосовують *муфти*.

Таким чином, механічні муфти – це пристрої, що з'єднують вали і передають обертальний момент. Інколи муфтами з'єднують вали з розміщеними на них деталями.

З'єднання валів є основним призначенням муфти. Крім того муфти можуть виконувати й інші функції:

- компенсація похибок взаємного розміщення валів;
- зменшення динамічних навантажень;
- з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання;
- захист елементів машини від перевантажень.

Муфти умовно можуть бути поділені на:

- некеровані (глухі, пружні, компенсуючі);
- керовані (кулачкові, фрикційні);
- самокеровані (відцентрові, обгінні, запобіжні);
- комбіновані.

Більшість муфт стандартизовані. Основною характеристикою муфти є обертальний момент T_m , на передавання якого вона розрахована. Інші параметри: гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції відносно осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за діаметром вала, за умови:

$$T_M \geq K_{II} \cdot T, \quad (3.42)$$

де T – номінальний обертальний момент; K_{II} – коефіцієнт режиму роботи, який враховує короточасні динамічні перевантаження і залежить від характеру навантаження і умов роботи: $K_{II} = 1,0 \dots 1,5$ – для машин з невеликими масами і незначним навантаженням (конвеєри, верстати); $K_{II} = 1,5 \dots 2,0$ – для машин з середніми масами і середнім навантаженням (компресори, помпи, деревообробні верстати); $K_{II} = 2,0 \dots 3,0$ – для машин з великими масами і значним навантаженням (молоти, дробарки, прокатні стани, крани).

У деяких випадках в разі потреби виконують перевірни розрахунки найнебезпечніших елементів стандартних муфт.

Існує дуже багато конструкцій муфт, ми розглянемо найбільш поширені.

3.4.2. Некеровані муфти (постійно діючі)

Ці муфти постійно діють під час роботи машини. Діляться на глухі і компенсуючі.

Глухі муфти

Найбільш поширеними конструкціями глухих муфт є втулкові і фланцеві муфти. Їх використовують у тих випадках, коли потрібно з'єднати співвісні вали і передати крутний і згинальний моменти та осьове навантаження.

Втулкові муфти. З'єднання втулки з валами може бути за допомогою штифтів, шпонок чи шліців (рис. 3.34). Матеріал втулок – сталь 40, 45, іноді чавун. Недоліком цих муфт є необхідність точного суміщення осей валів. Зазвичай, використовують для з'єднання валів діаметром до 70 мм.

Розрахунок втулки виконують за умовою міцності на кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = 16T / \left\{ \pi D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] \right\} \leq [\tau], \quad (3.43)$$

а шпонки чи штифти перевіряють на зріз (чи зминання)

$$\tau_{зр} = F_{зр} / A_{зр} \leq [\tau]_{зр}; \quad (3.44)$$

$$\sigma_{зм} = F_{зм} / A_{зм} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (3.45)$$

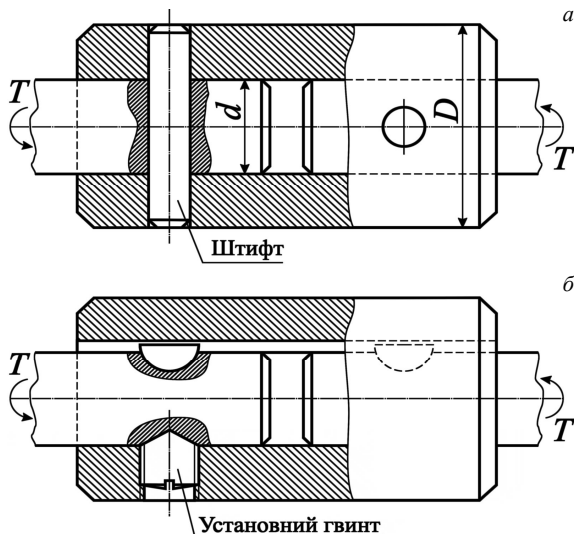


Рис. 3.34. Втудкова муфта:

a – із штифтами; *б* – із сегментними шпонками

Фланцеві муфти (рис. 3.35). Широко використовуються у загальному та сільськогосподарському машинобудуванні. Зручні для монтажу та демонтажу, допускають вібрацію та ударне навантаження, добре балансуються, забезпечують жорстке з'єднання валів діаметром 12...220 мм. Фланцеві муфти складаються з двох напівмуфт з фланцями, які стягуються спеціальними болтами із зазором (рис. 3.35) або без зазору (рис. 3.35ІІ).

Фланцеві муфти виконують, як правило, без захисного ободу). Муфти із захисним ободом використовуються як шківні або гальмівні барабани.

Стандартизовані для валів діаметром 12...220 мм.

Півмуфти виготовляють із сталі 35, 35Л або з чавунного литва.

Якщо болти поставлені із зазором (I), то маса муфти більша, але виготовлення муфти дешевше і простіше; болти зі сталі Ст.3.

Якщо болти поставлені без зазору (II), то необхідна підвищена точність виготовлення отворів і болтів, болти із сталей 40, 45.

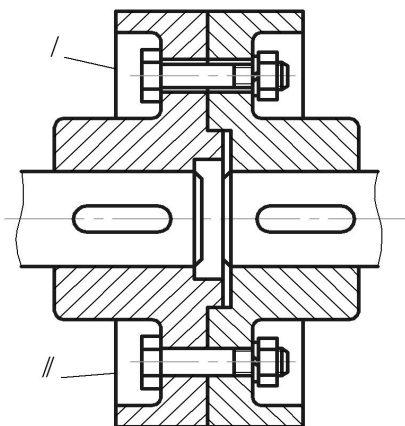


Рис. 3.35. Фланцева муфта

Міцність муфти визначають міцністю болтового з'єднання, яке у варіанті I перевіряється на розтяг стрижнів болтів, а у варіанті II – на зріз і зминання болтів.

Компенсуючі муфти

Внаслідок низької точності виготовлення валів, а також монтажно-демонтажних робіт, у машинах і механізмах завжди існують похибки взаємного розміщення валів, найбільш характерними типами яких є: поздовжнє зміщення Δa (рис. 3.36б), радіальне зміщення Δr (рис. 3.36в), кутове зміщення $\Delta \alpha$ (рис. 3.36г) і комбіноване зміщення (рис. 3.36д) (неспіввісність валів). Для зменшення шкідливих навантажень внаслідок таких неспіввісностей використовуються компенсуючі муфти

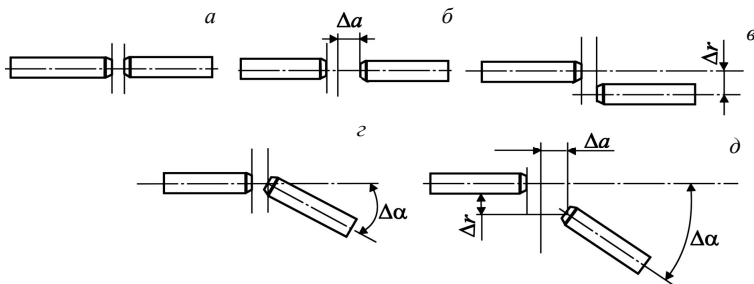


Рис. 3.36. Можливі похибки взаємного розміщення валів:

a – нормальне положення; *б* – поздовжнє зміщення; *в* – радіальне зміщення; *г* – кутове зміщення; *д* – комбіноване зміщення

Пружні муфти

Використовуються для зменшення динамічних навантажень і дещо для компенсації неспіввісності валів.

За матеріалом пружних елементів ці муфти поділяють на:

- муфти з неметалевими пружними елементами (гума);
- муфти з металевими пружними елементами у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, пакетів пластин тощо

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП). Муфта складається з двох напівмуфт, момент передається через пальці і насаджені на них пружні (гумові) втулки (рис. 3.37). Кількість пальців 4...10. Матеріал напівмуфт: чавун або сталь 30, 35Л; пальців – сталь 45; втулок – гума з тимчасовим опором при розтягу не менше 8 МПа.

Такі пружні муфти мають невеликі габарити, невелику вагу, прості в обслуговуванні, зменшують динамічні навантаження, допускають радіальне, поздовжнє і кутове зміщення валів. Їх широко застосовують в приводах з електродвигунами для валів діаметрами 9...160 мм.

Роботоздатність муфт визначають міцністю гумових втулок та пальців. Муфти розраховують за допустимим тиском між пальцями і пружними елементами, припускаючи, що крутний момент розподіляється між пальцями рівномірно:

$$p = 2 \cdot 10^3 \cdot T / zDdl \leq [p], \quad (3.46)$$

де $[p]$ – допустимий тиск, для гумових втулок $[p] = 3$ МПа; z – кількість пальців; d – діаметр пальців (під пружним елементом); D – діаметр кола, на якому розміщуються пальці; l – довжина пружного елемента.

Пальці муфти розраховують на згин:

$$\sigma_{32} = M/W_0 = 32 \cdot T \cdot 0,5l / Dz \pi d^3 \leq [\sigma]_{32} \quad (3.47)$$

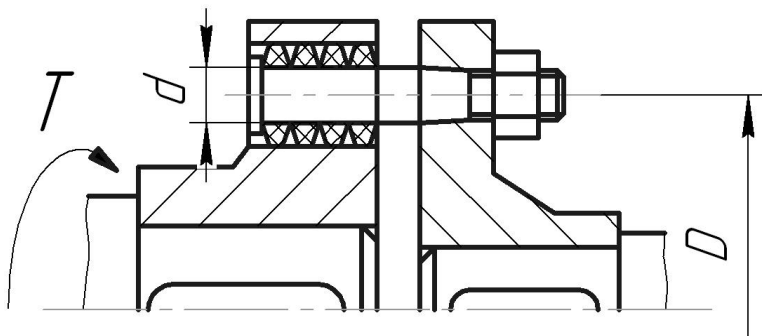


Рис. 3.37. Муфта пружна втулково-пальцева

Муфта з пружною тороподібною оболонкою (рис. 3.38) складається з двох напівмуфт 1 і 4, пружної (гумової або гумовокордної) тороподібною оболонкою 2, яка прикріплюється до напівмуфт гвинтами 5 і 6 і притискними кільцями 3. За незначних навантажень оболонку виконують із гуми; за значних – з гуми і спеціального корду, який розміщується прошарками. Муфта має високі демпфуючі властивості, може стійко працювати за динамічних та ударних навантажень, може компенсувати поздовжні зміщення (1...11 мм), радіальні (1...5 мм) і кутові (до 30°).

До *недоліків* муфт належать: великий діаметр тороподібною оболонки і наявність осевих сил, які наближають напівмуфти у процесі експлуатації.

Навантажувальна здатність обмежується втратою стійкості і втомним опором пружної оболонки, яка працює на кручення.

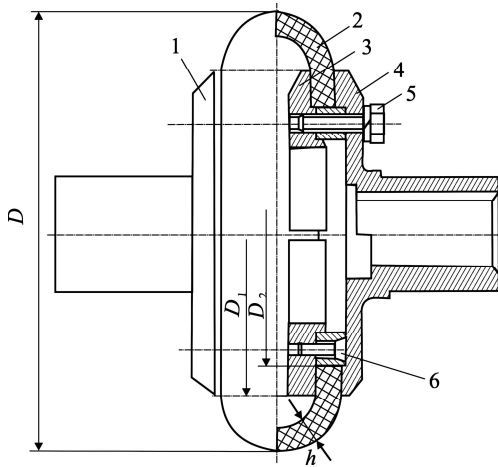


Рис. 3.38. Муфта з пружною гумовою тороподібною оболонкою

Муфта пружна з гумовою зірочкою. складається з двох напівмуфт 1 і 2 (рис. 3.39) і гумової зірочки 3. Напівмуфти мають торцеві кулачки (їх звичайно два або три), які входять у відповідні западини пружного елемента. Муфти із зірочкою мають малі габарити, зміщення осей валів радіальне в межах 0,1...0,4 мм, кутове – 1,5...1,0°.

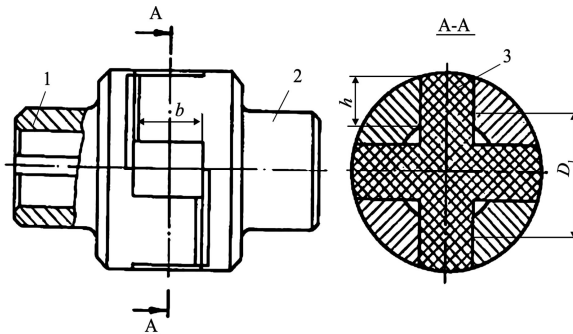


Рис. 3.39. Муфта пружна з гумовою зірочкою

Зубці зірочки працюють на стиск. Перевірний розрахунок муфт виконують за умовою обмеження напруження зминання на робочих поверхнях пружного елемента.

Жорсткі компенсуючі муфти

Використовуються для з'єднання валів із незначною неспіввісністю.

Муфта кулачково-дискова. Конструктивно така муфта (рис. 3.40а) складається з двох напівмуфт 1 і 2 і проміжного диска 3. На внутрішніх торцях напівмуфт розміщені спеціальні пази, а проміжний диск на обох торцях має взаємно перпендикулярні виступи. Під час роботи муфти спостерігається ковзання виступів у пазах, що призводить до їх спрацювання. Для зменшення спрацювання поверхонь тертя муфти періодично змащують через отвір 4 твердими мастилами на основі графіту або дисульфиду молібдену. Осьовий зазор δ між диском і напівмуфтами дозволяє компенсувати повздовжні зміщення валів. Конструкція муфти дозволяє також компенсувати радіальні і кутові неспіввісності. Напівмуфти виготовляють зі сталей марок 45, 45Л, 15Х, 20Х тощо.

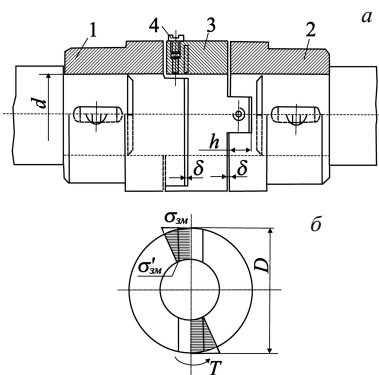


Рис. 3.40. Муфта кулачково-дискова:

a – конструкція муфти; *б* – розподіл напружень зминання на кулачках

Під час розрахунків кулачково-дискових муфт, зазвичай, приймають, що натяг і зазор посадки виступів у пази рівні нулю. У цьому разі розподіл напружень зминання на виступах проміжного диску буде таким, як показано на епюрі (рис. 3.40б). Слід зауважи-

ти, що на цій схемі епюри змінання умовно перенесені з бокових граней паза на діаметр.

Розрахунок муфти виконують за напруженнями змінання для забезпечення стійкості проти спрацювання кулачків..

Зубчаста муфта складається із двох півмуфт, що мають зубчасті вінці і роз'ємні обойми з двома внутрішніми зубчастими вінцями. (рис. 3.41); обойми з'єднуються гвинтами. Основним критерієм працездатності таких муфт є зношування, тому в обойму заливають рідке мастило. Профіль зубців, як правило, евольвентний. Муфта дозволяє компенсувати всі види неспіввісності валів. Для цього виконуються бокові і торцеві зазори в зубчатих парах, а зубчаті вінці заокруглюються.

Деталі зубчастої муфти виготовляють із вуглецевих сталей типів 45, 40Х, 45Л з термічною обробкою.

Висока надійність та несуча здатність за малих габаритів цих муфт зумовила їх широке використання у важкому машинобудуванні.

Основною причиною виходу із ладу зубчастої муфти є спрацювання зубців.

Стійкість проти спрацювання перевіряють за напруженнями змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{D_0 \cdot b \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{зм}] = (12...15) \text{ МПа}; \quad (3.48)$$

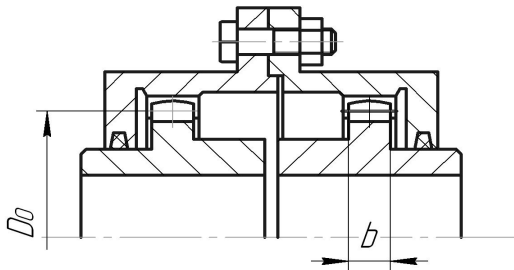


Рис. 3.41. Муфта зубчаста

Ланцюгова муфта (рис. 3.42) складається з двох півмуфт у формі зірочок, охоплених одно- або дворядним роликівим ланцюгом. Конструктивно вони прості, дозволяють компенсувати перекося валів та радіальні неспіввісності, мають невеликі габарити. Такі муфти не рекомендують застосовувати для реверсивних приводів за динамічних навантажень.

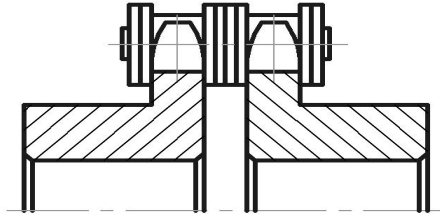


Рис. 3.42. Муфта ланцюгова

Шарнірні муфти застосовуються за значних зміщень з'єднаних валів. У конструкціях таких муфт використовують принцип шарніра Гука. Найбільш відома конструкція – карданний вал автомобіля. Шарнірні муфти застосовують у сільськогосподарських машинах: тракторах, зернозбиральних комбайнах, силосних комбайнах тощо. Вони служать для передачі моменту між валами із взаємним нахилом осей до 45° .

Шарнірні муфти застосовують для компенсації неточностей взаємного положення вузлів в транспортних машинах, передачі моменту вузлами, які мають складний рух під час роботи (фрезерні і свердлильні верстати тощо).

Одинарна шарнірна муфта (рис. 3.43а) складається із двох пі-муфт у вигляді вилок і хрестовини, шарнірно з'єднаної з вилками. Основний недолік такої муфти: за рівномірного обертання ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно.

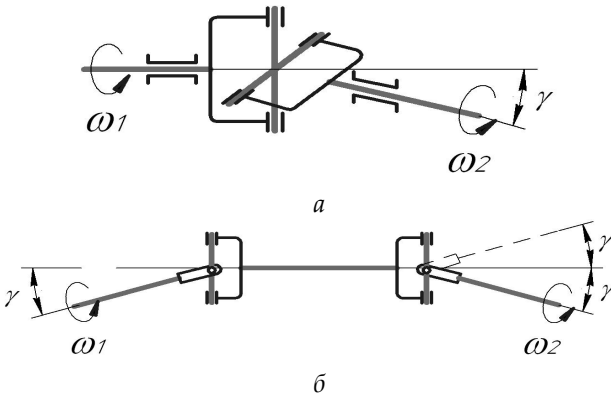


Рис. 3.43. Схеми шарнірних муфт:

а – одинарної; б – двоєної

Здвоєна шарнірна муфта (рис. 3.43б) забезпечує постійну кутову швидкість веденого вала, якщо $\gamma_1 = \gamma_2$, а вилки проміжного вала лежать в одній площині.

3.4.3. Керовані муфти

Кулачкова муфта (рис. 3.44а) з двох півмуфт 1 і 2, які на торцевих поверхнях мають кулачки. Для вмикання і вимикання муфти переміщення в осьовому напрямі однієї із півмуфт здійснюється за допомогою спеціального механізму керування. У робочому положенні кулачки однієї півмуфти входять у западини між кулачками іншої півмуфти (рис. 3.44б). При цьому вмикання, зазвичай, відбувається з ударним навантаженням, що може призвести до руйнування кулачків, тому кулачкові муфти рекомендуються вмикати на вільному ході.

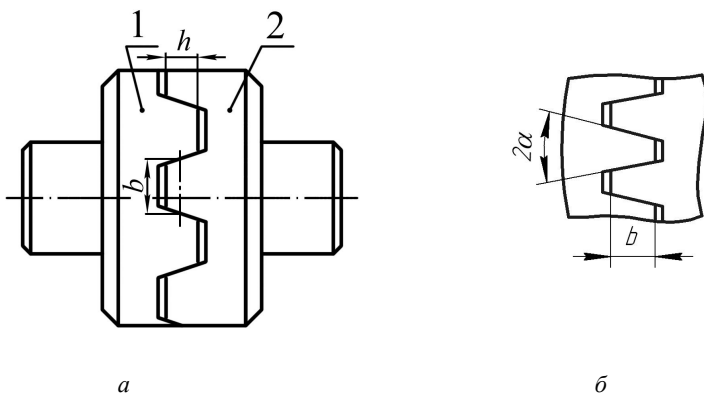


Рис. 3.44. Кулачкова муфта: а – конструкція;
б – схема зачеплення кулачків

Основні переваги кулачкових муфт: малі габарити, легкість вмикання, робота без проковзування, можливість передачі значних моментів.

Півмуфти виготовляються із сталей, що сприймають цементацію: 15, 20, 15Х, 20Х, $H \geq 50 \dots 55$ НРС.

Роботоздатність кулачкових муфт оцінюється стійкістю кулачків проти спрацювання, яка залежить від напружень зминання на робочих поверхнях:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{зм}}{A_{зм}} = \frac{2T}{D \cdot z \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{зм}] = 90 \dots 10 \text{ МПа.} \quad (3.49)$$

Фрикційна муфта (рис. 3.45) використовується для передачі моменту між півмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях. У процесі експлуатації фрикційні поверхні плавно стискаються між собою і пробуксовують одна відносно другої. Пробуксування муфти під час вмикання приводу забезпечує плавний розгін веденого вала.

Фрикційні муфти поділяють: залежно від умов експлуатації на *сухі* та *змащувані* (тобто працюють з мастилом); за формою робочих поверхонь на: *конусні* (робочі поверхні мають конічну форму); *дискові або багатодискові* (робочими поверхнями є плоскі поверхні дисків); *циліндричні колодкові і кільцеві* (робочі поверхні мають циліндричну форму); залежно від кінематики механізму керування муфти на *нормально розмікнені* (за неробочого механізму керування розчеплені) і *нормально замкнені* (за неробочого механізму керування зчеплені під дією пружин).

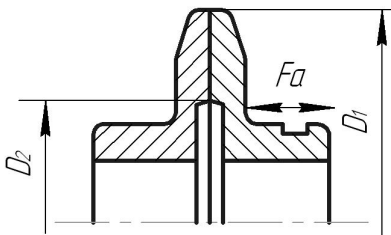


Рис. 3.45. Схема фрикційної дискової муфти

Дискові муфти можуть мати одну поверхню тертя і декілька (багатодискові).

Умова роботоздатності муфти:

$$T_p \leq T_f, \quad (3.50)$$

де T_p – розрахунковий обертаючий момент;
 $T_f = F_a \cdot f \cdot z \cdot (D_1 + D_2)/4$ – момент сил тертя на кільцевих поверхнях дисків; f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхні дисків; z – число пар поверхонь тертя.

Необхідна сила притискання дисків:

$$F_a = 4T_p / [f \cdot z(D_1 + D_2)]. \quad (3.51)$$

Матеріали фрикційних муфт – конструкційні сталі і чавун. Для сухих муфт тертьові пари виконуються із загартованої сталі і порошкового металокерамічного матеріалу або фрикційного матеріалу на азбестовій основі. Для муфт, які працюють у мастилі використовуються поєднання: сталь – металокераміка; сталь – сталь; бронза – сталь або чавун.

Фрикційна муфта має відповідати таким вимогам: стійкість проти спрацювання поверхонь тертя; теплостійкість поверхонь тертя; висока надійність зчеплення і здатність передавати потрібний момент; здатність витримувати підвищені температури без руйнування робочих поверхонь.

Основним критерієм працездатності муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя, яка зумовлюється обмеженням тиску на поверхню

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p], \quad (3.52)$$

де $[p]$ – допустимий тиск; для поєднання загартована сталь – загартована сталь (під час змащування): $f = 0,06$; $[p] = 0,6 \dots 0,8$ МПа; для поєднання феродо (пресований азбест) – сталь $f = 0,4$; $[p] = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

3.4.4. Самокеровані муфти

Такі муфти призначені для автоматичного з'єднання або роз'єднання валів у тому випадку, коли виникають особливі умови в роботі машини. Залежно від виконуваних функцій муфти поділяють на: запобіжні, обгінні, відцентрові, комбіновані.

Запобіжні муфти

У машинах з випадковими динамічними навантаженнями і особливостями робочих процесів (обмеженим змащуванням деталей, появою перевантаження тощо) запобіжні муфти розмикають кінематичний ланцюг і захищають важливі деталі (вали, зубчаті колеса) від руйнування.

Запобіжна муфта з елементом, що руйнується. У конструкціях цих муфт дві півмуфти з'єднується спеціальними штифтами, які під час передачі значних (критичних) моментів руйнуються. Муфти малогабаритні; недоліком є необхідність заміни зруйнованих штифтів. Півмуфти виготовляють із конструкційних сталей і чавуну; штифти – із сталі 45, втулки, в які вставляються штифти, – із сталі 40Х, 45Х.

Кулачкові запобіжні муфти (рис. 3.46) (їх називають ще пружинно-кулачковими) конструктивно подібні до кулачкових муфт зчеплення; в них відсутній механізм керування, а півмуфти замикаються пружиною, стисненням якої регулюють крутний момент. З'єднання півмуфт з валами здійснюється за допомогою шпонок або шліців.

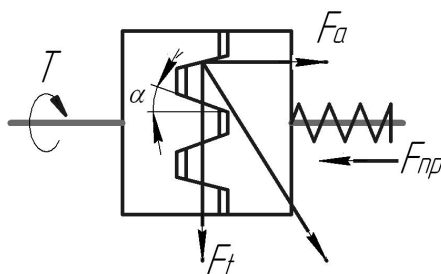


Рис. 3.46. Схема кулачкової запобіжної муфти

У разі перевантажень зачеплення кулачків порушується через осьові зміщення рухомої півмуфти.

Муфта спрацьовує тоді, коли:

$$F_a \geq F_{np} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2T}{d} \cdot \operatorname{tg} \alpha . \quad (3.53)$$

Кулькові муфти за принципом дії подібні до пружинно-кулачкових. У разі перевантажень під дією осьових сил кульки зміщуються в осьовому напрямі і розмикають муфту.

Фрикційні запобіжні муфти конструктивно аналогічні фрикційним муфтам зчеплення; в них відсутній механізм керування, а стиск фрикційних елементів здійснюється пружинами.

Муфта вільного ходу (обгінна муфта)

Призначена для передачі крутного моменту тільки в одному напрямі у випадку, коли кутові швидкості півмуфт однакові. Якщо кутова швидкість веденої півмуфти перевищує кутову швидкість ведучої, муфта автоматично роз'єднує вали. Муфта допускає вільне відносне обертання в протилежному напрямі.

За принципом дії обгінні муфти поділяються на фрикційні та храпові. Найпоширенішими є фрикційні муфти, в яких момент передається за рахунок заклинювання проміжних тіл між півмуфтами. На рис. 3.47 показано конструкцію роликової обгінної муфти, яка складається із зовнішнього кільця 1, зірочки 2, роликів 3 та притискових пристроїв з пружинами 6. Ролики утримуються кришками 4, а зовнішнє кільце від обертання утримує шпонка 5. На рисунку ведучою є зірочка, тобто $\omega_2 > \omega_1$; якщо зовнішнє кільце почне випереджувати зірочку, то $\omega_1 > \omega_2$.

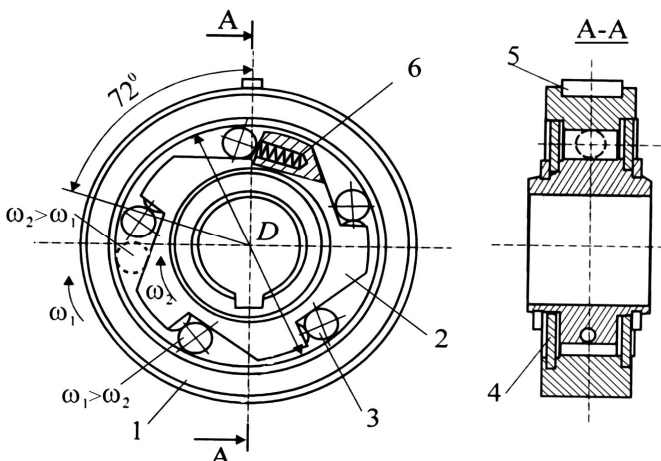


Рис. 3.47. Роликова обгінна муфта

Використовуються ролики із стандартних роликотідшипників, півмуфти виготовляються із сталей ШХ15, 20Х з твердістю $H \approx 60HRC$ після цементації та гартування робочих поверхонь.

Міцність ролика і робочих поверхонь зірочки і обоими розраховується за поверхневими контактними напруженнями.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть функції, які виконують муфти в машинах.
 2. Наведіть стислу класифікацію муфт.
 3. Основні параметри стандартних муфт, які вказують в каталогах.
 4. Як вибирають стандартну муфту?
 5. Покажіть конструкцію втулкової муфти. В чому її переваги і недоліки?
 6. В чому переваги і недоліки постановки болтів із зазором і без зазору у фланцевих муфтах?
 10. Назвіть можливі похибки взаємного розміщення валів.
 11. Які елементи втулково-пальцевої муфти перевіряють на міцність і як?
 12. Назвіть декілька типів пружних муфт і дайте стислий опис їх конструкції.
 13. Коли застосовують шарнірні муфти?
 14. Наведіть декілька прикладів керованих муфт.
 15. Сформулюйте принцип роботоздатності фрикційної муфти.
 16. За якими критеріями виконують розрахунок фрикційних муфт?
 17. Коли використовують запобіжні муфти?
 18. Як працює обгінна муфта?
-

3.5. Пружні елементи машин та корпусні деталі

3.5.1. Пружини. Основні поняття, призначення та класифікація

Пружні елементи машин – пружини та ресори – призначені для віддачі і поглинання механічної енергії. Їх застосовують у машинобудуванні: машинах, верстатах, приладах тощо.

Пружні елементи застосовують: для віброізоляції; прийняття енергії ударів (буферні пружини); створення заданих постійних сил в передачах тертям, гальмах, клапанах, фрикційних муфтах; силового замикання кінематичних пар,

здебільшого кулачкових, щоб запобігти впливу зазорів на точність переміщення; для виконання функцій двигуна (пружини годинників); вимірювання сил, температур, переміщень у вимірювальних приладах.

За видом навантаження розрізняють пружини розтягу, стиску, кручення та згину. За конструктивними формами їх поділяють на пружини гвинтові, тарілчасті, кільцеві, листові (ресори), торсійні (ваги), спіральні тощо (рис. 3.48).

Найбільш поширеними є виті циліндричні гвинтові пружини розтягу і стиску.

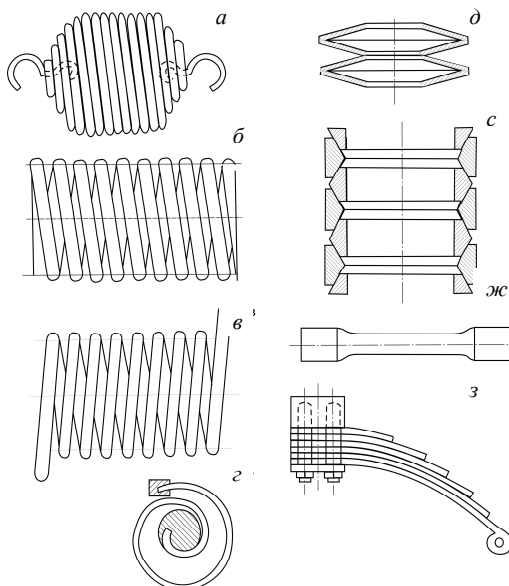


Рис. 3.48. Пружини:

a – розтягу; *б* – стиску; *в* – кручення;
г – спіральна; *д* – тарілчаста; *е* – кільцева;
ж – торсіон; *з* – ресора

3.5.2. Конструкції, параметри та матеріали пружин

Пружини *розтягу* (рис. 3.48а) виконуються, зазвичай, без провів між витками; кінцеві витки відігнуті у вигляді зачіпок для закріплення на деталях машин.

Пружини *стиску* (рис. 3.48б) виконуються без дотику між витками, а кінцеві витки зашліфовуються перпендикулярно осі.

Пружини *кручення* конструктивно аналогічні витим пружинам розтягу і стиску (рис. 3.48в); кінцеві витки їх мають особливі причепа для передачі крутильного моменту.

Пружини *згину*, відомі як листові ресори, (рис. 3.48з) широко застосовуються в автомобілях та інших транспортних засобах.

Тарілчасті пружини (рис. 3.48д) застосовуються в тих випадках, коли за малих переміщень потрібно витримувати великі навантаження.

Кільцеві пружини (рис. 3.48е) призначені для розсіювання великої кількості енергії; у разі навантаження зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні – стискаються.

Торсійні вали (рис. 3.48ж) застосовують за великих закручувальних моментів і малих переміщень.

Спиральні пружини (рис. 3.48г) використовують в годинниках, приладах (барометри, манометри); вони передають, зазвичай, незначні закручувальні моменти.

Найпоширенішими в машинобудуванні є пружини, виготовлені з дроту круглого перерізу; пружини з витками квадратного перерізу використовують рідко і зазвичай за великих навантажень.

3.5.3. Основні параметри пружин

На рис. 3.49 показано основні параметри пружини:

- діаметр дроту d ;
- середній діаметр пружини D_0 ;
- зовнішній діаметр пружини $D = D_0 + d$;
- внутрішній діаметр пружини $D_0 - d$;
- довжина пружини без навантаження H_0 ;
- крок витків пружини h ;
- кут підйому витків α , $\operatorname{tg} \alpha = h/\pi D_0$;
- індекс пружини $C = D_0/d$.

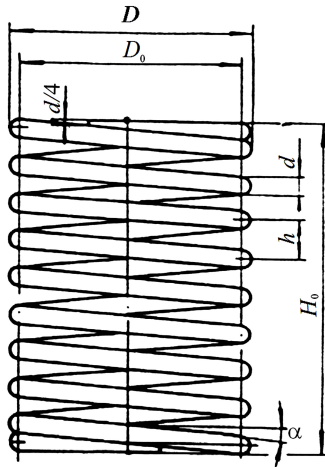


Рис. 3.49. Основні параметри пружин

Всі геометричні параметри мають зв'язок між собою. Чим більша податливість пружини, тим більший її індекс і кількість витків. Зазвичай, найпоширенішими є пружини з індексом $C = 4 \dots 12$.

Збільшуючи індекс пружини, можна зменшити її габарити за довжиною за рахунок збільшення діаметра. У практиці індекс пружини вибирають залежно від діаметра дроту

Матеріали для виготовлення пружин повинні мати високі і стабільні у часі пружні властивості, високу корозійну стійкість, стійкість проти втомного руйнування, достатню міцність, термостійкість тощо.

Основними матеріалами для пружин є:

- високовуглецеві (інструментально-пружинні) сталі У8А, У9А, У10А, У11А, У12А;
- високовуглецеві та марганцеві сталі 65, 70, 75, 65Г, 55ГС;
- ресорно-пружинні кремнієві сталі 55С2, 60С2, 70С3, 70С3А;
- сталі: хромомарганцеві 50ХГ, хромованадієві 50ХФА, хромовольфрамкові 50ХВА, кремнієвольфрамкові 65С2ВА, кремнієхромові 60С2ХА, кремнієнікелеві 60С2Н2А;
- бронзи: берилієві БрБ-2, кремніємарганцеві БрКМ3Ц-1.

Заготовками для пружин служать: дріт, пруток, стрічка та штаба. Найчастіше застосовується дріт діаметром до 8мм, який випускають трьох основних класів: нормальної міцності ІІ, підвищеної міцності ІІІ та високої міцності І.

Пружини із дроту діаметром 8...10мм виготовляються холодною навивкою і піддаються відпусканню; пружини більших перерізів навиваються у гарячому стані, а потім загартовуються. Пружини статичної дії потрібно попередньо пружно-пластично деформувати – заневолювати.

3.5.4. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску

Схему навантаження витків пружини показано на рис. 3.50. Під час навантаження пружини у поперечному перерізі витка виникає сила F і момент $T = FD_0/2$. Момент T розкладається на момент кручення і момент згину:

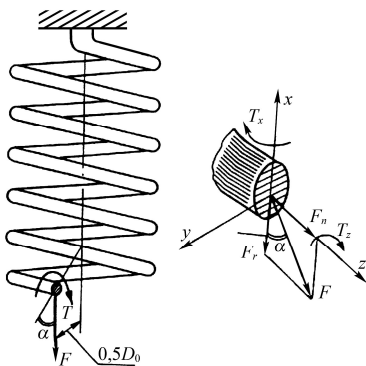


Рис. 3.50. Схema навантаження витків пружин

$$T_z = (FD_0/2)\cos\alpha; T_x = (FD_0/2)\sin\alpha. \quad (3.54)$$

Для більшості пружин кут $\alpha < 12^\circ$, тому їх розрахунок можна вести тільки на кручення.

Максимальне напруження на внутрішніх волокнах витків:

$$\tau_{\kappa \max} \approx KTW_p \approx 8KFD_0 / \pi d^3 \leq [\tau]_{\kappa}, \quad (3.55)$$

де $W_p = \pi d^3/16$ – полярний момент опору круглого перерізу кручення; K – коефіцієнт урахування кривини витків, який залежить від індексу пружини таким чином:

C	4	5	6	8	10	12
K	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

$[\tau]_{\kappa}$ – допустиме напруження кручення для пружин за статичного навантаження (табл. 3.5).

Якщо $D_0 = Cd$ одержуємо формулу для визначення діаметра дроту:

$$d = \sqrt{KCF_{\max} / [\tau]_{\kappa}}, \quad (3.56)$$

де F_{\max} – максимальне навантаження пружини.

Таблиця 3.5

Допустимі напруження для витих циліндричних пружин розтягу і стиску

Марка матеріалу	Діаметр дроту, мм	Твердість після термообробки, HRC _e	[τ] _{κ} , МПа, для класу пружин		
			I	II	III
60C2A, 65C2BA, 70C3A, 50XФА,	3 ... 12	46...52	560	960	1350
60C2BA, 65	14 ... 50	–	480	800	1050
Дріт класу I	0,2... 5	–	0,3 σ_s	0,5 σ_s	0,6 σ_s
Дріт класів II, Па, III					–
БрО4ЦЗ	0,3 ... 10	–	0,2 σ_s	0,5 σ_s	0,6 σ_s
БрКЗМцІ			0,3 σ_s		

Осьова податливість одного витка (осідання у мм у разі дії сили $F = 1$ Н):

$$\Delta = 8C^3 / Gd, \quad (3.57)$$

де G – модуль зсуву.

Потрібне число робочих витків пружини:

$$i = \frac{\lambda}{\Delta(F_{\max} - F_{\min})} = \frac{G \cdot d \cdot \lambda_{\max}}{8C^3 F_{\max}}, \quad (3.58)$$

де λ – задане пружне переміщення (деформація) пружини, $\lambda = (F_{\max} - F_{\min})\lambda_{\max}/F_{\max}$; λ_{\max} – максимальна деформація пружини; F_{\min} – початкове навантаження пружини, вибирається у відсотках від F_{\max} або визначається режимом роботи.

Кількість робочих витків округляють до цілого числа.

Довжина пружини розтягу за відсутності навантаження:

$$H_0 = id + 2h_{np}, \quad (3.59)$$

де $h_{np} = (0,5 \dots 1,0)d$ – висота останнього витка пружини.

Максимальна довжина пружини за дії навантаження розтягу:

$$H_{\max} = H_0 + (1,1 \dots 1,2)\lambda_{\max}. \quad (3.60)$$

Для пружин стиску повна висота пружини за відсутності навантаження:

$$H_0 = H_{cm} + i(h - d), \quad (3.61)$$

де $H_{cm} = (i_1 - 0,5)d$ – довжина пружини, стиснутої до дотикання сусідніх витків; h – крок витків пружини, $h = d + 1,2\lambda_{\max}/i$; i_1 – повне число витків, $i_1 = i + 1,5 \dots 2,0$; λ_{\max} – максимальна деформація пружини.

Додаткові 1,5...2,0 витки потрібні для створення опорних поверхонь у пружині. Потрібно також враховувати, що 0,5 витка з кожного кінця пружини зашліфовується для утворення плоского опорного торця.

Довжина дроту для навивання пружини:

Щоб запобігти випинанню пружини від втрати стійкості, за умови $H_0/D_0 \geq 3$, її розміщують у спеціальних оправках.

3.5.5. Загальні відомості про гуму та її фізико-механічні властивості

Гума як конструкційний матеріал широко поширена в загальному машинобудуванні завдяки наявності цілої низки властивостей, що вигідно відрізняють її від традиційних конструкційних матеріалів, таких як метали й тверді пластики. Це, у першу чергу, спроможність до великих зворотних деформацій і високі дисипативні властивості. До позитивних якостей гуми варто віднести: велику енергоємність, зворотні деформації, до 1000% і більше; гарну перероблювальність і легкість виготовлення деталей особливо за серійного методу; надзвичайну гнучкість – зміна структури гуми може змінити її властивості від рідкого стану до ебонітоподібного; високу надійність – гумові деталі не мають раптової відмови; високу довговічність – за цими властивостями гума практично не має конкурентоспроможних матеріалів; задовільну хімічну стійкість до впливу агресивного середовища.

До негативних якостей гуми як конструкційного матеріалу варто віднести: високу повзучість і релаксацію; залежність механічних властивостей від режиму навантаження – частоти, амплітуди, величини статичної деформації; зміна механічних властивостей у часі експлуатації (старіння) і від дії агресивного середовища (масил, кислот, сонячної радіації, випромінювань високих енергій, озону тощо); порівняно вузький температурний діапазон експлуатації для елементів пружної підвіски машин.

Комплекс перелічених фізико-механічних і технологічних властивостей дозволив гумі зайняти особливе місце серед сучасних конструкційних матеріалів. Вібропоглинальні пристрої й демпфери, пружні елементи і захисні футерівки, гумовані поверхні й ущільнювальна арматура – це виробы, у яких гума не має на сьогоднішній день конкурентів і не може бути замінена жодним з існуючих матеріалів.

3.5.6. Складальні одиниці з гумовими елементами

На рис. 3.51 показано основні типи гумових елементів, що використовуються у загальному машинобудуванні. Елементи розбиті на групи залежно від виду навантажень. Така розбивка досить умовна, оскільки елемент може одночасно зазнавати різних видів напруженого стану й працювати на стиск, зсув, зсув зі стиском тощо.

Види навантажень	Типи гумових елементів				
Стиск					
Ударні навантаження					
Скручування					
Зсув					
Складний напружений стан					
Зсув зі стиском					
Розтяг					
Ударні навантаження із зносом					

Рис. 3.51. Конструкції найпоширеніших гумових деталей

3.5.7. Основи розрахунку гумових деталей у разі статичного навантаження

Екстремальні умови навантаження та особливості технології виготовлення силових гумотехнічних виробів зумовлюють простоту їхніх форм. Вони являють собою здебільшого різні конструктивні варіанти призматичних і циліндричних елементів (рис. 3.52).

Гумометалеві блоки (БГМ) та їх різновид – гумові блоки (БГ) призначені для застосування як пружні елементи у вібраційних машинах, конвеєрах, живильниках, технологічних апаратах, там, де необхідне використання елементів, що працюють в умовах знакозмінних навантажень.

Конструктивно гумометалевий блок являє собою (рис. 3.52в) гумовий паралелепіпед ($a \times b \times h$) із привулканізованими до нього двома металевими пластинами, що мають отвори для кріплення до різних частин машини.

Гумовий блок БГ являє собою гумовий паралелепіпед, що кріпиться до коливних частин вібр машин винятково внаслідок сил тертя. Він є різновидом гумометалевого блоку і відрізняється від нього відсутністю металевих пластин.

Блоки гумові та гумометалеві залежно від компонування їх у вузлах вібр машин можуть зазнавати деформацій зсуву, стиску або зсуву зі стиском. Відповідно до цих видів навантаження проводиться їх силовий розрахунок.

Розрахунок деталей за статичного навантаження зазвичай зводиться до визначення параметрів жорсткості за заданих геометричних розмірів гумового елемента та відомої величини умовно-рівноважного модуля зсуву. Для цього використовують аналітичні залежності, що характеризують зв'язок між силою і переміщеннями та враховують здебільшого в'язкопружні властивості матеріалу за допомогою введення модуля зсуву, величина якого визначається експериментально.

Розрахунок жорсткостей гумометалевих пружних елементів залежить, у першу чергу, від виду деформації.

Стиск. У випадку малих деформацій ($\varepsilon \leq 20\%$) жорсткість за стиску суцільного циліндра радіусом R і висотою h з закріпленими торцями визначиться таким чином:

$$C_n = \beta_n \frac{\pi R^2 E}{h}. \quad (3.63)$$

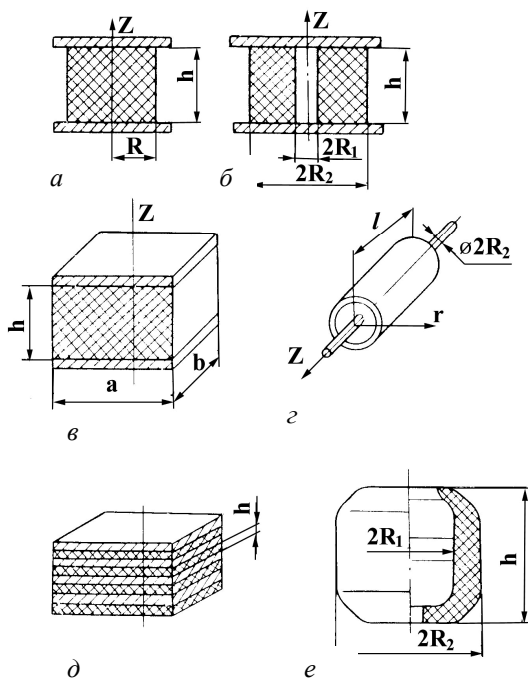


Рис. 3.52. Схеми силових гумових деталей:

a – суцільний гумометалевий циліндр; *б* – порожнистий гумометалевий циліндр; *в* – призматичний гумометалевий елемент; *г* – гумометалевий шарнір; *д* – шаруватий елемент; *е* – елемент зі складною формою вільної поверхні

Значення коефіцієнтів жорсткості β_n , наведено в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Коефіцієнти жорсткості призматичних гумових елементів (плоска задача)

Коефіцієнт жорсткості	Співвідношення розмірів h/a										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	5,0
β_n	33,8	9,37	4,91	3,37	2,67	2,29	2,07	1,92	1,82	1,75	1,40
β_τ	0,98	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84	0,81	0,79	0,76	–

Ці дані можуть бути використані як безпосередньо в інженерній практиці, так і для оцінювання якості наближених методів розрахунку елементів такого типу.

Зсув. Якщо елемент працює на зсув зі стиском, а стискаюча сила P спрямована під кутом α , то переміщення Δ та жорсткість C можуть бути визначені за формулами:

$$\Delta = \frac{Ph}{2F(E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}; \quad (3.64)$$

$$C = \frac{2F}{h} (E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha) \quad (3.65)$$

де $F = ab$ – площа поперечного перерізу БГМ у площині зсуву.

Теплотворення в призматичних гумометалевих елементах типу БГМ, що зазнають деформацій зсуву та стиску, вивчені досить добре. Як правило, визначення повних полів температури для таких елементів зводиться до розв'язання рівняння теплопровідності з відповідними граничними умовами.

В інженерній практиці для оцінювання працездатності гумових елементів у більшості випадків можна обмежитися максимальною температурою нагріву.

Наближена оцінка максимального значення температури в центрі пружного елемента, отримана у припущенні, що тепловідведення через вільні поверхні незначне порівняно з тепловідведенням через поверхню гума-метал, має вигляд:

$$T_{\max} = \frac{Wh^2}{\lambda_2} \left(0,5 + \frac{1}{hH_2} \right) \quad (3.66)$$

де W – усереднена за всім об'ємом пружного елемента функція розсіювання енергії в одиниці об'єму за одиницю часу, що незворотно переходить в тепло; H_2 – коефіцієнт теплообміну гума - метал, у практичних розрахунках для гум можна прийняти $H_2 = 5240 \text{ м}^{-1}$; λ_2 – коефіцієнт теплопровідності гуми.

Довговічність. Для визначення довговічності ГТВ вирішуються критеріальні рівняння руйнування. Нині стосовно ГТВ в екстремальних умовах напрацьовані два критерії:

- критерій за допустимою пошкодженістю, що розвивається в процесі циклічного навантаження гуми;
- енергетичний критерій дисипативного типу.

Для орієнтовного оцінювання довговічності ГТВ на практиці широко використовують однобічні оцінювання за кількома параметрами, що найбільш повно характеризують роботу гумових елементів: допустимі значення температур, напружень і деформацій.

Циліндричні гумові елементи. Найпоширенішим типом гумових пружних елементів, що працюють у разі деформацій стиску або комбінованих деформацій стиску зі зсувом, є елементи з осью симетрією циліндричної форми. Конструктивно такі елементи являють собою суцільні або порожнисті циліндри із привулканізованою металевою арматурою або без неї.

Наявність центрального отвору знижує жорсткість елемента, сприяє його рівномірному навантаженню, значно поліпшує тепловий режим. Збільшуючи діаметр внутрішнього отвору і зовнішній діаметр, можна підвищити його поздовжню стійкість, зберігаючи постійною поздовжню жорсткість. Підвищену стійкість має складений елемент (шаруватий), що складається з циліндричних дисків з металевими, що служать для їх з'єднання. Це дозволяє конструювати елементи, пружна характеристика яких може легко змінюватися шляхом приєднання нових елементів.

3.5.8. Корпусні деталі



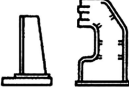
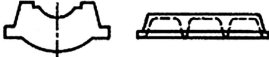
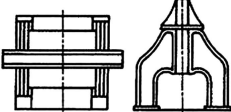

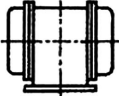

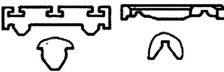
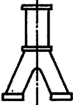



Загальні відомості

До корпусних деталей належать станини, плити, корпуси та інше. Вони становлять 70...90% від всієї маси машини, тому вага машини значно залежить від конструювання корпусних деталей

Корпусні деталі умовно можна розділити на декілька груп (табл. 3.7).

За способом виготовлення корпусні деталі бувають: литі; зварні; комбіновані.

Корпусні деталі

Станини горизонтальних машин		Ферми кранів	
Станини вертикальних машин		Основи, фундаментні плити	
Портальні станини		Коробки, корпуси	
Кільцеві станини, корпуси		Сійки, кронштейни	
		Столи, санки, супорти	
Станини поршневих машин		Поперечини, повзуни	
Рами транспортних машин		Кришки, кожухи	

Корпусні деталі працюють в умовах складного напруженого стану, при цьому вони зазнають одночасно деформацій згину, кручення та розтягу. Враховуючи ці умови та вимоги, пов'язані з жорсткістю конструкції, для корпусних деталей призначають матеріали, які мають високий модуль пружності. До таких матеріалів належать чавуни та сталі без термообробки.


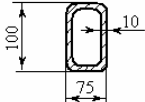

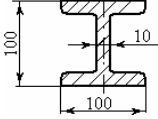
Вибір оптимальних форм та визначення параметрів

Вигідним є поперечний переріз з формою пустотілого прямокутника (табл. 3.8). За міцністю на згин він не набагато поступає

ється двотавровому профілю, а під час кручення – кільцевому, але поверхні цієї деталі добре спрягаються з поверхнями інших деталей цього профілю.

Таблиця 3.8

**Найбільші згинаючі та крутні моменти
для поперечних перерізів різних форм**

Поперечний переріз		Потонна вага, кг/м	Допустимий згинаючий момент			Допустимий крутний момент,	
Форма перерізу	Площа, м ²		за напруженням		з прогину, відносне значення	за напруженням	
			Н·м	відносне значення		Н·м	відносне значення
	29,0·10 ⁻⁴	22	4,83[σ] _з	1,0	1,0	0,27[τ] _к	1,0
	29,5·10 ⁻⁴	22	6,63[σ] _з	1,4	1,6	10,4[τ] _к	38,5
	28,3·10 ⁻⁴	22	5,82[σ] _з	1,2	1,15	11,6[τ] _к	43
	29,5·10 ⁻⁴	22	9,0[σ] _з	1,8	1,8	1,2[τ] _к	4,5

Міцність і особливо жорсткість пустотілих корпусних деталей збільшується за допомогою ребер або перегородок. Тому ці деталі доцільно виконувати з мінімальною товщиною стінок, визначеною технологічними умовами виготовлення.

Оптимальна товщина ребер та внутрішніх стінок становить 60...80% від товщини зовнішньої стінки.

Наведена товщина стінок (відношення площі поперечного перерізу до його периметру) має бути по можливості однаковою у всіх частинах деталі. Це відношення не має перевищувати 2...2,5. За цих вимог та вимог, які визначені ливарним виробництвом, розро-

блені рекомендації вибору товщин δ стінок деталей з чавуну залежно від габаритного розміру N :

$N, \text{ м}$	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2	3
$\delta, \text{ мм}$	4	5	6	8	10	12	15	20

Наведений габаритний розмір деталей N визначають за формулою:

$$N = (2L + B + H) / 3 \quad (3.67)$$

де L, B, H – габаритні розміри деталі.

Конструювання і розрахунок корпусних деталей

Корпуси редукторів. В корпусі редуктора розташовуються деталі зубчастих та черв'ячних передач. Корпус звичайно виконується роз'ємним. Площина рознімання проходить через осі валів. Матеріал корпусу – чавун СЧ 10 або СЧ 15. Орієнтовні розміри елементів ливарних корпусів (рис. 21.6) наведено в табл. 3.9. Під час конструювання необхідно виконувати вимоги ливарного виробництва.

Таблиця 3.9

Основні елементи ливарного корпусу редуктора

Параметри	Орієнтовні відношення (розміри, мм)
Товщина стінки корпусу та кришки редуктора:	У всіх випадках $\delta \geq 8$ мм та $\delta_i \geq 8$ мм
	$\delta = 0,025a + 1; \delta_i = 0,02a + 1$
	$\delta = 0,05R_c + 1; \delta_i = 0,04R_c + 1$
	$\delta = 0,04a + 2; \delta_i = 0,032a + 2$
	$\delta = 0,025a_m + 3; \delta_i = 0,02a_m + 3$
Товщина верхнього пояса корпусу	$b = 1,5\delta$
Товщина нижнього пояса корпусу	$b_1 = 1,5\delta_i$
Товщина ребер корпусу та кришки	$m = (0,85 \dots 1)\delta; m_1 = (0,85 \dots 1)\delta_i$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_w + 12; d_1 = 0,072R_c + 12;$
Діаметр болтів:	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1;$ $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Висота бобишки h_b під болт d_2	h_b вибирають конструктивно так, щоб утворювалась опорна поверхня під болт та гайку

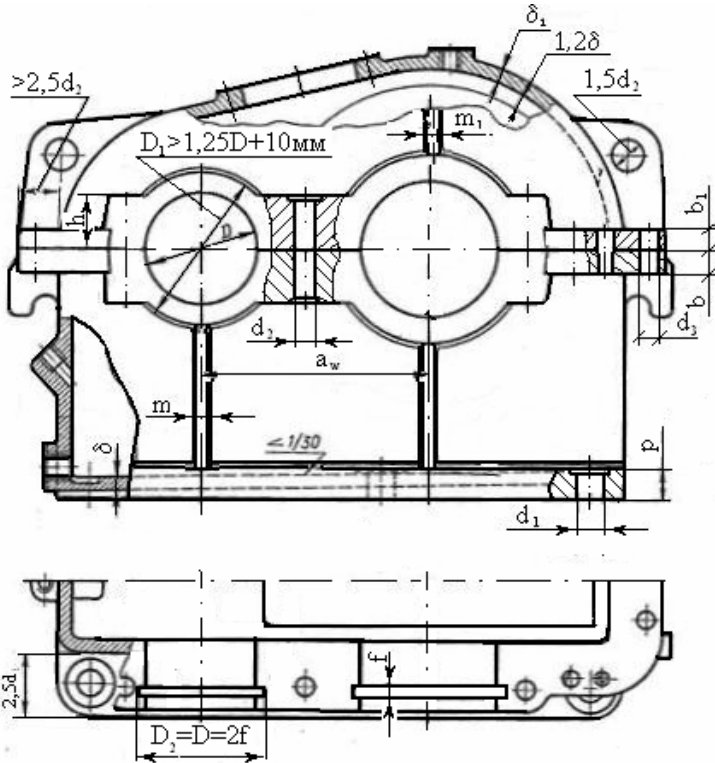


Рис. 3.53. Корпус редуктора

Плити і рами. Контур плити визначається призначенням, формою і габаритними розмірами вузлів машини, що установлюються на ній. Найчастіше плити бувають прямокутними зі скругленими кутами. Для забезпечення жорсткості з нижнього боку плити передбачаються ребра. Для полегшення обробки місця для кріплення елементів машини виконують виступаючими над рештою поверхні. Плити виготовляють із чавуну марки СЧ 15.

Рами виконують литими, зварними, клепааними або зібраними на болтах із профільного матеріалу: швелерів, двотаврів, кутиків, листів. Розмір профільного матеріалу попередньо вибирається за розмірами різбових деталей, що використовуються для з'єднання елементів машини з рамою.

Розрахунки корпусних деталей. Залежно від призначення корпусної деталі під час її розрахунку визначають розміри, що забезпечують міцність конструкції і точне взаємне розміщення площадок для кріплення елементів машини.

Розрахунок жорсткості корпусної деталі здебільшого є основним. Розрахунок на міцність виконують тоді, коли на неї діють значні навантаження, особливо ударні.

Розрахунки виконують за методами опору матеріалів і теорії пружності. Наприклад, рами транспортних машин, плугів й інших сільськогосподарських машин – як рами, плити – як пластини, корпуси редукторів – як коробки.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Коли застосовують пружини?
 2. Наведіть класифікацію пружин за видом навантаження; за конструктивними формами.
 3. Які матеріали використовують для виготовлення пружин?
 4. Як розраховують виті циліндричні пружини розтягу і стиску?
 5. Як визначають допустимі напруження під час розрахунку пружин?
 6. Назвіть фізико-механічні характеристики гуми.
 7. Назвіть декілька конструкцій гумових деталей.
 8. Як розраховують гумові деталі під час стиску, зсуву?
 9. Як визначають довговічність гумової деталі?
 10. В чому особливість розрахунків гумометалевих деталей?
 11. Як вибирають оптимальну форму та розміри корпусних деталей?
 12. Які розрахунки виконують для корпусних деталей?
-

РОЗДІЛ IV

З'ЄДНАННЯ

4.1. Різьбові з'єднання

4.1.1. Загальні відомості

Кожна деталь машини зв'язана з іншими деталями; цей зв'язок може бути *рухомим* чи *нерухомим*: необхідність рухомих зв'язків обумовлюється кінематичною схемою машини, нерухомі зв'язки в техніці прийнято називати *з'єднаннями*. Використання з'єднань викликане необхідністю розчленування машини на складальні одиниці (вузли) і деталі для зручності обробки, складання, ремонту і транспортування.

З'єднання можуть бути рознімними і нерознімними.

Рознімні з'єднання дозволяють розбирати і складати деталі без їх пошкодження (різьбові, профільні, клинові, клемові, шпонкові, шліцьові (зубчасті) та ін.). *Нерознімні* з'єднання неможливо розібрати без руйнування чи пошкодження деталей (зварні, паяні, клеяні, заклепкові тощо).

Проміжне положення між рознімними і нерознімними займають з'єднання з *гарантованим натягом (пресові)*. Їх проєктують як нерознімні, оскільки розбирання їх може спричинити значні пошкодження деталей, але за малих натягів (наприклад, посадки кілець підшипників) дозволяють багатократне розбирання і складання.

Деталі з'єднань є найбільш поширеною групою деталей машин і їх роботоздатність часто визначає надійність роботи машини. Основним критерієм роботоздатності з'єднань деталей є *міцність*: статична і циклічна.

Для деяких з'єднань важливим критерієм є *герметичність*, яка забезпечується достатнім тиском між поверхнями контакту деталей з'єднання. У тих випадках, коли необхідно зберегти точність під навантаженням, з'єднання мають задовольняти умову *жорсткості*.

Різьбовими називають з'єднання, виконані за допомогою крипильних деталей з різьбою: болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні *переваги* різьбових з'єднань: висока навантажувальна здатність і надійність; можливість створення значних осьових сил в

з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль; зручність з'єднання і роз'єднання деталей; низька вартість, яка обумовлена стандартизацією і високотехнологічними процесами масового виробництва.

Основний *недолік* – порівняно низька витривалість різьбових деталей за змінних навантажень.

4.1.2. Різьби: класифікація і основні параметри

Різьба – поверхня, яка утворюється під час гвинтового руху плоского контуру (профілю) циліндричною або конічною поверхнею.

Методи виготовлення різьби:

- нарізанням мітчиками або плашками (індивідуальне виробництво і ремонтні роботи);
- нарізанням на токарно-гвинторізних та спеціальних верстатах;
- фрезеруванням на різьбофрезерних верстатах (гвинти великих діаметрів з підвищеними вимогами до точності різьби – ходові і вантажні гвинти, різьби на валах тощо);
- накатуванням на верстатах-автоматах (більшість різьб стандартних кріпильних деталей);
- литтям на деталях із скла, пластмаси, кераміки, деяких сплавів тощо;
- видавлюванням на тонкостінних і штампованих виробках.

Під час нарізання (звідки і походження терміна “різьба”) і фрезеруванні на деталях виникає значна кількість концентраторів напружень, що негативно впливають на їх втомну міцність у разі дії змінних навантажень. Інші методи виготовлення позбавлені цього недоліку, а накатування ще й зміцнює різьбові деталі.

Класифікація. За *призначенням* розрізняють кріпильні і ходові різьби. Згідно з назвою кріпильні різьби призначені для різьбових з'єднань, а ходові – для гвинтових механізмів. Така класифікація є дещо умовною, оскільки, наприклад, найпоширеніша серед кріпильних різьб – метрична може використовуватися в гвинтових механізмах вимірювальних приладів.

За *формою поверхні*, на якій виконується різьба, розрізняють циліндричні і конічні різьби. Більш поширена циліндрична різьба, конічну використовують для щільних з'єднань, наприклад, труб.

За профілем (контуром) розрізняють трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі та інші різьби.

За напрямом гвинтової лінії різьба може бути правою або лівою. У правій різьби гвинтова лінія йде зліва направо і догори, у лівій – справа наліво і догори. Більш поширена права різьба, ліву використовують тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі збігається з напрямом відгвинчування.

Залежно від числа заходів різьби діляться на однозахідні і багатовзахідні (практично не більше трьох). У багатовзахідних різьб гвинтовими лініями переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, зазвичай, однозахідні. Багатовзахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

Різьба, утворена на зовнішній циліндричній або конічній поверхні, називається зовнішньою різьбою (болт, гвинт тощо). Різьба, утворена на внутрішній циліндричній або конічній поверхні, називається внутрішньою різьбою (гайка, різьбове гніздо тощо).

Всі різьби (крім прямокутної) стандартизовані (терміни, основні параметри, позначення, розміри, допуски і посадки).

Основні геометричні параметри (рис. 4.1):

Зовнішній діаметр різьби d – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

Внутрішній діаметр різьби d_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої.

Середній діаметр різьби d_2 – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірна якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

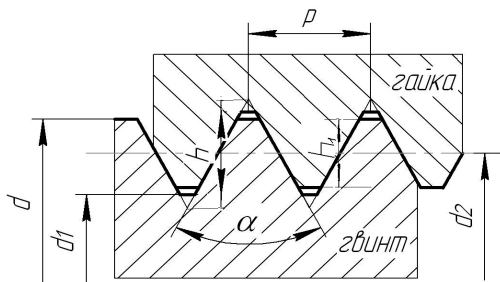


Рис. 4.1. Основні геометричні параметри різьби

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перерізі, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Робоча висота профілю h_1 – висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямку, перпендикулярному до осі різьби. Вона дещо менша від теоретичної висоти профілю h за рахунок зрізів і закруглень.

Крок різьби p – відстань між сусідніми однойменними боковими сторонами профілю в напрямку, паралельному осі різьби.

Хід різьби p_z – величина відносного переміщення гвинта (гайки) за один оберт. Для однозахідної різьби $p = p_z$, для багатозахідної $p_z = z p$, де z – кількість заходів.

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

Кут підйому різьби γ – кут утворений дотичною до гвинтової лінії в точці, яка лежить на середньому діаметрі різьби, і площиною, перпендикулярною до осі різьби. Він визначається із такої залежності:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_2} = \frac{z \cdot P}{\pi d_2}. \quad (4.1)$$

4.1.3. Основні типи кріпильних різьб

Метрична різьба (рис. 4.2а) є найбільш поширеною трикутною кріпильною різьбою. Свою назву отримала від того, що всі її розміри вимірюються одиницями метричної системи (міліметрами). Має профіль у вигляді рівнобічного трикутника, тобто кут профілю $\alpha = 60^\circ$. Для зменшення концентрації напружень, запобігання пошкодженням під час експлуатації і поліпшення процесу нарізання вершини витків і впадин притупляються за прямою або за дугою кола. З іншого боку це призводить до появи радіальних зазорів, що робить метричну різьбу негерметичною.

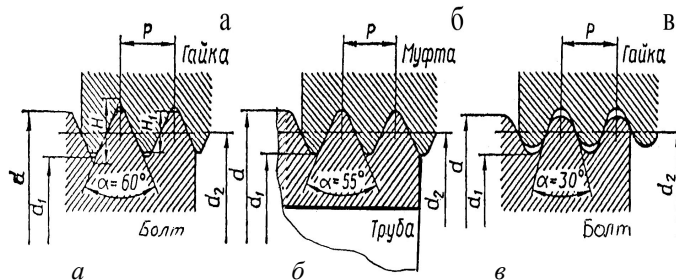


Рис. 4.2. Основні кріпильні різьби:

а – метрична; б – трубна; в – кругла

Метричні різьби виготовляють з *нормальним* і *малим* кроком. Для одного й того самого зовнішнього діаметра стандарт передбачає один нормальний і декілька малих кроків (табл. 4.1). У разі зменшення кроку зменшується висота різьби і кут підйому різьби, а внутрішній діаметр збільшується.

Таблиця 4.1

Розміри деяких метричних різьб з нормальним і малими кроками

Зовнішній діаметр різьби d , мм	Крок різьби p , мм	Нормальний чи малий крок	Середній діаметр різьби d_2 , мм	Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	Кут підйому різьби, град.
10	1,5	нормальний	9,026	8,376	3,028
	1,25	малий	9,188	8,647	2,480
	1	малий	9,350	8,917	1,950
	0,75	малий	9,513	9,188	1,437
	0,5	малий	9,675	9,459	0,942
12	1,75	нормальний	10,863	10,106	2,935
	1,5	малий	11,026	10,376	2,480
	1,25	малий	11,188	10,647	2,038
	1	малий	11,350	10,917	1,606
	0,75	малий	11,513	11,188	1,188
	0,5	малий	11,675	11,459	0,781
16	2	нормальний	14,701	13,835	2,480
	1,5	малий	15,026	14,376	1,820
	1	малий	15,350	14,917	1,188
	0,75	малий	15,513	15,188	0,882
	0,5	малий	15,675	15,459	0,582

Кріпильну метричну різьбу частіше виконують з нормальним кроком, оскільки вона менш чутлива до зношування і неточностей виготовлення. Різьби з малим кроком менше ослаблюють стрижень гвинта і характеризуються підвищеним самогальмуванням, тому і використовуються в різьбових з'єднаннях, що зазнають дії змінних навантажень, а також в порожнистих тонкостінних деталях.

Метрична різьба з нормальним кроком позначається літерою M і числом, що дорівнює зовнішньому діаметру різьби в мілімет-

рах, наприклад M12, а для метричної різьби з малим кроком додатково вказується величина цього кроку в міліметрах, наприклад M12x1,25.

Трубна циліндрична різьба (рис. 4.2б) використовується для герметичного з'єднання труб і арматур. Це трикутна різьба з малим кроком, кутом профілю 55° , вершини і впадини витків закруглені, що забезпечує кращу герметичність. Особливістю трубної різьби є те, що до цього часу збереглося вимірювання її в дюймах (1 дюйм позначається 1" і дорівнює 25,4 мм).

У позначенні трубної різьби за номінальний діаметр умовно беруть внутрішній діаметр труби в дюймах, наприклад: G2" - А – трубна різьба, що виконана на трубі з внутрішнім діаметром $2" = 50,8$ мм за класом точності А. В табл. 4.2 наведені розміри декількох трубних різьб.

Трубна різьба може бути конічною, тобто виконаною на конічній поверхні. Крок вимірюється паралельно осі труби. Бісектриса кута профілю перпендикулярна до осі труби.

Позначення: K 3/4" – конічна трубна різьба з номінальним діаметром 3/4".

Досить часто використовуються з'єднання з поєднанням циліндричної і конічної трубних різьб.

Таблиця 4.2

Розміри деяких трубних різьб

Номінальний діаметр		Розміри різьби, мм				
в дюймах	в мм	Крок p	Діаметри			Робоча висота профілю H_1
			зовнішній d	середній d_2	внутрішній d_1	
1/2"	12,7	1,814	12,955	19,793	18,631	1,162
3/4"	19,05	1,814	26,279	25,279	24,117	1,162
1"	25,4	2,309	33,249	31,770	30,291	1,479

Кругла різьба (рис. 4.2в) зручна для виготовлення литтям на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках, а також накатуванням і видавлюванням на тонкостінних металічних і пластмасових деталях. Профіль різьби складається із дуг, спряжених короткими прямими лініями. Використовується для гвинтів, що сприймають великі динамічні навантаження (вагонні стяжки), працюють у забрудненому середовищі з частим загвинчуванням (пожежна і

гідралічна арматура), а також в тонкостінних виробках (цоколі і патрони електричних ламп тощо).

Приклад умовного позначення: *Kp.12x2,54* – кругла різьба із зовнішнім діаметром 12 мм і кроком 2,54 мм.

4.1.4. Основні типи різьбових з'єднань, кріпильні деталі, стопоріння

Для з'єднання деталей використовують болти (гвинти з гайками), гвинти і шпильки з гайками.

Болтові з'єднання (рис. 4.3а) найбільш прості та дешеві, оскільки не потребують нарізання різьби в деталях, що з'єднуються. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність і довговічність різьби. Недоліком болтового з'єднання є те, що обидві деталі повинні мати місце для розміщення гайки і головки болта, до того ж з доступом для утримання ключем під час загвинчування та розгвинчування.

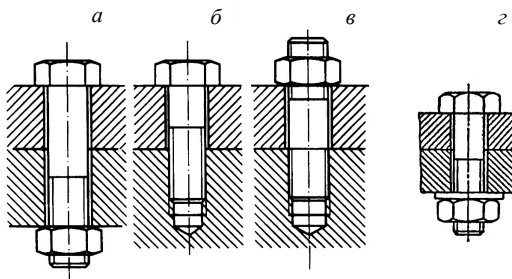


Рис. 4.3. Різьбові з'єднання:

а – болтове; *б* – гвинтове; *в* – шпилькою; *г* – болтове з круглою шайбою

У з'єднанні гвинтом (рис. 4.3б) гайка відсутня, гвинт загвинчується в різьбовий отвір в деталі.

У з'єднанні шпилькою (рис. 4.3в) сама шпилька загвинчується нарізаним кінцем в різьбовий отвір однієї деталі, на другий нарізаний кінець шпильки, який із зазором розміщується в гладкому отворі іншої деталі, нагвинчується гайка.

Гвинти і шпильки використовують в тих випадках, коли з'єднання болтами неможливе або нерациональне, наприклад: від-

сутнє місце для розміщення гайки чи головки болта, немає доступу до гайки (головки), велика товщина з'єднання деталей, яка вимагає значної глибини свердління і довгого болта. За частого загвинчування і відгвинчування з'єднання слід надавати перевагу шпилькам.

Часто в різьбових з'єднаннях під гайки чи головку гвинта ставлять шайбу (рис. 4.3г). Це викликається необхідністю: захисту чистих поверхонь деталей від подряпин під час загвинчування; зменшення зминання гайкою, якщо деталь виготовлена із менш міцного матеріалу (сплави, пластмаси, дерева тощо); перекриття великого зазору отвору; стопоріння з'єднання.

Стандарти передбачають багато типів кріпильних деталей різноманітних геометричних форм і розмірів.

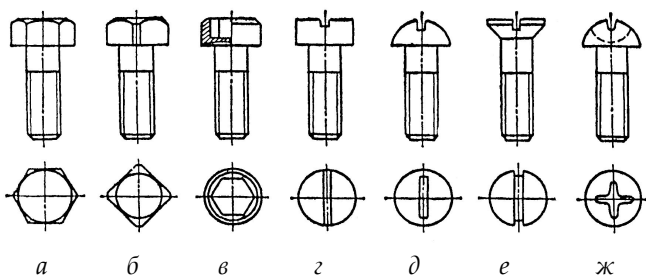


Рис. 4.4. Форми головок болтів (гвинтів):

a – шестигранна; *б* – квадратна; *в* – циліндрична із заглибленням під ключ; *г* – циліндрична; *д* – напівкругла; *е* – потайна; *ж* – з хрестовим шліцом

Болти і гвинти загального призначення розрізняються перш за все формою головки (рис. 4.4): з шестигранною (*a*), квадратною (*б*), циліндричною (*в*) з шестиграним заглибленням під ключ, циліндричною (*г*), напівкруглою (*д*), потайною (*е*), з хрестовим шліцом під ключ (*ж*) та іншими головками.

Найбільш поширені шестигранні головки, оскільки вони допускають значну силу затяжки і вимагають відносно невеликого повороту ключа (на 1/6 оберту) до перехвату на наступні грані.

За формою стрижня болти і гвинти розділяють на: а) з нормальним стрижнем; б) з підголовком; в) з потовщеним чисто обробленим стрижнем для вставлення в розвернутий отвір без зазору; г) зі стрижнем зменшеного діаметра ненарізаної частини для підви-

щення пружної податливості та витривалості за змінних навантажень.

Шпильки найбільш поширених типів показано на рис. 4.5. На обох кінцях шпильки нарізується різьба, зазвичай, однакового діаметра (рис. 4.5 а,б), приварна шпилька (рис. 4.5в) має ненарізаний кінець, яким її приварюють до однієї із з'єднаних деталей. Шпилька для кріплення коліс автомобіля (рис. 4.5г) має шестигранний пояс для загвинчування її ключем. Глибина загвинчування шпильки залежить від матеріалу деталі, в яку вона загвинчується, і не має бути меншою зовнішнього діаметра d для сталі.

Гайки залежно від форми бувають шестигранними з однією чи двома фасками (рис. 4.6а), шестигранні прорізні (рис. 4.6б), шестигранні корончаті (рис. 4.6в), круглі (рис. 4.6г) та ін. Найбільш поширені шестигранні гайки, які, як і болти, виготовляють з нормальною і підвищеною точністю; круглі гайки використовують для осьової фіксації за допомогою різьби деталей на валах.

Залежно від висоти шестигранні гайки діляться на нормальні (висота $H \approx 0,8d$), високі ($H \approx 1,2d$) і низькі ($H \approx 0,5d$). Високі гайки використовуються за частих загвинчувань і відгвинчувань для зменшення зношування різьби і обминання граней гайки ключем; низькі – за малих осьових сил. Прорізні і корончаті гайки теж виконуються високими.

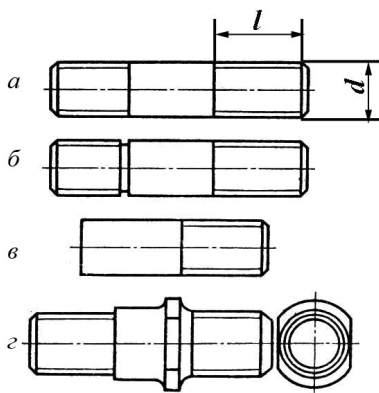


Рис. 4.5. Шпильки:

а – з двома нарізаними кінцями; б – з одним нарізаним кінцем; в – для кріплення коліс автомобіля

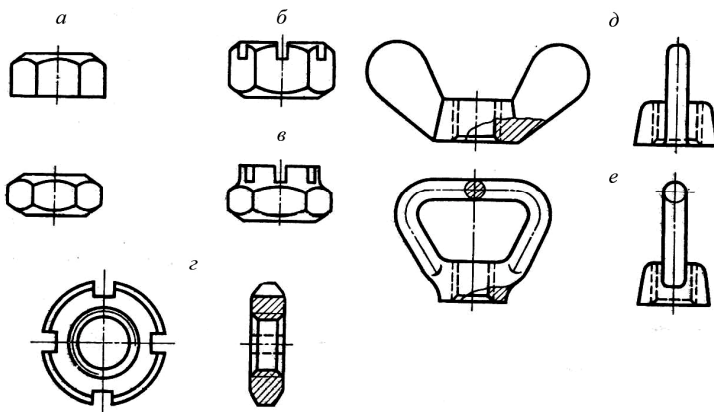


Рис. 4.6. Гайки: шестигранні:

a – з фасками; *б* – прорізнi; *в* – корончатi; *г* – круглі; *д*, *е* – гайки-баранчики

Для з'єднань, які часто розбираються і складаються з невеликими навантаженнями, користуються гайками з накачуванням або гайками-баранчиками (рис. 4.6д,е), які затягуються без ключа.

Шайби підкладні ставлять під гайку чи головку болта для запобігання зминанню поверхонь з'єднаних деталей, захисту цих поверхонь від задири́в під час загвинчування гайок чи болтів, перекриття зазору між стрижнем болта і отвором в деталях. Найчастіше мають круглу форму (рис. 4.3г), можуть бути точеними або штампованими. Використовують також сферичні (з однією сферичною поверхнею), конічні (з внутрішнім конусом) і косі шайби, які рекомендують ставити тоді, коли опорні поверхні гайки чи головки болта і з'єднуваної деталі не паралельні.

Для виготовлення кріпильних різьбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Вибір матеріалу пов'язаний з навантаженням з'єднань, умовами їх роботи, вимогами до габаритів і маси з'єднання.

Для болтів, гвинтів і шпильок із сталей встановлено 12 класів міцності, а для гайок 7 класів. Клас міцності болтів і гвинтів позначається двома цифрами, наприклад 4.6. Перше число помножене на 100 дає мінімальне значення границі міцності σ_b в МПа матеріалу деталі, а друге число помножене на перше і на 10 дає границю

текучості σ_T в МПа цього самого матеріалу. Клас міцності гайок позначається одним числом, наприклад 5, це число помножене на 100, дає напруження від навантаження випробування в МПа. Приклади механічних характеристик матеріалів різьбових деталей наведені в табл. 22.3.

Умовне позначення стандартних кріпильних різьбових деталей. Структура умовного позначення болтів і гвинтів така: назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби – довжина деталі – клас міцності – номер стандарту. Наприклад: *болт М16х80.4.6 ГОСТ 7805-70* позначає болт з шестигранною головкою нормальної висоти з метричною різьбою номінального діаметра 16 мм, з нормальним кроком 2 мм, довжина болта 80 мм, клас міцності 4.6. Позначення: *болт М16х1,5х80.4.6 ГОСТ 7805-70* означає те саме, тільки з малим кроком 1,5мм.

Таблиця 4.3

Механічні характеристики деяких матеріалів кріпильних різьбових деталей із сталей

Клас міцності		Границя міцності σ_s , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Марка сталі
болта, гвинта, шпильки	гайки			
3.6	4	300...490	200	Ст.3; 10
4.6	5	400...550	240	20
5.6	6	500...700	300	30; 35
6.6	8	600...800	360	35; 45; 40Г
8.8	10	800...1000	640	35Х; 38ХА; 45Г; 40Х; 30ХГСА

В умовному позначенні шпильок крім загальної довжини деталі вказуються також довжини різьбових кінців. Приклад умовного позначення шпильки з діаметром різьби 16 мм, нормальним кроком, загальною довжиною 120 мм, довжинами різьбових кінців 38 мм і 20 мм, класу міцності 5.8: *шпилька М16х120х $\frac{20}{38}$ 58 ГОСТ 22034 – 76*.

Умовне позначення гайок: назва деталі – номінальний діаметр різьби – крок різьби – клас міцності – номер стандарту. Приклад: *гайка М10х1,25.5 ГОСТ 5927-70* позначає шестигранну гайку норма-

льної висоти з номінальним діаметром різьби 10 мм, малим кроком 1,25 мм і класом міцності 5.

У спеціальних конструкціях, до яких ставляться жорсткі вимоги щодо маси, корозійної і теплової стійкості, використовують кріпильні деталі із пластмас, титанових і берилієвих сплавів, а також із корозійностійких, жаростійких і жароміцних сталей. Для захисту кріпильних деталей із вуглецевих сталей від корозії на них наносять оксидні плівки або гальванічні покриття (цинкове, кадмієве, фосфатне, мідне тощо) товщиною 6...12 мкм.

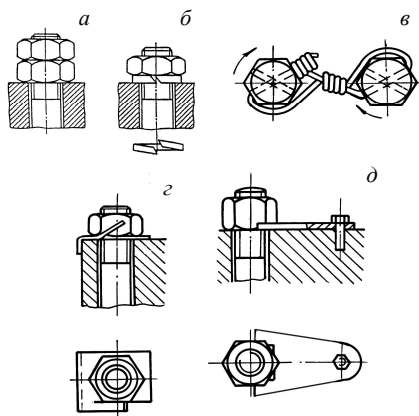


Рис. 4.7. Стопоріння різьбових з'єднань:

a – контргайкою; *б* – пружинною шайбою; *в* – обв'язуванням дротом;
г – загинанням лапок шайби; *д* – спеціальною шайбою

Стопоріння різьбових з'єднань Під час роботи різьбове з'єднання не має самовідвинчуватися. Всі кріпильні різьби задовольняють умову самогальмування навіть без урахування додаткового тертя на торці гайки чи головці гвинта, оскільки кут підйому цих різьб значно менший кута тертя. Однак досвід експлуатації машин показав, що за змінних і ударних навантажень спостерігається ослаблення різьби, тобто самовідвинчування гайок і гвинтів. Для надійної роботи з'єднань треба передбачити їх стопоріння. Існує багато способів і засобів стопоріння, умовно їх розділяють на такі види: а) додаткове тертя; б) спеціальні фіксуючі елементи – шплінти,

шайби та ін.; в) пластичне деформування або приварювання після затяжки.

Найбільш поширеним способом є *стопоріння додатковим тертям*, яке виконується за допомогою контргайки (рис. 4.7а), тобто другої гайки і за допомогою пружинної шайби (рис. 4.7б). У разі стопоріння контргайкою додаткове тертя в різьбі виникає як результат пружних сил розтягнутої ділянки болта між гайками. Спосіб простий, але ненадійний і в сучасних конструкціях застосовується рідко. Пружинні шайби внаслідок своєї пружності забезпечують зберігання сил тертя у разі коливань осевого навантаження, крім того вони збільшують зчеплення між гайкою, шайбою і деталлю завдяки врзанню гострих країв шайби в торець гайки і опорну поверхню деталі. Такий спосіб теж не можна віднести до високнадійних з причини деякого зміщення навантаження, крім того пошкоджуються опорні поверхні гайок і деталей.

У сучасних конструкціях розповсюдження одержали осесиметричні пружинні шайби з декількома відігнутими вусиками, пластмасові вставки в гайку і гвинт, обтискання верхньої частини гайки тощо.

Стопоріння спеціальними елементами перш за все шплінтами і шайбами з вусиками (рис. 4.7г). Таке стопоріння створює досить надійні з'єднання, але має загальний недолік – ступінчасте регулювання сили затяжки. Тому, наприклад, для коротких болтів не рекомендується стопоріння шліцями.

Стопоріння гайками чи головками гвинта за допомогою спеціальних шайб (рис. 4.7д) виконується шляхом загинання лапок на грані гайки і деталі.

Круглі гайки зі шліцями, що використовуються для регулювання і кріплення підшипників кочення на валах, стопоряться шайбами з лапками, внутрішній вусик шайби розміщується в пазу вала, а одна або декілька зовнішніх лапок загинаються в шліци гайки.

Гайки і головки болтів в групових з'єднаннях часто стопорять об'язуванням дротом через отвори з натягом дроту в бік затягування різьби (рис. 4.7в).

Стопоріння приварюванням або пластичним деформуванням або керненням застосовують, коли з'єднання не потребує розбирання.

Для різьб невеликих діаметрів можливе стопоріння за допомогою смол, лаків, фарб, герметиків тощо.

4.1.5. Елементи теорії гвинтової пари

Момент загвинчування

Для забезпечення нормальної роботоздатності різьбові з'єднання, зазвичай, затягують шляхом загвинчування гайки. При цьому на гвинт діє осьова сила, яка називається силою затяжки. Знайдемо співвідношення між зовнішнім моментом, прикладеним до гайки (моментом загвинчування) і осьовою силою, яка при цьому виникає. Розглянемо сили, що виникають в різьбі (рис. 4.8). Для цього виток різьби розгорнемо за середнім діаметром d_2 в похилу площину, а гайку замінимо повзуном, що навантажений осьовою силою F і рівномірно переміщується догори під дією колесої сили F_t створюваної моментом загвинчування $T_{завг}$.

Сила взаємодії повзуна з похилою площиною за відносного руху представляє собою рівнодіючу нормальній реакції і сили тертя і відхилена від нормалі до площини на кут тертя $\varphi = \arctg f$, де f – коефіцієнт тертя. Тоді із схеми сил, що діють на повзун, виходить, що:

$$F_t = Ftg(\gamma + \varphi). \quad (4.2)$$

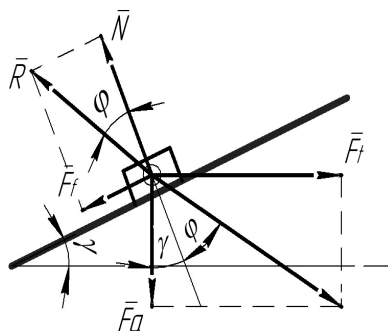


Рис. 4.8. Модель сил, що діють у гвинтовій парі під час загвинчування

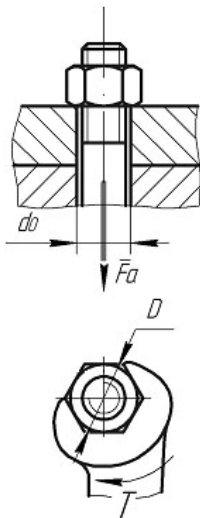
Одержана залежність справедлива тільки для прямокутної різьби. В трикутній різьбі тертя дещо більше внаслідок клинової форми витків. Співвідношення між силами тертя в прямокутній і трикутній різьбах легко одержати, якщо прийняти витки кільце-

вими, тобто кут підйому різьби $\gamma = 0$. Тоді сила тертя для витка прямокутного профілю

$$F_f = Nf = Ff .$$

Силу тертя в трикутній різьбі можна визначити так же, як і в прямокутній, тільки замість дійсного коефіцієнта тертя f треба підставити приведенний коефіцієнт тертя f' , або замість дійсного кута тертя ϕ підставити приведенний кут тертя $\phi' = \phi / \cos(\alpha / 2)$:

$$F_f' = Nf = \frac{Ff}{\cos(\alpha / 2)} = Ff' ,$$



де α – кут профілю різьби; f' – приведенний коефіцієнт тертя $f' = f / \cos(\alpha / 2)$, для метричної різьби кут $\alpha / 2 = 30^\circ$, а, значить, $f' \approx 1,15f$ і $\phi' \approx 1,15\phi$.

Таким чином, співвідношення між силами в гвинтовій парі з трикутною різьбою має вигляд:

$$F_t = Ftg(\gamma + \phi') . \quad (4.3)$$

Рис. 4.9. До визначення моменту сил опору під час загвинчування

Під час загвинчування гайки прикладений зовнішній момент має подолати моменти опору затяжці, які створюються в різьбі і на опорному торці гайки (рис. 4.9):

$$T_{зав.} = F_p l = T_p + T_T , \quad (4.4)$$

де F_p – сила прикладена на кінці ключа; l – розрахункова довжина ключа; T_p – момент сил тертя в різьбі; T_T – момент сил тертя на опорному торці гайки.

Вважаючи силу F_t зосередженою і прикладеною до середнього радіусу різьби $d/2$, знайдемо момент у різьбі:

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \phi'). \quad (4.5)$$

Опорний торець гайки являє собою кільце із зовнішнім діаметром D , що дорівнює діаметру фаски гайки і внутрішнім діаметром d_0 , що дорівнює діаметру отвору під гвинт у деталі.

Не допускаючи суттєвої похибки, можна прийняти, що рівнодіюча сила тертя F_f прикладена на середньому радіусі $R_{\text{сер}} = (D + d_0)/4$ опорної поверхні гайки. Тоді момент на торці гайки:

$$T_T = FR_{\text{сер}} = Ff(D + d_0)/4. \quad (4.6)$$

Підставивши (4.5) і (4.6) в (4.4), одержимо залежність моменту загвинчування (моменту на ключі) від осьової сили і параметрів різьби:

$$T_{\text{загв.}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\gamma + \phi') + f \left(\frac{D + d_0}{2d_2} \right) \right]. \quad (4.7)$$

Проаналізуємо це співвідношення для середніх параметрів метричної різьби: $\gamma \approx 2^{\circ}30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $(D + d_0)/4 \approx 0,7d$; $f' = 0,15$. Тоді $T_{\text{загв.}} \approx 0,2Fd$ і за розрахункової довжини ключа $l \approx 14d$ співвідношення між осьовою силою F і силою на ключі F_p :

$$F \approx 70F_p.$$

Таким чином, згідно із золотим правилом механіки, в кріпильних різьбах можна отримати вииграш в силі порядку 70 разів.

К.к.д. гвинтової пари

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) гвинтової пари визначається як відношення корисної роботи на гвинті до затраченої роботи на ключі. За один оберт гвинта, що відповідає його підняттю на один хід різьби, корисна робота $A_{\text{кор.}} = Fp_z = F\pi d_2 \operatorname{tg} \gamma$, а затрачена робота дорівнює добутку моменту сил тертя в різьбі (22.4) на кут повороту в радіанах: $A_{\text{зат.}} = T_p 2\pi = F\pi \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \phi')$. Тоді к.к.д. гвинтової пари:

$$\eta = \frac{A_{\text{кор.}}}{A_{\text{зам.}}} = \frac{F \pi d_2 \text{tg} \gamma}{F \pi \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma + \gamma')} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \gamma')}. \quad (4.8)$$

Для середніх параметрів метричної різьби $\gamma \approx 2^{\circ}30'$; $f = 0,15$; $\varphi' \approx 8^{\circ}30'$; $\eta \approx 0,22$.

Самогальмування гвинтової пари

Для відгвинчування гайки (рис. 4.10) треба змінити напрям сили F_t на протилежний і тоді

$$F_t = F \text{tg}(\varphi' - \gamma). \quad (4.9)$$

Різьба вважається самогальмівною, якщо для відгвинчування гайки, на яку діє осьова сила, необхідно прикласти деякий момент відгвинчування

$$T_{\text{відз.}} = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \text{tg}(\varphi' - \gamma) > 0. \quad (4.10)$$

Ця умова виконається, якщо $\text{tg}(\varphi' - \gamma) > 0$ і $\varphi' - \gamma > 0$. Таким чином, умова самогальмування гвинтової пари:

$$\varphi' > \gamma, \quad (4.11)$$

тобто кут підйому різьби має бути меншим кута тертя.

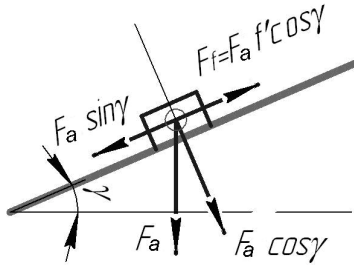


Рис. 4.10. Модель схеми сил в гвинтовій парі під час відгвинчування

Для метричних різьб: кут підняття $\gamma \approx 2^{\circ}30'$, наведений кут тєтя $\varphi' = 9^{\circ}50'$, тобто метрична різьба є самогальмівною. Слїд зазначити, що такий висновок дїйсний тїльки за дїї статичних навантажєнь. За змїнних навантажєнь і вїбрацїї коефїцієнт тертя суттєво знижуєтьсє, умова самогальмування порушуєтьсє і вїдбуваєтьсє самовїдгвинчування.

Розподїл осьової сили за витками різьби

Осьове навантаження F гвинта в гвинтовїй парї передаєтьсє через різьбу на гайку (рис. 4.11). Кожен виток різьби навантажуєтьсє вїдповїдно силами $F_1, F_2, F_3, \dots, F_z$, де z – число виткїв різьби гайки, до того ж $\sum F_i = F$.

За умовї рївнорїдного розподїлу навантаження на витках гайки $F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_z = \frac{F}{z}$ і епюра осьових сил є прєма лїнїя, тобто навантаження вїд витка до витка рївнорїдно зменшуєтьсє на F/z .

У дїйсностї витки різьби навантажуютьсє нерївнорїдно. Однїєю з причин нерївнорїдного розподїлу навантаження на витках різьби є те, що гвинти розтягуютьсє, а гайка стискуєтьсє. Це призводить до рїзницї вїдносних змїщєнь виткїв гвинта і гайки, а, отже, і до нерївнорїдностї навантаження виткїв різьби.

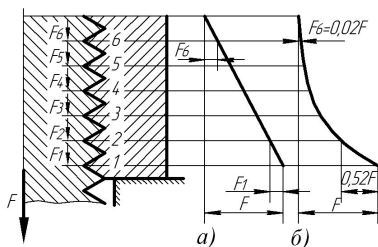


Рис. 4.11. Розподїл навантаження по витках різьби

Для рїшення задачї про розподїл навантаження на витках (статично невизначена задача) треба рївняння рївноваги доповнити рївняннями деформацїї. Таку задачу вперше вирїшив М.Є. Жуковський в 1902 роцї. У подальшому це рїшення набуло експериментального пїдтвердження. Из рис. 4.11 видно, що найбільше осьове на-

вантаження сприймає перший виток різьби, витки після шостого сприймають незначне навантаження. Це говорить про те, що немає необхідності приймати надмірну висоту гайки, а за однакової висоти гайки використовувати різьбу з малим кроком.

4.1.6. Розрахунок різьби на міцність

Основним видом руйнування кріпильних різьб є зріз витків. Під час розрахунків різьби на міцність приймається, що навантаження розподіляється на витках рівномірно. Такий розрахунок носить умовний характер, який компенсується вибором допустимих напружень установлених дослідним шляхом.

Умова міцності різьби за напруженням зрізу (рис. 4.12) (з урахуванням того, що для трикутної різьби $a = b = 0,8p$) для гвинта:

$$\tau_{зр} = F / A_{зр} = F / (0,87\pi d_1 pz) = F / (0,87\pi d_1 H) \leq [\tau]_{зр}, \quad (4.12)$$

для гайки:

$$\tau_{зр} = F / (0,87\pi pz) \leq F / (0,87\pi dH) \leq [\tau]_{зр}, \quad (4.13)$$

де $H = pz$ – висота гайки або глибина загвинчування гвинтів і шпильок у деталі.

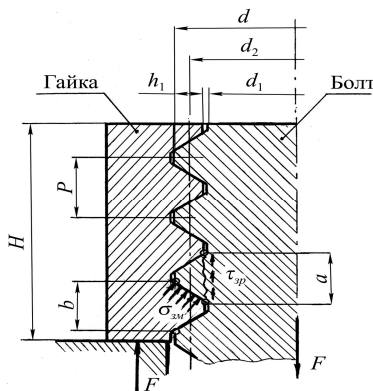


Рис. 22.12. До розрахунку різьби на міцність

Якщо матеріал гвинта і гайки однакові, то за напруженнями згину розраховують тільки різьбу гвинта, оскільки $d_1 < d$.

Із умови рівномірності різьби на зріз і стрижня гвинта на розтяг призначається висота стандартної гайки: для нормальної гайки вона становить $h \approx 0,8d$, крім того стандартом передбачаються високі $H \approx 1,2d$ і низькі $H \approx 0,5d$ гайки.

З тих самих міркувань встановлюють і необхідну глибину загвинчування гвинтів і шпильок у деталі: у сталеві деталі $h = (1 \dots 1,25)d$; у чавунні $h = (1,25 \dots 1,5)d$, у деталі із алюмінієвих і магнієвих сплавів $h = (1,5 \dots 2)d$.

Вихід із ладу деталей різьбових з'єднань може статися з однієї із вказаних причин: а) розрив стрижня на різьбовій частині або на перехідному перерізі; б) руйнування різьби; в) руйнування головки.

Розміри стандартних кріпильних деталей визначають з умови їх рівномірності за вказаними критеріями, тому розрахунки різьбових з'єднань зі стандартними кріпильними деталями виконують, зазвичай, за одним головним критерієм роботоздатності – міцністю стрижня гвинта на розтяг. При цьому за розрахунковий діаметр небезпечного перерізу приймається:

$$d_p = d - 0,94p,$$

або $d_p = d_1$ із забезпеченням додаткового запасу міцності.

4.1.7. Розрахунки різьбових з'єднань за різних випадків навантаження

Враховуючи аналогічність розрахунків, у подальшому кріпильні різьбові деталі (болти, гвинти, шпильки) називатимуться одним словом "болт".

З'єднання незатягнутим болтом, навантажене зовнішньою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення на траверсі гака для підвішування вантажів (рис. 4.13). У разі навантаження в

стрижні виникають напруження розтягу. Небезпечний переріз знаходиться на різьбовій частині стрижня.

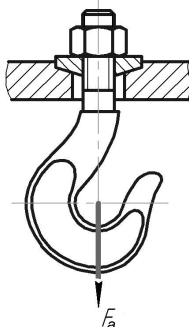


Рис. 4.13. З'єднання незатягнутим болтом

Умова міцності стержня на розтяг:

$$\sigma_p = F / A_p = 4F_a / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p], \quad (4.14)$$

де A_p – площа небезпечного поперечного перерізу стрижня;
 d_p – розрахунковий діаметр небезпечного перерізу.

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{4F_a / \pi [\sigma_p]}. \quad (4.15)$$

За одержаним значенням встановлюють стандартний номінальний діаметр різьби болта.

З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження відсутнє

Такі з'єднання (рис. 4.14) зустрічаються у тих випадках, коли треба закріпити деталі, на які не діють зовнішні сили, а затяжка бо-

лта виконується для забезпечення герметичності (кришки і люки корпусів машин).

Стрижень болта розтягується осовою силою F_a , яка виникає в результаті затяжки, і одночасно скручується моментом сил тертя в різьбі T_p (4.5).

Напруження розтягу від сили F_0 :

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi d_p^2). \quad (4.16)$$

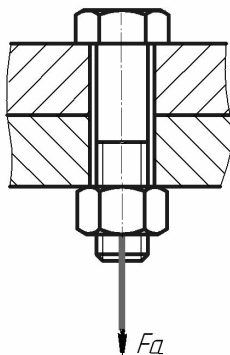


Рис. 4.14. З'єднання затягнутим болтом не навантажене зовнішньою силою

Напруження кручення від моменту T_p :

$$\tau = T_p / W_p = 0,5F_a \cdot d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \gamma) / (0,2d_p^3). \quad (4.17)$$

Необхідне значення осової сили затяжки F_a вибирають із умов герметичності і відсутності змінання деталей у площині стиску.

Міцність стрижня болта перевіряють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (4.18)$$

Підрахунки показують, що для стандартних метричних різьб $\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma_p$, що дозволяє розраховувати міцність болта за спрощеною формулою:

$$\sigma_{екв} = 1,3F_a / [(\pi/4)d_p^2] \leq [\sigma]. \quad (4.19)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_p \geq \sqrt{5,2F_a / (\pi[\sigma])}. \quad (4.20)$$

Розрахункове значення округляють до такого, що відповідає стандартному номінальному діаметру d різьби.

З'єднання, навантажене силами в площині стику

Умовою надійності такого з'єднання є відсутність зсуву деталей у площині стику. Існують два види таких з'єднань.

1. Болт установлений в отвори деталей *із зазором* (рис. 4.15а). Зовнішнє навантаження F врівноважується силами тертя в площині стику, які виникають від затяжки болта. Умова відсутності зсуву деталей з'єднання:

$$F \leq iF_{mp} = iF_0f, \quad (4.21)$$

звідки необхідна сила затяжки болта:

$$F_a = KF / if, \quad (4.22)$$

де i – кількість площин стику деталей; f – коефіцієнт тертя у стиках (для сухих чавунних і сталених поверхонь $f \approx 0,15...0,20$); K – коефіцієнт запасу зчеплення (за статичного навантаження $K = 1,3...1,5$, за змінного навантаження $K = 1,8...2$).

Перевірний розрахунок ведеться за еквівалентним напруженням, яке враховує одночасну дію розтягу і скручування:

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3F_a \cdot 4}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF}{\pi d_p^2 if} \leq [\sigma_p]. \quad (4.23)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр болта:

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF}{if[\sigma_p]}}, \quad (4.24)$$

який округляють до значення, що відповідає стандартному номінальному діаметру.

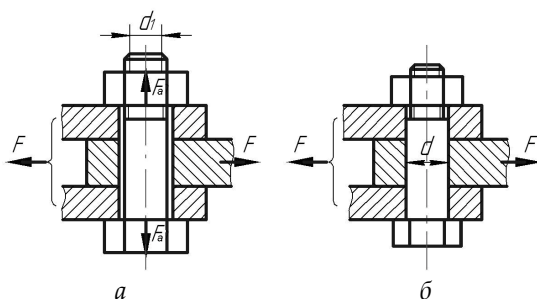


Рис. 4.15. З'єднання болтом, поставленим із зазором (а) і без зазору (б)

2. Болт встановлений в отвори деталей *без зазору* (рис. 4.15б). У цьому випадку отвір калібрують розверткою, а діаметр стрижня виконують з допуском, що забезпечує посадку без зазору. Затягування болта при цьому не є обов'язковим, а сили тертя між деталями можна не враховувати. Зовнішнє навантаження викликає в стрижні болта напруження зрізу і зминання.

Умова міцності болта під час деформації зрізу:

$$\tau_{зр} = F / [(\pi / 4) d^2 i] \leq [\tau_{зр}], \quad (4.25)$$

звідки під час проектного розрахунку знаходять необхідний діаметр болта:

$$d \geq 1,13 \sqrt{F / (i [\tau_{zp}])}. \quad (4.26)$$

Розрахунок на зминання виконують за умовними напруженнями, прийнявши рівномірне розподілення напружень зминання на циліндричній поверхні контакту болта і деталі:

$$\sigma_{zm} = F / d\delta \leq [\sigma_{zm}], \quad (4.27)$$

де δ – найменша товщина деталей з'єднання.

Порівнюючи варіанти встановлення болтів із зазором і без зазору слід зазначити, що перший варіант дешевший від другого через складність одержання точних розмірів стрижня болта і отворів, але навантаження болта, встановленого із зазором, значно більше від навантаження на болт, встановлений без зазору.

Наприклад, прийнявши в (4.22) $f = 0,15$, $K = 1,5$, $i = 1$ одержимо необхідну силу затяжки, яка значно перевищує зовнішнє поперечне навантаження $F_a = 5F$. Це потребує від з'єднання, навантаженого однаковою силою, в першому варіанті встановлення більшої кількості болтів або більшого діаметра болтів.

З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження розкриває стик

Це кріплення кришок резервуарів для рідин і газів, що знаходяться під тиском, кришок підшипникових вузлів навантажених осьовою силою тощо. Затягування болтів має забезпечити герметичність з'єднання чи нерозкриття стику за дії навантаження. Задача про розподіл навантаження між болтом і деталями такого з'єднання є статично невизначеною і для її рішення треба розглянути деформації елементів з'єднання.

Нехай для з'єднання, вихідне положення якого представлено на рис. 4.16, для забезпечення герметичності болт затягується і на його стрижень діє сила F_a попередньої затяжки (рис. 4.16а).

Після прикладення зовнішнього навантаження F до затягнутого з'єднання (рис. 4.16б) болт додатково розтягнеться на деяку величину $\Delta l'_\delta$, а деформація стиску деталей зменшиться на таку ж величину, тобто $\Delta l'_\delta = \Delta l'_\delta$. При цьому зовнішнє навантаження сприймається болтом, але зменшується затяжка стиску або навантаження на болт з боку стику деталей. Для спрощення вважають, що тільки частина χF зовнішнього навантаження додатково навантажує болт, а інша частина $(1 - \chi)F$ йде на розвантаження стику, де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. Значення коефіцієнта χ визначається із умови рівності додаткових деформацій болта і деталей (умова сумісності деформацій):

$$\chi F \lambda_\delta = (1 - \chi F) \lambda_\delta, \quad (4.28)$$

де λ_δ – податливість болта, тобто його деформація за одиничного навантаження; λ_δ – сумарна податливість з'єднаних деталей.

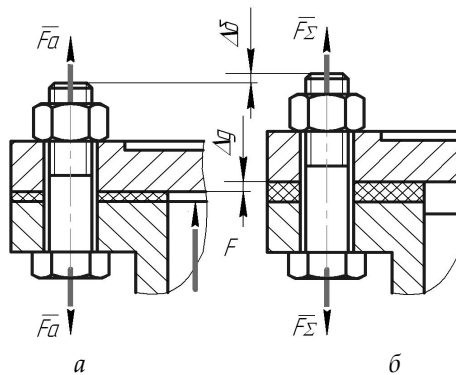


Рис. 4.16. З'єднання затягнутим болтом, навантажене зовнішньою осьювою силою:

a – до прикладення сили; *б* – після прикладення сили

Із рівності (4.28) знайдемо:

$$\chi = \lambda_\delta / (\lambda_\delta + \lambda_\delta). \quad (4.29)$$

Точне визначення коефіцієнта χ зв'язане зі значними труднощами розрахунку податливості деталей, тому під час приблизних

розрахунків беруть значення, знайдені із розрахунків моделей і випробувань конструкцій: для з'єднань сталевих і чавунних деталей без пружних прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для з'єднань тих самих деталей з пружними прокладками (пароніт, гума, поліетилен тощо) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Таким чином, розрахункове навантаження на болт дорівнює сумі сили попередньої затяжки і частини прикладеного зовнішнього навантаження:

$$F_p = F_0 + \chi F. \quad (4.30)$$

Сила попередньої затяжки болта має бути достатньою для забезпечення нерозкриття стику деталей, тобто надійності та герметичності з'єднання:

$$F_a - F(1 - \chi) > 0 \text{ або } F_a > F(1 - \chi).$$

Практично сила попередньої затяжки болта залежить від багатьох факторів, що важко піддаються врахуванню, тому під час розрахунків її призначають з деяким запасом:

$$F_a = K_3(1 - \chi)F, \quad (4.31)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, для з'єднань без прокладок беруть: за постійного навантаження $K_3 = 1,25 \dots 2$, за змінних навантажень $K_3 = 2,5 \dots 4$; для з'єднань з прокладками за умови герметичності він підвищується: $K_3 = 1,5 \dots 5,0$.

Розрахунок болта ведеться на міцність за сумісної дії розтягу і кручення. Враховуючи те, що затяжка з'єднання під навантаженням не рекомендується, то значення крутного моменту приймається пропорціональним тільки силі попередньої затяжки F_a . Тоді розрахункове навантаження на болт:

$$F_p = 1,3K_3(1 - \chi)F + \chi F = (1,3K_3(1 - \chi) + \chi)F. \quad (4.32)$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{екв} = 4F_p / \pi d_p^2 \leq [\sigma_p]. \quad (4.33)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр болта:

$$d_p = 1,13\sqrt{F_p / [\sigma_p]}, \quad (4.34)$$

і округляють до значення, що відповідає стандартному номінальному діаметру.

Затягнуте з'єднання, на болт діє ексцентричне навантаження

Ексцентричне навантаження болта виникає в результаті використання спеціальних болтів з ексцентричною головкою (рис. 4.17а) або за непаралельності опорних поверхонь деталей під гайкою чи головкою болта (наприклад, внаслідок ухилу полки швелера чи фланця литої деталі) (рис. 4.17б). Крім напружень розтягу в стрижні болта виникають напруження згину, які негативно впливають на міцність болта.

Порівняємо ці напруження. Напруження розтягу в стрижні:

$$\sigma_p = 1,3 \cdot 4F_a / (\pi d_p^2), \quad (4.35)$$

а напруження згину за відсутності обмеження деформації опорною поверхнею:

$$\sigma_{зг} = F_a e / (0,1d_p^3). \quad (4.36)$$

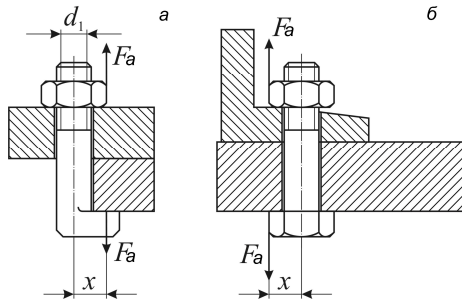


Рис. 4.17. Ексцентричне навантаження болтів:

a – болт з ексцентричною головкою; *б* – у разі ухилу опорної поверхні

Якщо прийняти $e = d_p$, то $\sigma_{ze} = F / (0,1d_p^2)$ і тоді $\sigma_{ze} / \sigma_p \approx 6$, тобто ексцентричне навантаження значно збільшує сумарне навантаження в стрижні болта, а, отже, зменшує його міцність.

Для уникнення появи ексцентричного навантаження під час конструювання з'єднань похилі поверхні під гайками і головками болтів слід планувати, а за неможливості цього підкладати під гайку косу шайбу тощо.

З'єднання затягнутим болтом, навантажене змінною зовнішньою осьювою силою

За змінних навантажень розрахунок ведеться за запасом міцності:

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [s], \quad (4.37)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу болта, $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_T$; σ_T – границя текучості того самого матеріалу (табл. 4.3); K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень в різьбі затягнутої різьбової пари; ψ_σ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу напружень, для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,1 \dots 0,15$; σ_a – амплітуда напружень; σ_m – середнє значення напружень; $[s]$ – допустиме значення запасу міцності.

Значення коефіцієнта K_σ залежить від багатьох факторів, тому для розрахунків з'єднань з гвинтами з нарізаною метричною різьбою і простими гайками рекомендують: $K_\sigma = 3,5 \dots 4,5$ – для вуглецевих сталей, $K_\sigma = 4,0 \dots 4,5$ – для легованих сталей; для накатаних різьб K_σ зменшується на 20...30%.

Середнє напруження:

$$\sigma_m = [F_a + (\chi F / 2)] A_\sigma, \quad (4.38)$$

а амплітуда напружень:

$$\sigma_a = (\chi F / 2) / A_\sigma, \quad (4.39)$$

де A_σ – площа небезпечного перерізу болта.

Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу міцності за контрольованого затягування болта в з'єднанні $[s]=2,0\dots2,5$, за неконтрольованого – $[s]=3\dots4$.

Допустимі напруження

Під час розрахунків болтів навантажених статичними силами допустимі напруження *розтягу* вибираються залежно від границі текучості σ_T матеріалу:

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [s]_p,$$

де $[s]_p$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, для болтів із вуглецевих сталей вибирається в межах 1,5...2,5, до того ж менші значення приймаються під час контролю затягування динамометричним ключем або видовження болта, а також для болтів, які важко перетягти (наприклад, з внутрішнім шестигранником). Для болтів із легованих сталей коефіцієнт $[s]_p$ вибирають більшим в 1,25...1,3 рази порівняно з вуглецевими сталями. Для болтів малих діаметрів (до 10 мм) за відсутності контролю затягування коефіцієнт $[s]_p$ теж збільшується з причини можливості значного перетягування, що спричинить залишкову деформацію.

Допустимі напруження *зрїзу* болтів рекомендується приймати

$$[\tau]_{zp} = (0,2\dots0,3)\sigma_T.$$

Допустимі напруження змінання у разі з'єднання сталевих деталей $[\sigma]_{zm} = 0,8\sigma_T$,
за з'єднання чавунних деталей:

$$[\sigma]_{zm} = (0,4\dots0,5)\sigma_\sigma,$$

де σ_σ – границя міцності матеріалу деталей.

Розрахунок з'єднань групою болтів

Зазвичай, різьбові з'єднання створюють за допомогою декількох (групи) болтів. Розрахунок таких з'єднань зводиться до визначення розрахункового навантаження на болт, а потім оцінюється його міцність за формулою одного із випадків, розглянутих раніше.

Для полегшення розрахунків вводяться спрощення, які з деяким приближенням можна приймати для більшості конструкцій:

- а) поверхні стику під час навантаження залишаються плоскими, що справедливо для деталей з достатньою жорсткістю;
- б) з метою скорочення номенклатури виробів навіть за неоднакового навантаження болтів в з'єднанні використовують болти однакових розмірів і з однаковою затяжкою;
- в) поверхні стику мають мінімум дві осі симетрії, що проходять через центр ваги стику.

Розрізняють два випадки зовнішнього навантаження групи болтів з'єднання:

- а) всі болти навантажені однаково;
- б) болти навантажені неоднаково.

У першому випадку навантаження на один болт

$$F = R / z, \quad (4.40)$$

де R – зовнішнє навантаження на болти з'єднання; z – кількість болтів у з'єднанні.

Наприклад, для болтів з'єднання круглої кришки з резервуаром, у якому створено тиск p , зовнішнє навантаження

$$R = p(\pi D^2 / 4),$$

де D – внутрішній діаметр резервуара.

Для болтів з'єднання півмуфт фланцевої муфти (рис. 3.35) зовнішнім навантаженням є поперечна колова сила, яка виникає в результаті передачі обертового моменту і прикладена на відстані, що дорівнює радіусу $D/2$ кола, на якому розміщуються центри болтів:

$$R = F_t = T \cdot D / 2.$$

Якщо болти навантажені неоднаково, то знаходять найбільш навантажений болт, визначають навантаження на нього, за яким і виконують розрахунок.

Навантаження, що припадає на найбільш навантажений болт групи, в кожному конкретному випадку визначають по-різному. Для прикладу розглянемо групу болтів, що кріплять стійку до бетонної основи (рис. 4.18).

Силу R , що діє на стійку під кутом α до горизонталі, розкладемо на дві складові і вертикальну $R \sin \alpha$ і горизонтальну $R \cos \alpha$

Під дією сили $R \sin \alpha$ на кожний болт припадає зовнішня осьова сила:

$$F_1 = (R \sin \alpha) / z . \quad (4.41)$$

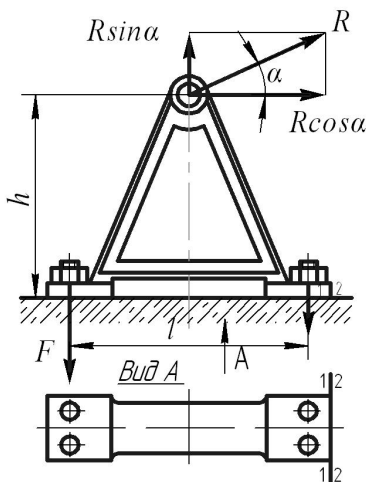


Рис. 4.18. До розрахунку болтового з'єднання з навантаженням, що розкриває стик

Сила $R \cos \alpha$ намагається зсунути стійку, для уникнення зсуву кожен болт має бути затягнутим силою затяжки F_2 , яка б створила між стійкою і опорною поверхнею основи силу тертя, що зрівноважила б дію сили $R \cos \alpha$. Для цього треба виконати таку умову:

$$z F_2 f \geq K_{zc} R \cos \alpha ,$$

де f – коефіцієнт тертя; K_{zc} – коефіцієнт запасу зсуву, $K_{zc} = 1,2 \dots 1,3$. Тоді необхідна сила затягування кожного болта із умови відсутності зсуву:

$$F_2 = K_{zc} R \cos \alpha / (z \cdot f). \quad (4.42)$$

Сила $R \cos \alpha$ створює також момент, що прагне перевернути стійку відносно лінії 2-2. Оскільки лінія 2-2 розміщується недалеко від лінії 1-1 для спрощення розрахунку приймемо, що момент сили $R \cos \alpha$ відносно лінії 1-1 врівноважується моментами сил, що діють на ліві болти, відносно тієї самої лінії:

$$h R \cos \alpha = F_3 l / 2,$$

звідки:

$$F_3 = 2h R \cos \alpha / (zl). \quad (4.43)$$

Таким чином, повна осьова зовнішня сила, що припадає на найбільш навантажений болт:

$$F = F_1 + F_2 + F_3.$$

За цією силою болт розраховують як затягнутий із зовнішнім навантаженням.

4.1.8. Клемові з'єднання

Клемові фрикційно-гвинтові з'єднання використовують для закріплення на циліндричних стрижнях таких деталей, як кривошипи, важелі, шківни тощо. Основною перевагою таких з'єднань є можливість установки деталі в будь-якому кутовому положенні на будь-якій ділянці гладкого стрижня, основним недоліком є недостатня надійність, особливо за змінних навантажень.

З'єднання передає зовнішнє навантаження Q на вал 3 за рахунок сил тертя, що створюються між валом і маточиною 4 в результаті затяжки болтів 1 і 2. Конструктивно клемове з'єднання може

бути виконаним з нероз'ємною (рис. 4.19а) і з роз'ємною (рис. 4.19б) маточинами.

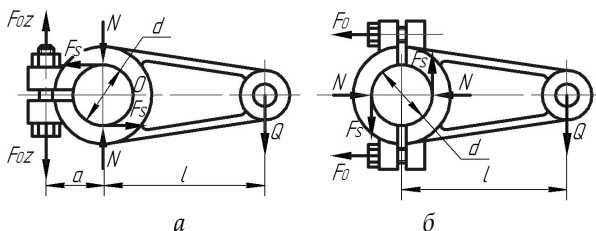


Рис. 4.19. Клемові з'єднання:

a – з нероз'ємною маточиною; *б* – з роз'ємною маточиною

Необхідна сила затяжки болта клемового з'єднання з нероз'ємною маточиною (рис. 4.19а) визначається із умови рівноваги між зовнішнім моментом і моментом сил тертя, що виникають між маточиною і стрижнем в результаті дії сили N тиску під час затягування болта:

$$Nfd = kQl, \quad (4.44)$$

де $k = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує нестабільність коефіцієнта тертя f .

Сила N тиску визначається із умови рівності моментів сил N і F_0 відносно точки O , вважаючи, що половини маточини клеми з'єднанні шарнірно в цій точці з важелем:

$$F_0(a + 0,5d) = 0,5Nd.$$

Звідки

$$N = F_0(2a/d + 1). \quad (4.45)$$

Підставивши (4.45) в (4.44), одержимо необхідну силу затягування болта:

$$F_0 = kQ \cdot l / [f(2a + d)]. \quad (4.46)$$

За цією силою болт перевіряється на розтяг з врахуванням скручування під час затягування (4.19).

У клемовому з'єднанні з роз'ємною маточиною і двома гвинтами (рис. 4.19б) сила тиску $N = 2F_0$ і тоді із умови рівноваги моментів сил тертя і зовнішньої сили:

$$Nfd = kQl,$$

знайдемо необхідну силу затягування для одного гвинта:

$$F_0 = kQl / (2fd). \quad (4.47)$$

Як і за виразом (4.46) цю силу можна використати як для перевірного, так і проектного розрахунків болта на розтягування з врахуванням скручування.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Переваги і недоліки різьбових з'єднань.
 2. Основні типи кріпильних різьб.
 3. Як позначають метричну, трубну, круглу різьбу?
 4. Основні типи різьбових з'єднань і їх деталей.
 5. Як умовно позначають болти, гайки, шпильки?
 6. Наведіть декілька типів болтів, гайок, шайб.
 7. Наведіть декілька способів стопоріння різьбових з'єднань.
 8. Що беруть за номінальний діаметр у позначенні трубної різьби?
 9. Розшифруйте умовне позначення: болт М18х60.5.6.
 10. Як визначають момент опору під час загвинчування гайки?
 11. Як розподіляється навантаження витками різьби?
 12. Які деформації виникають у різьбі навантаженої гвинтової пари? Як прийнято виконувати розрахунок різьбового з'єднання?
 13. Як виконують розрахунок незатягнутого різьбового з'єднання?
 14. Як враховують кручення під час розрахунку затягнутого різьбового з'єднання без зовнішнього навантаження?
 15. Як враховують групове різьбове з'єднання?
-

4.2. Шпонкові, шліцьові та профільні з'єднання

4.2.1. Загальні відомості, призначення і класифікація шпонок

Шпонкові з'єднання використовують для закріплення деталей на валах і осях і для передачі обертального моменту від вала до закріплених на ньому деталей (шківів, зірочок, зубчастих коліс, муфт тощо) і навпаки від деталей до вала. Передача здійснюється через шпонку, яка розміщується в пазах вала і маточини деталі.

Переваги шпонкових з'єднань: простота конструкції і порівняно легкий монтаж і демонтаж.

Недоліки: шпонкові пази ослаблюють вал і маточину; виникає концентрація напружень в зоні паза, що знижує опір втомленості вала; необхідна ручна пригонка або підбір; неможливо забезпечити концентричну посадку спряжених деталей, що за великих частот обертання призводить до виникнення значних динамічних навантажень. Вказані недоліки обмежують використання шпонкових з'єднань в машинах крупносерійного і масового виробництва.

Розрізняють ненапружені і напружені шпонкові з'єднання.

Ненапружені шпонкові з'єднання виконуються за допомогою призматичних та сегментних шпонок. Найбільш поширені з'єднання призматичними шпонками.

Стандартом передбачаються звичайні та високі призматичні шпонки. Останні призначені для з'єднання деталей з короткими маточинами.

Звичайні призматичні шпонки виконуються із округленими (рис. 4.20) (виконання А) або з плоскими (виконання Б) торцями. Шпонки із скругленими торцями розміщують на валу в пазах, виконаних пальцевою фрезою, пази для шпонки із плоскими торцями можна виконати дисковою фрезою, що технологічніше і створює меншу концентрацію напружень у валу.

Призматичні напрямні шпонки з кріпленням на валу використовуються в рухомих в осьовому напрямі з'єднаннях.

Згідно зі стандартом розміри поперечного перерізу призматичної шпонки: ширину b і висоту h , а також глибини пазів на валу t_1 і у маточині t_2 вибирають залежно від діаметра вала. Довжина l шпонки вибирається дещо меншою ширини маточини деталі, пе-

ревіряється розрахунком на міцність і узгоджується зі стандартним рядом. Робоча довжина шпонки зі скругленими кінцями $l_0 = l - b$.

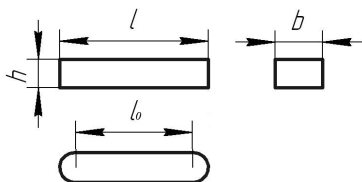


Рис. 4.20. Призматична шпонка з округленими торцями

Робочими гранями призматичних шпонок є їх бічні, більш вузькі грані. Для полегшення складання шпонкового з'єднання між шпонкою і дном паза маточини передбачається зазор. Відхилення ширини шпонки, пазів у маточині і валу вибирають відповідно $h6$, $H7$, $i6$.

Умовне позначення звичайної призматичної шпонки з розмірами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм і $l = 100$ мм: шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78.

З'єднання сегментними шпонками (рис. 4.21) є різновидом з'єднань призматичними шпонками, оскільки вони мають однаковий принцип роботи шпонок – боковими гранями. Сегментні шпонки і пази для них в валах простіші у виготовленні, глибока посадка шпонки забезпечує стійке положення її в валу, що зменшує перекіс і концентрацію тиску. Однак глибокий паз суттєво ослаблює вал, тому сегментні шпонки використовуються для передачі відносно невеликих моментів.

Залежно від діаметра вала стандарт встановлює ширину b і висоту h шпонки, діаметр D її заготовки, довжину l , а також глибини пазів вала t_1 і маточини t_2 .

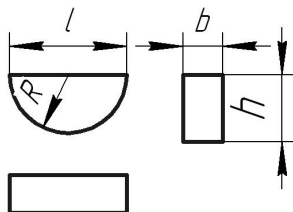


Рис. 4.21. Сегментна шпонка

Умовне позначення сегментної шпонки з розмірами $b = 6$ мм, $h = 10$ мм, $D = 25$ мм, $l = 24,5$ мм: шпонка сегментна 6х10 ГОСТ 24071-80.

Напружені шпонкові з'єднання виконують за допомогою клинових шпонок.

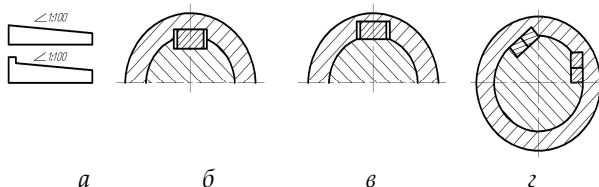


Рис. 4.22. Напружені шпонкові з'єднання:

a – клинові врізні шпонки; *б* – з'єднання клиновою врізною шпонкою; *в* – з'єднання клиновою шпонкою на лисці; *г* – з'єднання фрикційними шпонками

Клинові шпонки являють собою односкісні клини з ухилом 1:100 (рис. 4.22а), які із зусиллям вводяться в пази вала і маточини. На відміну від призматичних, у клинових шпонок робочими є верхня і нижня широкі грані, а між боковими гранями і пазами передбачається зазор (рис. 4.22б). У разі забивання клинової шпонки виникає радіальне зміщення маточини щодо осі вала і перекіс деталі, що викликає її торцеве биття. З цієї причини, а також через складності обробки паза в маточині з ухилом, що дорівнює ухилу грані шпонки, використання клинових шпонок обмежується тиходійними передачами.

Клинові врізні шпонки можуть виготовлятися без головки або з головками (рис. 4.22а). Головка значно полегшує монтаж і особливо демонтаж з'єднання, що є важливим за необхідності частого розбирання і складання.

Існують клинові шпонки на лисці (рис. 4.22в) (менше послаблюють вал) і фрикційні (рис. 4.22г) (дозволяють з'єднувати вал і маточину в будь-якому положенні). Простим, але не зовсім надійним є з'єднання з допомогою циліндричних шпонок, які вставляють в отвір, просвердлений в торцях вала і маточини. Використання цих шпонок обмежене.

Матеріалом для шпонок служать вуглецеві сталі з границею міцності не меншою 600 МПа. Призматичні шпонки і клинові шпонки без головок виготовляють із чистотягнутої сталі згідно з

стандартом. Сегментні шпонки виготовляються із цільнотягнутої сталі сегментного профілю.

4.2.2. Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

У шпонкових з'єднаннях, зазвичай, перевіряється міцність шпонки. Під час передачі обертального моменту в шпонці виникають напруження зрізу і зминання.

Для з'єднання *призматичною шпонкою* (рис. 4.23) умова міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = F_{зр} / A_{зр} = 2T / dl_0 b \leq [\tau]_{зр}, \quad (4.48)$$

на зминання:

$$\sigma_{зм} = F_{зм} / A_{зм} = 2T / [dl_0 (h - t_1)] \leq [\sigma]_{зм}. \quad (4.49)$$

Стандартні розміри шпонки визначають з розрахунку на зминання. Враховуючи це, а також те, що $b > h - t_1$, тобто $\tau_{зр} < \sigma_{зм}$, шпонкові з'єднання зі стандартними розмірами шпонок перевіряють тільки на зминання, до того ж розрахунок виконується умовно з припущенням, що тиск на поверхнях контакту бокових граней шпонки з валом і маточиною розподіляється рівномірно.

Якщо довжина шпонки попередньо не вибирається за стандартом, то її робоча довжина визначається із (4.49):

$$l_0 \geq 2T / [d(h - t_1)][\sigma]_{зм}, \quad (4.50)$$

і за знайденим значенням $l=l_0+b$ із стандартного ряду вибирається повна довжина шпонки.

Перевірний розрахунок з'єднання *сегментною шпонкою* виконується так само, як і для призматичної шпонки. Наприклад, умова міцності у разі зминання:

$$\sigma_{зм} = 2T / [dl(h - t_1)] \leq [\sigma]_{зм}. \quad (4.51)$$

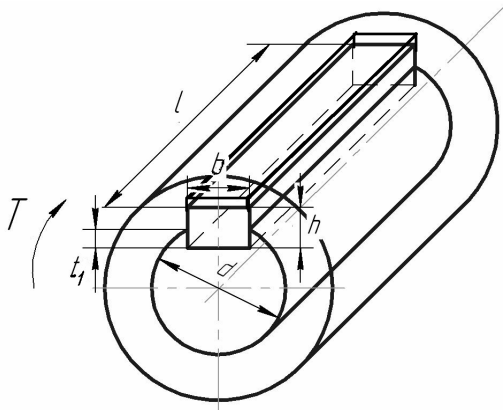


Рис. 4.23. Розрахункова схема ненапруженого шпонкового з'єднання

Допустимі напруження для ненапружених нерухомих шпонкових з'єднань вибираються за рекомендаціями, виробленими практикою:

- за спокійного навантаження; під час перехідних посадок маточини на вал $[\sigma]_{зм} = (100...120)$ МПа (стальна маточина) і $[\sigma]_{зм} = (70...80)$ МПа (чавунна маточина); під час посадок з гарантованим натягом $[\sigma]_{зм} = (160...180)$ МПа (стальна маточина) і $[\sigma]_{зм} = (110...130)$ МПа (чавунна маточина);
- за помірних коливань навантаження допустимі напруження зменшуються на 30%, за значних коливань і ударних навантажень – на 60%.

4.2.3. Розрахунок напружених шпонкових з'єднань

У результаті запресовування клинної шпонки на її робочих гранях (верхній та нижній) виникають рівномірно розподілені напруження зминання.

Для спрощення розрахунку приймають, що під час передачі шпонковим з'єднанням обертального моменту T напруження зминання за шириною поверхні робочих граней шпонки розподіля-

ються за законом трикутника (рис. 4.24). У такому випадку момент T , що передається з'єднанням, врівноважується моментом нормальної сили F , що виникає між маточиною і шпонкою, моментом сил тертя між маточиною і шпонкою та маточиною і валом. Приймаючи приблизно, що плече сил тертя дорівнює радіусу вала, одержимо умову рівноваги вала:

$$T = Fb/6 + fFd, \quad (4.52)$$

де f – коефіцієнт тертя, для спрощення прийнятий однаковим для пар маточина – шпонка і маточина – вал.

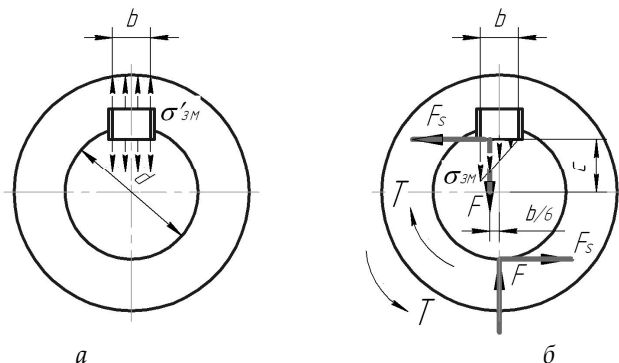


Рис. 4.24. Розрахункова схема напруженого шпонкового з'єднання: *a* – до прикладення навантаження; *б* – під час передачі моменту

Із умови рівноваги визначається нормальна сила, яка створює напруження зминання:

$$F = 6T(b + 6fd). \quad (4.53)$$

Із прийнятого закону розподілу напружень зминання за шириною шпонки:

$$F = 0,5bl\sigma_{3M}. \quad (4.54)$$

Перевірний розрахунок клинної врізної шпонки виконується на змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{зм}}{A_{зм}} = 2F_n / lb = 12T / [lb(b + 6fd)] \leq [\sigma]_{зм} \quad (4.55)$$

Допустимі напруження змінання можна приймати $[\sigma]_{зм} = (80 \dots 100)$ МПа.

Під час конструювання шпонкових з'єднань слід дотримуватись таких рекомендацій.

1. Розміри поперечного перерізу шпонки вибираються за довідником залежно від діаметра вала. Довжина шпонки узгоджується із шириною маточини і округляється до стандартного розміру, з тим, щоб він не перевищував ширини маточини.

2. Якщо одна шпонка не може передати заданий момент, необхідно передбачити дві або три шпонки, але при цьому слід враховувати те, що встановлення декількох шпонок має технологічні труднощі, а також ослаблює вал і маточину. В такому випадку краще перейти до шліцьового з'єднання.

3. В умовах обмежених габаритів не завжди можна легко демонтувати шпонку із вала, тому його конструкція має бути такою, щоб всі деталі могли бути демонтовані без видалення шпонки, тобто слід забезпечити необхідний перепад посадочних діаметрів.

4. З точки зору технології виготовлення вала доцільно використовувати для одного вала шпонки однакового поперечного перерізу, вибираючи їх за найменшим діаметром перерізу, що має шпонковий паз.

5. З'єднання вала з маточиною деталі за допомогою шпонки краще виконувати з натягом, що гарантує не порушення стику. Для зубчастих коліс коробок передач використовують перехідні посадки. Це зв'язано з труднощами складання деталей всередині корпусу, що не має площини рознімання.

Рекомендуються такі посадки (для реверсивних передач): для циліндричних прямозубих коліс $H7/p6$ ($H7/r6$); для циліндричних косозубих і черв'ячних коліс $H7/r6$ ($H7/s7$); для конічних коліс $H7/s7$ ($H7/t6$); для коліс коробок передач $H7/k6$ ($H7/m6$).

Посадки шпонок регламентуються стандартами. Поле допуску розміру ширини призматичної шпонки і розміру товщини сегментної шпонки приймається $h9$. Призматична шпонка має сидіти в пазу вала з натягом, тому поле допуску паза вала $P9$; для сегмент-

ної шпонки поле допуску паза вала *N9*. Поля допусків ширини пазів отворів: для нереверсивної передачі *J_s9*, реверсивної *P9*.

4.2.4. Шліцьові (зубчасті) з'єднання

Шліцьове з'єднання утворюється виступами (зубцями) на валу і відповідними впадинами (шліцями) у маточині деталі (рис. 4.25). На валу зубці нарізують методом обкатування, а пази в маточинах виконують протягуванням. Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багатошпонкове, у якого шпонки виконані як одне ціле з валом.

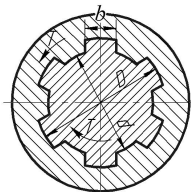


Рис. 4.25. Шліцьове з'єднання

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання мають низку переваг:

- висока навантажувальна здатність в результаті збільшення сумарної робочої поверхні, зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по колу вала;
- висока надійність під час дії динамічних і реверсивних навантажень;
- більш точне центрування маточини на валу.

Технологія виготовлення шліцьових з'єднань порівняно зі шпонковими складніша, але в умовах масового виробництва це не має вирішального значення, а названі переваги дозволяють використовувати їх в важконавантажених швидкохідних машинах (трансмисії автомобілів, тракторів та інших сільськогосподарських машин, у верстатах тощо). Шліцьові з'єднання забезпечують жорстке фіксування деталей в коловому напрямі і допускають їх взаємне осьове переміщення (рухомі з'єднання).

За формою поперечного перерізу зубців розрізняють три типи з'єднань: прямобічні (ГОСТ 1139-80); евольвентні (ГОСТ 6033-80); трикутні (галузеві стандарти).

З'єднання з прямобічними зубцями (рис. 4.26) найбільш поширені. Залежно від числа зубців ($z = 6..20$) і їх висоти стандарт передбачає з'єднання трьох серій: легку, середню і важку. У разі переходу від легкої серії до середньої і, відповідно, до важкої за незмінного внутрішнього діаметра d зубців збільшується їх число, зовнішній діаметр D і, як результат, навантажувальна здатність.

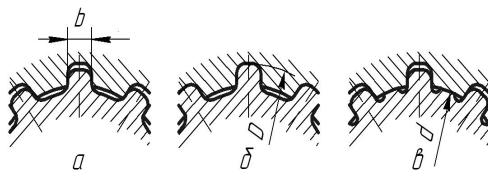


Рис. 4.26. Шліцьові з'єднання з прямобічними зубцями з центруванням:

a – за бічними сторонами зубців; $б$ – за зовнішнім діаметром; $в$ – за внутрішнім діаметром

Легка серія рекомендується для нерухомих з'єднань, середня – для рухомих, важка – для нерухомих і рухомих під час передачі великих моментів і важких умовах за зношуванням.

Центрування, тобто одержання співвісного положення з'єднаних деталей, виконується: за зовнішнім (рис. 4.26б) або внутрішнім (рис. 4.26в) діаметром зубців, а також за бічними сторонами зубців (рис. 4.26а).

Для перших двох типів центрування з'єднання мають мінімальні зазори за поверхнями діаметрів D і d відповідно і обмежений зазор за боковими поверхнями. За центрувальним діаметром передбачається значний зазор. Під час центрування за розміром b мінімальний зазор устанавлюють за боковими поверхнями зубців і значні зазори за поверхнями діаметрів d і D .

Центрування за зовнішнім або внутрішнім діаметром виконується в з'єднаннях, до яких ставляться підвищені вимоги до точності обертання спряжених деталей (наприклад, зубчастих коліс).

Центрування за зовнішнім діаметром технологічно найбільш просте і економічне, оскільки центрувальна поверхня вала може виконуватись точінням і круглим шліфуванням, а маточини – протягуванням. Це можливо тільки за невисокої твердості маточини

(до 350НВ). Центрування з'єднання за внутрішнім діаметром виконується за високої твердості маточини (понад 350НВ), при цьому обробка центрувальних поверхонь вала і маточини – шліфування.

Центрування за боковими поверхнями зубців сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубцями, але не забезпечує точної співвісності маточини і вала. Використовуються порівняно рідко – тільки в з'єднаннях, що передають динамічні реверсивні навантаження, наприклад, у шліцьових з'єднаннях карданних валів автомобілів.

У сучасних конструкціях успішно використовується центрування шліцьових з'єднань за допоміжними поверхнями, винесеними за межі з'єднання.

Стандарти регламентують умовне позначення та допуски прямобічних шліцьових з'єднань.

Умовне позначення складається із літери, що позначає поверхню центрування, числа зубців, номінальних розмірів d , D і b з'єднання, позначень посадок діаметрів і розміру b , які розміщуються після відповідних розмірів.

Допускається не вказувати в позначенні допуски нецентрувальних діаметрів.

Приклад умовного позначення з'єднання з числом зубців $z = 8$; внутрішнім діаметром $d = 52$ мм, зовнішнім діаметром $D = 58$ мм, шириною зубців $b = 10$ мм, з центруванням за зовнішнім діаметром з посадкою за діаметром центрування $H8/h7$ і за шириною $F10/h9$: $D-8x52x58H8/h7x10F10/h9$.

З'єднання з евольвентними зубцями (рис. 4.27) порівняно зі з'єднаннями із прямобічними зубцями має низку переваг: більшу міцність зубців унаслідок їх стовщення до основи і кращу технологічність шліцьових валів, але виготовлення евольвентних шліців у маточинах значно складніше, оскільки евольвентні протяжки дорогі і шліфування шліців є більш трудомістким.

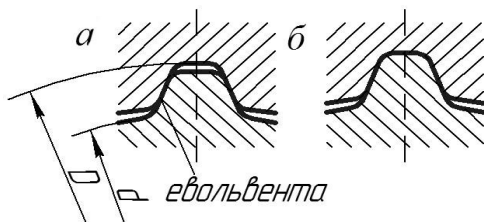


Рис. 4.27. Шліцьові з'єднання з евольвентними зубцями з центруванням:

а – за бічними сторонами зубців; *б* – за зовнішнім діаметром

Профіль зубців подібний до профілю зубців зубчастих коліс, відрізняється тільки більшим кутом профілю ($\alpha = 30^\circ$) і меншою висотою зубців, що пов'язано з відсутністю перекочування. Аналогічна і технологія виготовлення.

Центрування евольвентних шліцьових з'єднань виконується за бічними поверхнями зубців (рис. 4.27а) і зрідка за зовнішнім діаметром (рис. 4.27б).

Умовне позначення з'єднання з евольвентними зубцями складається із номінального (зовнішнього) діаметра D з'єднання, модуля m , позначення посадки, розміщеного після центруючого розміру, номера стандарту.

Приклад умовного позначення з'єднання за номінальним діаметром $D = 60$ мм, модулем $m = 3$ мм, з центруванням за бічними поверхнями зубців із посадкою $H9/f9$:

$60x3xH9/f9$ ГОСТ6033–80.

З'єднання з трикутними зубцями (рис. 4.28) використовуються переважно для нерухомих з'єднань при тонкостінних маточинах, порожнистих валах, а також в з'єднаннях сталевих валів з маточинами із легких сплавів. Ці з'єднання не стандартизовані. За рекомендаціями галузевих стандартів за номінальний діаметр приймають зовнішній або дільний діаметр, модуль $m = (0,2...1,6)$ мм, число зубців $z = 20...70$, кут за вершини зубця маточини становить 60° , 72° або 90° . Центрування виконується тільки за боковими поверхнями зубців.

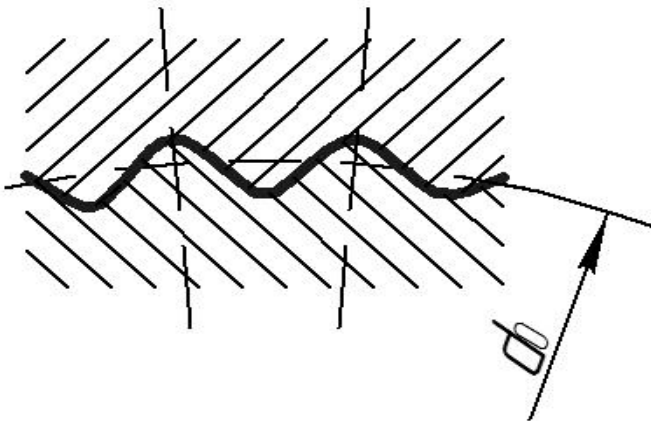


Рис. 4.28. Шліцьове з'єднання з трикутними зубцями

23.5. Проектування і розрахунок шліцьових з'єднань

Зовнішній діаметр D шліцьового з'єднання визначається із умов міцності та жорсткості вала або технологічними міркуваннями. Довжина з'єднання береться не більшою $1,5D$; за більшої довжини суттєво збільшується нерівномірність розподілу навантаження вздовж зубців і трудомісткість виготовлення. Число зубців і розміри їх поперечного перерізу визначають залежно від діаметра вала.

Шліцьові з'єднання виходять з ладу в результаті пошкоджень робочих поверхонь зубців: зношення, змінання, фретинг-корозії, заїдання, а також поломок шліцьових валів і зубців.

Основними критеріями роботоздатності з'єднань є опір робочих поверхонь змінанню і зношуванню в результаті відносних переміщень, зумовлених деформаціями і зазорами.

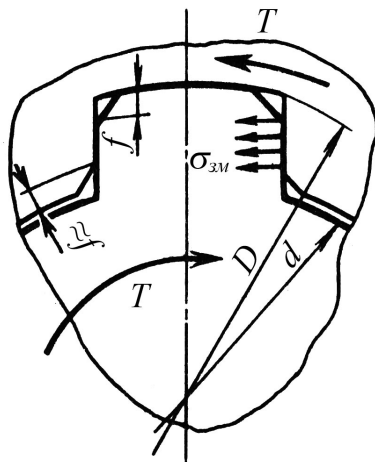


Рис. 4.29. Схема до розрахунку шліцьового з'єднання

Для забезпечення необхідної роботоздатності виконується перевірний розрахунок на змінання і зношування за умовними напруженнями

$$\sigma = 2T / (l h d_m z) \leq [\sigma]_{\text{умов.}} \quad (4.56)$$

де T – обертальний момент, що передається з'єднанням; l – довжина з'єднання; h – висота поверхні контакту зубців; d_m – середній діаметр з'єднання (рис. 4.29); $[\sigma]_{\text{умов}}$ – умовне допустиме напруження.

Для прямобічних зубців $h \approx 0,5(D - d)$; $d_m \approx 0,5(D + d)$; для евольвентних $h \approx 0,8m$; $d_m \approx D - 1,1m$; для трикутних $h = 0,5(D_1 - d_1)$; $d_m = mz$, де D_1 – діаметр зубців вала; d_1 – діаметр вершин зубців маточини.

Під час вибору умовних допустимих напружень прямобічних з'єднань валів із зубчастими колесами враховується динамічність навантаження, похибки виготовлення, нерівномірність розподілу навантаження між зубцями тощо.

Для з'єднань, що передають тільки момент, умовні допустимі напруження можна приймати: за незагартованих поверхонь $[\sigma]_{\text{умов}} = (80 \dots 120)$ МПа, а загартованих $[\sigma]_{\text{умов}} = (120 \dots 150)$ МПа. Більші значення приймаються за спокійного навантаження.

У шліцьових з'єднаннях зубчастих коліс з валами бажано шліцьову ділянку маточини розміщувати симетрично відносно віснів коліс для того, щоб уникнути нерівномірного зношування зубців з'єднання і перекосу зубців колеса.

Залежність зменшення зношування робочих поверхонь у разі збільшення твердості матеріалу майже квадратна, тому їх доцільно зміцнювати, у відповідальних з'єднаннях використовується поверхневе загартування, цементация або азотування.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть переваги і недоліки шпонкових з'єднань.
2. Яким шпонками виконується ненапружене шпонкове з'єднання?
3. Як вибирають розміри поперечного перерізу призматичної шпонки?
4. Як технологічно виконують пази для призматичних шпонок і для сегментних?
5. Які грані шпонок є робочими для ненапружених з'єднань і які для напружених?

6. Як розраховують на міцність ненапружені шпонкові з'єднання?
 7. Як вибирають допустимі напруження під час розрахунку шпонкових з'єднань на міцність?
 8. Як розраховують на міцність напружені шпонкові з'єднання?
 9. Які переваги мають шліцьові з'єднання порівняно зі шпонковими?
 10. Як і для чого виконують центрування шліцьових з'єднань?
 11. Як умовно позначають шліцьові з'єднання?
 12. Як виконують розрахунок шліцьових з'єднань?
-

4.3. Зварні, паяні та клеєні з'єднання

4.3.1. Зварні з'єднання. Загальні відомості

Зварні з'єднання – це нерознімні з'єднання за допомогою зварного шва. Зварювання деталей здійснюється використанням сил молекулярного зчеплення під час їх місцевого нагрівання до плавлення або розігрівання стику з використанням тиску. Зварне з'єднання є найдосконалішим нерознімним з'єднанням, оскільки краще ніж інші приближує з'єднані деталі до цілісної, простіше забезпечуючи умови рівномірності і зменшення маси. Зварені деталі у багатьох випадках замінюють деталі ковани, штамповані або виготовлені литвом: корпуси редукторів, станини, рами, зубчасті колеса, шківни, зірочки тощо.

Залежно від способу нагрівання розрізняють зварювання електродугове, газове, контактне, тертям тощо.

Під час *електродугового зварювання* металевий електрод приєднується до одного із полюсів джерела струму, а з'єднані деталі – до іншого. За наближення електрода до деталей виникає електрична дуга, яка розплавляє електрод і краї деталей.

Ручне електродугове зварювання використовується здебільшого для з'єднань зі складними за конфігурацією зварними швами, а також під час індивідуального і малосерійного виробництва для з'єднання деталей товщиною від 1 до 60 мм. Для захисту розплавленого металу від впливу зовнішнього середовища на поверхню електрода наноситься захисне покриття, яке за високої температури

ри виділяє шлак і газ і таким чином утворює ізолююче середовище. Це забезпечує якість металу зварного шва, яка може значно погіршитися під впливом кисню і азоту повітря.

Автоматичне дугове зварювання виконується зварювальною машиною під шаром флюсу, до складу якого входять шлакоутворювальні (для захисту шва від впливу зовнішнього середовища), легуючі та розкиснювальні компоненти. Використання великої сили струму дозволяє значно підвищити продуктивність процесу, знизити витрати електродного матеріалу, забезпечує високі і однорідні механічні властивості з'єднань

Під час *електрошлакового зварювання* джерелом нагрівання служить тепло, яке виділяється у разі проходження струму від електроду до виробу через шлакову ванну. Цей спосіб дуже продуктивний під час зварювання деталей значної товщини.

У разі *контактного зварювання* деталей нагрівання їх стику відбувається за рахунок теплоти, яка виділяється під час проходження струму в декілька тисяч ампер через стик, де виникає найбільший омичний опір. Тут метал розігрівається до розплавленого стану, потім струм виключається, а з'єднані деталі стискаються. Для утворення герметичних швів використовується контактне шовне зварювання. Це зварювання виконується електродами у вигляді дисків, що перекочуються, формуючи вузький безперервний або переривчастий шов вздовж стику деталей. За точкового контактного зварювання з'єднання утворюється в окремих точках, до яких підводяться електроди зварювальної машини. У разі такого зварювання герметичність з'єднання не забезпечується.

У сучасному виробництві широко використовуються спеціальні види зварювання. Для з'єднання деталей із високолегованих сталей, сплавів та кольорових металів застосовується зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію). Поширюється зварювання за допомогою електронного променя, лазера, ультразвуку, вибуху, плазми тощо.

Перевагами зварних з'єднань порівняно із заклепковими є економія металу, відсутність отворів, що послаблюють поперечний переріз, менша трудомісткість робіт.

До *недоліків* зварних з'єднань належать: виникнення залишкових напружень у зварюваних деталях після закінчення процесу зварювання, жолоблення, погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень, значна концентрація напружень в області зварних швів і зниження антикорозійної стійкості, складність контролю якості зварних швів.

4.3.2. Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів зварні з'єднання діляться на стикові, напусткові, таврові та кутові.

Стикові з'єднання (рис. 4.30) є найраціональнішим видом з'єднання і утворюються дуговим або газовим зварюванням за допомогою стикового зварного шва. Залежно від товщини з'єднуваних елементів з'єднання може виконуватися з обробкою або без обробки кромки, з підварюванням або без підварювання з іншого боку.

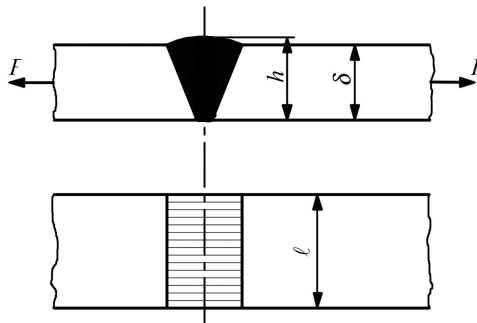


Рис. 4.30. Стикове зварне з'єднання

З'єднувати в стик можна не тільки листи чи смуги, а і труби, кутники, швелери, двотаври та інші деталі з фасонним профілем.

Напусткові з'єднання виконуються за допомогою кутових (валікових) швів (рис. 4.32). Залежно від розміщення шва відносно діючого навантаження кутові шви називаються: *лобовими* (рис. 4.31а) – у разі розміщення перпендикулярно до напрямку діючої сили, *фланговими* (рис. 4.31б) – паралельно напрямку діючої сили, *косими* – якщо напрям швів утворює деякий кут з напрямом діючої сили, *комбінованими* (рис. 4.31в) – якщо з'єднання виконане лобовими і фланговими швами. Форма поперечного перерізу кутових швів може бути *нормальною* (рис. 4.31д), *випуклою* (рис. 4.31е) і *увігнутою* (рис. 4.31ж,з). Нормальна та увігнута (поліпшена) форми зварних швів досягаються механічною обробкою їх після зварювання і мають меншу концентрацію напружень порівняно з випуклою.

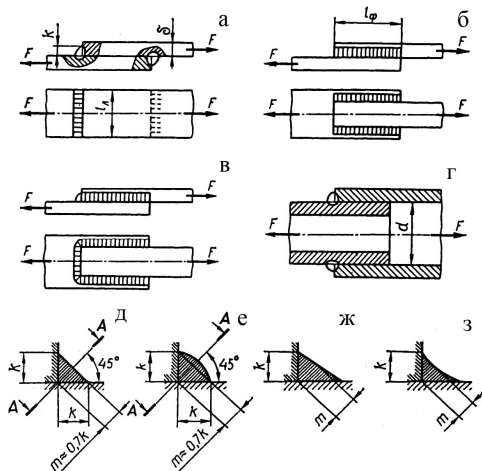


Рис. 4.31. Напусткове зварне з'єднання:

a – з лобовим швом; *б* – з фланговим швом; *в* – з комбінованим швом; *г* – з'єднання труб; валикові шви: *д* – нормальний; *е* – випуклий; *ж, з* – увігнутий

Основною геометричною характеристикою валикового шва є його катет k , який за технологічними умовами приймається приблизно рівним товщині з'єднуваних деталей ($k \leq \delta$), але не меншим 3 мм за товщини δ з'єднуваних елементів більший 3 мм.

Нерівномірність розподілу напружень підвищується за збільшення довжини l шва, тому довжину флангових швів обмежують умовою $l \leq 50k$.

У *тавровому з'єднанні* елементи розміщуються у взаємно перпендикулярних площинах. Це з'єднання виконується стиковим швом з обробкою кромки (рис. 4.32б,в) або кутовим швом без обробки кромки (рис. 4.32а).

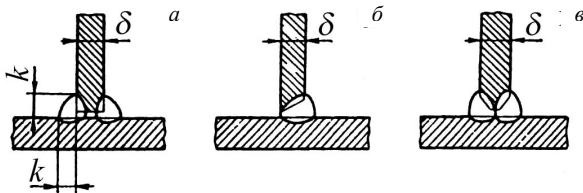


Рис. 4.32. Таврові зварні з'єднання:

a – без обробки кромки; *б, в* – з обробкою кромки

Кутові з'єднання виконують як без обробки кромки (рис. 4.33а,б) , так і з обробкою (рис. 4.33в,г). У більшості випадків такі з'єднання розраховані на сприймання малого навантаження і використовуються для забезпечення щільності.

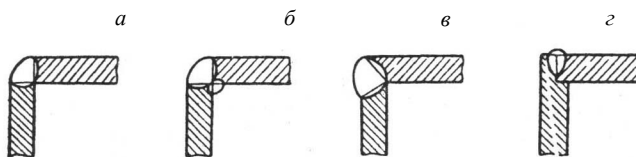


Рис. 4.33. Кутові зварні з'єднання:

а, б – без обробки кромки; *в, г* – з обробкою кромки

У деяких випадках, коли міцність напусткових з'єднань не забезпечується вибраними швами, додатково виконуються коркові (рис. 4.34а) або прорізні (рис. 4.34б) та проплавні (рис. 4.34в) зварні шви.

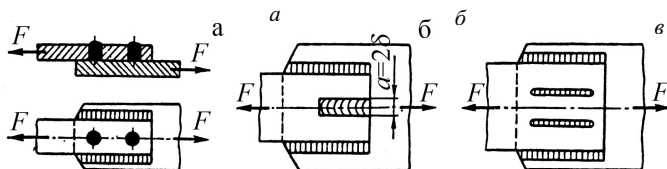


Рис. 4.34. Коркові (а), прорізні (б) та проплавні (в) шви

З'єднання точковим контактним зварюванням (рис. 4.35а,б) використовуються переважно для з'єднання деталей із тонкого листового матеріалу за сумарної товщини не більше 8...10 мм. Діаметр зварної точки вибирається залежно від меншої товщини δ з'єднуваних деталей:

$$d = 1,2\delta + 4 \text{ мм, якщо } \delta \leq 3 \text{ мм;}$$

$$d = 1,5\delta + 5 \text{ мм, якщо } \delta > 3 \text{ мм.}$$

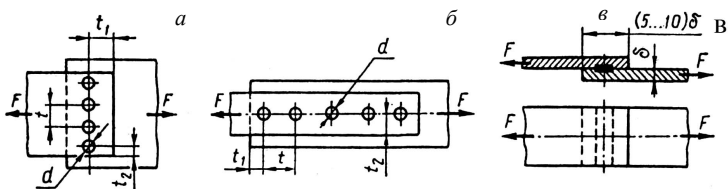


Рис. 4.35. З'єднання деталей контактним зварюванням:

a, б – точкове; *в* – шовне

Крок t зварних точок не має перевищувати $3d$, а відстань точок від країв деталей $t_1 = 2d$ і $t_2 = 1,5d$.

Ці з'єднання порівняно погано працюють за змінних навантажень.

З'єднання шовним контактним зварюванням (рис. 4.35б,в) використовується для деталей із тонких листів, товщина яких не перевищує (2...3) мм.

4.3.3. Розрахунки зварних з'єднань на міцність

Міцність зварного з'єднання залежить від багатьох факторів: якість матеріалу деталей (краще зварюються сталі, особливо низько- і середньовуглецеві, гірше високовуглецеві сталі, чавуни, сплави кольорових металів); досконалість технологічного процесу зварювання; конструкція з'єднання; спосіб зварювання; характер діючих навантажень тощо.

Під час конструювання розміри та типи швів зварних з'єднань визначають за формою та конструкцією деталей, тому розрахунки зварних з'єднань здебільшого виконують як перевірки.

Під час розрахунків приймаються такі допущення:

- сила, що діє на з'єднання, розподіляється рівномірно за довжиною шва;
- напруження рівномірно розподілене за поперечним перерізом шва.

Розрахунок, зазвичай, починається з установлення типу зварного з'єднання, величини навантаження і його напрямку щодо шва.

Стикове з'єднання. Це з'єднання може руйнуватися на шву, місці сплавлення металу шва з металом деталі, перерізі самої деталі в зоні термічного впливу – ділянки деталі, що прилягає до шва, де в результаті нагрівання під час зварювання міняються механічні властивості металу.

Розрахунок стикового зварного з'єднання виконується як розрахунок цілісної деталі. Можливе пониження міцності деталей, що пов'язане зі зварюванням, враховується під час призначення допустимих напружень.

Наприклад, смуга зварена в стик (рис. 4.30) перевіряється на розтяг:

$$\sigma = F/A = F/(b\delta) \leq [\sigma]', \quad (4.57)$$

де F – сила, що навантажує з'єднання; b і δ – ширина і товщина смуги; $[\sigma]'$ – допустиме напруження для зварних з'єднань.

За необхідності підвищення міцності з'єднання використовуються косі шви.

Напугтовке з'єднання. Кутові шви цих з'єднань умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом, який знаходиться в бісектрисній площині прямого кута поперечного перерізу шва (рис. 4.31д), де розрахункова товщина шва $t = 0,7k$. Умова міцності швів записується у вигляді:

$$\tau = F/(0,7kl) \leq [\tau]', \quad (4.58)$$

де τ – розрахункове напруження зрізу; k – катет кутового шва; l – довжина швів; $[\tau]'$ – допустиме напруження зрізу.

У виразі (4.58) за розмір l береться сумарна довжина швів, під час з'єднання комбінованими швами враховується нерівномірність розподілу навантаження на лобові і флангові шви.

Якщо напрям дії навантаження несиметричний відносно однієї із з'єднаних деталей (рис. 4.36), то довжина швів визначається із умови рівномірності так, щоб

$$l_1/l_2 = x/y. \quad (4.59)$$

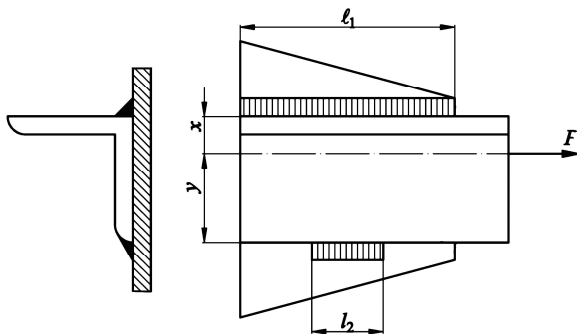


Рис. 4.36. З'єднання з несиметричним розміщенням швів

Якщо з'єднання навантажене моментом (рис. 4.37), то напруження, що виникають від дії моменту, за довжиною шва розподіляються нерівномірно, а їх вектори направлені по-різному. Ця нерівномірність тим більша, чим більше відношення l/b . Для поширених на практиці порівняно коротких швів ($l < b$) приймають, що напруження направлені вздовж швів і розподілені за їх довжиною рівномірно, і виконують умовний розрахунок за формулою:

$$\tau = M / (0,7kbl) \leq [\tau]', \quad (4.60)$$

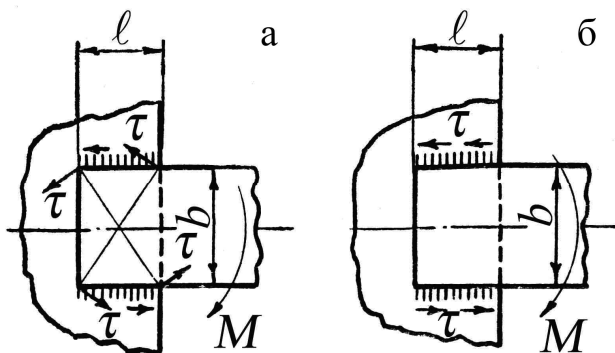


Рис. 4.37. З'єднання навантажене моментом:
а – довгий шов; б – короткий шов

Досить часто на практиці зустрічаються напусткові з'єднання із кільцевим кутовим швом, навантажене силою F і зовнішнім моментом T (рис. 4.31г, на рисунку момент не показаний). У такому випадку напруження зрізу у шві визначають окремо для сили і моменту і складають їх геометрично, оскільки їх вектори взаємно перпендикулярні:

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} = \sqrt{[F/(0,7k\pi d)]^2 + [2T/(0,7k\pi d^2)]^2} \leq [\tau]' . \quad (4.61)$$

Розрахунок комбінованих швів під дією моменту у площині стику (рис. 4.38) найпростіше виконати за принципом незалежності дії сил.

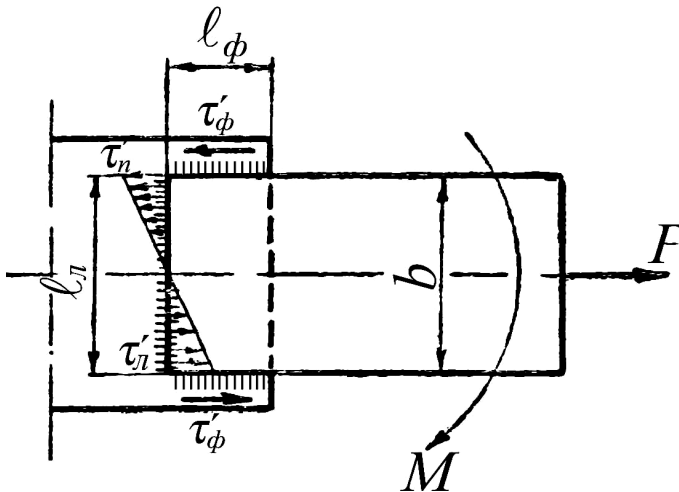


Рис. 4.38. До розрахунку напусткового з'єднання з комбінованим швом

Розрахунок базується на таких припущеннях: шви працюють незалежно; флангові шви короткі ($l_\phi < b$) і передають тільки сили спрямовані уздовж осі; катет шва k малий порівняно з розміром b . У розрахунках цим способом вважається, що зовнішній момент розподіляється між лобовим і фланговим швами пропорційно їх навантажувальній здатності і визначається за формулою:

$$M = M_{\phi} + M_{\lambda}, \quad (4.62)$$

де M_{ϕ} – момент у флангових швах,

$$M_{\phi} = 0,7kl_{\phi}b\tau_{\phi}; \quad (4.63)$$

M_{λ} – момент у лобовому шві,

$$M_{\lambda} = 0,7kl_{\lambda}\tau_{\lambda}/6. \quad (4.64)$$

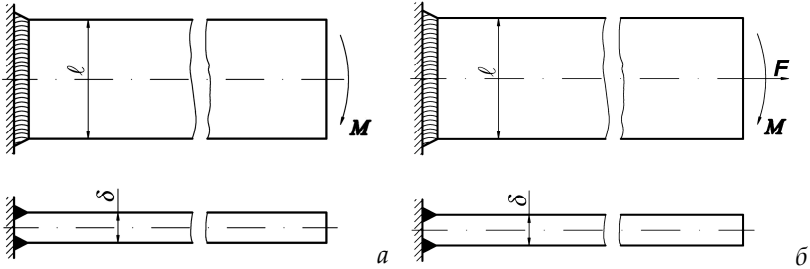


Рис. 4.39. До розрахунку таврового з'єднання, навантаженого моментом (а) і моментом і силою (б)

За умовами рівномірності приймається довжина флангових швів у комбінованих з'єднаннях не більшою половиною довжини лобового:

$$l_{\phi} = 0,5l_{\lambda}, \quad \text{а} \quad \tau_{\phi} = \tau_{\lambda}.$$

Напруження у швах від дії моменту:

$$\tau_M = M / (0,7kl_{\phi}l_{\lambda} + 0,7kl_{\lambda}^2/6). \quad (4.65)$$

Напруження у швах від дії розтягувальної сили:

$$\tau_F = F / (2 \cdot 0,7kl_{\phi} + 0,7kl_{\lambda}). \quad (4.66)$$

Умова міцності записується через сумарне напруження:

$$\tau = \tau_M + \tau_T \leq [\tau]. \quad (4.67)$$

Таврове з'єднання. Якщо з'єднання виконане із попередньою підготовкою кромки, то його розраховують як цілісну деталь з використанням допустимих напружень для зварних швів.

Для таврових з'єднань без підготовлених кромки розрахунок виконується за напруженнями зрізу у зварних швах.

Під час навантаження з'єднання згинаючим і крутним моментами перевірка його міцності виконується за сумарними напруженнями:

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'], \quad (4.68)$$

де $\tau_T = T / W_p \approx 2T / (0,7k\pi d^2)$ – напруження в шві від крутного моменту;

$\tau = M / W \approx 4M / (0,7k\pi d^2)$ – напруження в шві від згинаючого моменту.

З'єднання точковим контактним зварюванням, зазвичай, працюють на зріз. Розрахунок ведеться в припущенні, що навантаження розподіляється рівномірно між всіма точками:

$$\tau = 4F / (zi\pi d^2) \leq [\tau'], \quad (4.69)$$

де z – кількість зварних точок; i – кількість площин зрізу.

Під час розрахунку точкового зварного з'єднання моментом в площині стику деталей спочатку визначається найбільш навантажена точка і її навантаження і розрахунок виконується як для групового болтового з'єднання.

Міцність з'єднання шовним контактним зварюванням перевіряється теж за напруженнями зрізу:

$$\tau = F / (bl \leq [\tau']). \quad (4.70)$$

4.3.4. Допустимі напруження зварних з'єднань

Різноманітність факторів, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також приблизність і умовність розрахунків обумовили визначення допустимих напружень зварних з'єднань на основі експериментальних даних. Прийняті норми допустимих напружень для з'єднань із низько- і середньовуглецевих сталей залежно від допустимого напруження на розтяг $[\sigma]_p$ з'єднуваних деталей. Наприклад, допустимі напруження в швах після ручного дугового зварювання і газозварювання під час розтягу $[\sigma']_p = 0,9[\sigma]_p$, стиску $[\sigma']_{cm} = [\sigma]_p$, зрізу $[\tau']_{zp} = 0,6[\sigma]_p$.

За змінних навантажень рекомендується перевіряти міцність не тільки шва, а і самих деталей в зоні цього шва. Допустимі напруження в цьому випадку визначаються через допустимі напруження при статичному навантаженні помноживши їх на коефіцієнт (для сталей):

$$\gamma = 1 / \left[(0,6K_{ef} \pm 0,2) - (0,6K_{ef} \mp 0,2)R \right] \leq 1, \quad (4.71)$$

де $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ або $R = \tau_{\min} / \tau_{\max}$ – коефіцієнт асиметрії циклу зміни напружень; K_{ef} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, залежно від виду зварювання, типу шва і матеріалу зварюваних деталей знаходиться в межах $K_{ef} = 1,2 \dots 4,5$; більші значення за розтягувального найбільшого за абсолютним значенням напруження і дотичних напружень, менші – за стискувального найбільшого напруження.

Якщо $\gamma > 1$, то в розрахунок приймається $\gamma = 1$, що вказує, що для цього циклу вирішальне значення має статична міцність.

24.5. Паяні з'єднання. Загальні відомості

Паянням називається спосіб з'єднання деталей розплавленим припоєм, який затікає у зазор між ними. Паяні з'єднання є нерознімними, міцність яких базується на взаємній дифузії елементів припою і металу з'єднуваних деталей і забезпечується силами молекулярної взаємодії.

Переваги паяних з'єднань: можливість з'єднання деталей із різних матеріалів, наприклад, чорних металів з кольоровими металами; висока технологічність; можливість розпакування з'єднань.

Недоліки паяних з'єднань: велика частка ручної роботи і мала можливість застосування автоматичних пристроїв; порівняно невелика міцність з'єднання на зсув і на відрив.

Високотемпературні методи паяння застосовуються для одержання нерознімних з'єднань таких важливих конструкцій, як камери згоряння реактивних двигунів, лопаток турбін, деталей ядерних реакторів і других конструкцій із тугоплавких матеріалів (молібдену, ніобію, вольфраму), що погано зварюються. У сільськогосподарському машинобудуванні і під час ремонту техніки методи паяння застосовують для одержання герметичних з'єднань, наприклад, деталей карбюраторів, масляних і водяних радіаторів тощо.

Конструкції паяних з'єднань. Методом паяння з'єднуються деталі різної форми: листи, труби, кутники, стрижні. При цьому застосовують такі види з'єднань: стикові, напусткові, таврові, кутові, комбіновані, телескопічні та інші. Найбільш поширеними є напусткові з'єднання, стикові і таврові застосовують обмежено. Види паяних з'єднань показані на рис. 4.40. Під час виготовлення герметичних конструкцій необхідно застосовувати напусткові з'єднання (рис. 4.40б,д,е,ж,з,і); під час з'єднання труб з фланцями потрібно передбачити установчий поясок або опору (рис. 4.41).

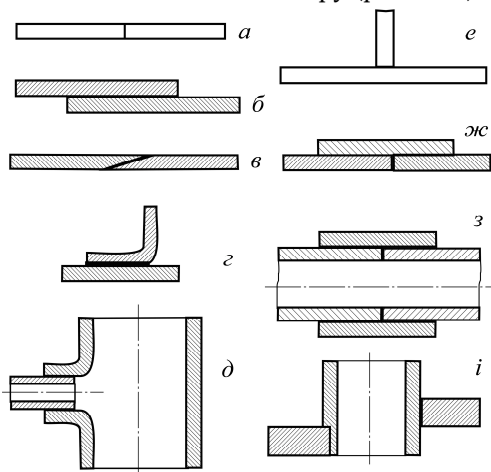


Рис. 4.40. Види паяних з'єднань:

a – стикове; *б* – напусткове; *в* – з косим стиком; *г* – кутове; *д*, *і* – герметичні;
е – таврове; *ж* – комбіноване; *з* – телескопічне

За будь якого методу паяння між деталями необхідно залишати зазор 0,01...0,4 мм, щоб туди міг затікати припій.

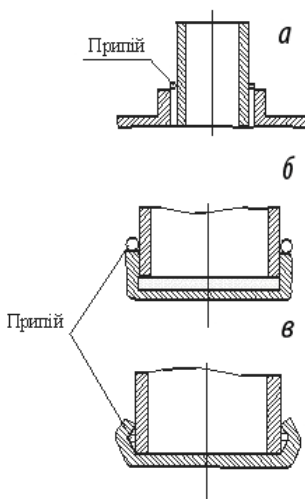


Рис. 4.41. Герметичні паяні з'єднання:

а – з установчим пояском, б, в – з опорою

Припої. Міцність паяних з'єднань залежить від міцності припою, механічної обробки та чистоти з'єднуваних поверхонь, активності взаємодії розплавленого припою та основного металу тощо.

Припої поділяються на низькотемпературні (температура плавлення $t_{пл} < 450^\circ\text{C}$) та високотемпературні ($t_{пл} \geq 450^\circ\text{C}$). Основними компонентами низькотемпературних припоїв є олово і свинець; високотемпературних – цинк, мідь, срібло та нікель.

Механічні характеристики та сфери застосування припоїв наведено у табл. 4.4.

Для зменшення окиснення поверхонь деталей з'єднання використовуються спеціальні флюси. Для низькотемпературних припоїв використовуються здебільшого кислотні та каніфольні флюси; для високотемпературних пропоїв – боридні, боридно-вуглекислі та інші.

Розрахунки паяних з'єднань. Такі розрахунки аналогічні розрахункам зварних з'єднань. Допустимі напруження зумовлюються міцністю використаного припою.

**Механічні характеристики та сфери застосування
поширених припоїв**

Припій	Основа	Температура плавлення, $t_{пл}, ^\circ\text{C}$	Границі міцності		Призначення
			σ_s , МПа	$\tau_{ш}$, МПа	
Цинково-олов'яний ПОС 40	Цинк, олово	230	45	30	Для паяння деталей електротехнічної та приладобудівної промисловості та медичної апаратури
Мідно-цинковий ПМЦ54	Мідь, цинк	860	350	220	Для більшості деталей, окрім тих, які піддаються ударним чи вібраційним навантаженням
Срібно-мідний ПСр45	Срібло, мідь	720	400	170	Для паяння трубопроводів, патрубків та ін. деталей і вузлів з конструкційних та корозійностійких сталей, які працюють до температур 350-450 $^\circ\text{C}$

Для стикових паяних з'єднань (рис. 4.42а) умова міцності на розтяг

$$\sigma = F/(b\delta) \leq [\sigma], \quad (4.72)$$

де F – сила розтягу; b , δ – геометричні розміри з'єднання; σ – діюче напруження; $[\sigma]$ – допустиме напруження розтягу для паяних з'єднань (табл. 4.5).

Під час розрахунку напусткових з'єднань (рис. 4.42б) умова міцності на зріз:

$$\tau = F/(bl) \leq [\tau], \quad (4.73)$$

де l – величина напустку; $[\tau]$ – допустиме напруження на зріз для паяних з'єднань (табл. 4.5).

У разі інших видів навантажень розрахунок напусткових з'єднань проводять за формулами для зварних з'єднань.

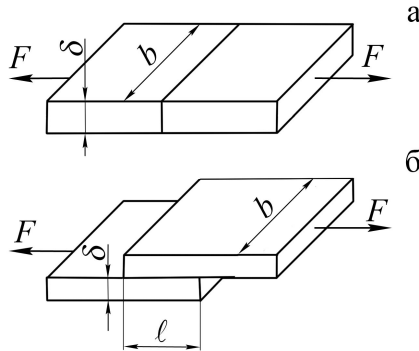


Рис. 4.42. Стикове (а) і напусткове (б) клейові з'єднання

Таблиця 4.5

Допустимі напруження для паяних з'єднань

Матеріал з'єднуваних деталей	Припій	Способи нагріву при паянні	Допустимі напруження для з'єднань, МПа	
			стикових	напусткових
Мідь	Цинк	Паяльником	40 ... 50	30 ... 40
	ПОС40	—«—	60 ... 70	40 ... 50
	ПОС18	—«—	80 ... 90	25 ... 40
	ПСр45	У печі	300 ... 320	240 ... 300
Маловуглецева сталь	Цинк	Паяльником	80	40
	ПОС40	—«—	100	60
	ПОС18	—«—	105	50
	ПСр45	У печі	220 ... 240	170 ... 180
	ВПр2	—«—	300 ... 400	150 ... 300
	Мідь МІ	—«—	350 ... 400	170 ... 200

4.3.6. Клейові з'єднання

Загальні відомості. Клейові з'єднання (рис. 4.42) належать до нероз'ємних з'єднань деталей за допомогою клею, який утворює між ними тонкий прошарок, так званий клейовий шов. В основі

цього процесу лежать два явища: явище адгезії, тобто поверхневого схоплення, і когезії – внутрішнього міжмолекулярного зв'язку.

Переваги клейових з'єднань: технологічність операцій склеювання; можливість з'єднання деталей з різнорідних матеріалів (сталь, гума, пластмаса, мідь та інші); клей заповнює мікрозазори, що дає можливість створити герметичні з'єднання; прошарок клею є добрим ізолятором тепла, звуку і вібрації; прошарок клею не зменшує міцність деталей з'єднання.

Недоліки клейових з'єднань: нестабільність фізико-механічних параметрів з'єднання з часом експлуатації, так званий ефект старіння, що призводить до зменшення міцності клейового шва; незначна міцність при відриві і особливо у разі відриву зі згинанням; залежність міцності з'єднань від температури, умов роботи, хімічних реагентів; особлива вимога до підготовки поверхонь для склеювання.

Процес склеювання складається з таких операцій: механічна і хімічна підготовка поверхонь деталей (обробка наждачною шкуркою або піском для придання поверхні більшої шорсткості; обезжирювання поверхні бензином, бензолом або ацетоном); нанесення клею на поверхні та складання деталей; витримування з'єднання за заданої температури та тиску.

Клейові з'єднання набули значного поширення у машинобудуванні, під час ремонту сільськогосподарської техніки, у приладобудуванні для з'єднання тонкостінних конструкцій, листових матеріалів, гумових виробів (в основному шинної промисловості), пластмас. Як приклад міцності клейових з'єднань можна навести конструкції мостів, деякі деталі у літаках.

Види і марки клеїв. В останній час завдяки розвитку хімії на базі фенольних, епоксидних та інших смол створені різні види клеїв: неорганічні, поліуретанові, епоксидні, фенолформальдегідні, поліакрилові, синтетичні.

Слід зазначити, що ця галузь інтенсивно розвивається і кількість клеїв сьогодні сягає десятків тисяч. У практиці потрібно користуватись довідковою літературою і підбирати марку клею, його механічні характеристики, а також метод полімеризації (наприклад, за кімнатної температури), які найбільше відповідали б технологічному процесу з'єднання деталей.

Види клейових з'єднань. Конструктивно клейові з'єднання аналогічні зварним і паяним (рис. 4.40). З'єднання мають високу міцність у разі деформацій стиску і зсуву; за нерівномірного відриву їх міцність значно зменшується. Для одержання особливо міцних клейових з'єднань, що працюють у разі вібраційних і ударних

навантажень, потрібно використовувати комбіновані з'єднання: клеєрізьбові, клеєзаклепкові та клеєзварні.

У практиці під час проектування клейових з'єднань зазвичай віддають перевагу таким конструкціям, які працюють на стиск і зсув. Розрахунки клейових з'єднань виконують так само, як для зварних і паяних.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Назвіть види зварювання.
 2. Назвіть види зварних з'єднань дайте характеристику кожному.
 3. Якими швами виконується стикове зварне з'єднання?
 4. Якими швами виконується стикове зварне з'єднання?
 5. Якими швами виконується напусткове зварне з'єднання?
 6. Коли зварні з'єднання виконують з обробкою кромки і коли без обробки?
 7. Від яких факторів залежить міцність зварного з'єднання?
 8. Як розраховується стикове зварне з'єднання?
 9. Який переріз валикового шва напусткового зварного з'єднання вважається небезпечним?
 10. Як розраховуються комбіновані шви напусткових зварних з'єднань?
 11. Як перевіряється міцність таврового зварного з'єднання?
 12. Як розраховують з'єднання точковим зварним швом?
 13. Як вибирають допустимі напруження під час розрахунків зварних з'єднань?
 14. Як розраховують зварні з'єднання, на які діють змінні навантаження?
 15. Наведіть приклади конструкцій паяних з'єднань.
 16. Стисло наведіть технологію паяння деталей.
 17. Як розраховують паяні з'єднання на міцність?
 18. Коли застосовують клеєві з'єднання і як їх виконують?
-

4.4. Заклепкові з'єднання

4.4.1. Загальні положення, типи заклепок і матеріали

Заклепковим називається нерознімне з'єднання деталей за допомогою заклепки – суцільного чи порожнистого циліндричного стрижня із закладною головкою на одному кінці. З'єднання формується шляхом установки заклепок в попередньо підготовлені в деталях отвори (рис. 4.43а) і подальшої осадки стрижня (клепання) для формування другої (замикальної) головки (рис. 4.43б). В процесі клепання деталі стискаються, а стрижень заклепки осаджується і щільно заповнює отвір.

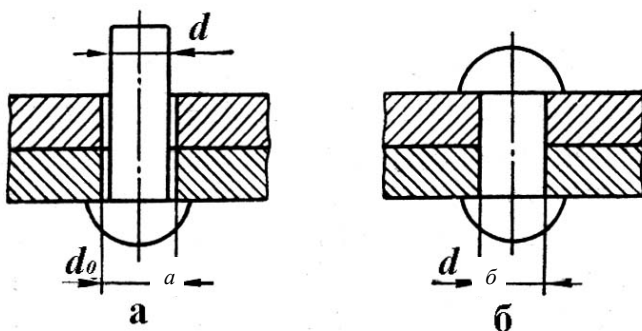


Рис. 4.43. Формування заклепкового з'єднання:

a – закладання заклепки; b – після клепання

Отвори в деталях продавлюють або просвердлюють. У разі продавлювання листи деформуються, на краях отворів виникають тріщини, а на вихідній стороні утворюються гострі кромки, які можуть спричинити підрізання стрижня заклепки. Свердління менш продуктивне, але забезпечує підвищену міцність. Іноді продавлювання суміщають з наступним розсвердлюванням.

Клепання виконується вручну або машинами. Якість з'єднання машинного клепання вища, оскільки при цьому забезпе-

чується однорідність зусилля клепаання і більша сила стиску деталей.

Стальні заклепки малого діаметра (до 10...12 мм) і заклепки із кольорових металів клепаються без нагрівання (холодне клепаання), стальні заклепки з більшим діаметром перед установленням нагрівають (гаряче клепаання). Нагрівання заклепок полегшує процес клепаання і підвищує якість з'єднання.

Заклепки використовують для з'єднання листів, смуг, прокатних профілів тощо, де зовнішні навантаження діють паралельно до площини стику. Заклепкові з'єднання значно витіснені зварними з причини більшої витрати матеріалу, значної трудомісткості їх виготовлення і високої вартості. Однак заклепкові з'єднання добре працюють у конструкціях, що сприймають різко виражені вібраційні навантаження (корпуси літаків, кораблів, металоконструкції, автомобільні і тракторні рами тощо); вони мають переваги під час з'єднання деталей, що не допускають нагрівання у разі зварювання, внаслідок можливого відпускання чи короблення; з'єднання деталей із матеріалів, що погано зварюються, а також з'єднання деталей із шкіри та її замінників.

Заклепкові з'єднання використовують також під час виготовлення деталей машин загального призначення, наприклад, для кріплення вінців зубчастих коліс до маточини, лопаток в турбінах, гальмівних накладок тощо.

За призначенням заклепкові з'єднання ділять на *міцні* (металоконструкції); *щільні* (резервуари з невеликим внутрішнім тиском) і *міцнощільні* (резервуари з високим тиском).

Існує багато *типів заклепок*, форма і розміри більшості із них стандартизовані: заклепки з суцільним стрижнем: з напівкруглою головкою, використовують в міцних і щільних з'єднаннях; з плоскою головкою, призначені для роботи в корозійних середовищах; з потайною або напівпотайною головкою, використовуються за необхідності уникнення виступаючих частин (наприклад, в літакобудуванні) або у разі з'єднання тонких листів; заклепки напівпорожністі і порожністі, використовуються для з'єднання тонких листів і неметалічних деталей.

За конструкцією заклепкові з'єднання ділять на напусткові (рис. 4.44) і стикові з однією або двома накладками. Заклепки в з'єднанні розміщують простими (рис. 4.44а,б) або шаховими (рис. 4.44в) рядами.

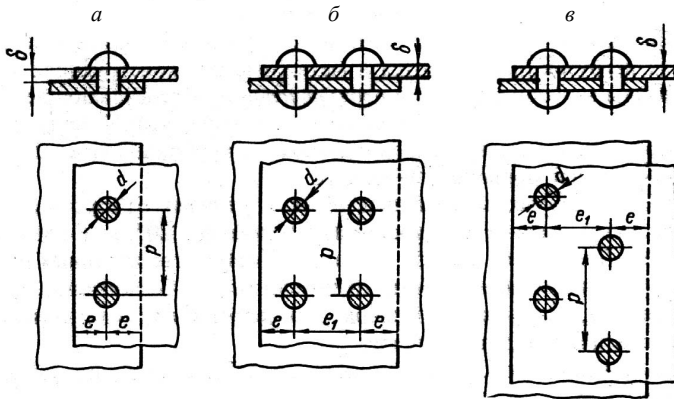


Рис. 4.44. Напусткові заклепкові з'єднання:

a, б – з простими рядами заклепок;
в – з шаховим розміщенням заклепок

Матеріали заклепок. Заклепки виготовляють із сталі, міді, латуні, алюмінію та інших металів. Для забезпечення формування головок матеріал заклепок має бути пластичним і не сприймати гартування. Крім того, для уникнення появи температурних напружень коефіцієнти лінійного розширення заклепок і з'єднуваних деталей мають бути однаковими або близькими.

Матеріали заклепок і деталей мають бути однаковими, бо поєднання різнорідних матеріалів у присутності вологи може створити гальванічну пару, струми якої сприяють руйнуванню з'єднання.

Стальні заклепки виготовляються із вуглецевих сталей Ст2, Ст3 та ін. Для з'єднань деталей із сталі підвищеної якості використовуються заклепки із тієї самої сталі за умови можливості їх пластичного деформування.

4.4.2. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань

У загальному випадку деталі заклепкового з'єднання можуть бути навантажені силами і моментами, що діють в різних напрямках і спричиняють різні деформації. Обмежимося розглядом най-

більш поширеного з'єднання, яке навантажене силами, що діють в площині стику. Умови навантаження заклепок такого з'єднання подібні умовам навантаження болтів, поставлених без зазору і навантажених зовнішньою поперечною силою (рис. 4.15). При цьому допускається, що навантаження розподіляється рівномірно між всіма заклепками з'єднання, а сили тертя в стику не враховуються.

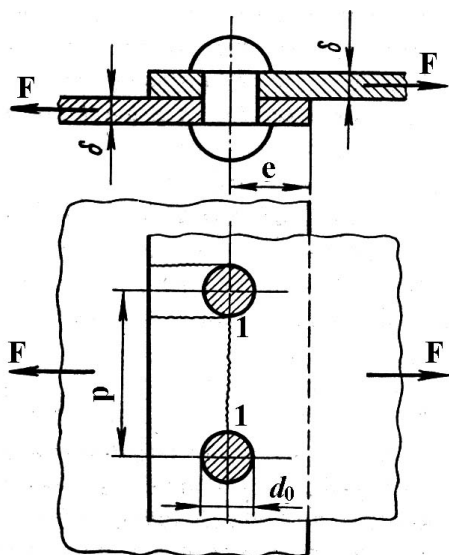


Рис. 4.45. Розрахункова схема заклепкового з'єднання

Зазвичай, основні розміри заклепкових з'єднань: діаметр заклепок, відстань між ними, відстань заклепок від краю листа та ін. вибираються за рекомендаціями, виробленими практикою, залежно від товщини з'єднуваних деталей.

Розглянемо найпростіший однорядний напустковий заклепковий шов (рис. 4.45). Найбільш поширеними руйнуваннями такого з'єднання є зріз заклепок, зминання між заклепкою і листом, розрив листа в перерізі, ослабленому отворами, прорізання з краю листів.

Перевірні розрахунки заклепкового шва виконують за такими умовами міцності:

- а) на зріз заклепки:

$$\tau_{зр} = F / i [\pi(d^2 / A)] \leq [\tau_{зр}]; \quad (4.74)$$

б) на зминання заклепки або стінки отвору листа:

$$\sigma_{зм} = F / (d\delta) \leq [\sigma_{зм}]; \quad (4.75)$$

в) на розтяг листа в небезпечному перерізі:

$$\sigma_p = F / [(p - d)\delta] \leq [\sigma_p]; \quad (4.76)$$

г) на зріз краю листа в двох перерізах:

$$\tau'_{зр} = F / [2(e - 0,5d)\delta] \leq [\tau'_{зр}]; \quad (4.77)$$

де d – діаметр заклепок; p – крок заклепкового шва; e – відстань заклепок до краю листа; δ – товщина листів; F – сила, що діє на фронті одного кроку p ; i – кількість площин зрізу; $[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження зрізу матеріалу заклепки; $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження зминання матеріалу заклепки або листа; $[\sigma]_p$ – допустиме напруження під час розтягу матеріалу деталей (листів); $[\tau]_{зр}'$ – допустиме напруження під час зрізу матеріалу деталей.

Якщо у наведених умовах міцності прийняти відомі середні співвідношення між допустимими напруженнями $[\tau]_{зр} = [\sigma]_p = [\tau]_{зр}' = 0,625[\sigma]_{зм}$, то можна знайти приблизні співвідношення між розмірами елементів з'єднання: $d \approx 2\delta$; $p \approx 2,6d$; $e \approx 1,5d$. Практично приймається: для вказаного шва: діаметр заклепок $d = 2\delta$, відстані $p = 3d$, $e = (1,5...2,0)d$; для шва з двома накладками $d = (1,5...2,0)\delta$, $p = 3,5d$; для дворядного напусткового шва $p = 4d$; для дворядного з двома накладками $p = 6d$; відстань між рядами заклепок у разі їх шахового розміщення $e_1 = (2...3)d$; товщина накладок $\delta_1 = 0,75\delta$.

Якщо навантаження на з'єднання діє несиметрично відносно центра мас перерізів заклепок, то між заклепками воно розподіляється нерівномірно. У такому випадку визначається найбільш навантажена заклепка і оцінюється її міцність за наведеними формулами (4.74)...(4.77).

За цими формулами оцінюється також міцність з'єднання за змінного навантаження, але при цьому допустимі напруження зменшують множенням на поправковий коефіцієнт:

$$\gamma = 1 / [(a - b)F_{min} / F_{max}], \quad (4.78)$$

де F_{min} і F_{max} – найменша і найбільша за абсолютним значенням сили, що діють на заклепки, взяті зі своїми знаками; $a=1$ і $b=0,3$ – для з'єднання елементів із маловуглецевих сталей; $a=1,2$ і $b=0,8$ – для з'єднання елементів із середньовуглецевих сталей.

Допустимі напруження під час розрахунків міцних заклепкових швів сталених конструкцій за статичного навантаження для заклепок із сталей Ст0, Ст2 і Ст3 приймають $[\sigma]_p = (140 \dots 160)$ МПа; $[\tau]_{зр} = 140$ МПа; $[\sigma]_{зм} = (280 \dots 320)$ МПа у разі просвердлених отворів у деталях. У разі продавлювання отворів допустимі напруження понижуються на (20...30)%.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як формується заклепкове з'єднання?
 2. Наведіть декілька прикладів конструкцій, де до цього часу використовуються заклепкові з'єднання.
 3. Наведіть декілька прикладів типів заклепок і їх використання.
 4. Назвіть матеріали із яких виготовляють заклепки.
 5. За яким параметром вибирають розміри заклепкового з'єднання?
 6. Як заклепкові з'єднання перевіряють на міцність?
 7. Як вибирають допустимі напруження для елементів заклепкового з'єднання?
-

4.5. З'єднання з натягом (пресові)

4.5.1. Загальні відомості

З'єднання деталей з натягом виконуються за рахунок сил пружності від їх попередньої деформації, що виникають за різниці посадочних розмірів. Ці з'єднання займають проміжне положення між рознімними і нерознімними, бо за невеликих натягів їх можна розбирати без пошкодження деталей, хоча їх повторне складання не забезпечує первинної надійності з'єднання. За великих натягів розбирання з'єднань може спричинити значні пошкодження поверхонь контакту і навіть руйнування деталей.

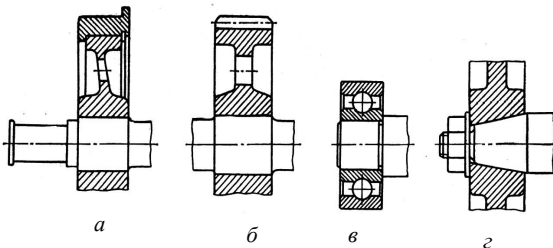


Рис. 4.46. З'єднання з натягом:

a, б, в – з циліндричною поверхнею контакту; *z* – з конічною

Зазвичай, за допомогою натягу з'єднують деталі з циліндричними поверхнями контакту (рис. 4.46а,б,в), рідше – з конічними (рис. 4.46г) і зовсім рідко деталі з'єднують на площині за допомогою стяжних кілець або планок.

Досить поширене поєднання з'єднання з натягом зі шпонковим, при цьому з'єднання з натягом може бути основним або допоміжним. У першому випадку ним сприймається більша частка навантаження, а шпонка тільки гарантує міцність з'єднання, у другому випадку з'єднання з натягом частково розвантажує шпонку і центрує деталь. Оскільки під час розрахунків таких з'єднань важко точно визначити частку навантаження, яку передає кожне із

з'єднань, то вважають, що все навантаження сприймається одним з'єднанням – пресовим чи шпонковим.

Складання з'єднання з натягом може виконуватися: *запресовуванням* на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах; *нагріванням* охоплюючої деталі; *охолодженням* охоплюваної деталі; *гідрозапресуванням* – нагнітанням у зону контакту мастила, що значно зменшує зусилля для запресовування або випресовування.

Найбільш простим і поширеним є *запресовування* деталей на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах, тому це з'єднання часто називають пресовим. Для зменшення пошкоджень поверхні контакту їх змащують рослинним мастилом. Швидкість запресовування не має перевищувати 5 мм/с. Основним недоліком цього способу є зминання і частковий зріз нерівностей поверхонь контакту, що зменшує міцність з'єднання (рис. 4.47).

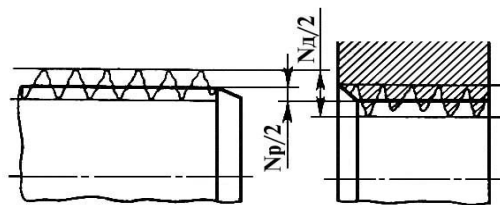


Рис. 4.47. Нерівності поверхонь контакту пресових з'єднань

Під час складання *нагріванням* температура деталі має бути нижчою від температури низького відпускання, яка становить: для сталей 230...240° С, для бронз 150°...200° С. Нагрівання деталі здійснюється в мастилі або в спеціальній печі. Цей спосіб забезпечує підвищення міцності зчеплення більше ніж у 1,5 рази порівняно із запресуванням. Особливо він ефективний за великих довжин з'єднання. Недоліком методу нагрівання є можлива зміна структури матеріалу, поява окалини і короблення.

Для *охолодження* охоплюваної деталі використовується суха вуглекислота (температура випаровування –80° С) або рідким повітрям (температура випаровування –190° С), при цьому деталь має бути ретельно знежиреною. Цей спосіб здебільшого застосовується для встановлення невеликих деталей, наприклад, втулок у масивні корпусні деталі.

Під час *гідрозапресування* рідке мастило під тиском подається каналами до кільцевої канавки і далі між поверхні контакту. Цей

спосіб дозволяє неодноразово розбирати і складати з'єднання без суттєвого зменшення його міцності.

Для з'єднань з натягом рекомендуються такі посадки: $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$; $H7/s7$; $H7/t6$; $H7/u7$.

Переваги з'єднань з натягом: простота і технологічність; відсутність кріпильних деталей; добре центрування деталей; можливість передачі значних навантажень, в тому числі вібраційних і ударних.

Недоліки: складність складання і особливо розбирання; розсіювання навантажувальної здатності з'єднання, пов'язане з коливаннями дійсних посадочних розмірів у межах допусків і коефіцієнтів тертя; створення високих напружень у з'єднуваних деталях і їх концентрація біля країв отворів.

4.5.2. Розрахунок з'єднань з натягом

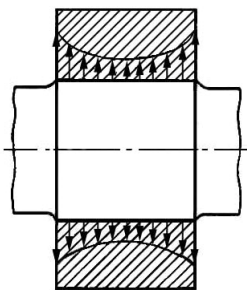


Рис. 4.48. Розподіл тиску за довжиною з'єднання деталей з натягом

Міцність зчеплення в з'єднанні залежить від величини натягу між з'єднуваними деталями, тому його основний розрахунок полягає у визначенні натягу і відповідної йому посадки. На деталі з'єднання діють додаткові напруження, тому під час проектування слід забезпечити і умови їх міцності.

Значення натягу в з'єднанні визначається залежно від необхідного тиску на поверхнях контакту: він має бути таким, щоб сили тертя, що виникають на цих поверхнях, виявилися більшими за зовнішні зсувні сили.

Тиск на поверхнях контакту по довжині деталей розподіляється нерівномірно, деяке його підвищення біля країв отвору викликане витісненням стиснутого металу від середини отвору в обидва боки (рис. 4.48). Під час розрахунку з'єднання приймається, що тиск розподіляється рівномірно на поверхні контакту і тоді розрахунок зводиться до рішення задачі Ляме про спряження двох циліндрів (товстостінних труб).

З'єднання може бути навантаженою осьюою силою F_a або моментом T , або осьюою силою F_a і моментом T одночасно (рис. 4.49).

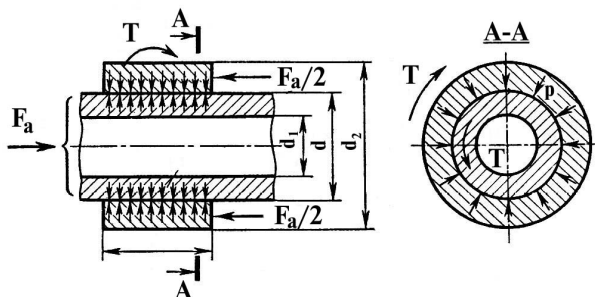


Рис. 4.49. Розрахункова схема з'єднання деталей з натягом, навантаженою осьюою силою і моментом

Під час навантаження осьюою силою F_a умова міцності з'єднання має вигляд:

$$F_a \leq \pi d l p f / S_{зч}, \quad (4.79)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту:

$$p \geq S_{зч} F / (\pi d l f), \quad (4.80)$$

де f – коефіцієнт тертя (зчеплення); d – діаметр посадочної поверхні; l – її довжина; $S_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

Під час навантаження обертальним моментом T умова міцності з'єднання:

$$T \leq (\pi d l p f d / 2) / S_{зч}, \quad (4.81)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту:

$$p \geq 2S_{зч} T / (\pi d^2 l f). \quad (4.82)$$

Під час навантаження з'єднання одночасно осьовою силою F_a і моментом T його умова міцності:

$$\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} \geq \pi d l p f / S_{зч}, \quad (4.83)$$

звідки тиск:

$$p \geq \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2} / (\pi d l f / S_{зч}). \quad (4.84)$$

Наведений у формулах коефіцієнт запасу зчеплення $S_{зч} = 2...3$ враховує вплив на величину коефіцієнта тертя f різних факторів: змінність напружень згину вала, нерівномірність розподілу навантаження по довжині, фретінг-корозію тощо. За наближених розрахунків міцності з'єднань сталевих і чавунних деталей можна приймати середньомовірні значення: $f = 0,08...0,10$ – під час складання запресовуванням; $f = 0,12...0,15$ – під час складання з нагріванням або охолодженням однієї з деталей.

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання (рис. 4.47) дорівнює деформації деталей з'єднання і пов'язаний з тиском на поверхнях контакту залежністю Ляме:

$$N_p = p d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2), \quad (4.85)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2,$$

де d – посадочний діаметр; d_1 – діаметр отвору охоплюваної деталі (вала) (для суцільного перерізу $d = 0$); d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої деталі (маточини); E_1 і E_2 , μ_1 і μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів відповідно вала і маточини: для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,3$; для чавуну $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,25$; для бронзи $E = 0,98 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,35$.

Під час складання з'єднання запресовуванням мікронерівності посадочних поверхонь частково зрізуються і обминаються, що призводить до послаблення розрахункового натягу, для компенсації його вводять поправку:

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (4.86)$$

де R_{a1} , R_{a2} – середні арифметичні відхилення мікронерівностей посадочних поверхонь; R_{z1} , R_{z2} – висота мікронерівностей. Для поверхонь деталей, що з'єднуються з натягом, рекомендується приймати R_a : 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм або R_z : 8...2 мкм.

Якщо з'єднання працює за температури, що значно відрізняється від температури складання (20°C), за різних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей, то внаслідок теплових деформацій деталей натяг ослаблюється, що враховується відповідною поправкою:

$$\Delta t = d[(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1], \quad (4.87)$$

де t_1 і t_2 – температури деталей з'єднання в процесі роботи; d_1 і d_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталей: для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$; для чавуну $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$; для бронзи $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} 1/^\circ \text{C}$.

Дійсний натяг з'єднання, що необхідний для сприймання і передачі зовнішніх навантажень:

$$N = N_p + u + \Delta_t. \quad (4.88)$$

За цим значенням підбирається стандартна посадка, у якій для надійності з'єднання найменший натяг $N_{\min} = ei - ES \geq N$, де ei – нижнє відхилення розміру вала; ES – верхнє відхилення розміру отвору.

Для вибраної посадки визначається сила запресовування при складанні з'єднання:

$$F_{np} = f_{np} \pi d l p, \quad (4.89)$$

де p – тиск за найбільшого натягу N вибраної посадки; f_{np} – коефіцієнт тертя у разі запресовування, який приймають для матері-

алів: сталь – сталь $f_{np} = 0,20$; сталь – чавун $f_{np} = 0,14$; сталь – бронза $f_{np} = 0,10$.

Під час складання з'єднання нагріванням температура нагріву охоплювальної деталі:

$$t_{нагр} = 20^0 C + (N_{max} + S_0)/(dd_2), \quad (4.90)$$

при складанні охолодженням температура охоплюваної деталі

$$t_{ох} = 20^0 C - (N_{max} + S_0)/(dd_1), \quad (4.91)$$

де S_0 – мінімально необхідний зазор, що забезпечує вільне складання, рекомендується приймати рівним мінімальному зазору посадки $H7/g6$.

Для уникнення структурних змін в матеріалі охоплювальної деталі температура її нагрівання не має перевищувати температуру низького відпускання: для сталей $230...240^0 C$, для бронз $150...200^0 C$.

4.5.3. Конічні з'єднання з натягом

Ці з'єднання (рис. 4.50) вважаються перспективними та їх використання розширюється. Перевагами таких з'єднань порівняно з циліндричними є можливість більш точного контролю натягу (за осовим натягом) і порівняна легкість монтажу і демонтажу без використання спеціального обладнання, що дозволяє багато разів складати і розбирати з'єднання.

Якщо з'єднання виконується без шпонок, то конусність деталей приймається 1:50 (рідше 1:100). З'єднання зі шпонками зручні для складання – розбирання і виконуються з конусністю 1:10 і зтяжкою з допомогою різьби (кінці валів електродвигунів і редукторів).

Розрахунок конічних з'єднань з натягом зводиться до визначення моменту T , який може передати з'єднання за заданих розмірів і сили $F_{зат}$ зтягування гайки:

$$KT \leq F_{зат} f \cdot 0,5d_{сер} / (\sin \alpha + f \cos \alpha), \quad (4.92)$$

де $d_{сер}$ – діаметр на середині довжини l з'єднання.

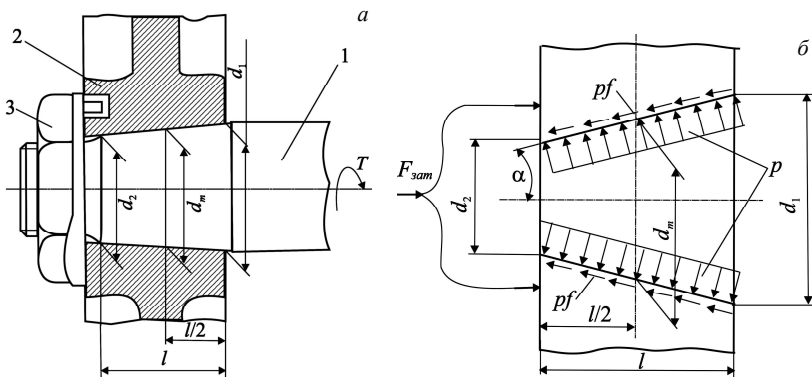


Рис. 4.50. Конічне з'єднання (а) і його розрахункова схема (б)

Для передачі з'єднанням заданого моменту на поверхні контакту вал-маточина необхідно створити тиск:

$$p = \frac{2kT}{\pi d_m^2 l f}, \quad (4.93)$$

де k – запас міцності, приймається $k = 1,3 \dots 1,5$,

для чого необхідно докласти до маточини осьову силу затягування:

$$F_{зам} = \frac{2kT}{d_m f}. \quad (4.94)$$

Сила затягування визначається із моменту загвинчування $T_{зав} = F_k \cdot l_k$, де $l_k \approx 1,5d$ – довжина стандартного ключа (d – номінальний діаметр різьби), $F_k \approx 150 \dots 200 \text{ Н}$ – сила на ключі.

Якщо умова (4.92) не виконується, то з'єднання підсилюється шпонкою і розрахунок виконується для шпонкового з'єднання за дії моменту T . При цьому допустимі напруження вибираються з урахуванням впливу посадки.



КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як складаються з'єднання з натягом?
 2. Як може виконуватися складання з'єднання з натягом?
 3. Переваги і недоліки з'єднань з натягом.
 4. Від чого в першу чергу залежить міцність з'єднання з натягом?
 5. Як виконують розрахунки з'єднань з натягом?
 6. Для чого вводять поправку розрахункового натягу?
 7. Як вибирають посадку з'єднання з натягом?
 8. Особливості кінцевих з'єднань, їх переваги і розрахунки.
-

ЛІТЕРАТУРА

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. в 3-х т. / В.И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 1982 – . –
2. Биргер И.А. Резьбовые соединения / И.А. Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1973. – 256 с.
3. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1990. – 386 с.
4. Валы и оси. Конструирование и расчет / [Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.]. – М. : Машиностроение, 1970. – 320 с.
5. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
6. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи / Е.Г. Гинзбург. – Л. : Машиностроение, 1969. – 159 с.
7. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / Готовцев А.А., Столбин Г.Б., Котенок И.П. – М. : Машиностроение, 1973. – 376 с.
8. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высшая школа, 1986. – 360 с.
9. Детали машин / [В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 503 с.
10. Детали машин : атлас конструкций ; под ред. Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1992.
11. Детали машин : атлас конструкций ; под ред. Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.
12. Детали машин и основы конструирования ; под ред. М.Н.Ерохина. – М. : КолосС, 2005.– 462 с.
13. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник: В 3-х т. : Под ред. Н.С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1969. – . –.
14. Дмитриев В.А. Детали машин / В.А. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970. – 790 с.
15. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов – М. : Машиностроение, 2004. – 560 с.

16. Дирда В.І. Деталі машин / Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков І.Є. – Дніпропетровськ : Авантаж, 2007. – 440с.
17. Дьяченко С.К. Детали машин. Атлас / С.К. Дьяченко, С.З. Столбовой. – М. : Гостехиздат, 1964. – 253 с.
18. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Вища школа, 1985. – 518 с.
19. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи / М.Н. Иванов. – М. : Машиностроение, 1981.
20. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1975. – 551 с.
21. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. –М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.
22. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. –М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
23. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
24. Ковальчук Р.М. Деталі машин / Р.М. Ковальчук, Д.М. Коновалюк. – К. : Кондор, 2004. – 584 с.
25. Кудрявцев В.Н. Детали машин / В.Н. Кудрявцев. –Л. : Машиностроение, 1980. – 464 с.
26. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування / В.О. Малащенко, В.В. Янків. – Львів : Новий світ-2000, 2006. – 252 с.
27. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие : в 3-х кн./ П.И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1977. – . –
28. Павлице В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. –Львів : Афіша, 2003. – 560 с..
29. Пастушенко С.І. Курсове проектування деталей машин / Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В., Ярошенко В.Ф. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
30. Павлице В.Т. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник / В.Т. Павлице, Я.Я. Данило. –Львів : Інтелект-Захід, 2001. – 239 с.
31. Подшипники качения : справочник-каталог ; под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. –М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

32. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи: (Вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1980. –320 с.

33. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 498 с.

34. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч 1. Механічні передачі / [Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М.]. – Харків : ХНТУСГ, 2006.– 366 с.

35. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч 2. Вали і опори / [Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М.]. – Харків : ХНТУСГ, 2008.- 315с.

36. Чернілевський Д.В. Технічна механіка. Кн. 4. Деталі машин : підруч. / Чернілевський Д.В., Павленко В.С., Любін М.В. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с.

37. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко – К. : Наукова думка, 1972. – 501 с.

38. Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин / М.И. Фролов. – М : Высш. шк., 1990. – 352 с.

39. Чернавский С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 243 с.

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ ПОТАТОК

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	3
РОЗДІЛ I. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ.....	4
Вступ.....	4
1.1. Загальні питання розрахунку та проектування деталей машин.....	6
1.1.1. Загальні вимоги до машин	6
1.1.2. Класифікація деталей машин.....	8
1.1.3. Історичний огляд розвитку конструкцій деталей машин.....	8
1.1.4. Етапи конструювання і проектування машин.....	10
1.1.5. Види конструкторської документації.....	15
Контрольні запитання.....	17
1.2. Навантаження, що діють на деталі машин.....	18
Контрольні запитання.....	21
1.3. Основні критерії робоздатності та розрахунку деталей машин.....	21
1.3.1. Міцність.....	21
Методи розрахунків на міцність	21
Міцність за змінних напружень	27
Границя витривалості за змінних напружень.....	28
Основні фактори, які впливають на границю витривалості.....	31
Втомна міцність деталей за нестационарного навантаження	33
Вибір допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності	37
Визначення запасу втомної міцності у разі двовісного напруженого стану	39
1.3.2. Жорсткість деталей.....	42
1.3.3. Вібростійкість	45

1.3.4. Теплостійкість	46
1.3.5. Зносостійкість.....	48
Контрольні запитання.....	49
1.4. Надійність машин і деталей	50
1.4.1. Основні терміни і поняття	50
1.4.2. Ймовірність, безвідмовність роботи, щільність розподілу та інтенсивність відмови	52
1.4.3. Основне рівняння надійності.....	54
1.4.4. Основні закони розподілу випадкових величин ..	56
1.4.5. Шляхи підвищення надійності і довговічності деталей	59
Контрольні запитання.....	60
1.5. Матеріали деталей машин.....	61
1.5.1. Основні вимоги до матеріалів деталей.....	61
1.5.2. Метали	62
Сталі.....	62
Чавуни.....	63
Сплави кольорових металів.....	64
1.5.3. Неметалеві матеріали	66
1.5.4. Термічна і хіміко-термічна обробки матеріалів...68	
1.5.5. Вибір матеріалів деталей машин	75
Контрольні запитання.....	77
1.6. Тертя і зношування в машинах.....	77
1.6.1. Основні поняття триботехніки	77
1.6.2. Основні характеристики зношування та шляхи його зменшення	82
1.6.3. Шляхи підвищення зносостійкості деталей	83
Контрольні запитання.....	84
1.7. Стандартизація і уніфікація деталей машин.....	84
Контрольні запитання.....	87
1.8. Система автоматизованого проектування (САПР).....	87

РОЗДІЛ II. ПЕРЕДАЧІ.....	91
2.1. Загальні відомості про передачі.....	91
2.1.1. Класифікація, кінематичні схеми	91
2.1.2. Привід машини. Вибір двигуна.....	93
2.1.3. Основні кінематичні і енергетичні параметри передач та співвідношення між ними.....	95
Контрольні запитання.....	98
2.2. Зубчасті передачі.....	99
2.2.1. Загальні відомості і класифікація	99
2.2.2. Основні параметри зубчастих коліс.....	100
2.2.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач.....	103
2.2.4. Точність зубчастих передач	104
2.2.5. Види руйнування зубців. Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач.....	106
2.2.6. Матеріали зубчастих коліс.....	109
2.2.7. Допустимі напруження	110
2.2.8. Прямозубі циліндричні зубчасті передачі	113
Сили в зачепленні	113
Розрахунок на контактну витривалість	114
Розрахунок зубців на витривалість у разі згину...	118
Розрахунок передач у разі дії максимального навантаження (перевантаження)	120
2.2.9. Косозубі циліндричні передачі	121
Особливості геометрії	121
Еквівалентне колесо.....	122
Сили в зачепленні	123
Розрахунки косозубих передач.....	125
2.2.10. Конічні зубчасті передачі.....	126
Геометричні параметри	127
Сили в зачепленні	129
Еквівалентне колесо.....	131
Розрахунки прямозубих конічних передач.....	132
2.2.11. Циліндричні передачі з зачепленням	

Новикова.....	134
2.2.12. Планетарні передачі.....	136
Загальні відомості	136
Кінематика планетарних передач	137
К.к.д. планетарних передач	140
Сили в зачепленні	141
Розрахунок планетарної передачі	142
2.2.13. Хвильові передачі.....	143
Загальні відомості	143
Розрахунок хвильової зубчастої передачі	145
2.2.14. Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі.....	148
Гвинтова зубчата передача.....	148
Гіпоїдна зубчата передача.....	150
2.2.15. Редуктори і мотор-редуктори загального призначення	151
Контрольні запитання.....	158
2.3. Черв'ячні передачі	159
2.3.1. Загальні відомості та класифікація.....	159
2.3.2. Основні параметри черв'ячних циліндричних передач (без зміщення черв'яка).....	161
Параметри черв'яка (архімедового).....	161
Параметри черв'ячного колеса.....	163
Параметри черв'ячної передачі	164
2.3.3. Кінематика і точність виготовлення передач.....	165
2.3.4. Сили в зачепленні	167
2.3.5. Види пошкоджень черв'ячних передач. Критерії роботоздатності і розрахунки.....	168
2.3.6. Матеріали деталей.....	169
2.3.7. Допустимі напруження	170
2.3.8. Розрахунки черв'ячних передач	171
Розрахунок зубців колеса на контактну витривалість ..	171
Розрахунок зубців колеса на витривалість у разі згину	173
Розрахунки на міцність у разі дії максимального навантаження	173
Розрахунок черв'яка на жорсткість.....	174

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.....	175
Контрольні запитання.....	176
2.4. Ланцюгові передачі.....	177
2.4.1. Основні відомості і класифікація	177
2.4.2. Деталі ланцюгових передач.....	178
Ланцюги	178
Зірочки.....	180
2.4.3. Основні геометричні і кінематичні параметри	181
2.4.4. Сили в передачі	184
2.4.5. Критерії роботоздатності ланцюгових передач...	185
2.4.6. Розрахунки ланцюгових передач.....	186
Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість.	186
Розрахунок ланцюга на міцність.....	187
Контрольні запитання.....	187
2.5. Пасові передачі	188
2.5.1. Основні відомості і класифікація	188
2.5.2. Паси	191
2.5.3. Шківів.....	197
2.5.4. Геометрія і кінематика пасових передач	198
2.5.5. Сили і напруження в пасі	201
2.5.6. Пружне ковзання і буксування паса.....	206
2.5.7. Критерії роботоздатності пасових передач	208
2.5.8. Розрахунки пасових передач на тягову	
здатність.....	209
2.5.9. Розрахунок передачі на довговічність.....	212
2.5.10. Зубчато-пасові передачі	213
Загальні відомості	213
Розрахунки і проектування зубчато-	
пасових передач	215
Контрольні запитання.....	217
2.6. Фрикційні передачі та варіатори	218
2.6.1. Загальні відомості	218
2.6.2. Ковзання у фрикційній передачі.....	219
2.6.3. Матеріали та конструкції деталей	

фрикційних передач	221
2.6.4. Види руйнування котків і критерії роботоздатності	222
2.6.5. Геометрія і кінематика передачі	222
2.6.6. Розрахунки фрикційних передач	224
2.6.7. Варіатори.....	227
Контрольні запитання.....	229
2.7. Передачі гвинт – гайка	230
2.7.1. Загальні відомості	230
2.7.2. Ходові різьби	230
2.7.3. Конструкції і матеріали деталей.....	232
2.7.4. Передаточне відношення і к.к.д. передачі ...	232
2.7.5. Розрахунок передачі гвинт – гайка	233
Контрольні запитання.....	235

РОЗДІЛ ІІІ. ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ,

ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ..... 236

3.1. Вали та осі.....	236
3.1.1. Загальні відомості, класифікація і конструкція валів і осей	236
3.1.2. Матеріали валів та осей	239
3.1.3. Розрахункові схеми. Критерії розрахунку	240
3.1.4. Розрахунок осей.....	242
3.1.5. Розрахунок валів на кручення	243
3.1.6. Розрахунок валів на статичну міцність	245
3.1.7. Розрахунок валів на витривалість	246
3.1.8. Розрахунок валів на жорсткість	249
3.1.9. Розрахунок валів на вібростійкість	251
Контрольні запитання.....	252
3.2. Підшипники ковзання	253
3.2.1. Загальні відомості і класифікація	253
3.2.2. Конструкції підшипників ковзання.....	255
3.2.3. Режими тертя в підшипниках ковзання, критерії роботоздатності	258

3.2.4. Умовний розрахунок підшипників ковзання	260
3.2.5. Умови утворення режиму рідинного тертя	261
3.2.6. Матеріали вкладишів	265
Металеві підшипникові сплави	266
Неметалеві матеріали	268
Підшипники «сухого» тертя	271
Контрольні запитання	272
3.3. Підшипники кочення	273
3.3.1. Загальні відомості і класифікація підшипників кочення	273
3.3.2. Характеристики підшипників основних типів	276
3.3.3. Матеріали деталей підшипників	280
3.3.4. Класи точності підшипників	281
3.3.5. Система умовних позначень підшипників кочення	282
3.3.6. Характер навантаження елементів підшипника й напруження в них під час роботи. Види руйнувань підшипників кочення	284
3.3.7. Кінематика й динаміка елементів у підшипнику	289
3.3.8. Гранична швидкохідність підшипників кочення	293
3.3.9. Розрахунки підшипників на довговічність і статичне навантаження	294
Загальні відомості	294
Вибір підшипників кочення	298
Вибір типорозмірів підшипників, схеми їх установки, послідовність розрахунків	305
Вибір і розрахунок підшипників кочення за статичним навантаженням	310
3.3.10. Змашування підшипників кочення	311
3.3.11. Вибір посадок підшипників	313
3.3.12. Монтаж і демонтаж підшипників	315
Контрольні запитання	318
3.4. Муфти	319

3.4.1. Призначення і класифікація	319
3.4.2. Некеровані муфти (постійно діючі)	320
Глухі муфти	320
Компенсуючі муфти.....	322
3.4.3. Керовані муфти	329
3.4.4. Самокеровані муфти	331
Запобіжні муфти.....	332
Муфта вільного ходу (обгінна муфта).....	333
Контрольні запитання.....	334
3.5. Пружні елементи машин та корпусні деталі.....	335
3.5.1 Пружини. Основні поняття, призначення та класифікація.....	335
3.5.2. Конструкції, параметри та матеріали пружин	336
3.5.3. Основні параметри пружин.....	336
3.5.4. Розрахунок циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску	338
3.5.5. Загальні відомості про гуму та її фізико-механічні властивості.....	341
3.5.6. Складальні одиниці з гумовими елементами.....	342
3.5.7. Основи розрахунку гумових деталей у разі статичного навантаження.....	343
3.5.8. Корпусні деталі.....	346
Загальні відомості	346
Вибір оптимальних форм та визначення параметрів	347
Конструювання і розрахунок корпусних деталей.....	349
Контрольні запитання.....	351
РОЗДІЛ IV. З'ЄДНАННЯ.....	352
4.1. Різьбові з'єднання.....	352
4.1.1. Загальні відомості	352
4.1.2. Різьби: класифікація і основні параметри... 353	

4.1.3. Основні типи кріпильних різьб.....	355
4.1.4. Основні типи різьбових з'єднань, кріпильні деталі, стопоріння	358
4.1.5. Елементи теорії гвинтової пари	365
Момент загвинчування	365
К.к.д. гвинтової пари	367
Самогальмування гвинтової пари	368
Розподіл осьової сили за витками різьби	369
4.1.6. Розрахунок різьби на міцність.....	370
4.1.7. Розрахунки різьбових з'єднань за різних випадків навантаження.....	371
З'єднання незатягнутим болтом, навантажене зовнішньою силою.....	371
З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження відсутнє	372
З'єднання, навантажене силами в площині стику	374
З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження розкриває стик	376
Затягнуте з'єднання, на болт діє ексцентричне навантаження	379
З'єднання затягнутим болтом, навантажене змінною зовнішньою осьовою силою	380
Допустимі напруження.....	381
Розрахунок з'єднань групою болтів	382
4.1.8. Клемові з'єднання	384
Контрольні запитання.....	386
4.2. Шпонкові, шліцьові та профільні з'єднання.....	387
4.2.1. Загальні відомості, призначення і класифікація шпонок	387
4.2.2. Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань	390
4.2.3. Розрахунок напружених шпонкових з'єднань	391
4.2.4. Шліцьові (зубчасті) з'єднання.....	394

4.2.5. Проектування і розрахунок шліцьових з'єднань	398
Контрольні запитання.....	399
4.3. Зварні, паяні та клеєні з'єднання	400
4.3.1. Зварні з'єднання. Загальні відомості.....	400
4.3.2. Види зварних з'єднань і типи зварних швів	402
4.3.3. Розрахунки зварних з'єднань на міцність....	405
4.3.4. Допустимі напруження зварних з'єднань ...	411
4.3.5. Паяні з'єднання. Загальні відомості.....	411
4.3.6. Клейові з'єднання	415
Контрольні запитання.....	417
4.4. Заклепкові з'єднання.....	418
4.4.1. Загальні положення, типи заклепок і матеріали	418
4.4.2. Розрахунок міцних заклепкових з'єднань ...	420
Контрольні запитання.....	423
4.5. З'єднання з натягом (пресові)	424
4.5.1. Загальні відомості	424
4.5.2. Розрахунок з'єднань з натягом	426
4.5.3. Конічні з'єднання з натягом.....	430
Контрольні запитання.....	432
ЛІТЕРАТУРА	433

Навчальне видання

Міняйло Анатолій Васильович
Тіщенко Леонід Миколайович
Мазоренко Дмитро Іванович
Дирда Віталій Іларіонович
Ловейкін В'ячеслав Сергійович
Борхаленко Юрій Олександрович

ДЕТАЛІ МАШИН

Підручник

Редагування	Л.М. Талюта Н.В. Крошко
Макет	І.О. Серова
Обкладинка	М.О. Цендревич

Підписано до друку 28.12.2012. Формат 60x84/16.
Папір офсет. №1. Гарнітура Palatino Linotype. Друк офс.
Наклад 1000 примірників, Зам. № 88

Редакційно-видавничий відділ
Науково-методичного центру аграрної освіти
Київ-151, вул. Смілянська,11
тел. 249-94-04