

ДОНЕЦЬКИЙ ІНСТИТУТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
Української державної академії
залізничного транспорту

ФАКУЛЬТЕТ УПРАВЛІННЯ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ

Кафедра “Теоретична та прикладна механіка”

Ю. В. Тимохін, В. М. Савєнков В. Я. Бєланов,

ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Частина 2
ВАЛИ ТА ОСІ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ,
З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

(Конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей)

Донецьк –2008

УДК 621.81.001.6

Деталі машин та основи конструювання: Частина 2. Вали та осі, підшипники, муфти, з'єднання деталей машин (конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей) / Ю. В. Тимохін, В. М. Савенков В. Я. Беланов, – Донецьк: ДонІЗТ, 2008. – 67 с.

Розглянуто на засіданні кафедри “Теоретична та прикладна механіка” 21 червня 2008 р., протокол № 4.

Затверджено методичною комісією факультету управління залізничним транспортом ДонІЗТ 28 червня 2008 р., протокол № 9.

Розглянуто призначення, конструкція, а також методи розрахунків валів і осей приводів машин, підшипників ковзання і кочення, муфт і з'єднань деталей машин.

Конспект призначений для студентів фаху “Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту”, що вивчають учбову дисципліну “Деталі машин і основи конструювання”.

Автори

доцент
доцент
доцент

Ю. В. Тимохін (ДонІЗТ)
В. М. Савенков (ДонНТУ)
В. Я. Беланов (ДонНТУ)

Рецензенти

доцент
доцент

В.С. Ісадченко (ДонНТУ)
Н. В. Нижник (ДонІЗТ)

ЗМІСТ

	с.
1 Вали та осі	4
1.1 Загальні відомості та основи конструювання	4
1.2 Матеріали та обробка валів і осей	9
1.3 Проектний розрахунок валів	10
1.4 Перевірочні розрахунки валів	11
1.4.1 Види перевірочних розрахунків	11
1.4.2 Розрахунок на статичну міцність	11
1.4.3 Розрахунок на витривалість	12
2 Підшипники	16
2.1 Підшипники ковзання	16
2.1.1 Призначення, область застосування. Достоїнства та недоліки	16
2.1.2 Класифікація підшипників	17
2.1.3 Підшипники напіврідинного тертя	17
2.1.4 Підшипники рідинного тертя	18
2.1.5 Умовні розрахунки підшипників	20
2.2 Підшипники кочення	21
2.2.1 Призначення, область застосування	21
2.2.2 Класифікація	21
2.2.3 Умовні позначення і маркування підшипників	23
2.2.4 Достоїнства і недоліки підшипників	24
2.2.5 Розрахунок підшипників кочення	25
3 Муфти	27
3.1 Призначення і класифікація муфт	27
3.2 Постійні муфти	28
3.2.1 Жорсткі муфти	28
3.2.2 Пружні муфти	30
3.2.3 Компенсуючі муфти	32
3.3 Зчіпні муфти	34
3.3.1 Керовані муфти	34
3.3.2 Запобіжні муфти	35
4 З'єднання деталей машин	37
4.1 Зварні з'єднання	37
4.2 Заклепкові з'єднання	41
4.3 Шпонкові з'єднання	46
4.4 Шліцьові з'єднання	52
4.5 Різьбові з'єднання	54
4.5.1 Кріпильні різьби та їхні основні параметри	55
4.5.2 Кріпильні різьбові деталі, їхні конструкції та матеріали	56
4.5.3 Стопоріння різьбових з'єднань	58
4.5.4 Момент затягування різьбового з'єднання. Умова самогальмування	59
4.5.5 Розрахунки на міцність	62
Список літератури	66

1 ВАЛИ ТА ОСІ

1.1 Загальні відомості та основи конструювання

Обертові деталі машин встановлюють на валах або осях, що забезпечують постійне положення осі обертання цих деталей.

Вали – деталі, призначені для передачі крутного моменту уздовж своєї осі і для підтримки обертових деталей машин. Найпростіші прямі вали мають форму тіл обертання. Вали обертаються в підшипниках. Тому що передача крутних моментів, зв'язана з виникненням сил, наприклад сил на зубах зубчастих коліс, сил натягу ременів і т.д., вали звичайно піддані дії не тільки крутних моментів, але також поперечних сил і згинальних моментів.

Лише невелика частина валів, наприклад гнучкі вали, частина торсіонних валів, не підтримує обертові деталі.

Вали за призначенням можна розділити на вали передач, що несуть деталі передач – зубчасті колеса, шків, зірочки, муфти (рис. 1, *a* і *б*), на корінні вали машин і на спеціальні вали, що несуть крім деталей передач робочі органи машин двигунів або знарядь – колеса або диски турбін, кривошипи, інструменти, затискні патрони і т.д. (рис. 1, *в–д*).

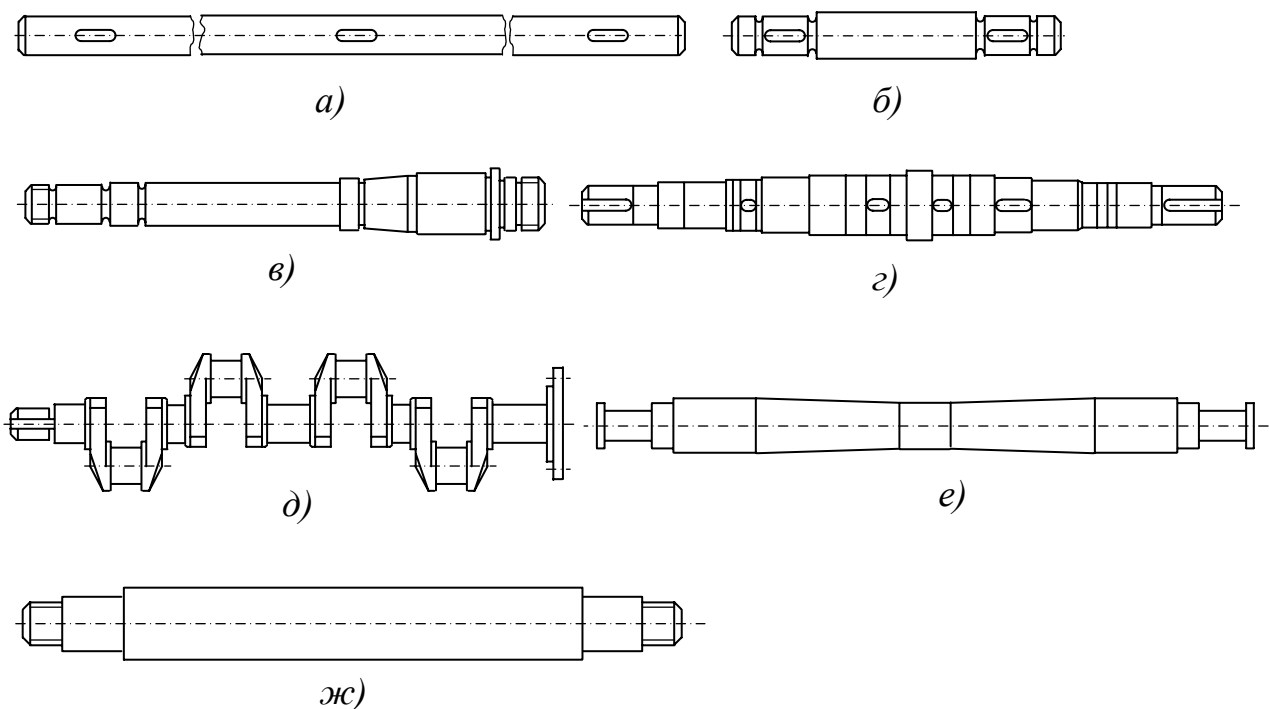


Рисунок 1 – Основні типи валів і осей:

a – гладкий трансмісійний вал; *б* – ступінчатий вал; *в* – шпindelь верстата; *г* – вал парової турбіни; *д* – колінчатий вал; *е* – вісь обертова вагонна; *ж* – вісь нерухома

Осі (рис. 1, *е–ж*) розділяють на обертові, що забезпечують кращу роботу підшипників, і нерухомі, потребуючі вмонтування підшипників в обертові де-

талі.

Вали та осі мають аналогічні форми і загальну функцію – підтримувати обертові деталі.

Опорні частини валів і осей називають цапфами або шийками.

Прямі вали розділяють на вали постійного діаметра (вали трансмісійні і суднові багатопрогонові, див. рис. 1, *a*); вали ступінчасті (більшість валів, див. рис. 1, *b–г*); вали з фланцями для з'єднання по довжині, а також вали з нарізаними шестірнями. За формою перерізу вали розділяють на гладкі, шліцьові і профільні.

Форма вала по довжині визначається розподілом навантаження та умовами технології виготовлення і складання.

Епюри згинальних моментів по довжині валів, як правило, не постійні і звичайно сходять до нуля до кінцевих опор або до кінців валів. Крутний момент звичайно передається не на всій довжині вала. Тому за умовою міцності припустимо і доцільно конструювати вали перемінного перерізу, що наближаються до тіл рівного опору.

Практично вали виконують ступінчастими. Ця форма зручна у виготовленні і складанні; уступи валів можуть сприймати великі осьові сили.

Бажано, щоб кожна нероз'ємна деталь, що насаджується на вал, проходила по валу до своєї посадкової поверхні без натягу щоб уникнути ушкодження поверхонь і ослаблення посадок.

Вали можуть бути пустотілими. Пустотілий вал з відношенням діаметра отвору до зовнішнього діаметра 0,75 легше суцільного рівноміцного майже в 2 рази. Практично пустотілі вали застосовують при жорстких вимогах до маси і при необхідності проході крізь вали або розміщення усередині валів інших деталей.

Кругла якісна сталь для валів поставляється довжиною до 6–7 м, тому більш довгі вали роблять складеними, що необхідно також за умовами монтажу і транспортування. Вали з'єднують за допомогою сполучних муфт або фланців на валах.

Діаметри посадкових поверхонь (під маточини зубчастих коліс, шківів, зірочок і інших деталей) вибирають зі стандартного ряду посадкових розмірів, діаметри під підшипники кочення – зі стандартного ряду внутрішніх діаметрів підшипників кочення. Перепад діаметрів ступенів визначається: стандартними діаметрами посадкових поверхонь під маточини та підшипники, достатньою опорною поверхнею для сприйняття осьових сил при заданих радіусах закруглення крайок і розмірах фасок і, нарешті, умовами складання.

Перепад діаметрів ступенів вала при наявності призматичних шпонок бажано вибрати так, щоб мати можливість розбирання без вилучення шпонок з вала. Перепад діаметрів повинен бути мінімальним.

Якщо тихохідний вал має кілька шпонкових канавок по довжині, то щоб уникнути перестановки вала при фрезеруванні їх доцільно розміщати в одній площині.

Цапфи (шийки) валів, що працюють у підшипниках ковзання, виконують: циліндричними, конічними, сферичними (рис. 2). Основне застосування мають

циліндричні цапфи. Кінцеві цапфи для полегшення складання й фіксації вала в осьовому напрямку звичайно роблять трохи меншого діаметра, чим сусідня ділянка вала (рис. 2, *а*). Іноді цапфи при рознімних підшипниках роблять із буртами для запобігання осьових зсувів в обох напрямках (рис. 2, *б*). Конічні цапфи (рис. 2, *в*) застосовують для регулювання зазору в підшипниках, а іноді також для осьового фіксування вала. Зазор регулюють осьовим переміщенням вала або вкладиша підшипника. Сферичні цапфи (рис. 2, *г*) через труднощі їхнього виготовлення застосовують тільки при необхідності значних кутових зсувів осі вала.

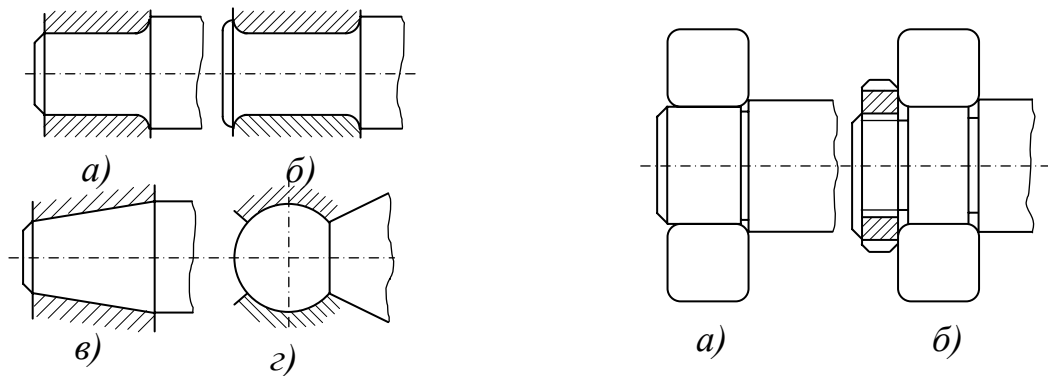


Рисунок 2 – Основні типи цапф валів під підшипники ковзання

Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 3) характеризуються меншою довжиною, чим цапфи для підшипників ковзання. Виключення становлять конструкції із двома підшипниками кочення в опорі. Як правило, цапфи для підшипників кочення виконують циліндричними. У рідких випадках застосовують конічні цапфи з малою конусністю – для регулювання зазорів у підшипниках пружним деформуванням кілець. Цапфи для підшипників кочення нерідко виконують із різьбою або іншими засобами для закріплення кілець.

Посадкові поверхні під маточини деталей, що насаджуються на вал, виконують циліндричними або конічними. Основне застосування мають циліндричні поверхні як більш прості. Конічні поверхні застосовують: для полегшення постановки на вал і зняття з нього важких деталей, для забезпечення заданого натягу, для швидкої зміни деталі типу змінних шестірень і для підвищення точності центрування деталей. Останнім часом конічні з'єднання з більшим натягом одержали широке поширення.

Осьові навантаження на вали від насаджених на них деталей передаються такими способами:

- 1) важкі навантаження – упором деталей в уступи на валу, посадкою деталей з натягом (рис. 4, *а, б*);
- 2) середні навантаження – гайками, штифтами (рис. 4, *в і г*);
- 3) легкі навантаження (і запобігання від переміщень випадковими силами) – стопорними гвинтами, клемовими з'єднаннями, пружинними кільцями (рис. 4, *д – ж*).

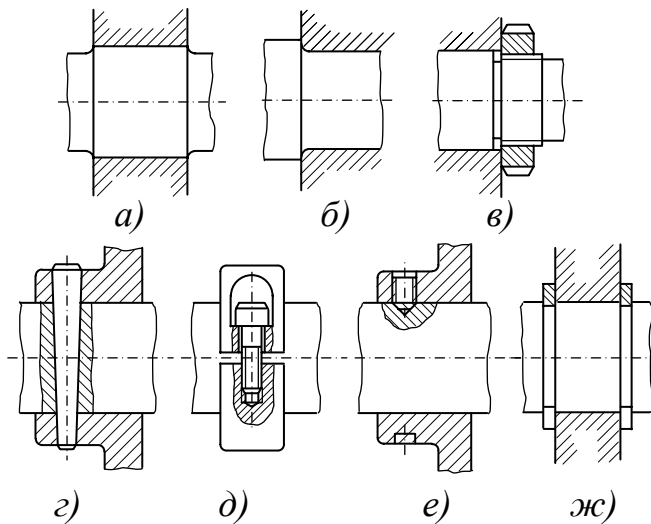


Рисунок 4 – Засоби сприйняття осьових навантажень і осьового кріплення деталей на валах:
a – посадка з натягом; *б* – упор в уступ; *в* – гайка; *г* – конічний штифт; *д* – клекове з'єднання; *е* – стопорний гвинт; *ж* – пружинне кільце

Опір валів утомі визначається відносно малими об'ємами металу в зонах значної концентрації напружень. Тому особливо ефективні спеціальні конструктивні та технологічні заходи щодо підвищення витривалості валів.

Спостережуване різке зниження опору утомі валів у місцях посадок в основному пов'язане з концентрацією тиску й фретінг-корозією, що спричиняються місцевими проковзуваннями та кромочними тисками. Конструктивні засоби підвищення витривалості показані на рис. 5. Найбільш ефективно стовщення вала на довжині маточини. Досить ефективно також поверхневе зміцнення.

Зміцненням підматочинних частин поверхневим наклепом (обкатуванням роликками або кульками) можна підвищити границі витривалості валів з концентрацією напружень на 80... 100 %, причому цей ефект поширюється на вали діаметром 500 – 600 мм і більше. Таке зміцнення отримало у теперішній час широке поширення.

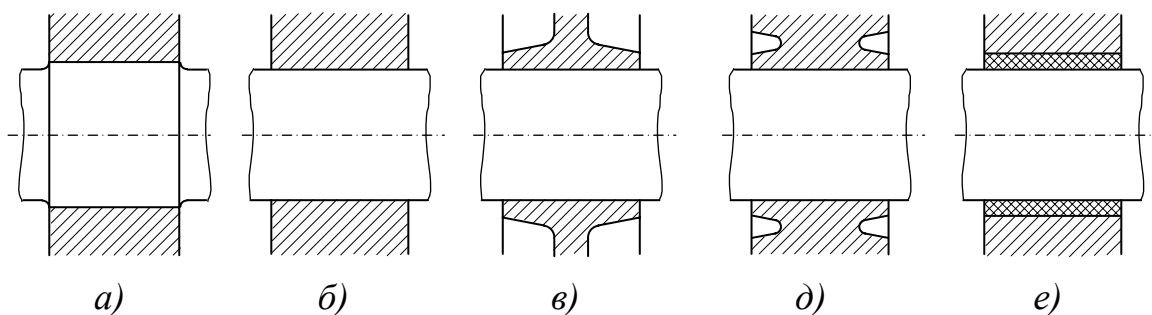


Рисунок 5 – Конструктивні засоби підвищення опору валів утомі в місцях посадок: *a* – стовщення підматочинної частини; *б* – закруглення крайок маточини; *в* – стоншення маточини; *д* – розвантажувальні канавки; *е* – втулки або заливання в маточині з матеріалу з низьким модулем пружності

Міцність валів у місцях шпонкових, шліцьових і інших різноманітних з'єднань із маточиною може бути підвищена застосуванням: евольвентних шліцьових з'єднань; шліцьових з'єднань із внутрішнім діаметром, рівним діаметру вала на сусідніх ділянках, або із плавним виходом шліців на поверхню, що забезпе-

чує мінімум концентрації напружень згину; шпонкових канавок, виготовлених дисковою фрезою й маючих плавний вихід на поверхню; безшпонкових з'єднань.

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують наступних типів.

1. З канавкою для виходу шліфувальних кіл (рис. 6, *а*). Канавки звичайно виконують на валах діаметром 10...50 мм шириною 3 мм і глибиною 0,25 мм, а на валах діаметром 50...100 мм – шириною 5 мм і глибиною 0,5 мм. Канавки повинні мати максимально можливі радіуси закруглень. Канавки істотно підвищують стійкість шліфувальних кіл при обробці. Однак вони викликають значну концентрацію напружень і знижують міцність валів при змінних напруженнях.

Канавки виконують у валах, діаметри яких визначаються умовами жорсткості (зокрема, валах коробок передач), і на кінцевих ділянках валів, на яких згинальні моменти невеликі. Канавки також потрібні на кінцях ділянок з різьбою для виходу різьбонарізного інструмента.

2. З перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса (рис. 6, *б*). Радіус ρ вибирають менше радіуса закруглення або радіального розміру фаски деталей, що насаджуються.

Для шийок під підшипники кочення рекомендують $\rho/d = 0,02...0,04$, $t/\rho \approx 3$ (менші значення для більших діаметрів); тут d – діаметр меншої із ступенів, що сполучаються; t – висота уступу, тобто напіввізниця діаметрів ступенів.

Бажано, щоб радіус закруглення в сильно напружених валах був більше або дорівнював $0,1 d$. Однак цю умову далеко не завжди можна витримати, тому що при цьому збільшуються осьові розміри. При високій напруженості вала можливо осьове базування деталей по самій перехідній поверхні, але це виконання досить складне в технологічному відношенні. Коли радіус галтелі сильно обмежується радіусом закруглення крайок деталей, що насаджуються, ставлять проставочні кільця (рис. 6, *в*).

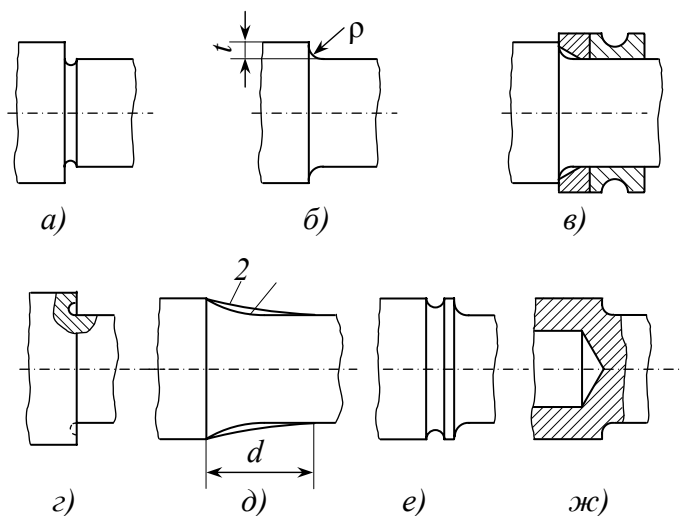


Рисунок 6 – Перехідні поверхні валів: *а* – з канавкою для виходу шліфувального круга; *б* – постійного радіуса; *в* – під проміжне кільце; *г* – еліптична з піднутренням; *д* – оптимальної форми при згині (крива 1) і при крутінні й розтягу (крива 2); *е* – з розвантажувальною канавкою; *ж* – з отвором у ступені великого діаметра

3. З перехідною поверхнею – галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною звичайно є перехід галтелі в ступінь меншого діаметра; тому в заданих габаритах доцільно робити галтель перемінного радіуса кривизни зі збільшенням радіуса в зоні переходу до ступеня меншого діаметра. Застосовують галтелі

еліптичної форми й частіше галтелі, що окреслюються двома радіусами кривизни. Змінність радіуса кривизни галтелі підвищує несучу здатність вала на 10 %. Галтелі з піднутренням (рис. 6, з) збільшують довжину базування маточин. Однак полірувати галтелі з піднутренням важко.

Підбором галтелі оптимальної форми на довжині 0,75...1 діаметра вала (рис. 6, д) можна практично позбутися від концентрації напружень. Однак використовувати такі форми можна в рідких випадках, наприклад у торсіонних валах (тобто валах, що служать пружиною, яка працює на крутіння), на вільних ділянках сильнонавантажених валів і т.д.

Підвищення міцності валів у перехідних перерізах досягається також зняттям малонавантаженого матеріалу: виконанням розвантажувальних канавок (рис. 6, е) і висвердлюванням отворів у шаблях великого діаметра (рис. 6, ж). Ці заходи забезпечують більше рівномірний розподіл напружень і знижують концентрацію напружень.

Пластичним зміцненням галтелі (обкатуванням роликками, а при більших діаметрах валів – карбуванням) можна підвищити несучу здатність валів в 1,5...2 рази.

1.2 Матеріали та термічна обробка валів і осей

Вибір матеріалу й термічної обробки валів і осей визначається критеріями їхньої працездатності, у тому числі критеріями працездатності цапф із опорами. Значимість останніх критеріїв у випадку опор ковзання може бути визначальною.

Основними матеріалами для валів і осей служать вуглецеві й леговані сталі завдяки високим механічним характеристикам, здатності до зміцнення й легкості одержання циліндричних заготовок прокаткою.

Для більшості валів застосовують термічно оброблювані середневуглецеві й леговані сталі 45, 40Х. Для високо напружених валів відповідальних машин застосовують леговані сталі: 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА та ін. Вали із цих сталей звичайно піддають поліпшенню, загартуванню з високим відпуском або поверхневому загартуванню з нагріванням ТВЧ і низьким відпуском (шліцьові вали).

Швидкохідні вали, що обертаються в підшипниках ковзання, вимагають досить високої твердості цапф; їх виготовляють із цементуємих сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ або азотуємих сталей типу 38Х2МЮА. Високу зносостійкість мають хромовані вали. За досвідом автомобілебудування хромування шийок колінчастих валів збільшує ресурс до перешліфовки в 3...5 разів.

Для валів, розміри яких визначаються умовами жорсткості, міцні, термічно оброблені сталі доцільно застосовувати тільки тоді, коли це обумовлюється вимогами довговічності цапф, шліців і інших поверхонь, що зношуються. Вали великих діаметрів виготовляють із труб із приварними або насаджуваними фланцями або звареними з листів також із приварними фланцями. Застосування зварних валів потужних гідротурбін приводить до економії 20...40 % металу.

Для виготовлення фасонних валів – колінчастих, з великими фланцями та отворами – і важких валів поряд зі сталлю застосовують високоміцні чавуни (з кулястим графітом) і модифіковані чавуни. Менша міцність чавунних валів у значній мірі компенсується більше досконаліми формами валів (особливо колінчастих), меншою чутливістю в багатоопорних валах до зсуву опор (завдяки меншому модулю пружності) і меншим динамічним навантаженням через підвищену демпфіруючу здатність.

Як заготовки для сталевих валів діаметром до 150 мм звичайно використовують круглий прокат, для валів більшого діаметра й фасонних валів – кування.

Вали піддають токарській обробці й наступному шліфуванню посадочних поверхонь. Високонпружені вали шліфують по всій поверхні. Шорсткість поверхні під підшипники кочення залежно від класу точності підшипників і діаметра призначають від $Ra = 0,16 \dots 0,32$ мкм під високопрецизійні підшипники до $Ra = 1,5 \dots 2,5$ мкм під підшипники класу точності 0, а під підшипники ковзання залежно від умов роботи $Ra = 1 \dots 0,16$ мкм.

Торці валів для полегшення насадки деталей, щоб уникнути обм'яття і пошкодження рук робітників виконують із фасками.

1.3 Проектний розрахунок валів

Проектування вала починається з розробки його конструктивної схеми із зображенням ділянок вала й деталей, що насаджуються на ці ділянки. Діаметри ділянок визначаються попередньо тільки з умови міцності при крутінні, оскільки на початку процесу проектування невідомі поздовжні розміри ділянок і, отже, згинаючі моменти. При цьому приймаються занижені допустимі напруження, що, при крутінні. Замість умови міцності використовуються також емпіричні залежності діаметра вала від основних параметрів проектованого вузла або машини (міжосьової відстані в редукторі, діаметра циліндра в двигуні внутрішнього згорання, основного розміру турбіни й т.д.).

Довжини ділянок визначаються шириною деталей, що насаджуються на них.

На рис. 6 наведений ескіз вузла тихохідного вала одноступінчастого редуктора з косозубою передачею. Основні розміри вала отримані в такий спосіб.

Діаметр ділянки вала під колесом

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{к}}}{0,2[\tau]_{\text{к}}}} = \sqrt[3]{\frac{2260 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 76,7 \text{ мм},$$

де $T_{\text{к}} = 2260 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – обертовий момент на валу колеса;

$[\tau]_{\text{к}} = 25 \text{ МПа}$ – допустиме дотичне напруження при крутінні.

Приймається $d_{\text{вк}} = 80 \text{ мм}$.

Діаметр ділянки під підшипник $d_{\text{п}} \leq d_{\text{вк}}$.

Приймається шарикопідшипник № 215 легкої серії. Внутрішній діаметр підшипника $d_{\text{п}} = 75 \text{ мм}$, зовнішній діаметр – $D_{\text{п}} = 130 \text{ мм}$, ширина – $b_{\text{п}} = 25 \text{ мм}$.

Діаметр ділянки під ущільнення $d_y = 70$ мм.

Діаметр хвостовика $d_x = 65$ мм.

Поздовжні розміри: $a = 80$ мм, $b = 80$ мм, $c = 116$ мм.

1.4 Перевірочні розрахунки валів

1.4.1 Види перевірочних розрахунків

Для спроектованих валів проводяться наступні види розрахунків:

- розрахунок на статичну міцність;
- розрахунок на витривалість;
- розрахунок на жорсткість;
- розрахунок на коливання.

В розрахунках на статичну міцність визначаються максимальні еквівалентні напруження в найбільш напружених точках поперечних перерізів вала й порівнюються з напруженнями, що допускаються, при статичному навантаженні.

При цьому розрахунок ведеться за найбільш можливим короткочасним навантаженням (з урахуванням динамічних і ударних впливів).

В розрахунках на витривалість визначаються коефіцієнти запасу витривалості матеріалу вала в небезпечних перерізах і порівнюються із допустимими. Розрахунок ведеться за номінальними навантаженнями.

В розрахунках на жорсткість визначаються максимальні прогини й кути закручування вала, які не повинні перевищувати допустимих значень, обумовлених вимогами до конструкції машини.

Розрахунок на коливання зводиться, в основному, до визначення критичних кутових швидкостей вала.

1.4.2 Розрахунок на статичну міцність

Порядок розрахунку:

1. Визначаються навантаження на вал з боку насаджених на нього деталей з урахуванням перевантажень.

2. Діючі на вал навантаження розкладаються по двох площинах (вертикальній й горизонтальній).

3. Будується епюра згинальних моментів M_n^B і M_n^r у вертикальній і горизонтальній площині відповідно.

4. Будується сумарна епюра згинальних моментів M_n за правилом

$$M_n = \sqrt{(M_n^B)^2 + (M_n^r)^2} ;$$

5. Будується епюра крутних моментів M_k .

6. Визначаються небезпечні перерізи валу.

7. У небезпечних перерізах визначаються максимальні нормальні напруження

від згину $\sigma_n = \frac{M_n}{W_x}$ й максимальні дотичні напруження $\tau_k = \frac{M_k}{W_p}$.

8. За однією з теорій міцності визначаються еквівалентні напруження й порівнюються з напруженнями, що допускаються.

За 3-єю теорією міцності $\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{н}})^2 + 4(\tau_{\text{к}})^2} \leq [\sigma]$.

За 4-ою теорією міцності $\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{н}})^2 + 3(\tau_{\text{к}})^2} \leq [\sigma]$.

1.4.3 Розрахунок на витривалість

В розрахунках на витривалість спочатку повторюються розрахунки за пунктами 1...7 попереднього розрахунку на статичну міцність. Однак тут навантаження на вал – номінальні.

Затим:

8. Визначаються коефіцієнти запасу витривалості матеріалу валу в небезпечних перерізах і порівнюються з коефіцієнтами, що допускаються.

При цьому можливі 3 випадки.

Випадок 1. У перерізі валу діє тільки згинальний момент. Визначається коефіцієнт запасу витривалості за нормальними напруженнями при згині n_{σ} й порівнюється із допустимим $[s]_{\sigma}$:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\text{м}}}{\sigma_{\text{max}} K_{\sigma}} \geq [s]_{\sigma},$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу валу при симетричному циклі при згині;

σ_{max} – максимальне напруження в циклі при згині;

$\varepsilon_{\text{м}} = \frac{1,44}{\sqrt[9]{d}}$ – масштабний коефіцієнт, що залежить від діаметра валу d ;

K_{σ} – коефіцієнт концентрації нормальних напружень у розглянутому перерізі валу.

Випадок 2. У перерізі валу діє тільки крутний момент. Визначається коефіцієнт запасу витривалості за дотичними напруженнями при крутінні s_{τ} й порівнюється із допустимим $[s]_{\tau}$:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_{\text{м}}}{\tau_{\text{max}} K_{\tau}} \geq [s]_{\tau},$$

де τ_{-1} – границя витривалості матеріалу валу при крутінні;

τ_{max} – максимальне напруження в циклі при крутінні;

K_{τ} – коефіцієнт концентрації дотичних напружень у розглянутому перерізі валу.

Випадок 3. У перерізі вала одночасно діють згинаючий і крутний моменти. Визначається сумарний коефіцієнт запасу витривалості s і порівнюється з допустимим коефіцієнтом $[s]$:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{(s_{\sigma})^2 + (s_{\tau})^2}} \geq [s].$$

Звичайно допустимий коефіцієнт запасу витривалості $[s] = 2...3$.

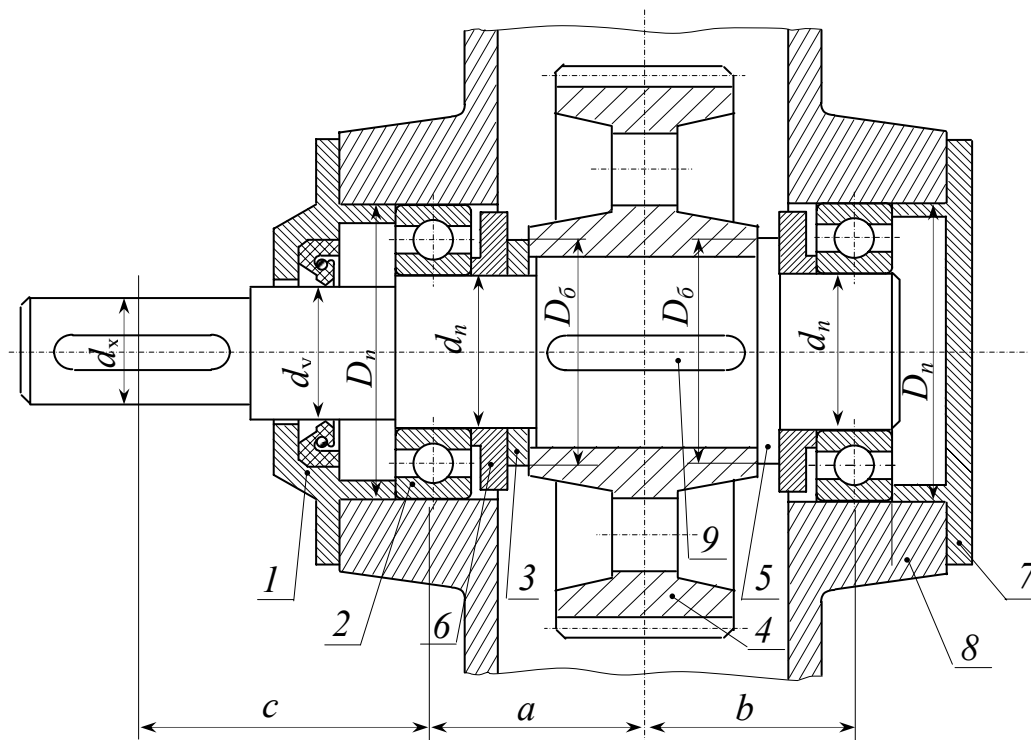


Рисунок 7 – Вузол вала колеса циліндричного одноступінчастого редуктора:
 1 – наскрізна кришка підшипника; 2 – підшипник кочення; 3 – дистанційне кільце; 4 – зубчасте колесо; 5 – вал колеса; 6 – мазьоутримуюче кільце; 7 – глуха кришка підшипника; 8 – корпус редуктора; 9 – шпонка

На рис. 7 наведений вузол тихохідного вала колеса циліндричного одноступінчастого редуктора з косозубою передачею.

На рис. 8 наведенні результати розрахунку цього вала.

Вихідні дані для розрахунку

Обертовий момент на валу $T = 2260 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Сили в зубчастому зачепленні:

колова сила $F_t = 12,36 \text{ кН}$;

радіальна сила $F_r = 4,57 \text{ кН}$;

осьова сила $F_a = 0,806 \text{ кН}$.

Ділильний діаметр колеса $d_k = 365,55 \text{ мм}$.

Кут нахилу зубів $\beta = 10^\circ$.

Розрахунок небезпечних перерізів вала на витривалість

Приймається матеріал вала сталь 40Х с термічною обробкою – поліпшення

Небезпечними є перерізи C і D .

У перерізі C , діє максимальний згинальний момент, а також крутний момент. У перерізі D діє тільки крутний момент, однак цей переріз має мінімальний діаметр.

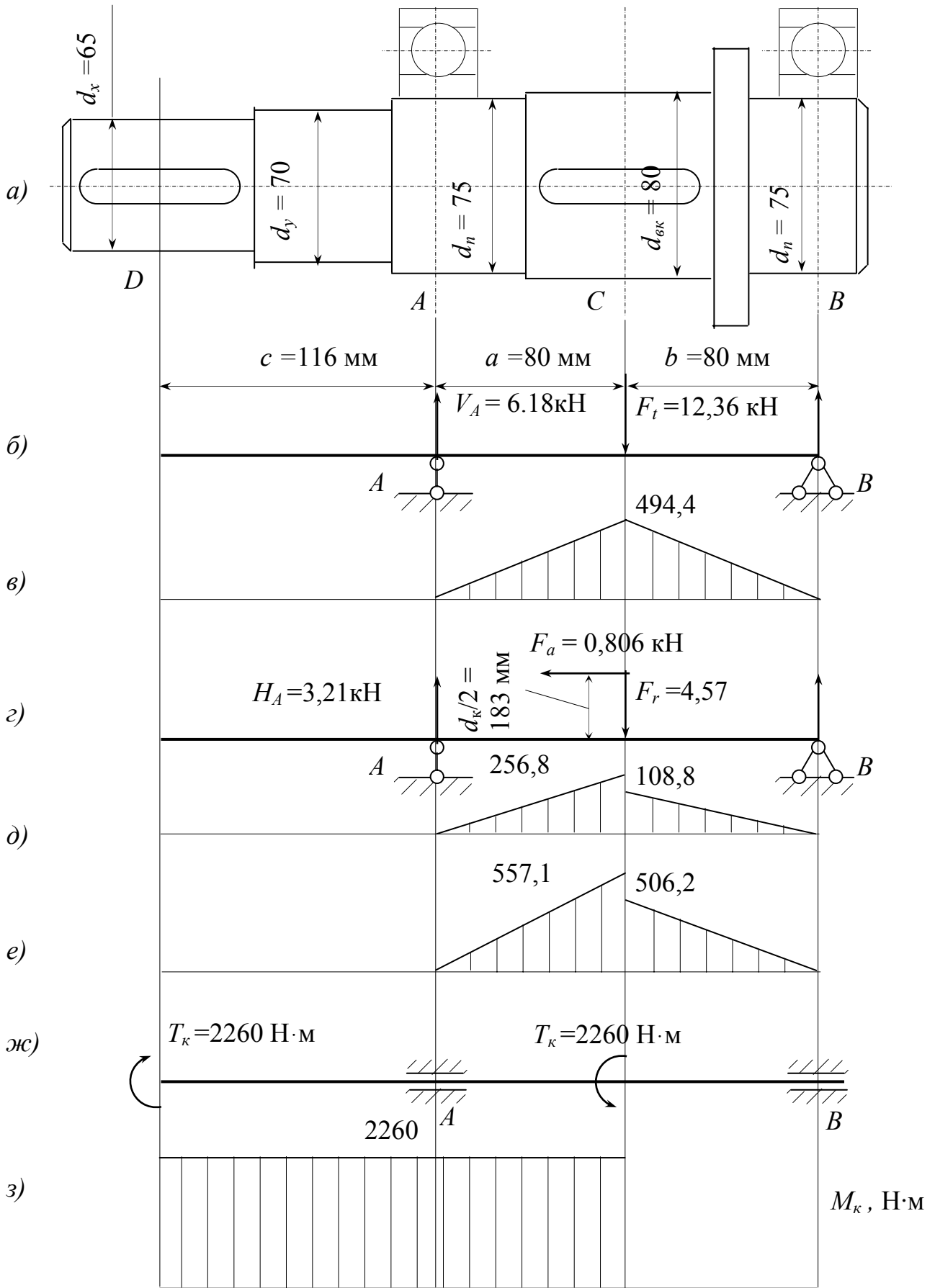


Рисунок 7 – Розрахункові схеми та епюри згинаючих і крутних моментів у перерізах вала

Переріз *C*.

Максимальні в циклі навантаження нормальні напруження в перерізі *C* від згину

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}^C}{W_x} = \frac{32 \cdot M_{\text{и}}^C}{\pi d_{\text{вк}}^3} = \frac{32 \cdot 557,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 11,08 \text{ МПа}.$$

Масштабний коефіцієнт для даного перерізу

$$\varepsilon_M = \frac{1,44}{\sqrt[6]{d_{\text{вк}}}} = \frac{1,44}{\sqrt[6]{80}} = 0,694.$$

Коефіцієнт запасу витривалості при згині

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_M}{\sigma_{\max} K_{\sigma}} = \frac{450 \cdot 0,694}{11,08 \cdot 2} = 14,1,$$

де $\sigma_{-1} = 450$ МПа – границя витривалості за нормальними напруженнями для сталі

40Х;

$K_{\sigma} = 2$ – коефіцієнт концентрації нормальних напружень для шпонкового паза.

Максимальні дотичні напруження

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{16 \cdot T_k}{\pi d_k^3} = \frac{16 \cdot 2260 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 22,5 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу витривалості за дотичними напруженнями

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_M}{\tau_{\max} K_{\tau}} = \frac{260 \cdot 0,694}{22,5 \cdot 1,9} = 4,22,$$

де $\tau_{-1} = 260$ МПа – границя витривалості за дотичними напруженнями для сталі 40Х;

$K_{\tau} = 1,9$ – коефіцієнт концентрації дотичних напружень для шпонкового паза.

Сумарний коефіцієнт запасу витривалості

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{14,1 \cdot 4,22}{\sqrt{14,1^2 + 4,22^2}} = 4,04 > 2 = [s].$$

Переріз *D*.

Максимальні дотичні напруження

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{16 \cdot T_k}{\pi d_k^3} = \frac{16 \cdot 2260 \cdot 10^3}{\pi \cdot 65^3} = 41,9 \text{ МПа}.$$

Масштабний коефіцієнт для даного перерізу

$$\varepsilon_M = \frac{1,44}{\sqrt[6]{d_{x2}}} = \frac{1,44}{\sqrt[6]{65}} = 0,72.$$

Коефіцієнт запасу витривалості за дотичними напруженнями

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_M}{\tau_{\max} K_{\tau}} = \frac{260 \cdot 0,72}{41,9 \cdot 1,9} = 2,35 > 2 = [s].$$

тобто умова витривалості вала виконується в обох перерізах *C* і *D*.

2 ПІДШИПНИКИ

Підшипники призначені для устрою опор валів. За видом тертя розрізняють підшипники ковзання та підшипники кочення.

2.1 Підшипники ковзання

2.1.1 Призначення, область застосування. Достоїнства та недоліки

У підшипниках ковзання має місце тертя ковзання.

Підшипник ковзання є парою обертання, він складається з опорної ділянки вала (цапфи) 1 і відповідно підшипника 2 (рис. 8 а, б), у якому ковзає цапфа.

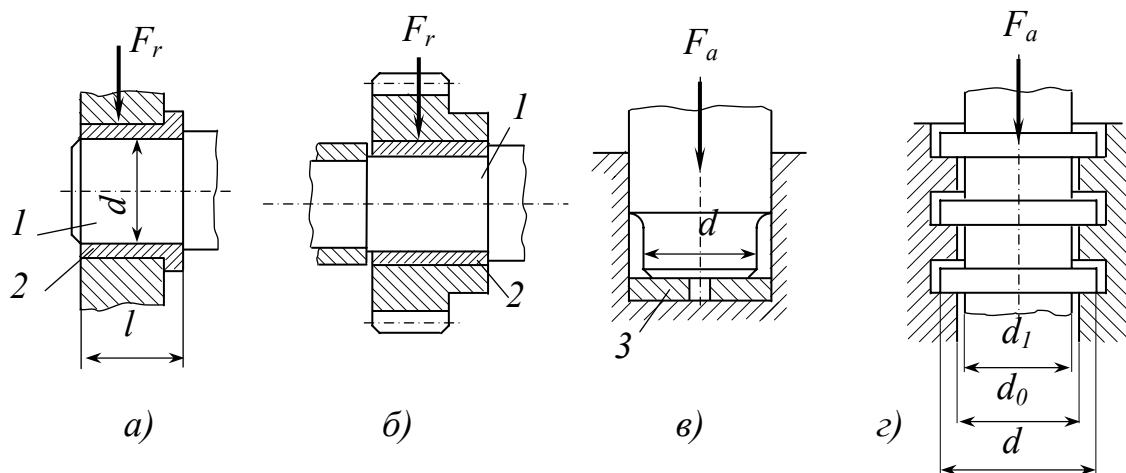


Рисунок 8 – Підшипники ковзання

Як опори обертових осей і валів підшипники ковзання використовуються в конструкціях, у яких застосування підшипників кочення утруднене або неприпустимо з ряду причин: високі вібраційні та ударні навантаження; низькі й особливо високі частоти обертання; підвищені вимоги до стабільності й точності положення валів і ін.; робота у воді, агресивних середах; робота при недостатньому змащуванні або без змащування; необхідність виконання діаметрального рознімання; відсутність підшипників кочення необхідних діаметрів (мініатюрні й особливо крупні вали) і ін. Надійність роботи підшипників обумовлює працездатність і довговічність машин.

Підшипникам ковзання властиві та деякі недоліки. Так, важконавантажені підшипники, що працюють при високих частотах обертання, мають потребу в примусовому підведенні під тиском мастильного матеріалу (масла, води та ін.) для підтримки режиму рідинного тертя й відводу теплоти, що виділяється.

Підшипники зі звичайними маслами надійно працюють лише до температур не вище 150°C . При роботі в умовах знижених температур зростає пусковий момент через загустіння мастила.

Завдяки безшумності й указаним вище достоїнствам, а також за конструктивними і економічними міркуваннями опори ковзання знаходять широке застосування у парових і газових турбінах, двигунах внутрішнього згорання, від-

центрових насосах, центрифугах, металообробних верстатах, прокатних станах, важких редукторах та ін.

2.1.2 Класифікація підшипників

1. За сприймаємим навантаженням розрізняють:

радіальні (опорні) підшипники; сприймають радіальне навантаження (рис. 8, а і б);

осьові (упорні) підшипники; сприймають осьові сили (рис. 8, в і г);

радіально-упорні підшипники; сприймають радіальні й осьові навантаження; звичайно їхні функції виконують упорні підшипники, сполучені з радіальними (див. рис. 8, в).

Цапфу, що передає радіальне навантаження, називають *шипом* при розташуванні її наприкінці вала (див. рис. 8, а) або *шийкою*, якщо вона знаходиться в середині вала (див. рис. 8, б). Цапфу, що передає осьове навантаження, називають *п'ятою* (рис. 8, в), а підшипник 3 – підп'ятником.

Форма робочої поверхні підшипників і цапф може бути циліндричною, конічною і кульовою, але конічний і кульовий підшипники застосовуються рідко.

2. Залежно від виду тертя, реалізованого між тертьовими поверхнями, розрізняють *підшипники*:

«сухого» тертя, тобто не потребуючого мастильного матеріалу;

напіврідинного тертя, що працюють в умовах періодичного або недостатнього змащування;

рідинного тертя, що працюють лише в умовах безперервної багатой подачі (насосом або самопливом) мастильної рідини.

3. Стосовно сприйманого навантаження:

несамоустановлювальні й самоустановлювальні;

4. За конструкцією:

– *с вкладишами та без вкладишів*;

– *рознімні та нероз'ємні*;

– *що приєднуються та вбудовані*.

2.1.3 Підшипники напіврідинного тертя

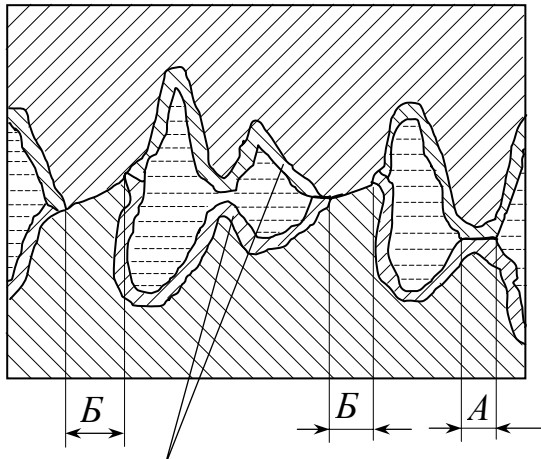
Контакт шорстких поверхонь при напіврідинному терті показаний на рис. 9.

У зоні А на рисунку має місце контакт вершин через адсорбовану граничну плівку мастильного матеріалу (*граничне тертя*). У зонах В має місце безпосередній контакт поверхонь (*сухе тертя*).

Підшипники ковзання, що працюють у режимі напіврідинного тертя, широко використовують у підйомно-транспортних, сільськогосподарських, дорожніх, будівельних і інших машинах. Напіврідинне тертя між цапфою й підшипниковою втулкою (вкладишем) забезпечується періодичною або безперервною, але обмеженою подачею мастильного матеріалу (масла, мастила, води та ін.).

Змащування здійснюють за допомогою маслянок. Підшипники, розташовані в маслоутримуючих порожнинах, змащують барботажем маслом.

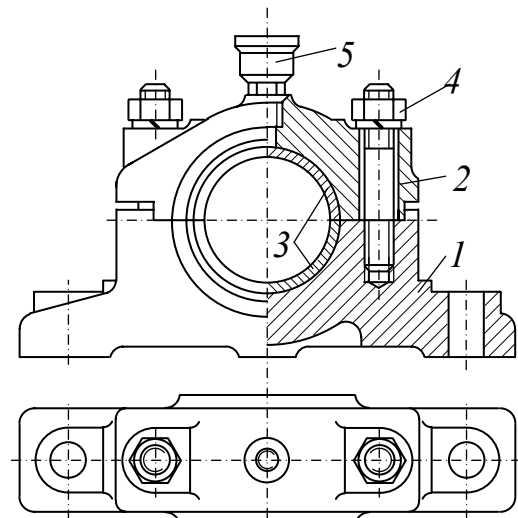
На рис. 10 наведена конструкція стандартного рознімного підшипника. Стандартні рознімні підшипники прості в монтажі, їх широко використовують у важкому машинобудуванні. Рознімний підшипник складається з корпусу 1, кришки 2, рознімної підшипникової втулки – двох вкладишів 3, кріпильних шпильок з гайками 4 і маслянки 5. Рознімання вкладиша роблять по його діаметру, а рознімання корпусу – східчастим. Уступ у східчастому розніманні перешкоджає поперечному зсуву кришки щодо корпусу підшипника.



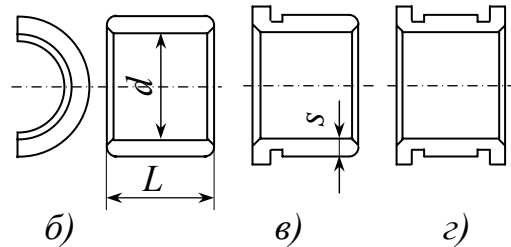
Граничні плівки

Рисунок 9 – Контакт шорсткуватих поверхонь

В радіальних підшипниках використовують вкладиші без буртиків (рис. 10, б). При дії радіального й однобічного осевого навантаження застосовують вкладиші з одним упорним буртиком (рис. 10, в), а при дії осевого навантаження у двох напрямках установлюють вкладиші із двома упорними буртиками (рис. 10, г).



а)



б)

в)

г)

Рисунок 9 – Рознімний підшипник ковзання

2.1.4 Підшипники рідинного тертя

Відомі два способи створення режиму рідинного тертя в підшипнику ковзання: *гідростатичний* і *гідродинамічний*.

У *гідростатичних підшипниках* тиск у підтримуючому шарі рідкого мастильного матеріалу (воді, маслі та ін.) створюють насосом, що подає його в зазор між цапфою й підшипником (рис. 11). Внаслідок ексцентричного розташування цапфи в підшипнику під навантаженням торцеві зазори (зазор) між цапфою й

підшипником виявляються знизу меншими, чим зверху. У результаті змінна витрата рідини через зазор приводить до появи необхідного тиску й підйомної сили. Тиск рідини в гідросистемі і її витрата визначаються зазором між цапфою й підшипником, радіальною силою й в'язкістю матеріалу.

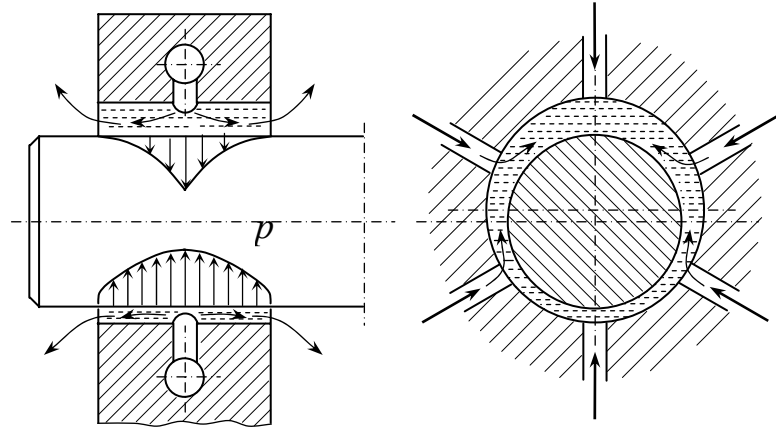


Рисунок 11 – Гідростатичний підшипник

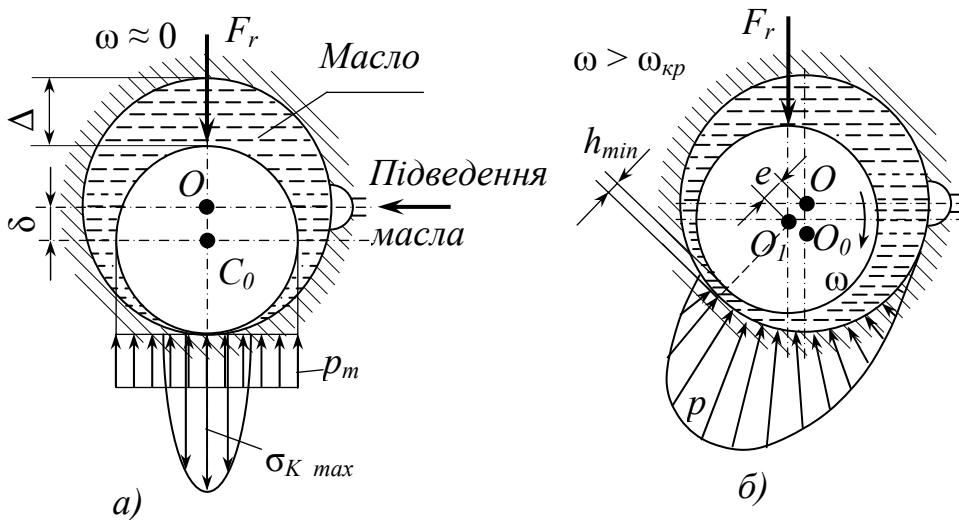


Рисунок 12 – Гідродинамічний підшипник: *а* – режим граничного тертя; *б* – режим рідинного тертя

У зв'язку з необхідністю подачі мастильного матеріалу в зону високого гідравлічного тиску (під цапфу) гідростатичні підшипники вимагають для нормальної роботи складної гідросистеми. Гідростатичні підшипники розглядають у спеціальних курсах.

У *гідродинамічних підшипниках* рідкий мастильний матеріал подається тільки в зону низького тиску (див. рис. 12), звідки обертовою цапфою нагнітається вниз, у зазор, утворюючи клиноподібний підтримуючий шар. Рідина в цьому зазорі підкоряється законам гідродинаміки. За певних умов у ній створюються над-

лишкові тиски, що викликають гідродинамічну силу й урівноважують силу ротора.

Гідродинамічні підшипники одержали найбільш широке застосування в машинах завдяки простоті конструкції, хоча в періоди пуску, повільного прокручування й зупинки вони працюють в умовах граничного (або навіть «сухого») тертя.

У тяжконавантажених опорах використовують комбіновані підшипники, у яких при малих швидкостях обертання (періоди пуску, зупинки) зовнішнє навантаження від ротора врівноважують тиском від насоса. На сталому режимі роботи, коли гідродинамічні тиски можуть утримувати ротор на несучому шарі рідини, насос відключають.

2.1.5 Умовні розрахунки підшипників

Умовні розрахунки підшипників дозволяють у найпростішій розрахунковій формі використовувати досвід конструювання та експлуатації машин. Вони дають задовільні результати, якщо розрахункові параметри призначають за досвідом роботи машин даного типу із близькими характеристиками.

Для підшипників при рідинному змащенні умовні розрахунки застосовують як попередні; для підшипників, що працюють при напіврідинному змащенні, через відсутність відповідної теорії розрахунку – як основні.

Розрахунок за допускаємим тиском у підшипниках. Розрахунок, як правило, ведуть за навантаженням, віднесеним до проекції цапфи:

$$p = \frac{F_r}{d l} \leq [p],$$

де p і $[p]$ – відповідно розрахунковий й допустимий тиск у підшипнику; d, l – відповідно діаметр і довжина цапфи.

У підшипниках більшості стаціонарних машин при відсутності особливих вимог до габаритів $p = 1 \dots 4$ МПа (залежно від умов роботи та матеріалів).

В корінних і шатунних підшипниках двигунів внутрішнього згорання $p = 4 \dots 20$ МПа. У підшипниках пресів, кувальних машин, прокатних станів $p = 10 \dots 30$ МПа.

Розрахунок звичайно використовують як перевірочний, тому що діаметр цапфи визначається конструктивно після розрахунку вала.

Істинні тиски в підшипниках при відсутності рідинного змащення визначаються з рішення задачі теорії пружності для стиску циліндрів із близькими радіусами при внутрішньому контакті. Формули Герца для підшипників ковзання не застосовні.

Якщо сила на підшипник при його звичайному розташуванні спрямована нагору, то задача зводиться до задачі про стиск циліндра й вушка.

Розрахунок за добутком тиску в підшипнику на швидкість ковзання:

$$pv \leq [pv],$$

Розрахунок за добутком pv , прийнятий як розрахунок у найпростішій формі, що враховує швидкість.

Добуток pv до деякої міри характеризує теплотворення в підшипнику (якщо прийняти коефіцієнт тертя постійним), а також характеризує зношування.

У підшипниках більшості стаціонарних машин $pv = 2 \dots 10$ МПа·м/с. У підшипниках швидкохідних і тяжконавантажених машин при гарному охолодженні та інших спеціальних заходах значення pv можуть бути значно підвищені.

У підшипниках автомобільних двигунів $pv = 25 \dots 35$ МПа·м/с.

Допустимі тиски, і особливо характеристика підшипників pv коливаються в дуже широких межах. Це пов'язане з різноманіттям факторів, що впливають на роботу підшипників. До них відносяться в першу чергу матеріали, якість виготовлення, кромочні тиски, змащення, охолодження, умови пуску, цикл роботи і т.д.

В системі координат швидкість ковзання – тиск p умовні розрахунки обмежують область припустимих режимів роботи підшипників двома прямими $p=[p]$, $v=[v]$ і гіперболою $pv=[pv]$.

2.2 Підшипники кочення

2.2.1 Призначення, область застосування

Підшипники кочення є основним видом опор обертових (хитних) деталей. Типова конструкція підшипника кочення показана на рис. 13. Підшипник складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, між якими розташовані тіла кочення 3.

Для запобігання тіл кочення від зіткнення між собою їх відокремлюють друг від друга сепаратором 4, що істотно зменшує втрати на тертя.

Підшипники кочення стандартизовані, їх виготовляють в умовах високоспеціалізованого масового виробництва підшипникові заводи. Тому інженерові вкрай рідко доводиться проектувати підшипники кочення. Незрівнянно частіше потрібно підібрати підшипник для вузла опори, спроектувати корпус опори, забезпечуючи технологічність, контроле- і ремонтпридатність вузла, а також оцінити залишкову довговічність підшипника при модернізації або форсуванні режиму роботи устаткування.

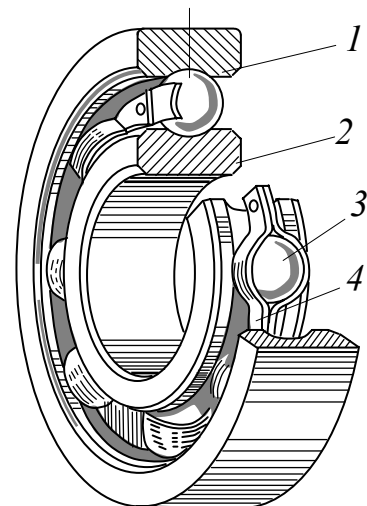


Рисунок 13– Підшипник кочення

2.2.2 Класифікація

Підшипники кочення класифікують за наступними ознаками:

1) за формою тіл кочення – підрозділяють на кулькові (рис. 14) і роликові (рис. 15); останні, у свою чергу, ділять за формою роликів на підшипники з короткими циліндричними (рис. 15, а), конічними (рис. 15, г), бочкообразними (рис. 15, б), голчастими (рис. 15, в) і крученими (рис. 15, е) роликами;

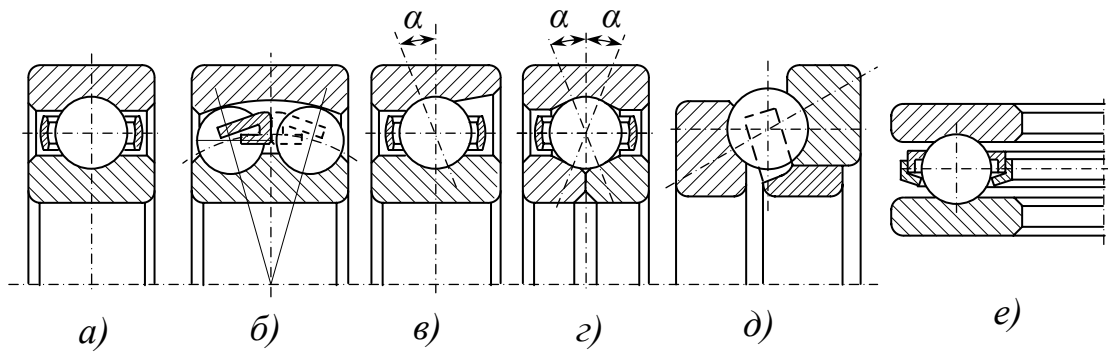


Рисунок 14 – Шарикопідшипники

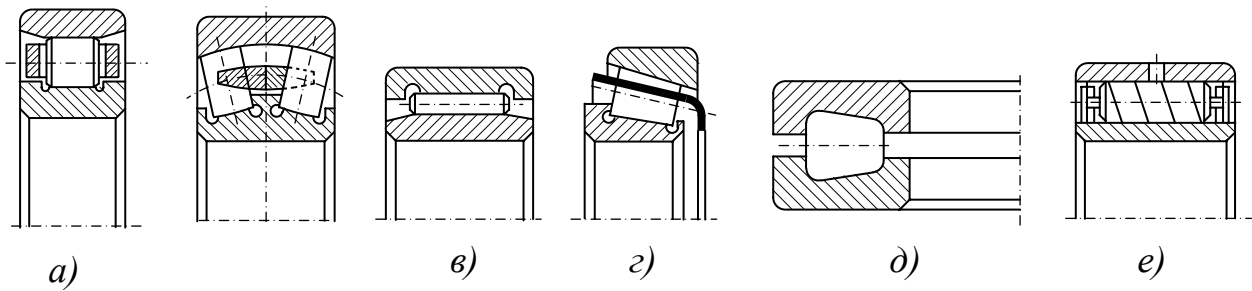


Рисунок 15 – Роликотідшипники

- 2) за напрямком сприйманих щодо осі вала сил розділяють на типи:
радіальні, сприймаючі переважно радіальні навантаження, що діють перпендикулярно осі обертання підшипника (рис. 2, а, б і 3, а, б, в, е);
радіально-упорні, сприймаючі одночасно діючі радіальні й осьові навантаження (рис. 2, в, г і 3, г);
упорно-радіальні, сприймаючі осьові навантаження при одночасній дії незначного радіального навантаження (рис. 2, д);
упорні, сприймаючі тільки осьові сили (рис. 2, е і 3, д);
- 3) за здатністю самоустановки – підрозділяють на *несамоустановлювальні* та *самоустановлювальні* (рис. 2, б і 3, б), що допускають поворот осі внутрішнього кільця відносно осі зовнішнього кільця;
- 4) за числом рядів тіл кочення (розташованих по ширині) – поділяють на *однорядні* (рис. 2, а, в–е і 3, а, в–д), *дворядні* (рис. 23.2,6 і 23.3,6), *чотирирядні* і *багаторядні*.

Основними споживчими (зовнішніми) характеристиками підшипників є вантажопідйомність, швидкохідність, маса, габарити, втрати енергії.

Підшипники однакового діаметра отвору підрозділяють за зовнішнім діаметром та ширині на серії: *надлегку*, *особолегку*, *легку*, *легку широку*, *середню*, *середню широку* та *важку*. На практиці найбільше застосування мають підшипники легкої та середньої серій.

Підшипники різних типів і серій мають різну вантажопідйомність і швидкохідність (рис. 16). Підшипники більш важких серій мають більші габарити

(діаметри кілець і тіл кочення), тому вони менш швидкохідні, але мають більш високу вантажопідйомність.

Для особливо високої частоти обертання й легких навантажень доцільно використовувати підшипники надлегкої та особливолегкої серій. Для сприйняття підвищених і важких навантажень при високій частоті обертання використовують підшипники легкої серії, а при недостатній їхній вантажопідйомності розміщують в одній опорі по два підшипника.

Крім стандартних підшипників, за спеціальним обґрунтуванням виготовляють *особливі підшипники*.

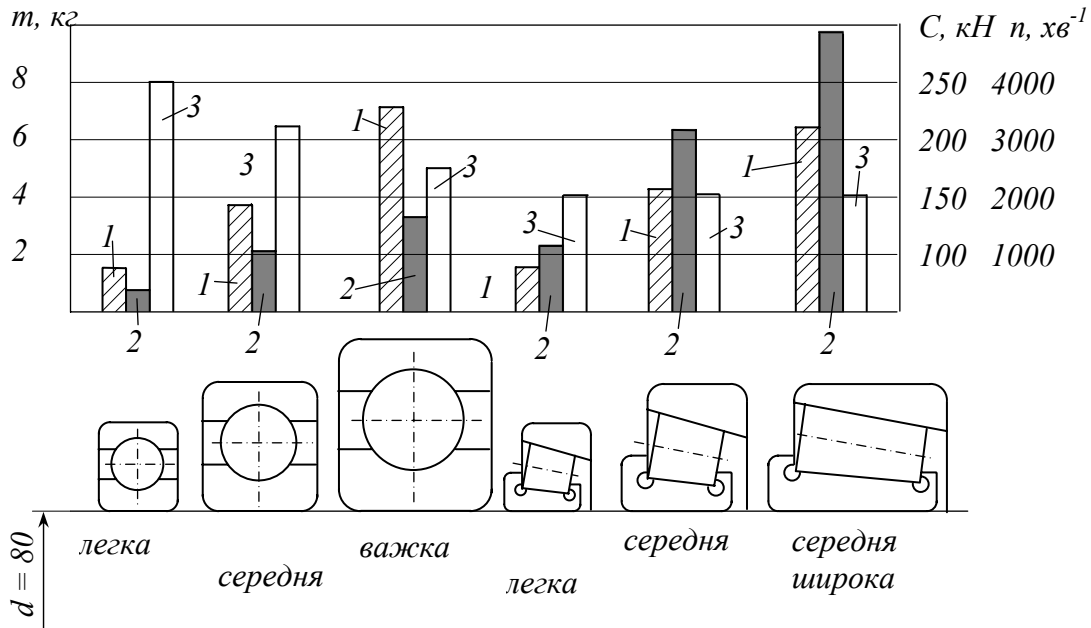


Рисунок 16 – Порівняльні параметри радіальних шарикопідшипників і радіально-упорних роликотпідшипників різних серій при однаковому діаметрі отвору $d = 80$ мм: 1 – маса m ;

2 – динамічна вантажопідйомність C ; 3 – гранична частота обертання n

2.2.3 Умовні позначення і маркування підшипників

Підшипники мають умовні позначки, що складаються із цифр і літер.

Дві перші цифри, вважаючи праворуч, позначають для підшипників із внутрішнім діаметром від 20 до 495 мм внутрішній діаметр підшипників, ділений на 5 (інакше для позначення розміру довелося б зайняти три цифри). Третя цифра праворуч разом із сьомою позначають серію підшипників всіх діаметрів, крім малих (до 9 мм). Основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т.д.

Четверта праворуч цифра позначає тип підшипника:

радіальний кульковий однорядний ¹	0
радіальний кульковий дворядний сферичний	1
радіальний з короткими циліндричними роликами.....	2
радіальний роликотпідшипник дворядний сферичний	3
роликотпідшипник з довгими циліндричними роликами або голками	4
роликотпідшипник із крученими роликами	5

радіально-упорний кульковий	6
роликовий конічний	7
упорний кульковий	8
упорний роликовий	9

¹ Нулі, що стоять лівіше останньої значущої цифри, відкидають, що дозволяє скоротити позначення для часто вживаних підшипників.

П'ята або п'ята й шоста праворуч цифри, що вводяться не для всіх підшипників, позначають конструктивні особливості підшипників, наприклад кут контакту кульок у радіально-упорних підшипниках, наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці, наявність убудованих ущільнень і т.д.

Цифри 6; 5; 4 і 2, що стоять через тире (розділювальний знак) перед умовною позначкою підшипника, позначають його клас точності, у порядку зростання точності. Клас 0 не вказується.

Приклади позначень підшипників класу точності 0: кулькові радіальні однорядні із внутрішнім діаметром 50 мм легкої серії 210, середньої – 310, важкої – 410. Роликоті підшипники із внутрішнім діаметром 80 мм, з короткими циліндричними роликами й бортами на внутрішньому кільці легкої серії –2216, середньої –2316, важкої –2416, конічні легкої серії –7216, легкої широкої –7516, середньої –7316, середньої широкої –7616.

Перший із зазначених у прикладах підшипників класу точності 5 має позначення 5-210.

Маркування підшипників полягає в нанесенні умовної позначки підшипника на вільних поверхнях кілець.

2.2.4 Достоїнства і недоліки підшипників

Підшипники кочення мають ряд достоїнств у порівнянні з підшипниками ковзання: менші (в 2–3 рази) осьові розміри; менше тертя й опір пуску під навантаженням і обертанні при невеликих і середніх частотах обертання, сталість опору обертання; простоту технічного обслуговування й подачі мастильного матеріалу, низьку вартість і взаємозамінність.

Недоліки підшипників кочення в порівнянні з підшипниками ковзання полягають у наступному: більші радіальні розміри; мала радіальна жорсткість і, як наслідок, схильність до виникнення коливань вала через ритмічне прокатування через навантажену зону опори; більш складний монтаж; більший опір обертанню (через тертя між тілами кочення, кільцями й сепаратором і гідравлічними втратами) при високих частотах обертання та, як наслідок, низька довговічність (через перегрів). В останньому випадку, незважаючи на значні труднощі в умовах експлуатації, доводиться прибігати до установлення підшипників ковзання, що працюють в умовах рідинного змащення.

2.2.5 Розрахунок підшипників кочення

При проектуванні машини підшипники не проектуються, а підбираються за величиною й напрямком сприйманого навантаження, за умовами експлуатації, за заданим ресурсом роботи, за розмірами валів і за іншими параметрами.

Обрані підшипники перевіряються на вантажопідйомність або на довговічність.

При малій частоті обертання кілець підшипника ($n \leq 1$ об/хв) розрахунок ведеться на статичну вантажопідйомність за формулою

$$F_{ce} \leq C_0,$$

де $F_{ce} = X_0 F_r + Y_0 F_a$ – статичне еквівалентне навантаження на підшипник;

F_r, F_a – відповідно радіальне та осьове навантаження на підшипник;

X_0, Y_0 – коефіцієнти впливу на міцність підшипника відповідно радіального та осьового навантажень;

C_0 – статична вантажопідйомність підшипника (наводиться в довідниках по підшипниках кочення).

У більшості випадків частота обертання кілець підшипника $n > 1$ об/хв і тоді розрахунок ведеться на динамічну вантажопідйомність C

$$C_{тр} = F_e \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{q}} \leq C, \quad (2.1)$$

де $C_{тр}$ – необхідна вантажопідйомність підшипника;

L_h – необхідна довговічність підшипника, годин;

q – коефіцієнт, що залежить від форми тіл кочення (для кульок $q = 3$, для роликів $q = 10/3$);

C – таблична вантажопідйомність підшипника;

$F_e = (X V F_r + Y F_a) K_\sigma K_T$ – еквівалентне навантаження на підшипник ;

X, Y – коефіцієнти відповідно радіального та осьового навантажень (визначаються за емпіричними залежностями або за таблицями залежно від співвідношення осьового навантаження F_a до статичної вантажопідйомності C_0);

V – коефіцієнт кільця (якщо обертається внутрішнє кільце $V = 1$, якщо обертається зовнішнє кільце $V = 1,2$);

K_σ – коефіцієнт безпеки, що враховує вплив на довговічність підшипників характеру зовнішніх навантажень (таблиця 1);

K_T – температурний коефіцієнт; для підшипника зі сталі ШХ15 залежить від температури підшипника (таблиця 2).

З формули (2.1) одержимо формулу для розрахунку довговічності підшипника

$$L_{h п} = \frac{10^5}{6 n} \left(\frac{C}{F_{пр}} \right)^q \geq L_h,$$

де $L_{h п}$ – розрахункова довговічність підшипника;

L_h – рекомендована довговічність підшипника (таблиця 3).

Таблиця 1– Коефіцієнт безпеки K_6

Характер навантаження	K_6	Машини та устаткування
Спокійна, без поштовхів	1	Приводи керування; малопотужні кінематичні передачі та приводи; ролики стрічкових конвеєрів і т.п.
Легкі поштовхи та вібрації	1 – 1,2	Механізми піднімальних кранів, електроталей, монорейкових візків, лебідок; високоточні зубчасті передачі; електродвигуни малої й середньої потужності; легкі вентилятори й т.п.
Помірні поштовхи та вібрації	1,3 – 1,8	Редуктори всіх типів; зубчасті передачі; механізми повороту, пересування, зміни вильоту стріли кранів; шпинделі металорізальних верстатів; центрифуги та сепаратори; енергетичні та транспортні машини й т.д.
Сильні удари та високі віброперевантаження	2 – 3	Холодильне та металургійне устаткування; кувальні машини; лісопилні рами й ін.

Таблиця 2– Температурний коефіцієнт K_T

Робоча температура підшипника, °С	<125	125	150	175	200	250
Коефіцієнт K_T	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,4

Таблиця 3 – Рекомендовані значення розрахункової довговічності для різних машин і устаткування

Машини і устаткування	L_h , год
Прилади та апарати, що використовуються періодично (побутові прилади, демонстраційна апаратура й ін.)	500
Механізми, що використовуються протягом коротких періодів часу (легкі конвеєри, підйомні крани в складальних цехах, сільськогосподарські машини й ін.)	≥ 4000
Відповідальні механізми, що працюють із перервами (ліфти, конвеєри для потокового виробництва й ін.)	≥ 8000
Машини для однозмінної роботи з неповним навантаженням (редуктори загального призначення, стаціонарні електродвигуни й ін.)	≥ 12000
Машини для однозмінної роботи з повним завантаженням (машини загального машинобудування, підйомні крани, вентилятори й т.п.)	≥ 20000
Машини цілодобового використання (насоси, компресори, шахтні підйомники, суднові приводи й ін.)	≥ 40000

3 МУФТИ

3.1 Призначення і класифікація муфт

Призначення муфт – передача обертового моменту між валами, що є продовженням один іншого, або між валом і встановленими на ньому деталями: зубчастими колесами, шківками, зірочками.

За допомогою муфт з'єднують співвісні вали й інші деталі, приблизно співвісні вали та вали із взаємно нахиленими пересічними осями (рис. 17).

Крім передачі моменту, муфти окремих типів виконують додаткові функції. Довгі вали за умовами технології виготовлення й складання або транспортування нерідко доводиться робити складовими, причому складений вал повинен працювати як цілий.

Класифікація муфт наведена на рис. 18.

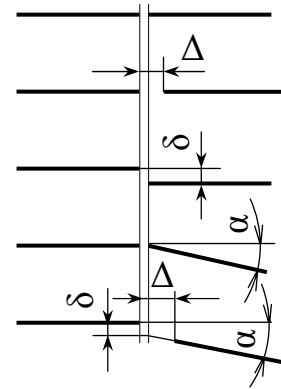


Рисунок 17 – Схеми зміщень валів

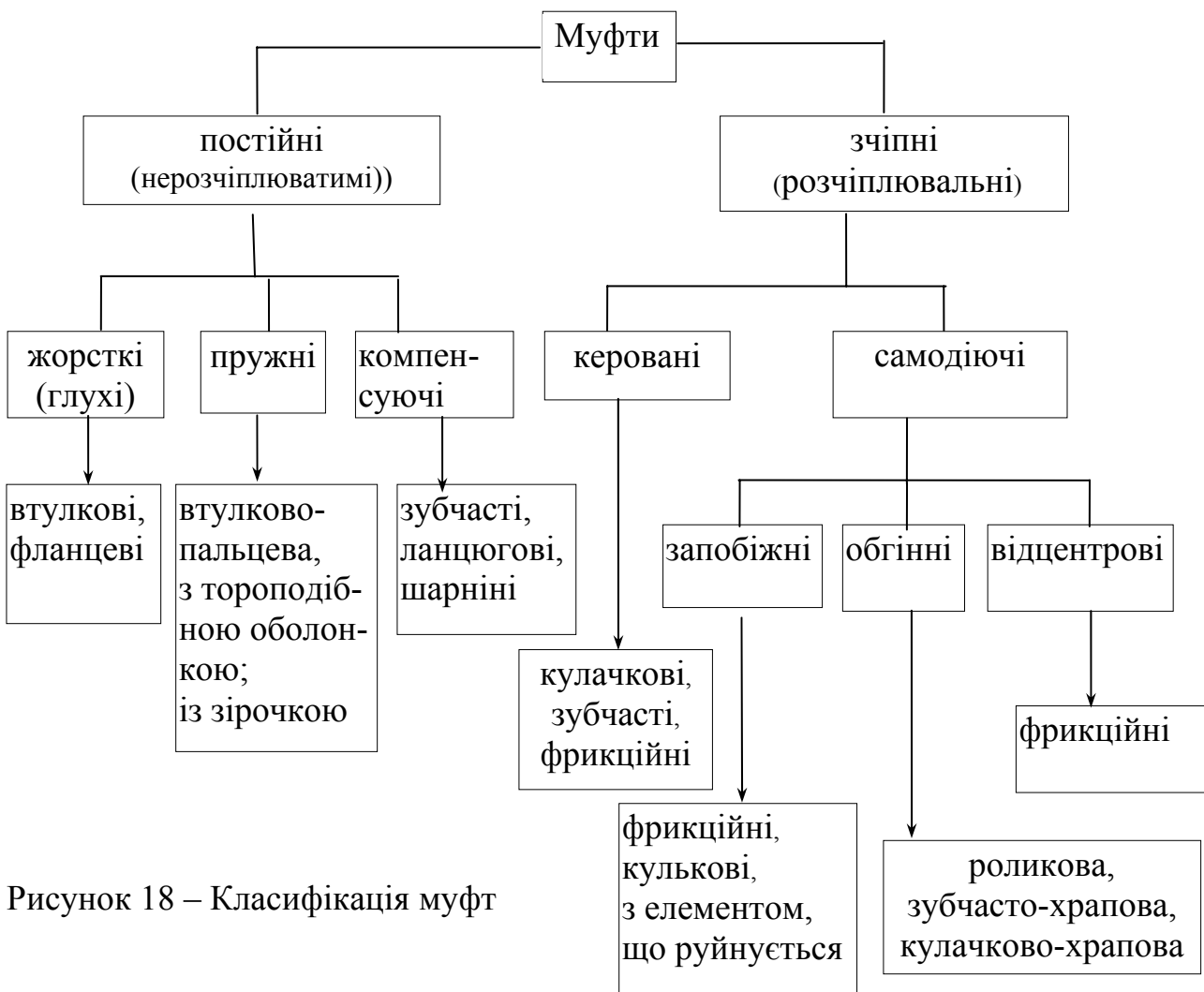


Рисунок 18 – Класифікація муфт

За можливістю включення (вимикання) під час роботи привода розрізняють муфти постійні (що не розчіплюються) і зчіпні (що розчіплюються). Залежно від здатності компенсувати неточності установки валів, що з'єднуються, і від способу реалізації цієї здатності постійні муфти розділяються на жорсткі (глухі), пружні й компенсуючі.

Конструктивне виконання муфт, що не розчіплюються, різноманітно. На схемі (рис. 18) зазначені деякі з них: втулкові, фланцеві, втулично-пальцева, з тороподібною оболонкою, із зірочкою, зубчасті, ланцюгові, шарнірні.

Муфти, що розчіплюються, розділяються на керовані й самодіючі. Керовані муфти включаються й вимикаються примусово людиною або автоматично залежно від вимог технологічного процесу. Самодіючі муфти спрацьовують при досягненні контрольованого параметра в приводі певного значення. Прикладами таких муфт є запобіжні, обгінні й відцентрові муфти. За конструкцією такі муфти бувають: фрикційні, кулькові, з елементом, що руйнується, роликіві, зубчасто-храпові, кулачково-храпові.

3.2 Постійні муфти

Під постійними муфтами, що не розчіплюються, розуміють муфти, що здійснюють постійне з'єднання валів між собою або іншими обертовими деталями. Роз'єднання валів, з'єднаних постійними муфтами, можливо в результаті розбирання муфти при зупиненій машині.

3.2.1 Жорсткі муфти

Жорсткі постійні (глухі) муфти призначені для жорсткого з'єднання строго співвісних валів. Крім крутного моменту, вони передають також згинальний момент, перерізуючу (радіальну) і осьову сили. Основні області застосування – довгі валопроводи, а також вали при стиснутих габаритах (відсутність місця для розташування пружної або компенсуючої муфти).

Максимальні довжини цілих валів і довжини ділянок складених валів визначаються можливостями транспортних засобів, пресів і верстатів. Муфти варто розташовувати можливо ближче до опор або до місць, де епюра моментів нерозрізаного вала переходить через нуль, якщо це не суперечить іншим вимогам.

Втулкові муфти (рис. 19) є найпростішими. Муфта являє собою втулку, що насаджується на кінці валів і, що закріплюється на валах штифтами переважно конічними (рис. 19, а); призматичними або сегментними шпонками (рис. 19, б); шліцьовими з'єднаннями й стопорними гвинтами.

Муфта відрізняється особливо малими габаритами за діаметром, але складна в монтажі, тому що вимагає значних осьових переміщень агрегатів. Умови монтажу муфти утрудняють застосування посадок з натягом. Тому втулкові муфти не забезпечують високу жорсткість з'єднання на згин. Через зазначені недоліки втулкові муфти звичайно застосовують для валів діаметром до 70 мм. Муфти стандартизовані (ГОСТ 24246–80).

Фланцеві муфти (рис. 20) є основним видом жорстких муфт, що не розчіплюються. На кінці валів, що з'єднуються, насаджують напівмуфти із фланця-

ми, які стягають болтами. Обертний момент передається силами тертя між фланцями, а при установці болтів без зазорів (під розгорнення) також силами опору на зріз кріпильних болтів. Конструкції з болтами, установлені без зазорів, передають істотно більші моменти й тому переважніші. Муфти допускають ударне навантаження. При установці болтів із зазорами муфти виконують із пасками, що центрують.

Фланцеві муфти, як правило, виконують без захисного ободу, як показано на рис. 20 (орієнтуючись на нерухомі огороження, які необхідні для муфт за діючими нормами техніки безпеки). Фланцеві муфти з ободом можна використати як гальмові барабани або шківів.

Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761–80) у діапазоні діаметрів вала 12...220 мм і переданих моментів від 8 до 45 000 Н·м (прийнято конструкцію із центруванням півмуфт болтами за рис. 20, верхня частина).

У важких машинах фланці приварюють до вала або виконують їх за одне ціле з валом.

При установці болтів із зазором їх розраховують за силою затягування $F_{\text{зат}}$, необхідній для передачі обертного моменту T (Н·м) силами тертя на поверхні контакту фланців:

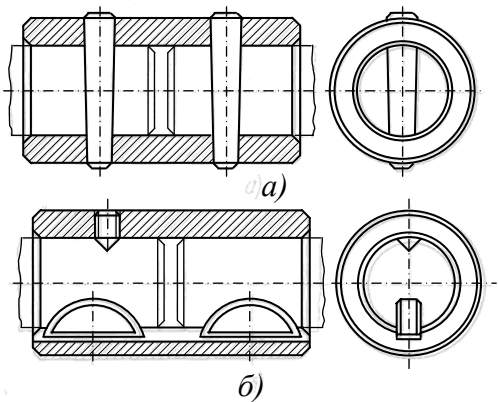


Рисунок 19 – Втулкові муфти

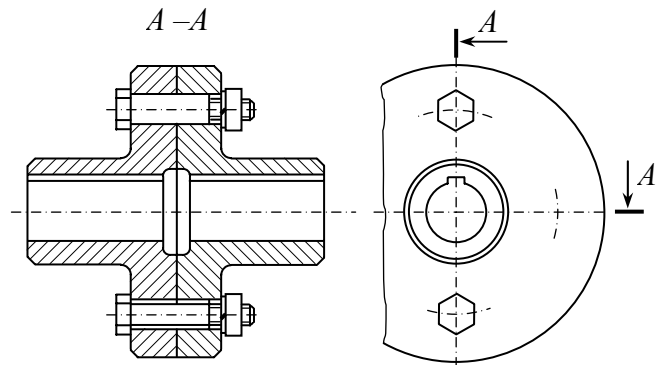


Рисунок 20 – Фланцева муфта

$$T = \frac{F_{\text{зат}} f d_{\text{ср}} z}{2 \cdot 10^3 S},$$

звідки

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 10^3 TS}{d_{\text{ср}} z f},$$

де $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки одного болта;

S – запас зчеплення, що приймається рівним 1,2... 1,5;

$d_{\text{ср}}$ – середній діаметр кільцевої поверхні тертя, приблизно рівний діаметру кола розташування болтів;

z – число болтів;

f – коефіцієнт тертя, за звичаєм рівний 0,15...0,2.

При установці болтів під розгорнення розрахунок звичайно ведуть у припущенні, що весь момент сприймається болтами, що працюють на зріз. Тоді сила, що прагне зрізати один болт,

$$F_{\text{сп}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_{\text{сп}} z} .$$

3.2.2 Пружні муфти

Призначення пружних муфт – зниження динамічного (ударного) навантаження й запобігання небезпечних коливань. Крім того, пружні муфти допускають деяку компенсацію неточностей взаємного положення валів.

Пружні муфти особливо ефективні в реверсивних приводах із зазорами. Відомі випадки багаторазового підвищення ресурсу механізмів, підданих динамічним навантаженням, при використанні пружних муфт.

Пружна муфта складається із двох півмуфт і пружних елементів, які можуть бути металевими (сталеві пружини) або неметалічними (за звичаєм з гуми або поліуретану).

При динамічних навантаженнях пружні муфти акумулюють і частково розсіюють енергію. За допомогою пружних муфт можна запобігти можливості появи резонансних коливань.

На рис. 21 наведена втулково-пальцева пружна муфта МУВП.

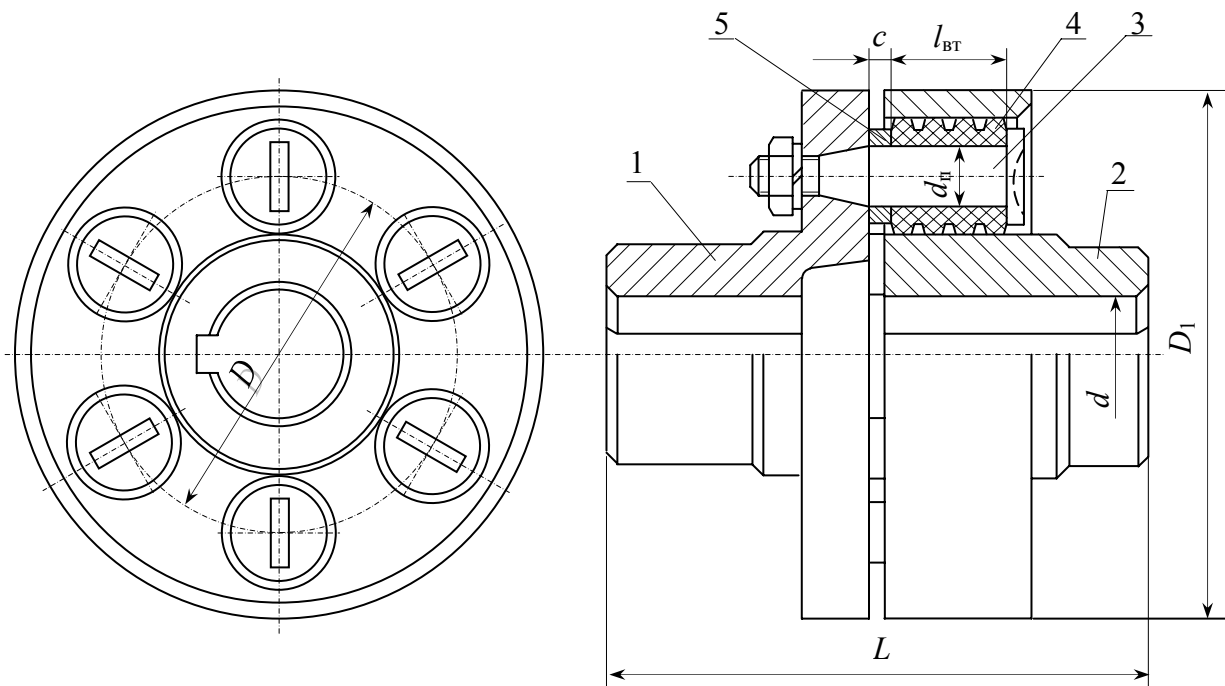


Рисунок 21 – Муфта пружна втулково-пальцева :

1, 2 – півмуфти, 3 – палець, 4 – втулка, 5 – кільце дистанційне

У цих муфтах момент передається через пальці й сидять на них пружні елементи у формі гофрованих втулок (рис. 21). Пружні елементи піддаються нерівномірному стиску. Форма їх забезпечує підвищення податливості й деяке вирівнювання напружень. Пальці закріплені своїми кінчними хвостами в одній

напівмуфті й входять у циліндричні отвори іншої напівмуфти. Число пальців залежно від розміру муфти 4...10. Габаритні розміри: $D = (3,5...4) d$;
 $L = (3,5...4) d$.

Ці муфти не є прогресивними, але завдяки легкості виготовлення, простоті пружних елементів і зручності їхньої заміни пакетами гумових дисків зберегли в машинобудуванні застосування, особливо для приводів від електродвигунів.

Муфти стандартизовані (ГОСТ 21424–75*) у діапазоні діаметрів валів 10...160 мм і моментів 63...16000 Н·м. Муфти розраховані на напруження крутіння на валу найбільшого діаметра 20...25 МПа.

Матеріал напівмуфт - чавун СЧ 20, сталь 30 або 35Л. Матеріал пальців за міцністю не нижче, ніж сталь 45. Матеріал кілець – гума з тимчасовим опором при розтягу не менш 8 МПа.

Частоту обертання муфти обмежують коловою швидкістю 30 м/с.

Муфти допускають осьові зсуви у межах осьового монтажного зазору, що змінюється в межах 1...5 мм, а радіальні не більше 0,1 мм на кожні 100 мм діаметра муфти. Радіальні та кутові зсуви валів істотно знижують термін служби пружних елементів і підвищують навантаження на вали та опори. Для зручності монтажу радіальні зсуви валів повинні бути менше радіальних зазорів між пружними елементами й отворами в напівмуфтах. Кути перекоосу валів повинні бути не більше 1°.

У зв'язку з відносними зсувами осей валів і неточностями розташування осей пальців і отворів муфти викликають радіальні навантаження на вали, які складають 0, 15...0,3 сумарної колової сили на пальцях.

Критерієм працездатності муфт є міцність гумових втулок.

Муфти розраховують за допустимим тиском між пальцями й пружними елементами в припущенні, що момент розподіляється між пальцями рівномірно:

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z d_{\text{п}} D l} \leq [p],$$

де z – число пальців;

$d_{\text{п}}$ – діаметр пальців (під пружним елементом) ;

l – довжина пружного елемента;

D – діаметр кола розташування центрів пальців.

За звичаєм допустимий тиск для гумових втулок $[p] = 3$ МПа. Для муфт за ГОСТ прийнято $[p] = 2$ МПа. При короткочасних перевантаженнях, а також при малих швидкостях обертання і точному монтажі тиск приймають до 4 МПа.

Пальці муфт розраховують на згин с допустимим напруженням $(0,4...0,5) \sigma_{\text{T}}$, де σ_{T} – границя текучості матеріалу пальців.

3.2.3 Компенсуючі муфти

Компенсуючі муфти призначені для з'єднання валів з невеликими взаємними зміщеннями осей, пов'язаними з неточностями виготовлення, монтажу й пружних деформацій.

Зубчасті муфти. Зубчаста муфта (рис. 22) складається із двох втулок із зовнішніми зубцями й насаджених на них обойм із внутрішніми зубцями. Зубчасті втулки насаджують на кінці валів, що з'єднуються. Обойми стягують гвинтами. Зубці втулок і обойм мають звичайний евольвентний профіль із кутом профілю 20° і коефіцієнтом висоти головки $h_a^* = 0,8$. Число зубців кожного вінця 30...56 залежно від розміру муфти.

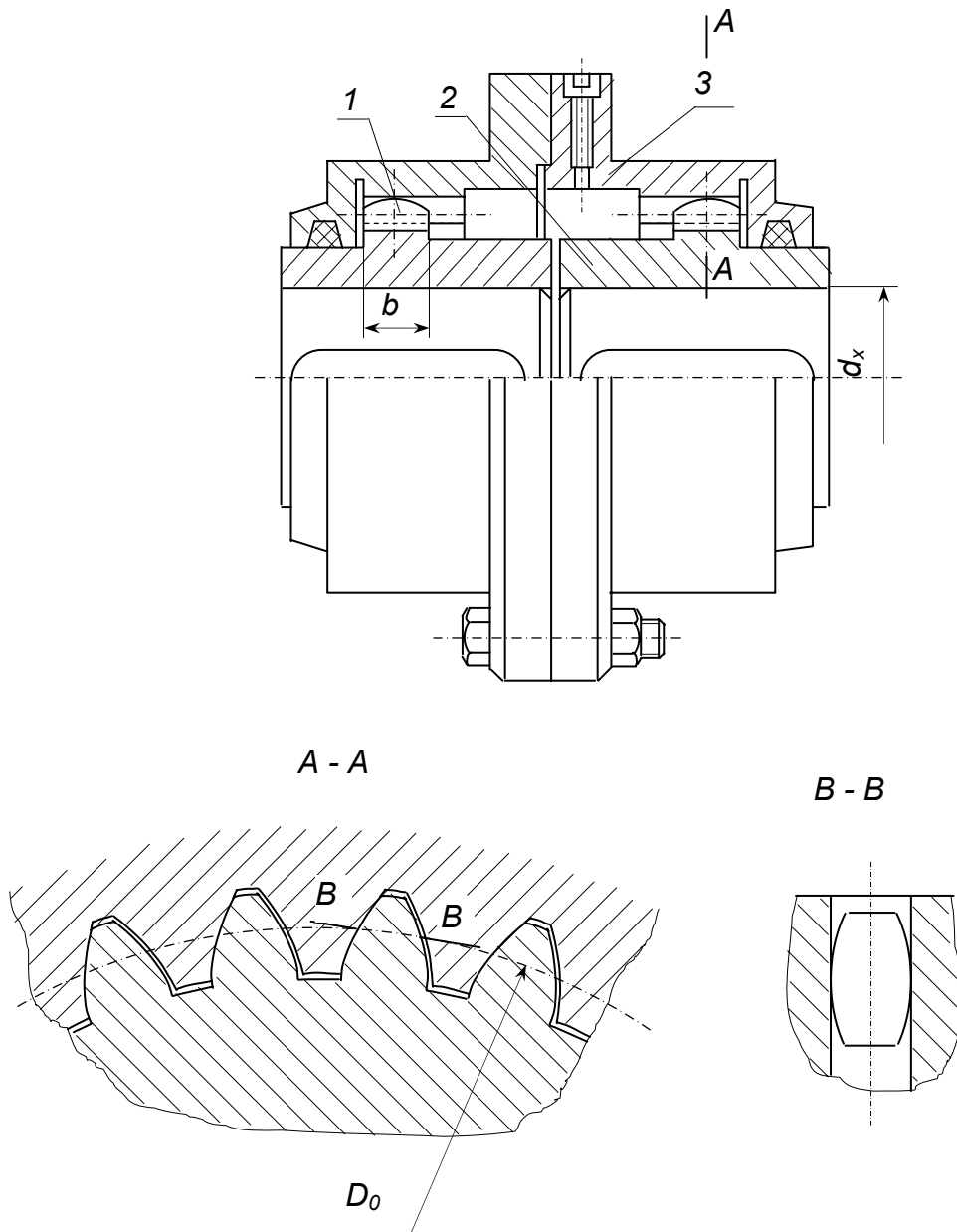


Рисунок 22 – Конструкція зубчастої муфти: 1, 2 – втулки з зовнішніми зубцями; 3 – складова обойма з внутрішніми зубцями

Для компенсації лінійних і кутових похибок розташування валів, що з'єднуються: а) заготовку втулки під нарізку зубів обточують не по циліндричній, а по сферичній поверхні; б) зубу надають бочкоподібну форму; в) вінці розташовують на значній відстані один від іншого в осьовому напрямку.

Зубчасті муфти мають істотні достоїнства, які обумовили їхнє широке застосування, особливо у важкому машинобудуванні, а саме: а) великою несучою здатністю й надійністю при малих габаритах внаслідок великого числа одночасно працюючих зубців; б) допустимістю значних частот обертання; окружна швидкість на зубцях може бути до 25 м/с, а при точному виготовленні – ще вище; в) технологічністю, обумовленою сучасними високопродуктивними методами нарізування зубів.

На зубчасті муфти є ГОСТ 5006–83 (технічні умови); у діапазоні найбільших моментів від 1000 до 63000 Н·м і діаметрів валів від 40 до 200 мм.

При роботі муфти в умовах зсувів валів, що з'єднуються, виникають додаткова радіальна сила $F_r = (0,2...0...0,4)F_t$, і момент $M_{зг} \approx (0,1...0...0,15) T$, що навантажують вал ($F_t = 2T/D_0$ – колова сила на розрахунковому діаметрі муфти D_0 , див. рис. 22).

При обертанні валів, установлених з перекосом, відбувається циклічний зсув (поздовжній і радіальний) зубців втулок щодо обойм. Цей зсув (ковзання) викликає зношування зубців. Для підвищення зносостійкості активні поверхні зубців виконують твердими (45 – 55 HRC), а усередину муфти заливають масло.

Підбір муфт виконується за обертовим моментом T і діаметру отвору d_x під хвостовик вала. Зношування зубців муфти протягом ресурсу буде припустимим, якщо на робочих поверхнях середні контактні напруження (тиск) p задовольняють умові

$$p = \frac{2T k_n k_\delta k_d}{b h D_0 z} \leq [p],$$

де T – номінальний обертовий момент;

$k_n = 1,1...1...1,3$ – коефіцієнт концентрації навантаження;

$k_\delta = 1,0...1...1,8$ – коефіцієнт безпеки, що враховує характер наслідків при виході муфти з ладу;

$k_d = 1,0...1...1,5$ – коефіцієнт, що враховує характер переданого навантаження (менші значення приймають при спокійному навантаженні, більші – при ударному й реверсивному);

b – довжина зуба;

D_0 – діаметр ділильного кола;

$h \approx 1,8 m$ – робоча висота зуба;

z – число зубців напівмуфти;

$[p]$ – допустимий тиск (дорівнює 3,6...4...4,6 МПа при твердості муфт після термопокращення 280 ... 320 НВ і 10...12 МПа – після хіміко-термічної обробки зубців).

3.3 Зчіпні муфти

3.3.1 Керовані муфти

Керовані муфти призначені для з'єднання або роз'єднання валів, а також валів і встановлених на них деталей у рухомому або нерухливому стані за допомогою спеціальних механізмів керування. Їх використовують у коробках передач і інших механізмів при необхідності зміни режиму роботи. Передача обертового моменту може здійснюватися або за рахунок зачеплення (*зубчасті або кулачкові муфти*), або силами тертя (*фрикційні муфти*).

Конструкції керованих (зчіпних) муфт різноманітні. На рис. 23, *а* показана *кулачкова зчіпна муфта*, убудована в зубчасте колесо. Її напівмуфта *1* (посаджена з натягом на маточину колеса й зафіксована штифтами *7*) і *3* мають на торцевій поверхні виступи – кулачки *б* трапецієподібного перерізу. Напівмуфта *3* є рухомою й за допомогою рукоятки *2* може переміщатися уздовж шліцевого вала *4* до обмежувального кільця *5*. При включеній муфті (показано на рис. 23, *а*) обертовий момент від зубчастого колеса передається через кулачки й шліци до вала. При виключеній муфті зубчасте колесо вільно обертається на валу, опираючись на підшипник ковзання *8*.

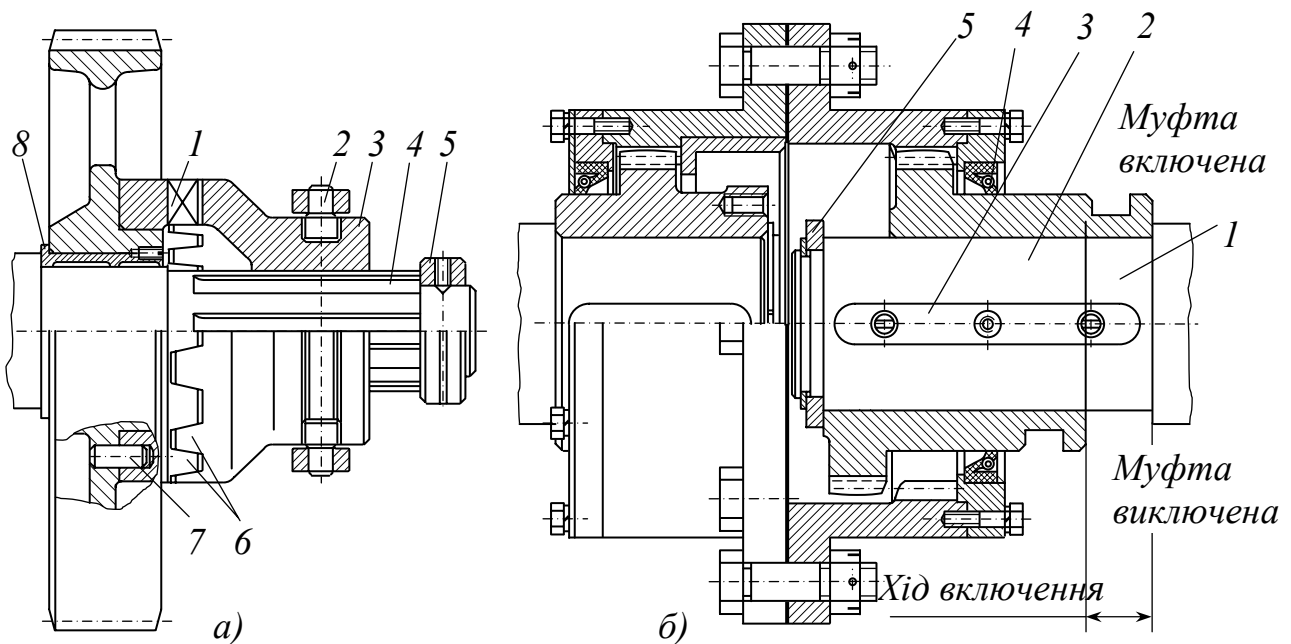


Рисунок 23 – Керовані муфти: *а* – кулачкова; *б* – зубчаста

Зубчаста муфта (рис. 23, *б*) працює аналогічно кулачковій. Включення й вимикання муфти здійснюється переміщенням втулки *1* уздовж ведучого вала *2* по шпонці *3*. Для зменшення зношування зубів у муфту заливається густий мастильний матеріал (масло). Герметизація муфти забезпечується ущільненнями *4*. Кільце *5* обмежує хід зубчастої втулки *1*.

Кулачкові й зубчасті зчіпні муфти виходять із ладу через зношування кулачків і зубів. Їхній розрахунок ведуть у формі обмеження середнього контактного напруження на кулачках і зубцях.

Фрикційні зчпні муфти передають обертовий момент між напівмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях (дискової або конічної форми). Тиск на поверхнях контакту (що змащуються або сухих) створюють за допомогою пристроїв і механізмів включення різного типу (пружинно-важільних механізмів, електричних, гідравлічних і пневматичних пристроїв).

При включенні фрикційних муфт обертовий момент наростає зі збільшенням сили натискання (контактних тисків на поверхнях тертя). Завдяки цьому можна з'єднати вали під навантаженням. Пробуксовування муфти в процесі включення забезпечує, плавний розгін відомого вала.

Фрикційні муфти повинні мати надійність зчеплення, високу зносо- і теплостійкість контактуючих поверхонь.

На рис. 24 як приклад показана конструкція такої муфти. Муфта складається з посаженого на вал 1 барабана 2 із внутрішніми шліцями, шліцьової втулки 8, посаженої на відомий вал 9, а також трьох ведучих 5 і двох відомих 4 дисків, стисливих повідцем 3 при осьовому переміщенні втулки 6 по напрямній шпонці 7. Осьове переміщення гальмових дисків відбувається за рахунок ковзання їхніх виступів по шліцьових пазах барабана й втулки.

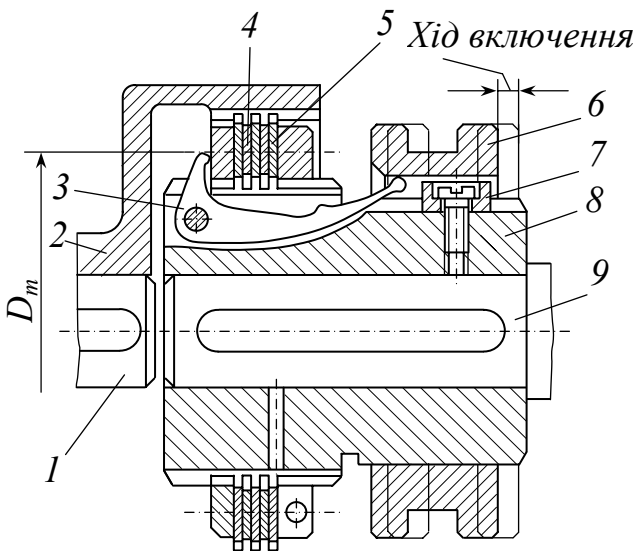


Рисунок 24 – Фрикційна зчпна муфта

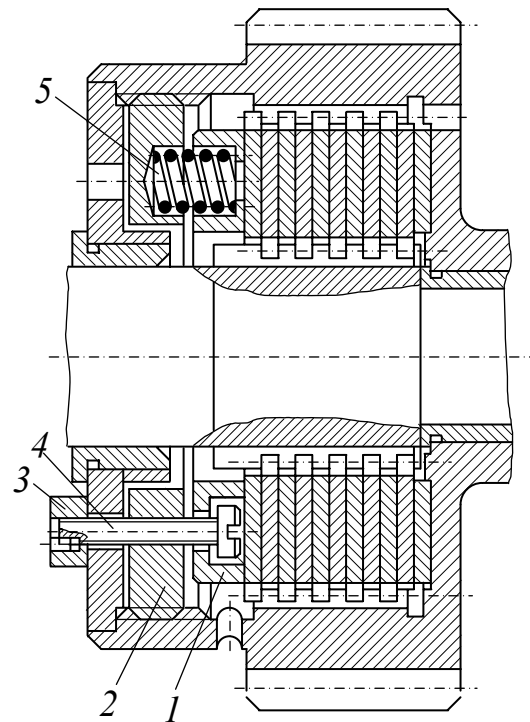


Рисунок 25 – Фрикційна запобіжна муфта

3.3.2 Запобіжні муфти

Запобіжні муфти виконують автоматично одну з наступних функцій: обмеження переданого навантаження (*запобіжні муфти*); передачу навантаження (моменту) тільки в одному напрямку (*обгінні муфти*).

Включення й вимикання запобіжних муфт відбувається звичайно автоматично, тому їх називають іноді самодіючими або самоврядними.

Основні вимоги до таких муфт: точність спрацьовування, швидкодія, надійність.

Запобіжні муфти служать для захисту механізмів і машин від перевантажень. Вони спрацьовують, якщо обертовий момент на веденому валу механізму перевищує деяку граничну величину.

Нижче дані лише короткі відомості про запобіжні муфти. Повні дані можна отримати в спеціальній літературі.

На рис. 25 наведена *фрикційна запобіжна муфта*, за конструкцією подібна зчпній муфті (див. рис. 24).

Осьова сила створюється в муфті натискним пристроєм, що включає в себе натискний диск 1 і гайку 2, між якими розміщені таровані пружини 5, стиснуті до необхідної сили трьома болтами 4 і гайками 3. Пристрій складається поза муфтою й угвинчується в корпус до зіткнення натискного диска з комплектом фрикційних дисків. У такому положенні болти відгвинчуються, натискний диск виявляється не пов'язаним з натискною гайкою й сили пружин передаються на фрикційні диски. При зростанні обертового моменту до розрахункового значення муфта почне прослизати.

Відзначимо, що в зчпній муфті механізм керування (пружина) відсутній.

Обгінні муфти (муфти вільного ходу) призначені для передачі обертового моменту тільки в одному напрямку.

Найбільше поширення одержали фрикційні обгінні муфти, що передають обертовий момент за рахунок заклинювання між напівмуфтами проміжних тіл (в основному роликів). Такі муфти безшумні, компактні, можуть працювати при високій частоті обертання. Їх виготовляють для валів діаметром 10–90 мм і передачі моменту до 750–800 Н·м.

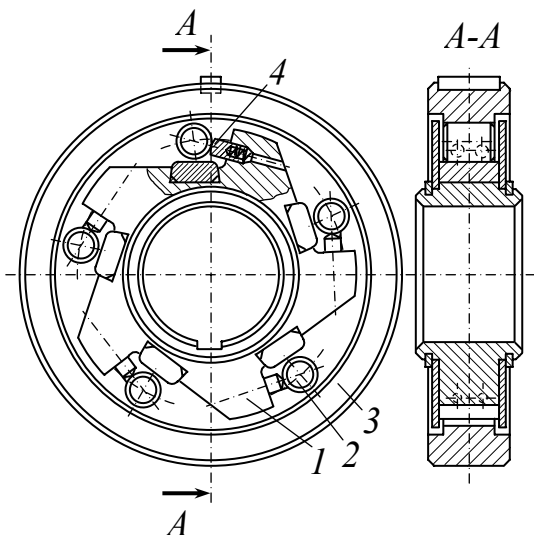


Рисунок 26 – Обгінна муфта

На рис. 26 показана *роликів обгінна муфта*. При обертанні зірочки 1 по годинниковій стрілці ролики 2 заклинюються між зірочкою й зовнішнім кільцем 3 і передають обертання з'єднаному з ним відомому валу. Притискні пристрої 4 зменшують «мертвий» хід і сприяють рівномірному розподілу навантаження між роликами. При обертанні зірочки у зворотному напрямку ролики заклинюються не будуть і обертання не буде передаватися.

Муфта вільного ходу дозволяє веденій ланці обертатися (наприклад, по інерції) при зупиненій ведучій ланці. Цей ефект використовується в передачах велосипедів, мотоциклів, верстатів, автомобілів і т.д.

У роликів муфті ведучим може бути й зовнішнє кільце при обертанні проти годинникової стрілки.

4 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Під з'єднаннями в машинобудуванні розуміють вузли, утворені сполучними деталями (заклепками, гвинтами й ін.) і прилягаючими частинами деталей, що з'єднуються, (наприклад, фланцями), форма яких звичайно підлегла заданню з'єднання. В окремих з'єднаннях спеціальні сполучні деталі можуть бути відсутніми.

З'єднання дозволяють скласти – зібрати з окремих деталей машину або агрегат.

З'єднання за відзнакою можливості розбирання ділять на *нероз'ємні*, які не можна розібрати без руйнування або ушкодження (зварні, заклепкові, паяні, клейові), і *рознімні*, що дозволяють повторні складання й розбирання (різбові, шпонкові, шліцьові, клинові й ін.).

Загальною тенденцією розвитку з'єднань є наближення їх до цілих деталей і задоволення умові рівномірності із з'єднаними елементами. Інакше матеріал елементів, що з'єднуються, не буде повністю використаний.

З'єднання елементів ємностей і трубопроводів, що містять рідини або гази, повинні задовольняти умовам щільності (герметичності). Для цього контактуючі поверхні механічних з'єднань повинні бути стиснуті тиском, що істотно перевищує тиск середовища.

У зв'язку з необхідністю збереження точності під навантаженням з'єднання повинні задовольняти умові жорсткості.

4.1 Зварні з'єднання

Зварні з'єднання – це нероз'ємні з'єднання, засновані на використанні сил молекулярного зчеплення й одержувані шляхом місцевого нагрівання деталей до розплавленого стану (зварювання плавленням: електродугова, електрошлакова й ін.) або до тістоподібного стану, але із застосуванням механічної сили (контактне зварювання).

Зварні з'єднання є найбільш досконалими нероз'ємними з'єднаннями, тому що краще інших наближають складені деталі до цілих і дозволяють виготовляти деталі необмежених розмірів. Міцність зварних з'єднань при статичних і ударних навантаженнях доведена до міцності деталей із цілого металу. Освоєно зварювання всіх конструкційних сталей, включаючи високолеговані, кольорових сплавів і пластмас.

На практиці застосовують понад 60 способів зварювання, при яких матеріал розплавляється (дугова, газова, електронно-променева й ін.), деформується без нагрівання (холодна, вибухом і т.п.) або нагрівається й пластично деформується (контактна, газопресова, високочастотна й т.п.).

Способи зварювання отримали назву за видом використовуюваного джерела теплоти (газова, дугова й ін.), за способом захисту матеріалу в зоні зварювання (в аргоні, під флюсом, у вакуумі й т.д.), за ступенем механізації (ручна, напівавтоматична, автоматична), за формою звареного з'єднання (точкова, шовна, стикова та ін.) і т.п.

Зварні з'єднання за взаємним розташуванням елементів, що з'єднуються, можна розділити на наступні групи:

1. З'єднання стикові. Елементи, що з'єднуються, є продовженням один іншого, зварювання роблять по торцях (рис. 27).

2. З'єднання напунктові. Бічні поверхні елементів, що з'єднуються, частково перекривають одна іншу (рис. 28).

3. З'єднання таврові. Елементи, що з'єднуються, перпендикулярні або рідше нахилені один до іншого. Один елемент торцем приварюється до бічної поверхні іншого (рис. 29, а, б, в).

4. З'єднання кутові. Елементи, що з'єднуються, перпендикулярні або нахилені один до іншого й приварюються по крайках (рис. 29, г, д, е).

Застосування стикових з'єднань, як найбільш близьких до цілих деталей, розширюється, а застосування напунктових – скорочується.

Застосування зварених конструкцій забезпечує істотну економію металу в порівнянні із клепааними та литими. Економія металу в порівнянні із клепааними конструкціями виходить в основному через:

а) повного використання робочих перерізів елементів, що з'єднуються, без ослаблення їхніми отворами для заклепок;

б) можливості безпосереднього з'єднання елементів без допоміжних деталей (накладок).

Загальна економія металу становить у середньому 15...20 %.

Економія металу в порівнянні з литими конструкціями досягається завдяки:

а) більш високим механічними властивостями матеріалів і менших залишкових напружень;

б) більш тонким стінкам;

в) меншим припуском на механічну обробку.

Зварні сталеві конструкції легше чавунних литих до 50 %, а сталевих литих – до 30 %.

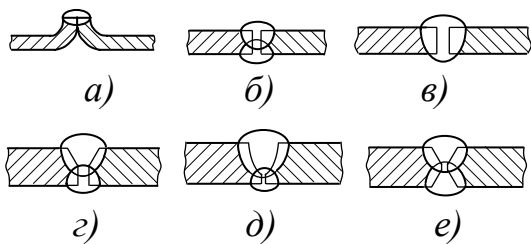


Рисунок 27 – Стикові з'єднання

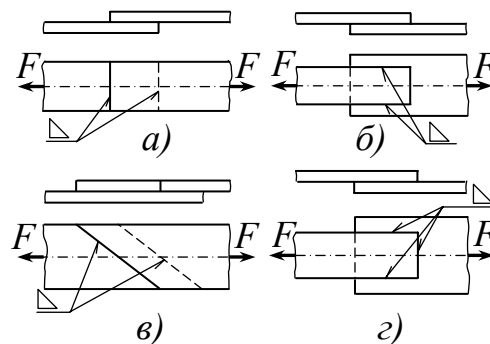


Рисунок 28 – Напунктові з'єднання

Для зварювання характерні високі економічні показники: мала трудомісткість процесу, відносно низька вартість обладнання, можливість автоматизації й т.д. Відносно низька вартість зварювального обладнання визначається тим, що воно не пов'язане з використанням великих сил (як ковальсько-пресове об-

ладнання) і з необхідністю плавлення великої кількості металу (як ливарне виробництво).

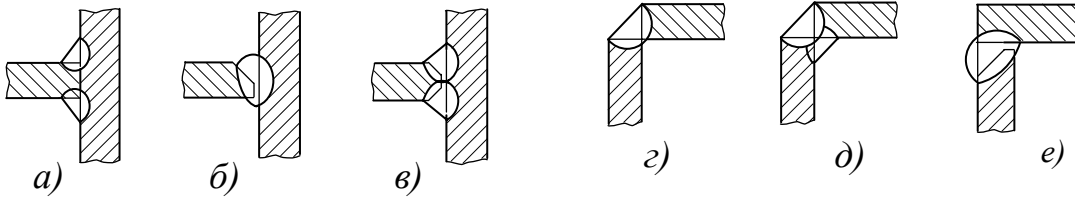


Рисунок 29– З'єднання таврові і кутові

Недоліком зварювання є нестабільність якості шва, що залежить від кваліфікації зварника. Цей недолік у значній мірі усувається застосуванням автоматичного зварювання.

У цей час зварні конструкції витиснули клепані з машинобудування (у тому числі із судно- і котлобудування), за винятком окремих випадків.

Зварювання є основним видом одержання з'єднань металевих будівельних конструкцій. Найбільш прогресивне виготовлення металевих конструкцій на заводах зварюванням, а їхнє з'єднання на будівельних об'єктах високоміцними болтами.

Зварювання дозволяє здешевляти і вдосконалювати конструкції деталей, отриманих різними заготівельними операціями: кувань, прокату, виливків і деталей з різних матеріалів.

Широке застосування знаходять зварні конструкції із гнутих або штампованих елементів. Ці конструкції допускають раціональні форми при малій трудомісткості.

Загальною вихідною умовою проектування зварних з'єднань є умова рівномірності шва й елементів, що з'єднуються.

Стикові з'єднання дуговим зварюванням. Ці з'єднання є найбільш досконалими в порівнянні з іншими зварними з'єднаннями. Основні види стикових з'єднань показані на рис. 27.

Для елементів малої товщини застосовують зварювання з відбортовкою (рис. 27, а), для елементів середньої товщини – зварювання без скосу кромки двостороннім швом (рис. 27, б), однобічним швом на флюсовій підкладці (рис. 27, в) або зі скосами (рис. 27, г), для елементів великої товщини – із криволінійними скосами (рис. 27, д) і із чотирма скосами (рис. 27, е).

Форма перерізу шва залежно від товщини елементів, що з'єднуються, наведена в табл. 4.

Стикові шви на міцність розраховують по номінальному перерізу елементів, що з'єднуються, без урахування стовщення швів. Для розрахунку швів використовують ті ж залежності, що й для цілих елементів.

Стикові з'єднання можуть сприймати довільно спрямовані навантаження й моменти так само, як і елементи, що з'єднуються.

Таблиця 4 – Форма перерізу шва залежно від товщини елементів, що з'єднуються

Форма перерізу шва (див. рис. 27)	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>
Товщина елементів, що з'єднуються, мм	1,5...3	2...20	4...10	14...24	20...60	24...160

При дії розтягуючого (стискаючого) навантаження F розрахунок ведеться за формулою

$$\sigma = \frac{F}{l s} \leq [\sigma],$$

де l – довжина шва;

s – товщина елементів, що з'єднуються.

При одночасній дії розтягуючого (стискаючого) навантаження F и згинаючого моменту M умова міцності має вигляд

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F}{l s} \leq [\sigma],$$

де W_x – осьовий момент опору розрахункового перерізу шва.

Напусткові з'єднання, як правило, виконують кутовими швами.

Кутові шви за розташуванням щодо навантаження розділяють на: поперечні або лобові, розташовані перпендикулярно напрямку сили (рис. 28, *a*); поздовжні або флангові, розташовані паралельно напрямку сили (рис. 28, *б*); косі, розташовані під кутом до напрямку сили (рис. 28, *в*); комбіновані, що представляють собою сполучення двох або всіх трьох перерахованих швів (рис. 28, *г*). Лобові шви щоб уникнути виникнення підвищених напружень згину варто накладати із двох сторін, а перекриття елементів, що з'єднуються, повинне бути не менше $4s$ (рис. 30, *a*).

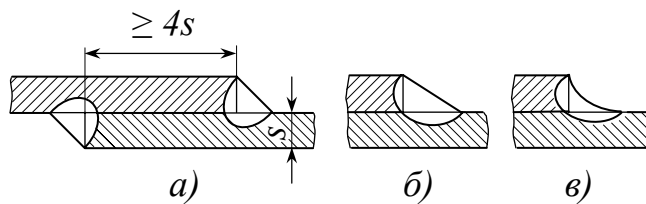


Рисунок 30 – Форми перерізів кутових швів

Максимальну довжину лобових і косих швів не обмежують. Довжину флангових швів рекомендують вибирати не більше $(50...60)k$, де k – катет трикутника поперечного перерізу шва. Через неминучі по кінцях швів дефектів, що впливають на їхню міцність, довжину кутових швів вибирають не менш 30 мм.

Застосовують кутові шви:

а) нормальні з перерізом у вигляді рівнобедреного прямокутного трикутника (див. рис. 30, *a*);

- б) зі співвідношенням катетів 1:1,5 або 1:2 (рис. 30, б);
 в) увігнуті зі співвідношенням катетів 1:1 і більше (рис. 30, в).

У швах б и в істотно менше концентрація напружень, їх необхідно застосовувати при циклічних напруженнях. Іноді механічно обробляють кінці швів для забезпечення плавного переходу.

Шви з опуклим профілем застосовувати не рекомендується. Розмір катета шва k , як правило, дорівнює товщині листів s (відповідно до розрахунку він може бути менше, але при $s \geq 3$ $k_{\min}=3$ мм).

Руйнування кутових швів відбувається по найменшому перерізу площиною, що проходить через бісектрису прямого кута (рис. 31, а) або близько до неї. Площу розрахункового перерізу приймають рівною βkl , де l – довжина шва, (β – коефіцієнт, що характеризує глибину проплавлення).

При багатопрхідному автоматичному й напівавтоматичному й при ручному зварюванні ($\beta = 0,7$, для двох- і трьохпрхідного напівавтоматичного зварювання ($\beta = 0,8$, для такого ж, але автоматичного зварювання ($\beta = 0,9$ і для однопрхідного автоматичного зварювання $\beta = 1,1$).

Розрахунок кутових швів всіх типів уніфікований і провадиться за єдиною формулою

$$\tau = \frac{F}{\beta kl} \leq [\tau].$$

Ці формули безпосередньо відносяться до флангових швів, а для лобових застосовуються умовно.

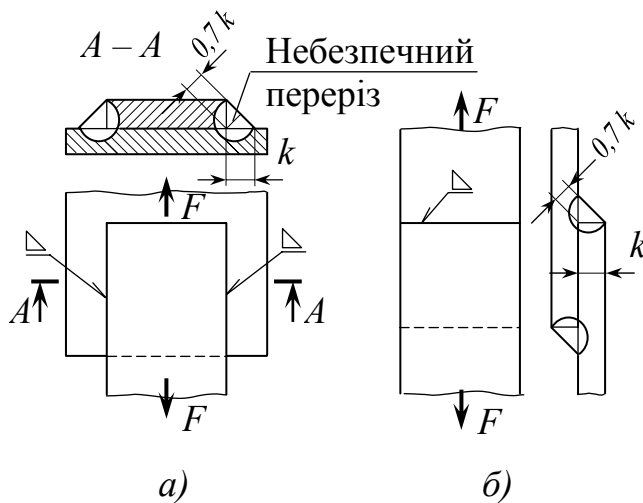


Рисунок 31 – Розрахункові схеми кутових швів: а – флангового; б – лобового

4.2 Заклепкові з'єднання

Заклепка (рис. 32, а) являє собою стержень круглого перерізу з головками на кінцях, одну із яких, називану заставною, виконують на заготівці заздалегідь, а другу, називану замикаючою, формують при клепці. Заклепкові з'єднання утворюють постановкою заклепок у сполучені отвори елементів, що з'єднуються, і розклепуванням з осаджуванням стержня (рис. 32, б). Заклепки стягу-

ють деталі, що з'єднуються, у результаті чого частина або все зовнішнє поздовжнє навантаження на з'єднання передається силами тертя на поверхні стику.

Заклепкові з'єднання розділяють на:

- а) силові (інакше кажучі міцні з'єднання), які використовуються переважно в металевих конструкціях машин, у будівельних спорудженнях;
- б) силові щільні (інакше називані щільноміцними з'єднаннями), використувані в котлах і трубах, що працюють під тиском.

Щільність також можна забезпечити за допомогою клею.

Перевагами заклепкових з'єднань є стабільність і контрольованість якості. Недоліки – підвищена витрата металу й висока вартість, незручні конструктивні форми у зв'язку з необхідністю накладення одного листа на іншій або застосування спеціальних накладок. У цей час заклепкові з'єднання в більшості областей витиснуті зварними й цій процес триває.

Область практичного застосування заклепкових з'єднань обмежується наступними випадками:

- 1) з'єднання, у яких нагрівання при зварюванні неприпустиме через небезпеку відпуску термооброблених деталей або жолоблення остаточно оброблених точних деталей;
- 2) з'єднання матеріалів, що не зварюються;
- 3) з'єднання в літаках, наприклад тільки в одному сучасному пасажирському літаку застосовують до 2,5 мільйонів заклепок;
- 4) з'єднання в автомобілебудуванні для рам вантажних машин.

Переважно заклепками з'єднують листові конструкції.

Заклепки виготовляють із прутків на висаджувальних автоматах.

Клепку сталевими заклепками діаметром до 8...10 мм, а також заклепками з латуні, міді та легких сплавів всіх діаметрів виконують холодним способом, а інших заклепок – гарячим способом.

Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення можливості формування голівок і однорідним з матеріалом деталей, що з'єднуються, щоб уникнути електрохімічної корозії. Сталеві заклепки звичайно виготовляють зі сталей Ст2, Ст3, 09Г2 і ін. Для з'єднання елементів зі сталей підвищеної якості доцільно застосовувати заклепки з тих же сталей, якщо можливо за умовами їхнього пластичного деформування. З легких сплавів для заклепок застосовують В65, Д15 і ін.

Державними стандартами передбачені наступні види заклепок.

Заклепки із суцільним стержнем: з напівкруглою голівкою (ГОСТ 10299–80 і ГОСТ 14797–85, рис. 33, а), що мають основне застосування в силових і щільних швах; із плоскою голівкою (ГОСТ 14801–85, рис. 33, б), призначені для роботи в корозійних середовищах; з потайною голівкою (ГОСТ 10300–80, ГОСТ 14798–85, рис. 33, в), застосовувані при неприпустимості виступаючих частин, зокрема в літаках; з напівпотайною голівкою для з'єднання тонких листів.

Заклепки напівпустотілі (ГОСТ 12641–80, ГОСТ 12643–80, рис. 33, г, д, е) і *пустотілі* (ГОСТ 12638–80, ГОСТ 12640–80, рис. 33, ж, з, і) застосовують для з'єднання тонких листів і неметалічних деталей, що не допускають великих навантажень.

Заклепки із суцільним стержнем виготовляються нормальної точності та підвищеної якості.

Для збільшення ресурсу заклепкових з'єднань створюють радіальний натяг, ресурс при цьому збільшується в 2...4 рази.

Для кріплення лопаток деяких парових і газових турбін застосовують заклепки, установлені під розгорнення й працюючі в основному на зсув.

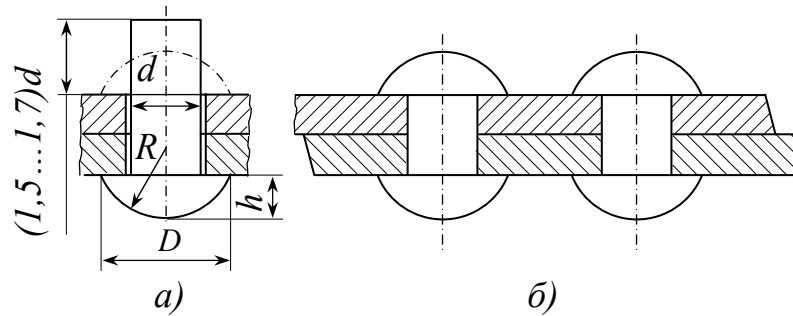


Рисунок 32 – Заклепка з напівкруглими головками (а) і найпростіше заклепкове з'єднання (б)

Заклепкові з'єднання за конструкцією розділяють на з'єднання напусткові (рис. 34, а), з'єднання з однією накладкою (рис. 34, б) і з'єднання із двома накладками (рис. 34, в).

Типовими прикладами силових заклепувальних з'єднань можуть служити балки, ферми, колони в існуючих будівельних спорудженнях (рис. 35).

Заклепкові з'єднання застосовують також для деталей машин загального призначення, наприклад для кріплення вінців зубчастих коліс до маточин, лопаток у турбінах, противаг колінчастих валів, гальмових стрічок і накладок, для з'єднання деталей рам і коліс автомобілів і т.д.

При конструюванні рекомендується дотримуватися наступних правил:

а) в елементах, що працюють на розтяг або стиск для зменшення їхнього згину, заклепки варто розташовувати можливо ближче до осі, що проходить через центр маси перерізів, або симетрично щодо цієї осі;

б) у кожному з'єднанні для усунення можливості відносного повороту деталей, що з'єднуються, бажано використовувати не менш двох заклепок;

в) заклепки за можливістю варто розміщати таким чином, щоб елементи, що з'єднуються, послаблялися менше і їхній матеріал використовувався більш повно, тобто варто віддавати перевагу шаховому розташуванню рядному.

При проектуванні металевих конструкцій варто передбачати перетинання осей елементів або осей розміщення заклепок в одній точці, а також не застосовувати в силових конструкціях смугових елементів.

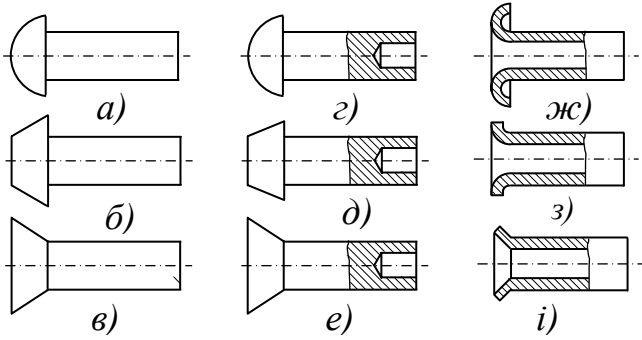


Рисунок 33 – Стандарні сталеві заклепки

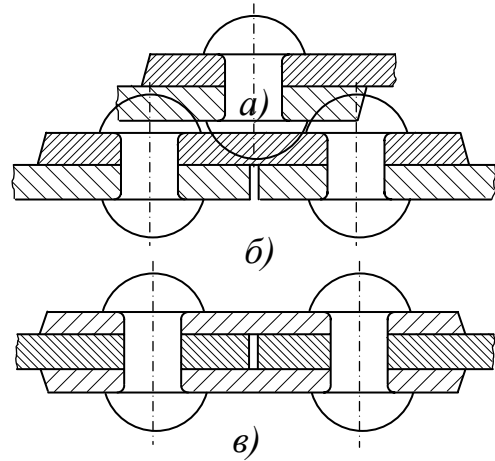


Рисунок 34 – Основні типи заклепкових з'єднань:

a – напусткова; *б* – з однією накладкою; *в* – з двома накладками

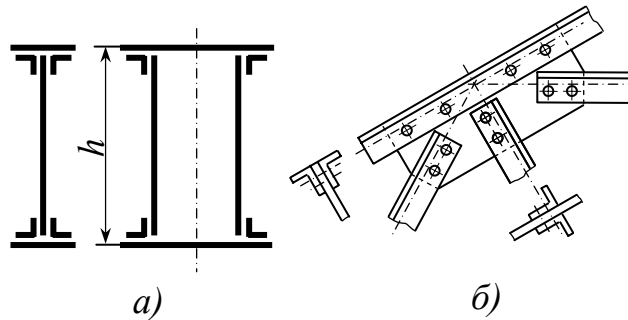


Рисунок 35 – Клепані балки (*a*) і вузол ферми (*б*)

Стержневі системи розраховують як ферми, якщо довжини стержнів перевищують поперечні їхні розміри в площині ферми не менш чим в 8...10 разів.

Діаметр заклепок в однозрізних силових з'єднаннях вибирають рівним $(1,8...2)s$, у двозрізній $(1,2...1,8)s$, де s – товщини елементів, що з'єднуються; більші значення – при малих s . В авіабудуванні приймають $d = 2\sqrt{s}$.

Мінімальний крок розміщення заклепок визначається зручністю клепки, максимальний – умовами щільного зіткнення листів і залежить від жорсткості елементів, що з'єднуються.

Звичайно крок в однорядному однозрізному з'єднанні дорівнює $3d$, у двозрізному $3,5d$, у дворядних з'єднаннях в 1,5 рази більше (d – діаметр стержня заклепки).

Розрахунок заклепкових з'єднань.

Відповідно до звичайних умов роботи заклепкових з'єднань основними навантаженнями для них є поздовжні сили, що прагнуть зрушити деталі, що з'єднуються, одну щодо іншої. При навантаженні заклепкового з'єднання поздовжніми силами (у межах сил тертя на поверхнях контакту) навантаження передається силами тертя, які в з'єднаннях гарячою клепокою без карбування відпові-

дають умовному напруженню заклепки на зріз 80...90 МПа. Потім у роботі починає брати участь тіло заклепки, піддаючись згину, зминанню й зсуву.

В щільному й точному з'єднаннях необхідно, щоб все зовнішнє навантаження щоб уникнути місцевих зсувів сприймалося силами тертя.

Розрахунок заклепок у з'єднанні, що перебуває під дією поздовжнього навантаження, зводиться за формою до розрахунку їх на зріз. Тертя в стику враховують при виборі допустимих напружень зрізу. При центральній дії навантаження передбачається рівномірний розподіл сил між заклепками.

У заклепковому з'єднанні (рис. 36, а, б) припустиме навантаження, віднесене до однієї заклепки,

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} i [\tau]_{зр},$$

де d – діаметр стержня заклепки;

$[\tau]_{зр}$ – умовне допустиме напруження заклепки на зріз;

i – число зрізів.

При центральній діючому навантаженні F необхідне число заклепок $z = F/F_1$.

Заклепки на зминання в однозрізному або двозрізному силовому з'єднанні (див. рис. 36) перевіряють за формулою

$$F_1 \leq [\sigma]_{зм} s d,$$

де s – товщина стінки деталей, що з'єднуються.

Перевірка на зминання щільних з'єднань не потрібна, тому що в них все поздовжнє навантаження сприймається силами тертя в стику.

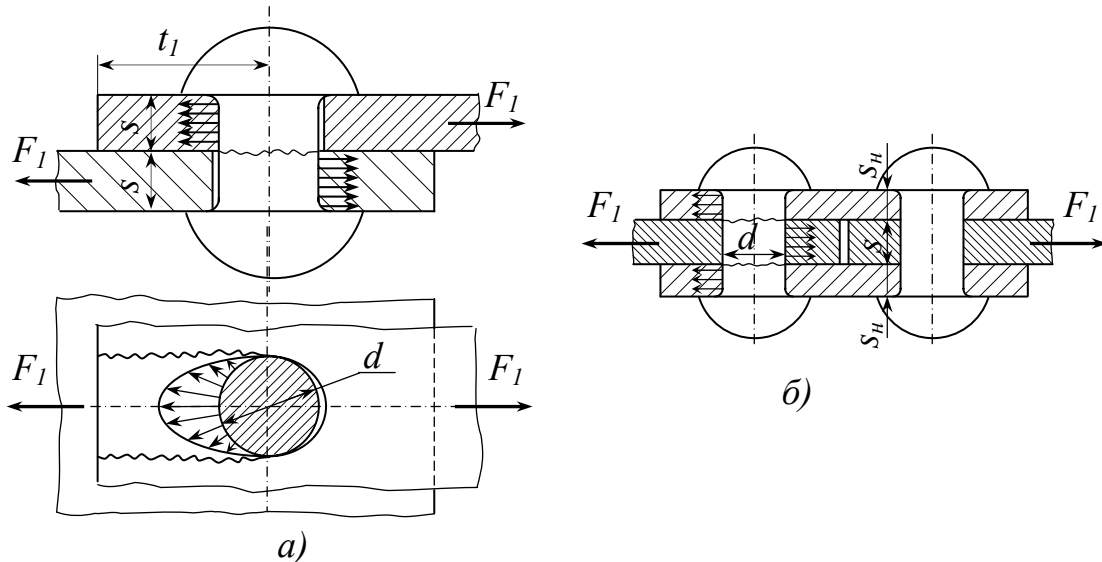


Рисунок 36 – Розрахункові схеми однозрізного і двозрізного заклепкових з'єднань

Елементи, що з'єднуються, перевіряють на міцність у перерізах, ослаблених заклепками:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_p.$$

напруження, що допускається, для з'єднань сталевих деталей заклепками зі сталей Ст2 і Ст3 при розрахунку за основними навантаженнями: на зріз заклепок $[\tau]_{зр} = 140$ МПа й на зминання $[\sigma]_{зм} = 280 \dots 320$ МПа, на розтягання елементів, що з'єднуються, зі сталі Ст3 $[\sigma]_p = 160$ МПа.

При холодній клепці допустимі напруження у заклепках знижують на 30 %. Для елементів з'єднань із пробитими й нерозсвердленими отворами допустимі напруження знижують на 30 %.

Якщо з'єднання працює при рідких знакозмінних навантаженнях, допустимі напруження знижують множенням на коефіцієнт

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1,$$

де F_{\min} і F_{\max} – найменша й найбільша по абсолютній величині сили, узяті зі своїми знаками. Для з'єднання елементів з низьковуглецевих сталей $a = 1$, $b = 0,3$, а для з'єднань зі середневуглецевих сталей $a = 1,2$, $b = 0,3$.

Необхідна площа елементів, що працюють на розтяг під дією сили F ,

$$A_{\text{брутто}} = \frac{A_{\text{нетто}}}{\phi} = \frac{F}{[\sigma]_p \phi},$$

де $\phi = \frac{P - d}{P}$ – коефіцієнт міцності шва, величина якого звичайно коливається

в межах від 0,6 до 0,85;

P – крок розташування заклепок.

При проектному розрахунку значенням ϕ задаються, а потім виконують перевірочний розрахунок.

4.3 Шпонкові з'єднання

Шпонкою називають деталь, яку вставляють у пази вала і маточини (втулки) з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до маточини або від маточини до вала.

На рис. 37 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1 – шпонка, 2 – вал і 3 – втулка (або маточина шків, зубчастого колеса).

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняно низькій вартості, а також зручності складання шпонкові з'єднання широко застосовують у машинобудуванні.

До недоліків шпонкових з'єднань належать послаблення вала та маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню валів.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

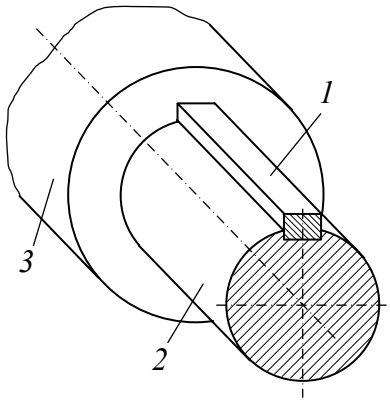


Рисунок 37 – Шпонкове з'єднання

від діаметра вала d (таблиця 5). Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у втулці t_2 . Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом. Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина призматичної шпонки зі скругленими торцями $l_0 = l - b$, а для шпонки з плоскими торцями $l_0 = l$ (рис. 38, а). Ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з полем допуску відповідно $h6$ та $H7$. Ширина паза вала має поле допуску j_s6 .

З'єднання за допомогою сегментної шпонки показано на рис. 39. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на малонавантажених ділянках валів, наприклад на кінцях палів. З'єднання сегментними шпонками є технологічними, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте.

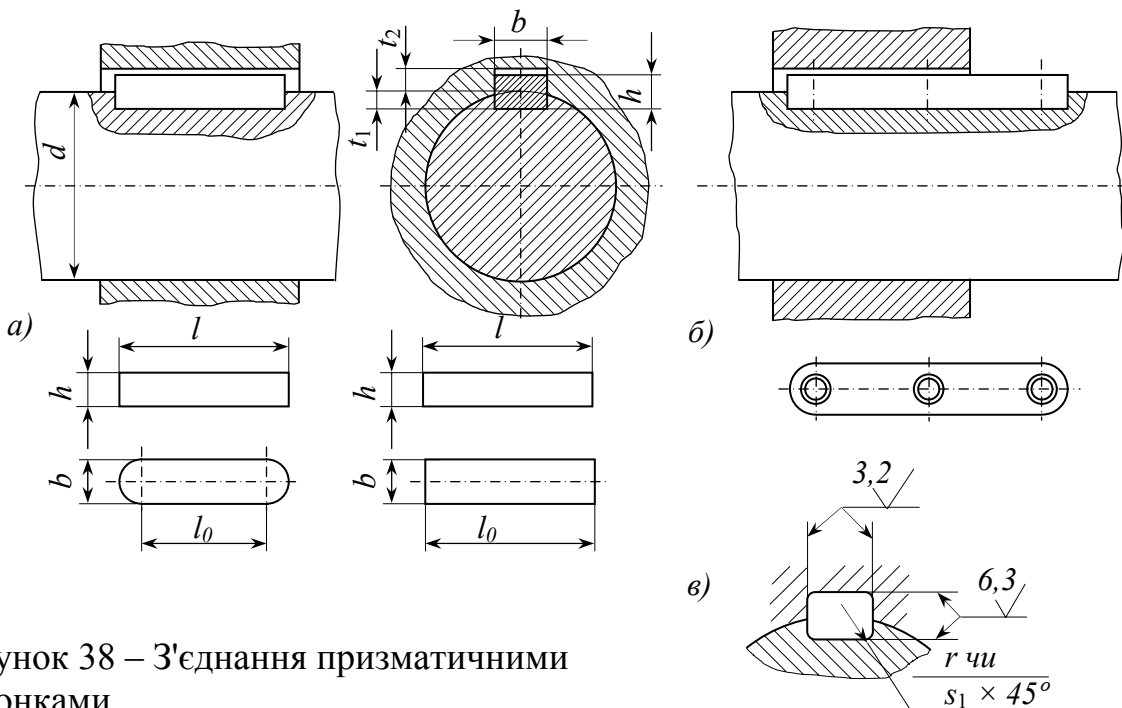


Рисунок 38 – З'єднання призматичними шпонками

Таблиця 5 – Розміри шпонок і шпонкових пазів на валу, мм
(ГОСТ 10748 – 79)

Діаметр вала	Переріз шпонки		Глибина паза		Заокруглення чи фаски (рис. 38 в)	
					для пазів	для шпонок
d_b	e	h	t_1	t_2	r чи $s_1 \times 45^\circ$	$s \times 45^\circ$
$12 < d \leq 17$	5	5	3	2,3	0,16...0,25	0,25...0,4
$17 < d \leq 22$	6	6	3,5	2,8		
$22 < d \leq 30$	8	7	4	3,3		
$30 < d \leq 38$	10	8	5	3,3	0,25...0,4	0,4...0,6
$38 < d \leq 44$	12	8	5	3,6		
$44 < d \leq 50$	14	9	5,5	3,8		
$50 < d \leq 58$	16	10	6	4,3		
$58 < d \leq 65$	18	11	7	4,4		
$65 < d \leq 75$	20	12	7,5	4,9	0,4...0,6	0,6...0,8
$75 < d \leq 85$	22	14	9	5,4		
$85 < d \leq 95$	25	14	9	5,4		
$95 < d \leq 110$	28	16	10	6,4		
$110 < d \leq 130$	32	18	11	7,4		
$130 < d \leq 150$	36	20	12	8,4	0,7...1,0	1,0...1,2
$150 < d \leq 170$	40	22	13	9,4		
$170 < d \leq 200$	45	25	15	10,4		

Ряд стандартних довжин шпонок: 10 12 14 16 18 20 22 25 28 32 36 40 45 50 56
63 70 80 90 100 110 125 140 160 180 200 220 250 280 320 360 400 450 500

Сегментні шпонки стандартизовані (ГОСТ 24071–80). Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають за стандартом залежно від діаметра вала d (рис. 39 та табл. 6).

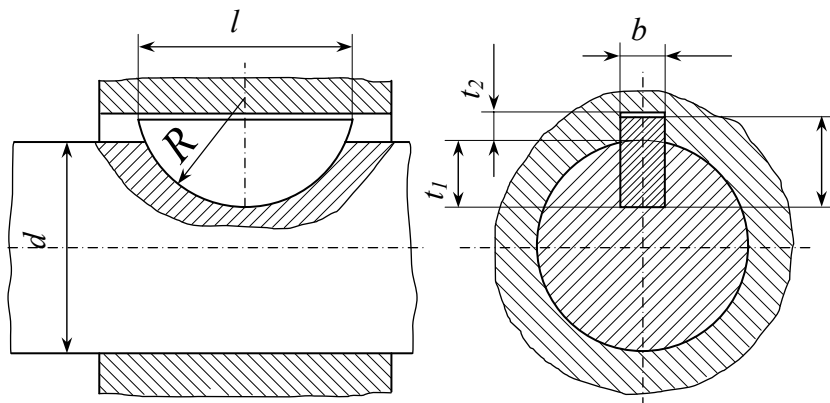


Рисунок 39 – З'єднання сегментною шпонкою

Таблиця 6 – Розміри шпонкових з'єднань

Діаметр вала, мм	Розміри шпонки $b \times h \times R \times l$, мм	Глибина пазів, мм	
		t_1	t_2
Від 8 до 10	$3 \times 5 \times 6,5 \times 12,6$	3,8	1,4
...10 ... 12	$3 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,3	1,4
...12 ... 14	$4 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,0	1,8
...14 ... 16	$4 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	6,0	1,8
...16 ... 18	$5 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	4,5	2,3
...18 ... 20	$5 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	5,5	2,3
...20 ... 22	$5 \times 9 \times 11 \times 21,6$	7,0	2,3
...22 ... 25	$6 \times 9 \times 11 \times 21,6$	6,5	2,8
...25 ... 28	$6 \times 10 \times 12,5 \times 24,5$	7,5	2,8

Ненапружені шпонкові з'єднання є найрозповсюдженішими. Вони використовуються в поєднанні з перехідними посадками деталей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок.

Клинові шпонки за способом розміщення на валах бувають врізні, на лисці, фрикційні і тангенціальні.

Клинові врізні шпонки (рис. 40, а, б) за формою поділяють на шпонки клинові без головки та шпонки клинові з головкою. (ГОСТ 24068–80). Клинові врізні шпонки без головки бувають із плоскими та скругленими торцями.

Клинові шпонки на лисці (рис. 41, а) та *фрикційні* (рис. 41, б) бувають з плоскими торцями або з головкою.

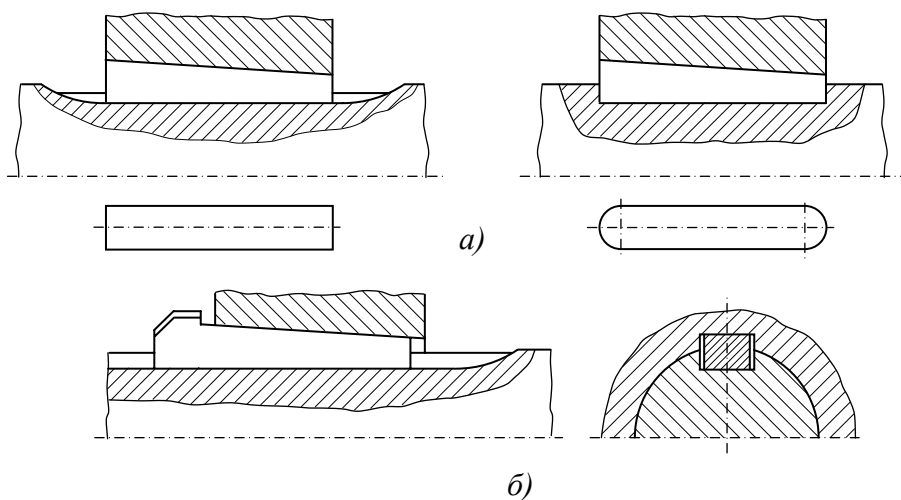


Рисунок 40 – З'єднання клиновими врізними шпонками

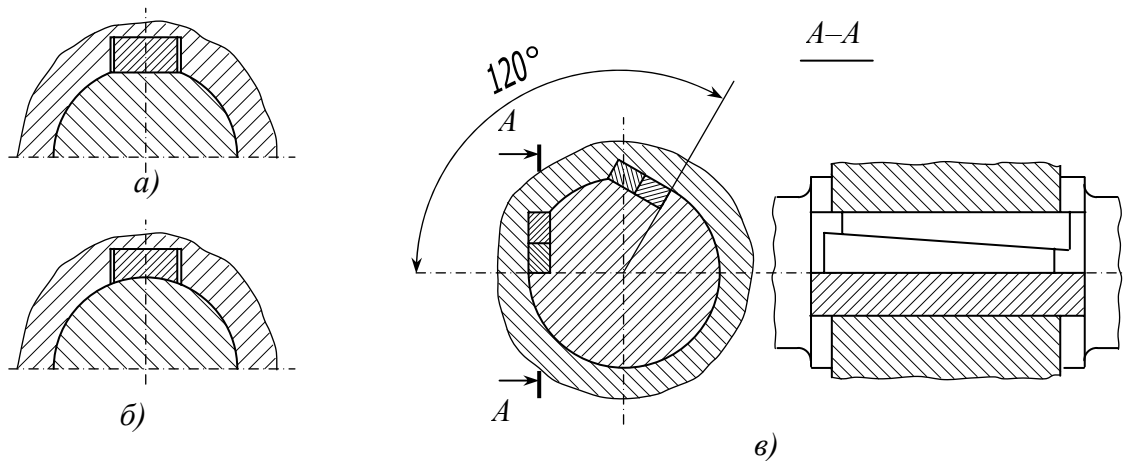


Рисунок 41 – З'єднання шпонкою на лисці (а), фрикційною (б) і тангенціальною (в) шпонками

Всі клинові шпонки виготовляють з ухилом 1: 100. Цей же ухил передбачається і для паза маточини (втулки). Подібно до призматичних, клинові врізні шпонки частково розміщуються в пазі вала і частково в пазі маточини. Клинові шпонки на лисці та фрикційні розміщуються по всій своїй висоті в пазах маточини.

Розглянуті з'єднання клиновими шпонками передають обертовий момент за рахунок сил тертя на широких робочих гранях. Ці сили тертя створюються відповідним натягом у радіальному напрямі при забиванні шпонок. Тому зі сторони бічних граней клинових шпонок передбачаються зазори.

Тангенціальні шпонки (рис. 41, в) відрізняються від інших клинових шпонок тим, що натяг між валом та маточиною створюється шпонками не в радіальному, а в дотичному напрямі. Одна із широких граней тангенціальної шпонки направлена по дотичній до перерізу вала, а друга із вузьких граней – по радіусу вала. Таке розміщення тангенціальної шпонки спричинює постановку в з'єднанні двох шпонок, розміщених під кутом 120–135°. За технологічними міркуваннями кожна тангенціальна шпонка виконується з двох однобічно скошених клинів. Тангенціальна шпонка використовується головним чином у важкому машинобудуванні при значному діаметрі з'єднання.

Із клинових шпонок найрозповсюдженішими є врізні, бо порівняно зі шпонками на лисці та фрикційними вони більш надійні, а порівняно з тангенціальними – більш технологічні. Взагалі клинові шпонки мають обмежене застосування, оскільки вони спричинюють зміщення осі маточини відносно осі вала. Якщо перекіс деталі, розміщеної на валу, не допускається, наприклад для зубчастих коліс, то клинові шпонки не застосовують. Область використання клинових шпонок у новому проектуванні обмежується тихохідними машинами при необхідності частого розбирання з'єднань.

Розрахунок шпонкових з'єднань

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані і їхні розміри вибирають залежно від діаметра вала за відповідними стандартами, розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевірочний.

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою.

В з'єднанні на рис. 42, а обертовий момент T передається від вала до маточини деталі, розміщеної на ньому, за допомогою взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними стінками пазів на валу та в маточині. Навантажені поверхні зминаються і при незначних мікропереміщеннях спрацьовуються.

Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок за умови обмеження напружень зминання $\sigma_{зм} = F/A_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$, де F – сила, що діє на навантажені поверхні, а $A_{зм}$ – площа поверхні зминання.

Для даного з'єднання маємо наближено $F = 2T/\sigma_{зм} = d$, а площа поверхні зминання $A_{зм} = (h - t_1) l_0$, де l_0 – робоча довжина призматичної шпонки (див. рис. 42, а). Таким чином, умову міцності шпонкового з'єднання записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = 2T / [d l_0 (h - t_1)] \leq [\sigma]_{зм} .$$

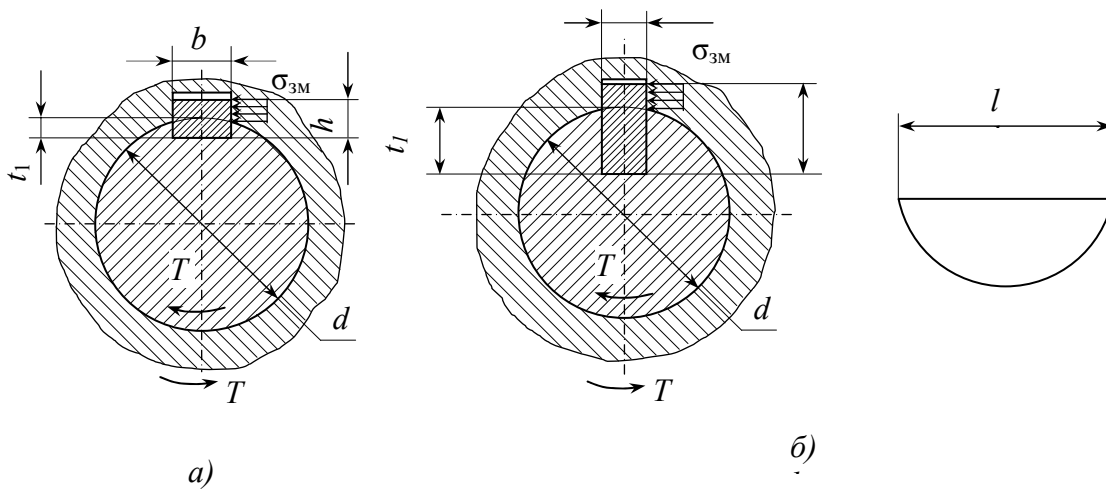


Рисунок 42 – До розрахунку з'єднань призматичною та сегментною шпонками

Допустимі напруження $[\sigma]_{зм}$ для ненапружених шпонкових з'єднань залежать від режиму навантаження з'єднання, міцності матеріалу вала та втулки, виду посадки на вал.

Для нерухомих з'єднань беруть: при перехідних посадках втулки па вал $[\sigma]_{зм} = (100...120)$ МПа (втулка зі сталі) і $[\sigma]_{зм} = (70... 80)$ МПа (втулка з чавуну); при посадках з гарантованим натягом $[\sigma]_{зм} = (160...180)$ МПа (втулка зі сталі) і $[\sigma]_{зм} = (110...130)$ МПа (втулка із чавуну).

Менші з наведених значень $[\sigma]_{зм}$ беруть для різко змінних навантажень шпонкового з'єднання.

Для рухомих з'єднань з напрямними призматичними шпонками допустиме напруження значно знижують із метою запобігання задирів та обмеження спрацьовування. В цьому разі беруть $[\sigma]_{зм} = (20... 30)$ МПа.

Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою (рис. 42, б) виконують так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, бо умови роботи цих з'єднань аналогічні. Тому умову міцності на зминання для з'єднання сегментною шпонкою згідно з позначеннями на рис. 42, б, записують у вигляді

$$\sigma_{зм} = 2T/[dl_0 (h - t_1)] \leq [\sigma]_{зм} .$$

4.4 Шліцьові з'єднання

У випадках, коли не можна забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталей із валами (через обмежену довжину маточини), використовують зубчасті з'єднання. Такі з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізаються на поверхнях вала та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом.

За формою профілю зубців розрізняють три типи з'єднань (рис. 43): прямокутні, евольвентні та трикутні.

З'єднання з прямокутним профілем зубців виготовляють із центруванням за внутрішнім діаметром d (рис. 43, а), за зовнішнім діаметром D (рис. 43, б) і за бічними гранями зубців (розмір b на рис. 43, в). Центрування за внутрішнім і зовнішнім діаметрами забезпечує більш високу точність з'єднання, центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.

Прямокутні зубці використовують для зовнішніх діаметрів валів від 14 до 125 мм; число зубців від 6 до 20. ГОСТ 1139–80 передбачає з'єднання трьох серій: *легкої*, *середньої* та *важкої*. З переходом від легкої до середньої та важкої серій при одному і тому ж діаметрі d зростає діаметр D і збільшується число зубців. Тому з'єднання середньої та важкої серій відрізняються підвищеною несучою здатністю.

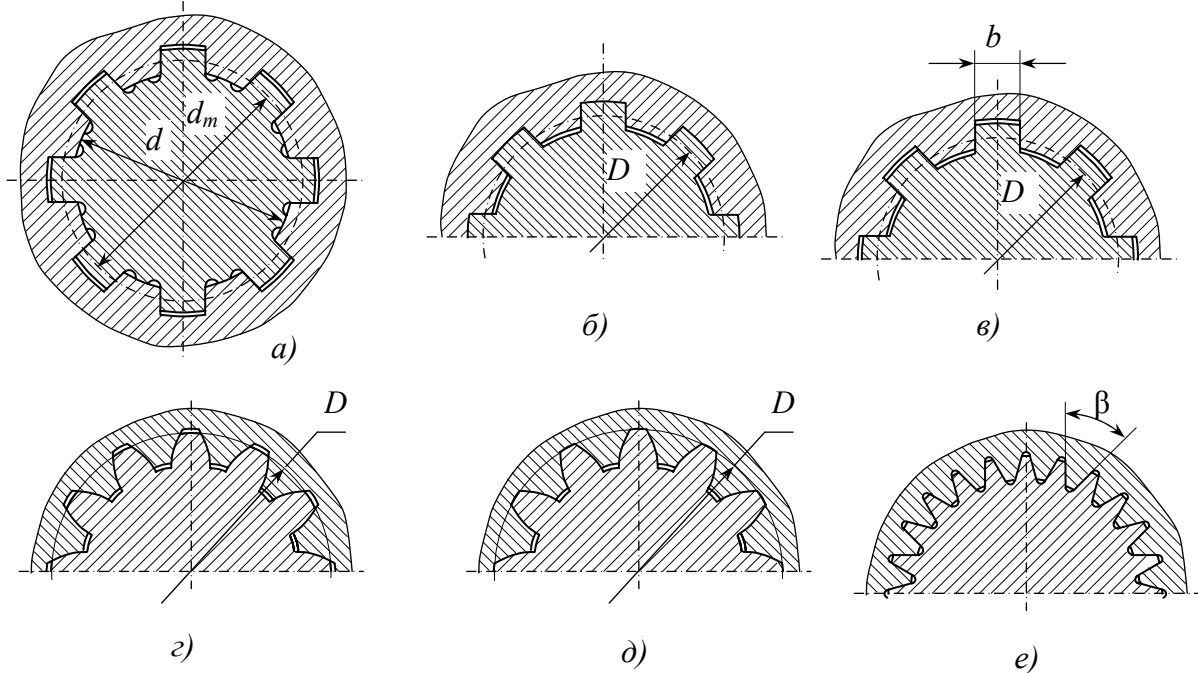


Рисунок 43 – Шліцьові з'єднання

Умовне позначення та допуски з'єднань із прямокутним профілем зубців регламентовані стандартами. Умовне позначення з'єднання складається: з літери, що позначає поверхню центрування; числа зубців z і номінальних розмірів d , D , b з'єднання (рис. 43, $a - e$); позначення посадок діаметрів та розміру b , які розміщені після відповідних розмірів. Допускається не вказувати в позначенні поле допусків нецентруючих діаметрів. Наприклад, при $z = 8$; $d = 56$ мм; $D = 62$ мм; $b = 10$ мм позначення з'єднання з прямокутними зубцями із центруванням за зовнішнім діаметром та з посадками за діаметром центрування H8/H7, за розміром b F10/h9 має такий вигляд: $D - 8 \times 56 \times 62 H8/h7 \times 10 F10/h9$.

Зазори між нецентруючими поверхнями можуть бути збільшеними, щоб гарантувати спряження по центруючих поверхнях. Призначення посадок із зазором по центруючих поверхнях визначається вимогами зручності складання або потребою переміщення деталі щодо вала в процесі роботи з'єднання. Для підвищення стійкості проти спрацьовування з'єднань, в яких вали навантажені крутним та згинальним моментами, доцільно мати мінімальні зазори між центруючими поверхнями.

З'єднання з евольвентним профілем зубців (рис. 43, z, d) згідно з ГОСТ 6033–80 можна виготовляти з центруванням по бічних сторонах, внутрішньому або зовнішньому діаметрах. Евольвентні з'єднання використовують для діаметрів від 4 до 500 мм та $z = 6 \dots 82$. За стандартом кут профілю початкового контуру; зубців $\alpha = 30^\circ$, а за номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр $D = m(z + 1,0 + 2x)$, де m – модуль з'єднання; x – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Позначення з'єднання з евольвентним профілем зубців складається: з номінального діаметра з'єднання D , модуля m , позначення посадки з'єднання, розміщеного після розмірів центруючих елементів; номера стандарту. Наприклад, позначення з'єднання з $D = 50$ мм; $m = 2$ мм; центрування по бічних сторонах зубців із посадкою H9/g9 має вигляд: $50 \times 2 \times H9/g9$ ГОСТ 6033–80. В умовному позначенні на розмірах нецентруючих поверхонь посадки не вказують.

З'єднання з трикутним профілем зубців (рис. 43, e) виготовляють із центруванням тільки по бічних сторонах зубців. Ці з'єднання не стандартизовані і використовуються як нерухомі при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах за діаметром. Згідно з діючими нормальми за номінальний діаметр з'єднання беруть зовнішній або ділильний діаметр; модуль зубців $m = (0,2 \dots 1,6)$ мм; число зубців $z = 20 \dots 70$; кут профілю зуба становить 60, 72 або 90°.

Із розглянутих типів зубчастих з'єднань тепер найрозповсюдженішими є з'єднання з прямокутним профілем зубців. Вони використовуються для з'єднання з валами зубчастих коліс, півмуфг та інших деталей. Такі з'єднання можуть бути рухомими або нерухомими. З такою ж метою використовують з'єднання з евольвентним профілем зубців, які порівняно з іншими більш технологічні та здатні передавати більші навантаження.

Зубчасті з'єднання порівняно із шпонковими мають переваги: можливість передачі більших обертових моментів (при однакових довжинах маточини) завдяки

значно більшій поверхні контакту з'єднаних деталей та більш рівномірному розподілу навантаження по цій поверхні; більш точне центрування деталей на валу; краще напрямлення деталей при переміщенні їх уздовж вала.

У більшості випадків зовнішній діаметр D зубчастого з'єднання визначається з умов міцності та жорсткості вала або технологічними міркуваннями. При призначенні довжини l зубчастого з'єднання керуються співвідношенням $l/D \leq 1,5$.

Розрахунок зубчастих з'єднань

Основним критерієм роботоздатності зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацьовуванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання (корозійно-механічне спрацьовування).

У загальному випадку для всіх типів зубчастих з'єднань, навантажених обертовим моментом T , умовне напруження зминання робочих поверхонь зубців визначають за формулою

$$\sigma_{зм} = F_t / A_{зм} = 2T / (d_m h l z \xi),$$

де $F_t = 2T/d_m$ – колова сила в зубчастому з'єднанні; $A_{зм} = h l z \xi$ – розрахункова площа дотикання зубців з'єднання; d_m – середній діаметр з'єднання; h – висота робочої поверхні контакту зубців; l – довжина зубчастого з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу); z – число зубців у з'єднанні; $\xi = 0,75 \dots 0,80$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці з'єднання.

Роботоздатність зубчастого з'єднання забезпечується за умови

$$\sigma_{зм} < [\sigma]_{зм},$$

де $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження, що запобігає зминанню та спрацьовуванню зубців; $[\sigma]_{зм} = (10 \dots 20)$ МПа – для рухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями і спокійного навантаження; $[\sigma]_{зм} = (80 \dots 100)$ МПа – для нерухомих з'єднань з незагартованими робочими поверхнями; $[\sigma]_{зм} = (110 \dots 130)$ МПа – для нерухомих з'єднань із загартованими робочими поверхнями.

4.5 Різьбові з'єднання

Різьбовими називають такі з'єднання, які виконуються за допомогою деталей, що мають різьбу.

Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей. Застосуванню різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при дії змінних напружень.

4.5.1 Кріпильні різьби та їхні основні параметри

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. В основному використовуються циліндричні кріпильні різьби. Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання.

Кріпильні різьби бувають; метричні, трубні та круглі.

Метрична різьба (рис. 44, а) є основною кріпильною різьбою. Вона має назву метричної тому, що всі її розміри задаються в міліметрах (на відміну від мало розповсюдженої дюймової різьби, розміри якої даються в дюймах). Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Вершини витків та впадин притуплені по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби в умовах виконання складальних робіт.

Метрична різьба характеризується такими основними геометричними параметрами: d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті так, що ширина витка дорівнює ширині впадини); P – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта); $H = 0,866P$ – теоретична висота профілю витка різьби; $H_1 = 0,541P$ – робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки; n – число заходів різьби (для кріпильних метричних різьб $n = 1$) і ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру, що визначається за співвідношенням

$$\operatorname{tg} \psi = Pn / (\pi d_2).$$

Метричні різьби бувають з нормальним або малим кроком. Так, для різьби із зовнішнім діаметром $d = 20$ мм стандартами, крім різьби з нормальним кроком $P = 2,5$ мм, передбачені різьби з малими кроками: 2; 1,5; 1,0; 0,75 і 0,5 мм. При зменшенні кроку відповідно зменшується глибина різьби та кут підйому гвинтової лінії ψ .

Позначення метричної різьби М20 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d = 20$ мм; М20 \times 1,5 – метрична різьба з малим кроком витків $P = 1,5$ мм і зовнішнім діаметром $d = 20$ мм; М20 \times 1,5LН – та сама різьба, але ліва.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартами ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81 та ГОСТ 24705–81.

Трубна різьба (рис. 44, б) використовується для герметичного з'єднання труб та арматури. Ця різьба за ГОСТ 6357–81 має кут профілю витків $\alpha = 55^\circ$, вершини та впадини витків закруглені і відсутній зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Трубна різьба має малий крок витків, оскільки нарізається на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрі-

шній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різьби в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби.

У міжнародному стандарті для трубної різьби зберігається дюймове вимірювання. Позначення трубної різьби в технічній документації таке: G2–В – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми, та класом точності В.

Трубну різьбу можна нарізувати також на конічній поверхні для досягнення високої щільності з'єднання. Приклад позначення конічної трубної різьби – R 3/4".

Нині замість трубних різьб часто застосовують метричні різьби з малим кроком витків.

Кругла різьба (рис. 44, в) зручна для виготовлення накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках. Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю $\alpha = 30^\circ$.

Круглі різьби мають обмежене застосування, і в основному вони використовуються для деталей, що часто згвинчуються та відгвинчуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп та ін.). Параметри круглої різьби регламентовані ГОСТ 6042–83.

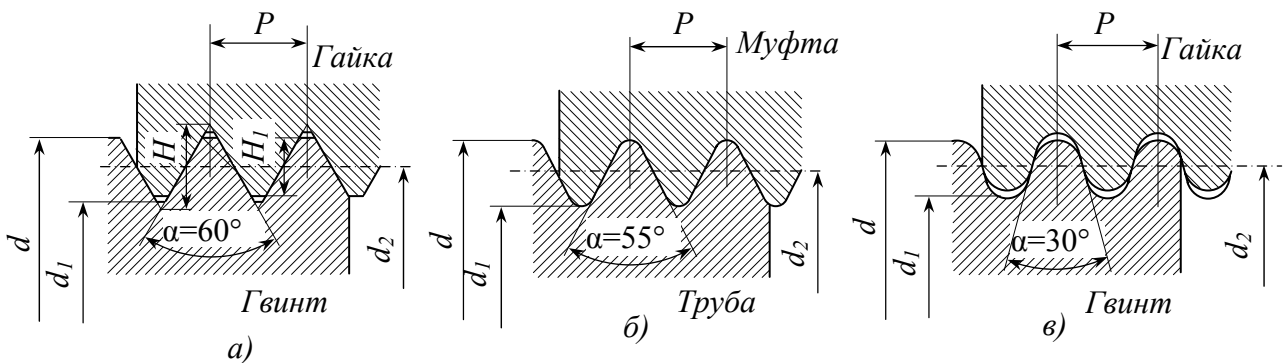


Рисунок 44 – Кріпильні різьби та їхні параметри

4.5.2 Кріпильні різьбові деталі, їхні конструкції та матеріали

Для з'єднання деталей використовують болти (гвинти з гайками), гвинти або шпильки (рис. 45, а–в).

Використання болтів для з'єднання деталей не вимагає нарізування в цих деталях різьби. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність різьби. Однак у з'єднанні болтом повинен бути передбачений простір для головки гвинта та гайки, а також має місце деяка незручність виконання складальних операцій, бо при загвинчуванні або відгвинчуванні гайки треба утримувати головку гвинта від прокручування. Болтове з'єднання дещо збільшує масу виробу і в деякій мірі спотворює його зовнішній вигляд.

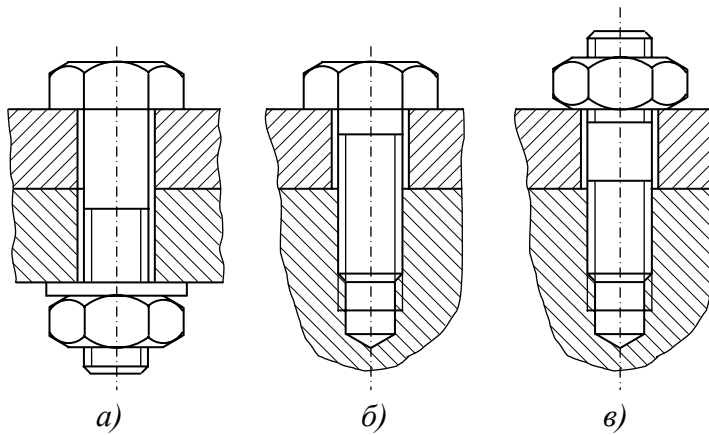


Рисунок 45 – З'єднання за допомогою болта, гвинта та шпильки

Гвинти та шпильки треба використовувати в тих випадках, коли за конструкцією з'єднання застосування болтів неможливе або нераціональне. Гвинти та шпильки вимагають певної глибини загвинчування однієї із деталей з'єднання. Якщо при експлуатації з'єднання виникає потреба у багатократному з'єднуванні та роз'єднуванні деталей, то для запобігання можливому руйнуванню різьби деталі перевага надається з'єднанню шпилькою або болтовому з'єднанню.

У деяких випадках (рис. 45, *a*) під гайку або головку гвинта ставлять плоску круглу шайбу. Постановка такої шайби зменшує пошкодження та змінання гайкою поверхні деталі (якщо деталь виготовлена з м'якого матеріалу – алюмінію, пластмаси, дерева) при загвинчуванні гайки чи гвинта. Плоскі круглі шайби використовують також у випадку збільшеного діаметра отвору під болт або гвинт або коли отвір не має круглої форми.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні. Деякі види широко застосовуваних гвинтів, що відрізняються конструкцією головок, показані на рис. 46, а різні форми гайок – на рис. 47.

Для виготовлення кріпильних різьбових деталей використовують сталі: вуглецеві звичайної якості, якісні конструкційні та леговані конструкційні. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4–87, згідно з яким болти, гвинти та шпильки поділяють на 12 класів міцності, а гайки – на 7 класів.

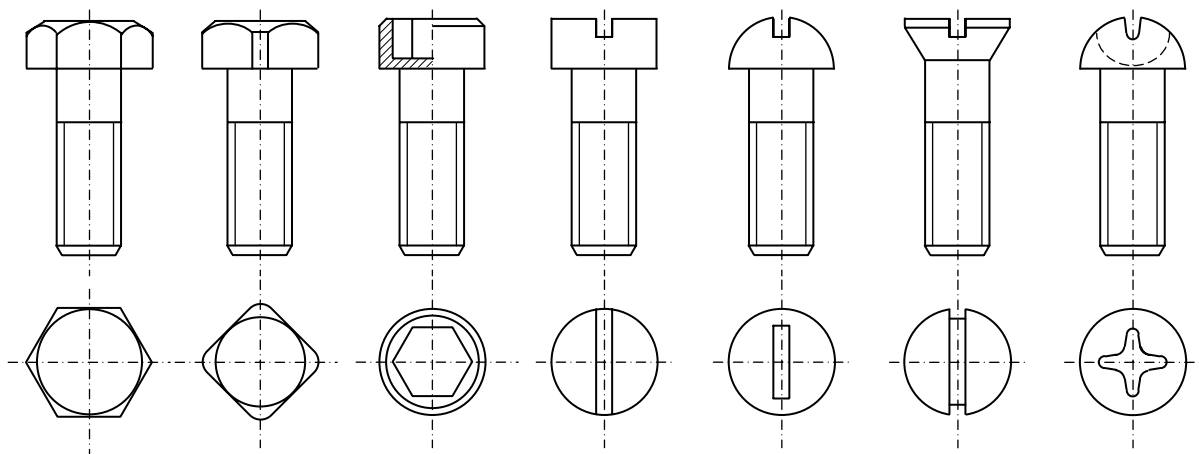


Рисунок 46 – Конструкції гвинтів

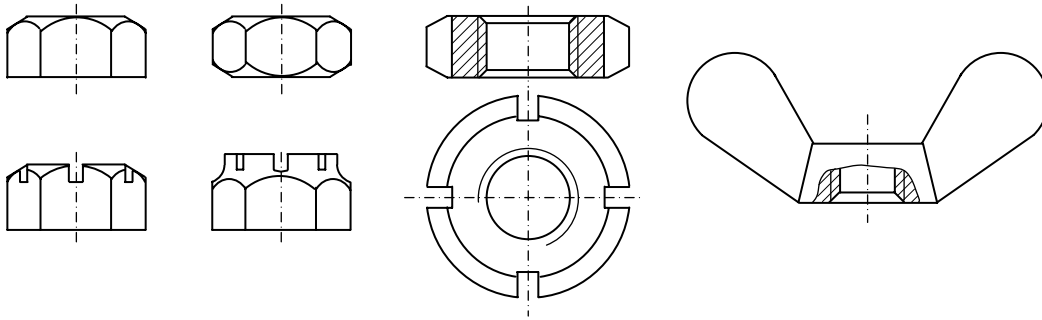


Рисунок 47 – Конструкції гайок

4.5.3 Стопоріння різьбових з'єднань

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей.

У з'єднаннях деталей із кріпильними різьбами забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя між витками різьби гвинта та гайки значно перевищує кут підйому гвинтової лінії. Крім цього, самовідгвинчуванню чинять опір сили тертя між деталями та опорними поверхнями гайки чи головки болта (гвинта). Але самогальмування різьбового з'єднання надійно реалізується тільки при статичному навантаженні. При дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко знижується коефіцієнт тертя між витками, умови самогальмування порушуються і спостерігається самовідгвинчування різьбових деталей, що може спричинити руйнування з'єднання або навіть аварійний стан у роботі машини.

Щоб запобігти самовідгвинчуванню, слід використовувати стопорні пристрої, робота яких базується або на створенні додаткових сил тертя, або на використанні спеціальних замкових засобів.

Пристрої, що базуються на створенні додаткового тертя, показані на рис. 48, *а–г*. Контргайка (рис. 48, *а*) створює додатковий натяг і додаткові сили тертя в різьбі. Пружинна шайба (рис. 48, *б*) підтримує натяг і додаткові сили тертя в різьбі на деякій ділянці самовідгвинчування (до 1–1,5 оберта гайки). Крім цього, пружність шайби значно зменшує вплив вібрації на тертя в різьбі. В гайках із завальцьованим кільцем з поліаміду (рис. 48, *в*) додаткове стопоріння здійснюється за рахунок сил зчеплення zdeформованого при загвинчуванні гайки кільця та витків різьби гвинта. Знаходять застосування також гайки на рис. 48, *г*, додаткове тертя в яких створюється у верхній частині гайки, zdeформованої на еліпс після нарізування різьби.

У замкових пристроях для запобігання самовідгвинчуванню використовують стопоріння шплінтами (рис. 48, *д*), загнутими стопорними шайбами (рис. 48, *е, є*) та іншими способами.

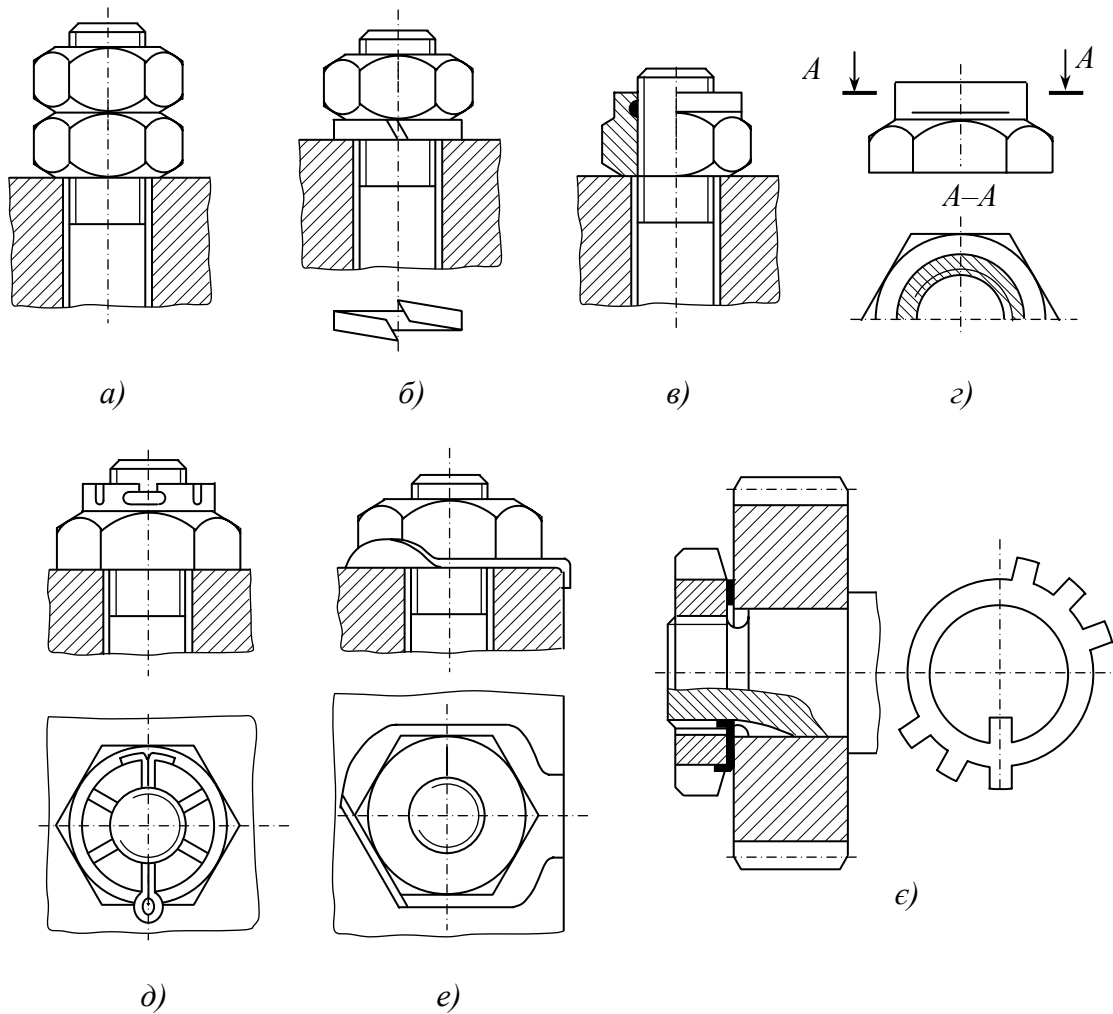


Рисунок 48 – Способи стопоріння різьбових з'єднань

На практиці використовують також і такі способи стопоріння різьбових з'єднань, як зварювання (гайка або головка гвинта приварюються до деталі з'єднання) або пластичне деформування з руйнуванням витка різьби кернуванням.

4.5.4 Момент затягування різьбового з'єднання. Умова самогальмування

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта. При загвинчуванні гайки осьова сила у стержні болта зростає; при цьому збільшується і момент, що прикладається до гайки. Цей момент дорівнює сумі моментів сил тертя в різьбі та на опорній поверхні гайки:

$$T_{\text{зат}} = T_{\text{зат. р}} + T_{\text{зат. оп.}} \quad (4.1)$$

Виведемо формулу для визначення обертового моменту, який необхідно прикласти до гайки для створення у гвинті необхідного зусилля затягування. Розглянемо гвинтову пару із прямокутною різьбою. Гайку представимо у вигляді повзуна, що переміщається по витку різьби (рис. 49, а).

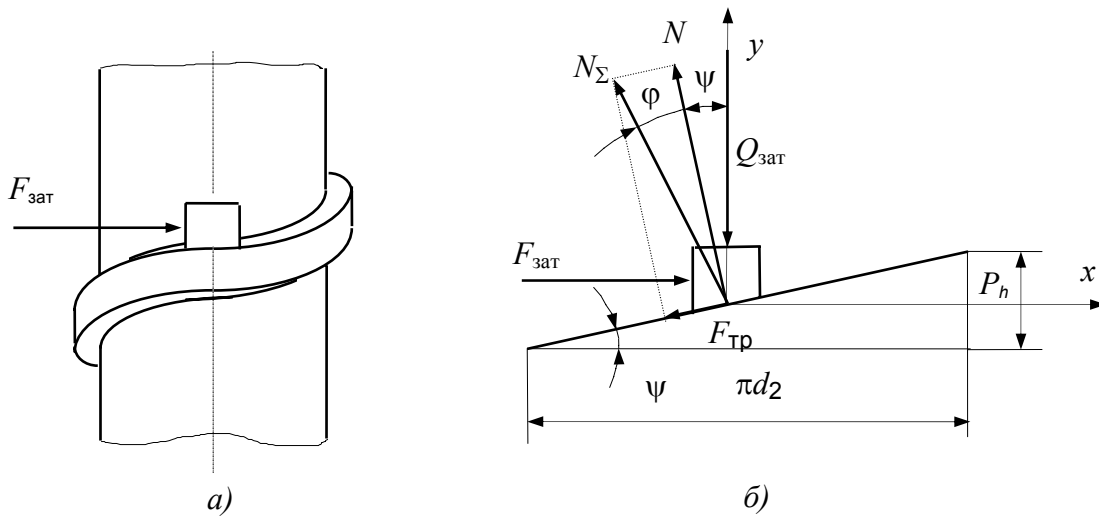


Рисунок 49 – Зусилля в різьбовому з'єднанні

Розгорнемо виток різьби по середньому діаметру d_2 (рис. 49, б) і розглянемо зусилля, прикладені до повзуна (гайки):

$F_{\text{зат}}$ – колова рушійна сила затягування, що діє на гайку, приведена до середнього діаметра різьби;

$Q_{\text{зат}}$ – поздовжнє зусилля затягування у гвинті, рівне силі тиску на гайку з боку деталей, що з'єднуються;

N – реакція на гайку з боку витків різьби;

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя по опорних поверхнях витків;

N_{Σ} – сумарна сила, прикладена до опорних поверхонь гайки;

$$\vec{N}_{\Sigma} = \vec{N} + \vec{N}_{\text{тр}};$$

φ – кут тертя.

Спроекуємо сили, що діють на гайку, на осі координат x, y .

$$\Sigma F_i^x = 0; F_{\text{зат}} - N_{\Sigma} \sin(\psi + \varphi) = 0 . \quad (4.2)$$

$$\Sigma F_i^y = 0; -Q_{\text{зат}} + N_{\Sigma} \cos(\psi + \varphi) = 0 \quad (4.3)$$

Підставимо (4.3) в (4.2):

$$N_{\Sigma} = \frac{Q_{\text{зат}}}{\cos(\psi + \varphi)}; F_{\text{зат}} - Q_{\text{зат}} \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 0 ;$$

$$F_{\text{зат}} = Q_{\text{зат}} \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

Момент затяжки

$$T_{\text{зат. п}} = Q_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (4.4)$$

В отриманій формулі (4.4) кут тертя φ відповідає різьбовому з'єднанню з прямокутною різьбою. Він виражається через коефіцієнт тертя f наступним образом:

$$\varphi = \operatorname{arctg} f .$$

Для трикутної різьби вводиться поняття приведеного коефіцієнта тертя f' та, відповідно, приведеного кута тертя φ' .

В трикутній різьбі сила нормального тиску на поверхню витка N (рис. 50) виражається через силу нормального тиску на виток прямокутної різьби $N_{\text{пр}}$ у такий спосіб:

$$N = \frac{N_{\text{пр}}}{\cos(\alpha/2)} ,$$

де α – кут профілю різьби.

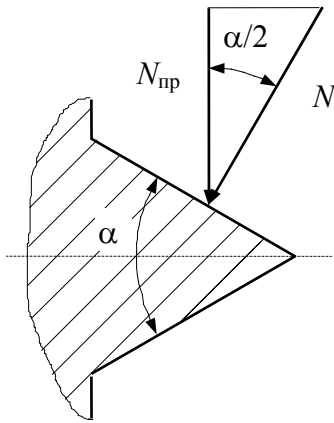


Рисунок 50 – Сили тиску на виток різьби

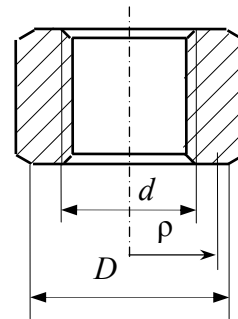


Рисунок 51 – Розміри опорної поверхні гайки

У формулі (4.4) для трикутної різьби замість кута тертя φ варто ввести приведений кут тертя $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$, тобто

$$T_{\text{зат. п}} = Q_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\psi + \varphi') . \quad (4.5)$$

Рівняння (4.5) не враховує момент тертя на опорній поверхні гайки. Виведемо формулу для визначення цього моменту.

$$\begin{aligned} T_{\text{зат. оп}} &= \int_A dF_{\text{тр}} \rho = \int_A q dA f \rho = \int_A \frac{Q_{\text{зат}}}{A} dA f \rho = \frac{Q_{\text{зат}}}{A} \int_A f \rho dA = \\ &= \frac{Q_{\text{зат}} f 2\pi}{A} \int_{d/2}^{D/2} \rho^2 d\rho = \frac{Q_{\text{зат}} f 2\pi 4}{\pi(D^2 - d^2)} \frac{\rho^3}{3} \Big|_{d/2}^{D/2} = Q_{\text{зат}} f \frac{(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)} , \end{aligned} \quad (4.6)$$

де $F_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{зат}}}{A}$ – сила тертя на опорній поверхні гайки;

A – площа опорної поверхні гайки;

ρ – поточний радіус опорної поверхні гайки (рис. 51);

f – коефіцієнт тертя на опорній поверхні гайки;

d, D – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри опорної поверхні гайки (рис. 51).

З урахуванням (4.5) та (4.6) вираз (4.1) має вигляд

$$T_{\text{зат}} = Q_{\text{зат}} \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f \frac{(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)} \right]. \quad (4.7)$$

Деталі кріпильного різьбового з'єднання не повинні відгвинчуватися від дії зусилля затягування, тобто з'єднання повинне бути самогальмуємим. Момент, необхідний для відгвинчування гайки або гвинта

$$T_{\text{отв}} = Q_{\text{зат}} \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(-\psi + \varphi') + f \frac{(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)} \right],$$

Умовою самогальмування є $T_{\text{отв}} \geq 0$, звідки, нехтуючи тертям по опорній поверхні гайки, маємо

$$\varphi' \geq \psi.$$

4.5.5 Розрахунки на міцність

а) Розрахунок незатягнутого різьбового з'єднання на навантаження, що розтягує

Зразком такого з'єднання є вузол кріплення гака вантажопідйомного пристрою (рис. 52). Розрахунок з'єднання ведеться на розтяг гвинта за мінімальної площі поперечного переріза, тобто по внутрішньому діаметру різьби:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma],$$

де $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$ – мінімальна площа поперечного переріза гвинта.

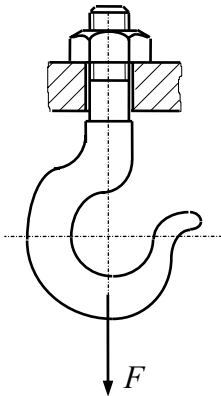


Рисунок 52 – Кріплення гака вантажопідйомного пристрою

б) Розрахунок затягнутого різьбового з'єднання на навантаження, що розтягує, з урахуванням моменту затягування

За однією з теорій міцності визначаються еквівалентні напруження й порівнюються із допустимими напруженнями:

$$\text{За 3-єю теорією міцності} \quad \sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma];$$

$$\text{за 4-ою теорією міцності} \quad \sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma = \frac{Q_{\text{зат}}}{A}$ – нормальні напруження від розтягу;

$\tau = \frac{T_{\text{зат.р}}}{W_p}$ – дотичні напруження від моменту затягування у різьбі;

$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$ – полярний момент опору поперечного перерізу гвинта по внутрішньому діаметру різьби.

в) Розрахунок на навантаження зсуву у площині стику

1) Гвинти встановлені в отворах із зазором (рис. 53, а)

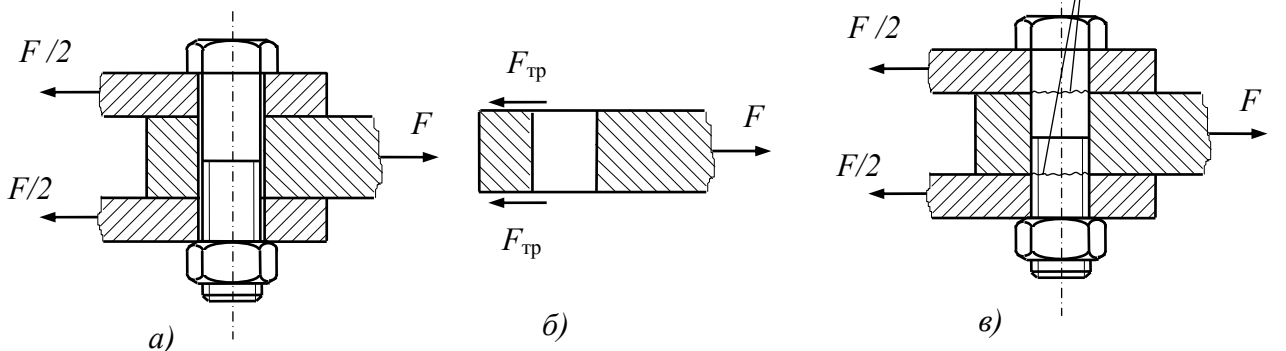


Рисунок 53 – Різьбові з'єднання, що працюють на зсув

Необхідно створити зусилля затягування, що забезпечує зусилля тертя на площинах стиків деталей, що з'єднуються

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{зат}} f}{K}, \quad (4.8)$$

де f – коефіцієнт тертя по опорних поверхнях деталей, що з'єднуються;

K – коефіцієнт запасу сили тертя.

Умова рівноваги центрального листа (див. рис. 53, б):

$$-2F_{\text{тр}} + F = 0,$$

звідки

$$F_{\text{тр}} = F / 2. \quad (4.9)$$

Підставимо (4.9) в (4.8) і одержимо:

$$Q_{\text{зат}} = \frac{FK}{2f}.$$

2) Гвинти встановлені в отворах без зазору

Розрахунок ведеться на зріз гвинтів за умовою (див. рис. 53, в)

$$\tau = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau].$$

Для розрахункової схеми, розглянутої вище, якщо гвинти встановлені щільно, без зазору, зріз можливий по двох площинах. Тому площа зрізу

$$A_{зр} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2 = \frac{\pi d^2}{2}.$$

в) *Розрахунок затягнутого різьбового з'єднання, що навантажене постійною зовнішньою осьовою силою*

Приклади осьового навантаження з'єднань із попередньо затягнутими болтами (напрям дії зовнішньої сили паралельний осі болта) є найпоширенішими у практиці. Для більшості таких з'єднань треба зберегти певні умови в площині стику (герметичність, нерозкриття стику та ін.) при дії зовнішнього навантаження. Прикладами з'єднань, що навантажені зовнішніми осьовими силами, можуть бути болтові з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів підвищеного тиску, різних кронштейнів та інших деталей.

Діаграма сумісних деформацій болта та деталей з'єднання.

Розглянемо послідовність навантаження та деформації деталей болтового з'єднання при затяжці болта і зовнішньому осьовому навантаженні.

На рис. 54, а показано болтове з'єднання деталей, коли болт не має затяжки, а зовнішня сила відсутня, тобто болт і деталі з'єднання не навантажені. Після затяжки (зовнішня сила на деталі з'єднання не діє) болт навантажується силою затяжки F_0 , а стик деталей навантажується такою самою силою F_0 (рис. 54, б). При цьому під дією сили F_0 болт деформується (розтягується) на $\lambda_б$, а деталі з'єднання деформуються (стискаються) на $\lambda_д$. Після прикладення до деталей з'єднання зовнішньої осьової сили F (рис. 54, в) сила, що навантажує болт, збільшиться і буде мати $F_б$, а сила в стикі деталей з'єднання зменшиться до $F_д$. Тоді ж болт додатково zdeформується на $\Delta\lambda_б$, а деформація деталей з'єднання зменшиться на $\Delta\lambda_д$.

Зв'язок між силами та деформаціями деталей даного з'єднання показаний графічно у вигляді діаграми на рис. 55. У межах пружних деформацій маємо лінійну залежність між деформаціями і навантаженням деталей з'єднання. Пряма 1 зображає залежність деформації болта від його навантаження, а пряма 2 – те саме для деталей з'єднання. Кути α і β нахилу графіків до осі абсцис характеризують відповідно поздовжню жорсткість болта $c_б$ і деталей з'єднання $c_д$. На рис. 55 показано, що після навантаження болта силою F_0 його деформація буде $\lambda_б$, а деталей з'єднання – $\lambda_д$.

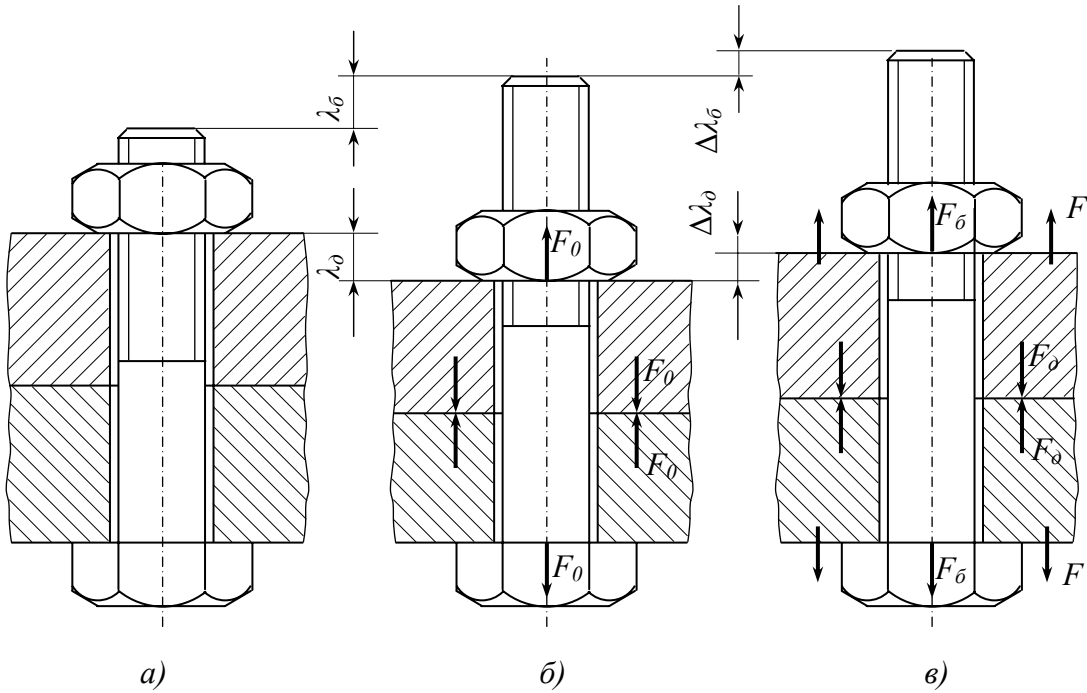


Рисунок 54 – Осьове навантаження з'єднання затягнутим болтом

Перенесемо графік деформації деталей із положення 2 в положення 2'. При цьому ордината точки перетину графіків 1 і 2' буде визначати силу попередньої затяжки болта F_0 .

Після прикладання до з'єднання зовнішньої осьової сили F болт додатково збільшить свою довжину на $\Delta\lambda_b$ (рис. 55), внаслідок чого деформація стику деталей зменшиться на таке саме значення $\Delta\lambda_d = \Delta\lambda_b$, а сила стиску деталей впаде до значення F_d . Повне осьове навантаження болта буде дорівнювати сумі F і F_d .

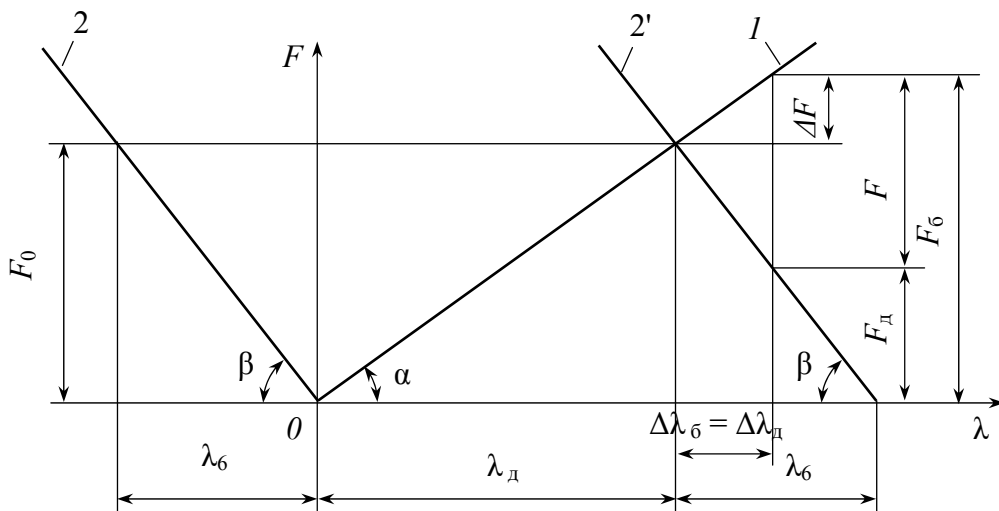


Рисунок 55 – Діаграма сумісних деформацій болта та деталей з'єднання

При певній силі попередньої затяжки болта F_0 із збільшенням зовнішньої сили F зменшується F_d у стику деталей. Якщо $F_d = 0$, то порушується нормаль-

на робота з'єднання, наприклад втрачається герметичність, відбувається розкриття стику деталей або зсув деталей при наявності відповідних бокових сил. Згідно з рис. 55 повне осьове навантаження болта, яке виражено через силу його попередньої затяжки F_0 , може бути записане у вигляді

$$F_{\text{б}} = F_0 + \Delta F, \quad (4.10)$$

де ΔF – частина зовнішньої сили F , що додатково навантажує болт. Значення ΔF визначимо із умови $\Delta \lambda_{\text{б}} = \Delta \lambda_{\text{д}}$:

$$\Delta \lambda_{\text{б}} = \Delta F / c_{\text{б}}; \quad \Delta \lambda_{\text{д}} = (F - \Delta F) / c_{\text{д}}; \quad \Delta F / c_{\text{б}} = (F - \Delta F) / c_{\text{д}}.$$

На основі записаних співвідношень маємо

$$\Delta F = F c_{\text{б}} / (c_{\text{б}} + c_{\text{д}}) = \chi F. \quad (4.11)$$

Тут χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткостей болта та деталей з'єднання,

$$\chi = c_{\text{б}} / (c_{\text{б}} + c_{\text{д}}).$$

Із виразу (4.11) видно, що в з'єднанні з попередньо затягнутим болтом зовнішня сила F не повністю передається на болт, оскільки $\chi < 1$.

Згідно із співвідношеннями (4.10) та (4.11) маємо

$$F_{\text{б}} = F_0 + \chi F.$$

Силу $F_{\text{д}}$ у стику деталей на основі рис. 55 можна записати у вигляді

$$F_{\text{д}} = F_0 - (F - \Delta F) = F_0 - F(1 - \chi).$$

Щоб запобігти розкриттю стику деталей з'єднання, треба забезпечити умову $F_{\text{д}} > 0$, тобто

$$F_{\text{д}} > F(1 - \chi).$$

Достатня сила попередньої затяжки болта F_0 , що забезпечує нерозкриття стику деталей, є необхідною умовою надійності та герметичності з'єднання. Практично нерозкриття стику залежить не тільки від попередньої затяжки болта, а й від збереження цієї сили в експлуатації з'єднання. Останнє визначається такими факторами, як якість обробки поверхонь стику, число поверхонь стику, якість різьби болта і гайки, надійність стопоріння різьби, наявність прокладок (пружних чи жорстких) між деталями з'єднання та ін.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підруч. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: [Учеб. пособие для техн. вузов]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.

5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов – 5-е изд., перераб. и доп.– М: Высш. шк., 1998 – 447 с.
6. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования. Учебное пособие для студентов вузов.3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2003. – 560 с., ил.

Тимохін Юрій Віталійович
Савенков Вячеслав Миколайович
Беланов Віктор Якович

**ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

Частина 2
ВАЛИ ТА ОСІ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ,
З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
(Конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей)

Комп'ютерний макет *Савенков В. М.*

Технічні редактори *Григор'єва Л. В.,*
Ростовцева О. О.

Подано на укладання 03.09.2008. Підписано до друку 14.09.2008.
Формат 60×84/16

Папір офс. Гарн. Times New Roman. Друк ксероксний
Умов. друк. арк. 4,5. Обл.-вид. арк. 4,7. Наклад 20 прим. Зам. №

Донецький інститут залізничного транспорту

Надруковано в редакційно-видавничому відділі ДонІЗТ
Свідоцтво про внесення до державного реєстру від 22.06.2004 р.,
Серія ДК № 1851

83018 м. Донецьк – 18, вул. Горна, 6