

Міністерство освіти і науки України

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



В.В. ІВАНОВ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ З ДИСЦИПЛІНИ

«ДЕТАЛІ МАШИН»

ОДЕСА ОНПУ 2018

Міністерство освіти і науки України
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

В.В.ІВАНОВ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ З ДИСЦИПЛІНИ
«ДЕТАЛІ МАШИН»
для студентів механічних спеціальностей вищих
навчальних закладів

Затверджено
на засіданні вченої
ради ІМБ
Протокол №1 від 19.09.2018

ОДЕСА ОНПУ 2018

Конспект лекцій з дисципліни “Деталі машин” для студентів механічних спеціальностей вищих навчальних закладів /Укл. В.В. Іванов. — Одеса: ОНПУ, 2018. – 138 с.

У даному конспекті лекцій викладені теоретичні відомості про конструкцію, основи проектування і методи розрахунку деталей машин. Увага приділена основним принципам, методам і прийомам конструювання. При викладі кожної теми курсу наводяться приклади застосування принципів конструювання при проектуванні відповідних деталей машин.

Укладач В.В. Іванов, д.т.н, проф.

ЗМІСТ

ЧАСТИНА 1. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1. Основні поняття дисципліни "Деталі машин".

Тема 2. Зварні з'єднання.

Тема 3. З'єднання з натягом.

Тема 4. Шпонкові і шліцьові з'єднання.

Тема 5. Різьбові з'єднання.

Тема 6. Розрахунок різьбових з'єднань при різних видах навантаження.

ЧАСТИНА 1. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1. Основні поняття дисципліни “Деталі машин”

Будь-який предмет або набір предметів виробництва, які виготовляє підприємство, називають *виробом*.

Всі машини або механізми складаються із деталей, об'єднаних у складальні одиниці.

Деталь - виріб, виготовлений з однорідного матеріалу, без застосування складальних операцій (гайка, колінчатий вал, корпус верстата тощо).

Складальною одиницею називається виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою за допомогою складальних операцій (черв'ячне колесо з напресованим вінцем).

Вузлом називається складальна одиниця, яка виконує однакову функцію у виробках одного призначення (підшипниковий вузол).

Основні критерії працездатності деталей машин.

Працездатність - стан деталі, яка нормально виконує задані функції.

Працездатність деталей оцінюється за основними критеріями працездатності: *міцність*, *жорсткість*, *зносоустійкість*, *вібростійкість*, *тепlostійкість*.

Міцність - спроможність деталі сприймати граничні навантаження не руйнуючись.

Жорсткість - спроможність деталі сприймати граничні навантаження при деформації в заданих межах.

Зносоустійкість - спроможність деталі пручатися зношуванню.

Вібростійкість - спроможність деталі пручатися вібраціям.

Теплостійкість - спроможність деталі працювати в межах заданих температур.

Основні критерії надійності виробів

Надійність - спроможність виробу виконувати задані функції в необхідний проміжок часу (наробітки).

Якщо пробіг автомобіля до першого капітального ремонту встановлений рівним 100000 км, а середньостатистичний пробіг дорівнює 95000 км, то надійність $R = 0,95$.

Відповідно до теорії імовірностей надійність складного виробу визначається надійністю окремих елементів і при послідовному з'єднанні складає

$$R_{\Sigma} = R_1 * R_2 * R_3 \dots * R_n.$$

Надійність усієї системи менше надійності самого ненадійного елемента. Чим більше елементів має система тим менше її надійність. Так при $R_i = 0,99$ і $n = 100$ - $R_{\Sigma} = 0,37$ (система непрацездатна).

Основні показники надійності: *імовірність безвідмовної роботи, довготривалість, ремонтпригодність.*

Імовірність безвідмовної роботи - імовірність того, що в межах заданого наробітку порушення працездатності (відмова) не виникає.

Довготривалість - властивість виробу зберігати працездатність до настання граничного стану по одному з критеріїв працездатності.

Ремонтпригодність - властивість виробу забезпечувана рівною або кратною довготривалістю деталей машин або простотою складання - розбирання редуктора.

Інтенсивність відмов - число відмов в одиницю часу. Наприклад випробували 1000 виробів 1000 годин, із них 10 відмовило, тоді $\lambda = 10/(1000*1000) = 10^{-5}$.

Графік інтенсивності відмов має три характерні зони: період припрацювання (прояв дефектів виробництва), період нормальної експлуатації, період прояву фізичного зносу.

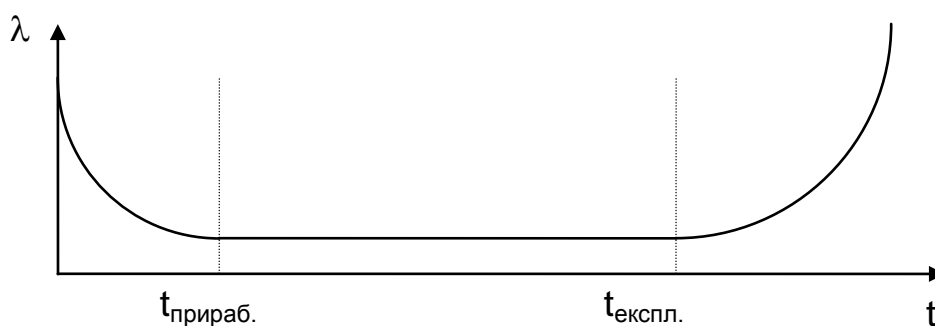


Рис. 1.1

Період приробітку характеризується проявом дефектів виробництва; прироботочним зношуванням, у процесі якого встановлюються нормальні зазори. Доцільно робити попереднє обкатування виробів. Період нормальної експлуатації характеризується відмовами через випадкові перевантаження і прояв, не виявлених у процесі приробітку, дефектів виробництва. Період прояву фізичного зносу характеризується різким підвищенням інтенсивності відмов. Машина вимагає ремонту. Після ремонту знову настає період приробітку і період нормальної експлуатації.

Міри підвищення надійності

1. Збільшення довготривалості деталей і виробу в цілому.
2. Зменшення напруженості деталей.

3. Застосування спеціальних систем підмащування.
4. Використання конструкцій статично визначених і таких, що самовстановлюються.
5. Використання захисних пристроїв.
6. Використання стандартних і уніфікованих елементів, контроль якості яких автоматизований.
7. Рівнобіжне з'єднання елементів.

Проектування виробів

Розрахунки проведені в курсі деталей машин підрозділяються на перевірочні і проектувальні.

При розрахунках деталей машин поряд із точними формулами велику роль грають нормативи, рекомендації, вказівки тощо. При перевірочних розрахунках вони допомагають конструктору перейти від реальної конструкції до розрахункової схеми. Ще більшу роль вони грають у проектних розрахунках. За проектним розрахунком число невідомих звичайно набагато перевищує число рівнянь. Процес проектування нерозривно зв'язаний із процесом конструювання. Проектування - особливий вид інженерного мистецтва. Створення проекту можна представити у виді алгоритму (рис. 1.2).

Основні принципи, методи і прийоми конструювання

Поряд із формалізацією процесу проектування проведемо певну систематизацію і формалізацію прийомів конструювання. Їх можна умовно розбити на три групи: оптимізація розподілу навантажень і теплових потоків; використання властивостей матеріалу; організаційно-технологічні принципи і методи. Докладний виклад зазначених методів сполучено з викладом відповідних тем курсу, що дозволяє розкрити їх найбільш повно.

Алгоритм процесу проектування

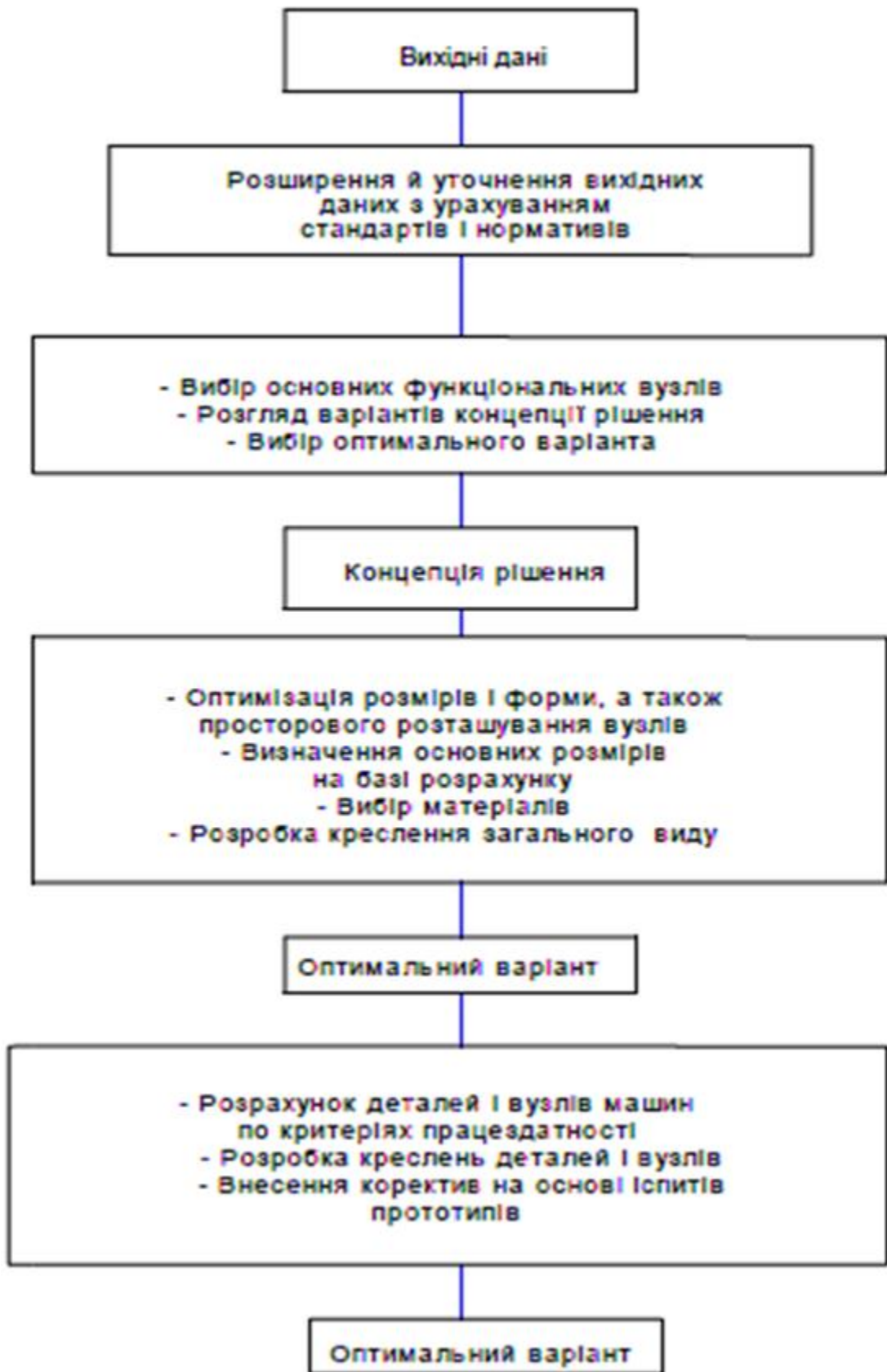


Рис. 1.2

Основні принципи, методи і прийоми конструювання

Таблиця 1.1

Оптимізація розподілу навантажень і теплових потоків	Використання властивостей матеріалу	Організаційно-технологічні принципи і методи
1	2	3
Принцип рівної міцності	Принцип оптимального добору матеріалу	Принцип Уніфікації
Принцип рівномірного розподілу навантаження	Принцип місцевої якості	Принцип стандартизації
Принцип вибору оптимальної форми деталей	Метод попереднього навантаження	Принцип технологічності
Принцип усунення концентраторів напруг	Метод заміни тертя ковзання на тертя кочення	Принцип суміщення функцій
Принцип оптимального тепловідводу	Метод збільшення переданого навантаження за рахунок зміни форми поверхні тертя	Принцип самоустановки
Метод використання багатопоточності		Метод використання компенсаційної ланки

Тема 2. Зварні з'єднання

Зварне з'єднання утворюється за рахунок нагрівання деталей, що з'єднуються до розплавленого або пластичного стану.

До переваг розглянутого з'єднання варто віднести простоту конструкції; рівномірність стосовно з'єднаних елементів; що дозволяє виконувати зварні конструкції однакової форми із суцільнометалевими; економію матеріалу і зменшення маси конструкції.

Недоліками з'єднання є погіршення механічних характеристик деталей що з'єднується, внаслідок місцевого нагрівання і недостатньої вібраційної стійкості через мікродіфекти зварного шва.

Найчастіше в машинобудуванні зварювання здійснюють наступними способами: ручне електродугове зварювання, автоматичне зварювання під шаром флюсу, електрошлакове зварювання, контактне зварювання, що підрозділяється на стикове, точкове і роликове.

Найбільше простий спосіб зварювання - ручне електродугове зварювання. Між електродом (1) і деталями, що з'єднуються (2), створюється електрична дуга. Розплавлені частинки металу електрода потрапляють у зварювальну ванну (3) і викликають оплавлення матеріалу деталей, що з'єднуються у межах зони оплавлення (4). У процесі зварювання атмосферний азот і забруднення, які потрапляють у зварювальну ванну, змінюють хімічний склад матеріалу шва і погіршують його механічні характеристики

$$[\sigma]' = \psi[\sigma]; \quad [\tau]' = \psi[\tau],$$

де $[\sigma]'$ і $[\tau]'$ - допустимі напруги матеріалу зварного шва; ψ - коефіцієнт, що враховує зниження механічних характеристик; $[\sigma]$ і $[\tau]$ - допустимі напруги основного матеріалу. Захист зварювальної ванни, у деякій мірі, здійснюється при випарі обмазки електрода (5) (приймають $\psi = 0,9$). Через нагрівання погіршуються також механічні характеристики деталей що з'єднуються у межах зони температурного впливу (6) (рис. 2.1)

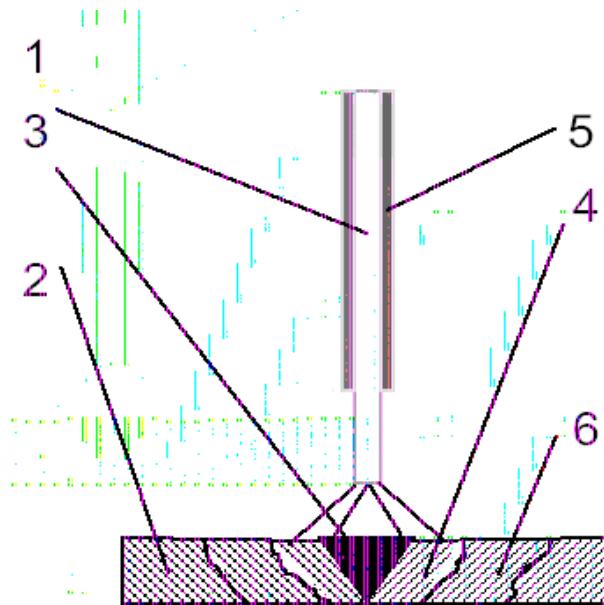


Рис. 2.1

Автоматичне зварювання під шаром флюсу дозволяє, практично цілком, захистити зварну ванну від зовнішніх впливів ($\psi = 1$) і забезпечити сталість режиму зварювання.

При електрошлаковому зварюванні товщина деталей що з'єднуються практично необмежена. Листи металу невеликої товщини звичайно зварюють за допомогою контактного зварювання.

В залежності від розташування з'єднаних деталей розрізняють чотири види зварних з'єднань - стикове (1); нахльостове (2); таврове (3) і кутове (4) (рис. 2.2).

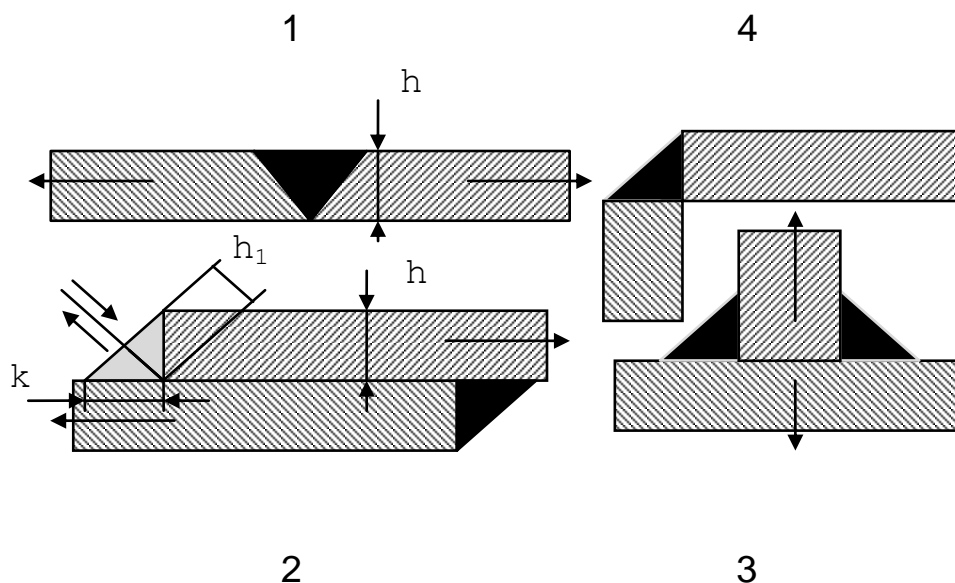


Рис. 2.2

Для утворення стикового зварного з'єднання використовується стиковий зварний шов. Інші види зварних з'єднань утворені кутовим зварним швом.

Практикою встановлено, що руйнація зварного з'єднання звичайно відбувається в зоні термічного впливу. Тому розрахунок на міцність стикового зварного з'єднання прийнято виконувати по розмірах перетину деталей що зварюються: на розтяг $\sigma = F/S = F/(hb) < [\sigma]'$; на згин $\sigma = M/W = 6M/(h^2b) < [\sigma]'$, де S - площа поперечного перетину; W - момент опору при згині; b - ширина; h - товщина смуги.

З досвіду відомо, що руйнація з'єднань утворених кутовими швами відбувається по висоті h_1 (2) (рис. 2.2) зварного шва, що звичайно представляє собою в перетині рівнобедрений прямокутний трикутник. За умовами технології мінімальний розмір катета зварного шва k приймають рівним 3 мм при товщині листа $h > 3$ мм. У більшості випадків приймають $k = h$.

У залежності від розташування зварного шва щодо лінії дії сили розрізняють на лобові (1) і флангові (2) шви (рис. 2.3)

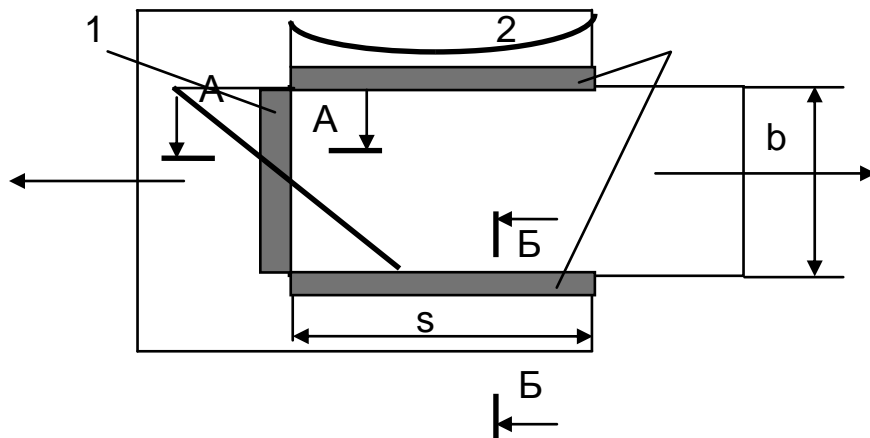


Рис. 2.3

Незважаючи на різне розташування швів у перетинах (А-А) і (Б-Б) одержимо однакові геометричні розміри шва (див.рис. 2.2 (2)). Руйнація шва відбувається в площині, якій належить висота h , причому ділянки лобового шва переміщуються стосовно один одного вправо і вліво, як показано на рисунку (2), а у фланговому шві перпендикулярно площині креслення “до нас і від нас”.

Площа поверхні працюючої на зріз у лобовому шві

$$A = b \cdot k \cdot \sin(45^\circ),$$

а у фланговому

$$A = 2s \cdot k \cdot \sin(45^\circ).$$

Рівняння міцності звичайно записують підставляючи чисельне значення $\sin(45^\circ)$

$$\tau = F / (0,7bk) < [\tau]' \text{ для лобового шва,}$$

$$\tau = F / (2 \cdot 0,7sk) < [\tau]' \text{ для флангового шва.}$$

При комбінованому зварному шві, що включає лобовий і два флангових шви, розрахунок ведуть на основі принципу розподілу навантаження пропорційне несучої спроможності окремих швів

$$\tau = F / (2 \cdot 0,7sk + 0,7bk) < [\tau]'.$$

При навантаженні з'єднання лобовим швом, моментом у площині креслення, в ньому виникають дотичні напруги, які розподіляються подібно тому, як розподіляються нормальні напруги при згині балки (рис. 2.3).

$$\tau = M / W = 6M / (0,7kb^2) < [\tau]'.$$

При навантаженні з'єднання фланговим швом моментом M він врівноважується парою сил $M = Fb$ виникаючих у швах, з урахуванням цього рівняння міцності має вид.

$$\tau = M / (0,7sbk) < [\tau]'.$$

З'єднання листів металу товщиною $\delta < 3$ мм за допомогою контактної роликосварки також дозволяє утворювати лобові (рис. 2.4) і флангові шви, що розраховуються на зріз

$$\tau = F / (bh) < [\tau]'.$$

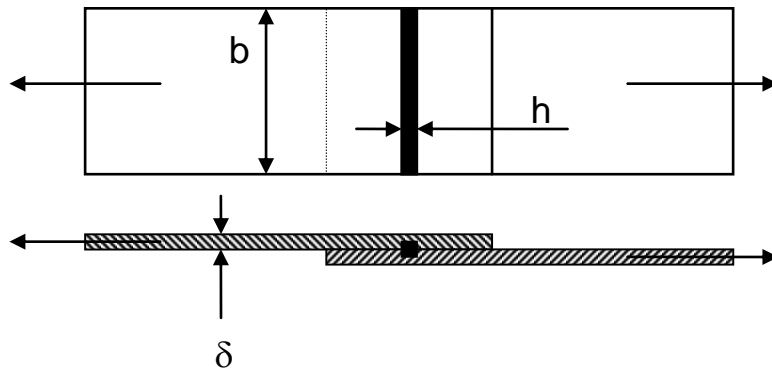


Рис. 2.4

При точковому зварюванні утвориться точковий зварний шов (рис. 2.5). Діаметр зварної точки d вибирають в залежності від товщини меншої із з'єднаних деталей

$$d = 1,2 \delta + 4 \quad (\delta < 3\text{мм}),$$

$$d = 1,5 \delta + 5 \quad (\delta > 3\text{мм}).$$

Розрахунок на міцність також ведуть за напругами зрізу

$$\tau = 4F/(z\pi d^2) < [\tau]'$$

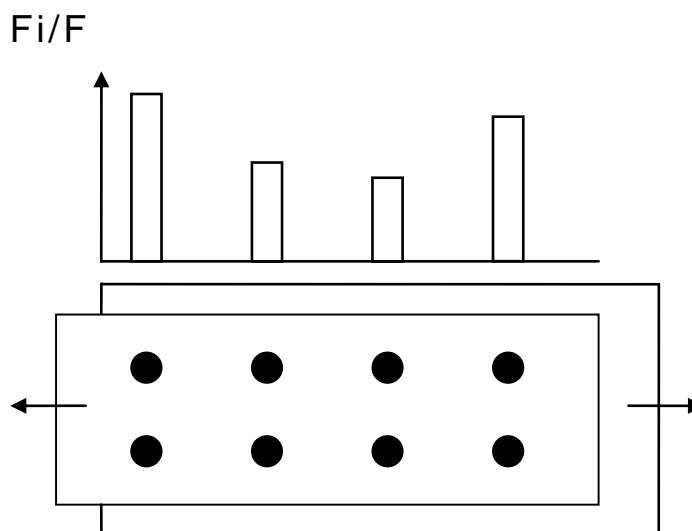


Рис. 2.5

Міцність зварних швів при змінних навантаженнях нижче ніж при постійних, у зв'язку з наявністю у зварному шві мікротріщин, сторонніх вмикань і інших дефектів, що є концентраторами напруг. Урахування змінного характеру навантаження здійснюється за рахунок зменшення допустимих напруг за допомогою множення на коефіцієнт γ , який розраховується за залежністю

$$\gamma = \frac{1}{(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \mp b)R_{\sigma}} \leq 1,$$

де R_{σ} – коефіцієнт асиметрії циклу K_{σ} – коефіцієнт концентрації напруг a та b - постійні коефіцієнти.

Принцип рівномірності

Форма деталі повинна бути обрана з умови однакового запасу міцності всіх її елементів $n = \sigma / [\sigma] = \tau / [\tau]$.

Як приклад розглянемо деталь зварену з двох трубок і пластини (рис. 2.6). Під дією сил, що розтягують, у трубках виникають напруги розтягу, $\sigma_3 = 4F/(\pi*(d_1^2 - d_2^2))$ і $\sigma_5 = 4F/(\pi*(d_2^2 - d_3^2))$, а у швах зрізу $\tau_2 = F/(0,7\pi d_1*k_2)$ і $\tau_4 = F/(0,7\pi d_2*k_4)$. Для досягнення умови рівномірності необхідно щоб виконувалася рівність $n = [\sigma]/\sigma_3 = [\sigma]/\sigma_5 = [\tau]/\tau_2 = [\tau]/\tau_4$

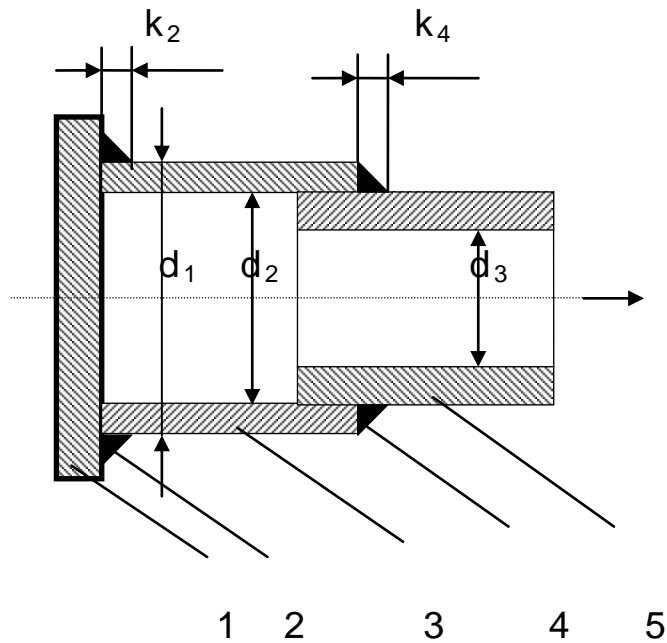


Рис. 2.6

Принцип рівномірного розподілу навантаження

Навантаження по довжині зварних швів звичайно розподіляються нерівномірно. Так, наприклад, уздовж флангових (див. рис. 2.3) або точкових швів (див. рис. 2.5) через те, що податливість з'єднаних деталей більше податливості з'єднання. Нерівномірність розподілу навантаження може бути знижена за рахунок зменшення ширини деталей у зоні з'єднання, обмеження довжини флангових швів ($s < 50-60k$) і числа точок по довжині шва.

Тема 3. З'єднання з натягом

З'єднання з натягом (пресове) одержують при посадці втулки на вал із натягом. З'єднання з натягом відносять до з'єднань вал - маточина.

До переваг розглянутого з'єднання варто віднести простоту конструкції і технології утворення, пресове з'єднання не знижує міцності вала і сприймає як момент, так і радіальне зусилля.

Недоліком з'єднання є напруги виникаючі у втулці і необхідність значного запасу міцності через великий розкид натягів.

З'єднання з натягом одержують пресуванням, нагріванням втулки або охолодженням валу. Пресування найбільше поширений спосіб, однак він приводить до зрізу і змінанню мікронерівностей, що зменшує міцність з'єднання. Цей недолік усувається при складанні методом нагрівання втулки. Звичайно температура нагрівання складає 200° – 400° , що може привести до зміни структури металу, коробленню і появі окалини. Найбільше прогресивним методом складання є охолодження вала твердою вуглекислотою (-79°C) або рідким азотом (-196°C).

Необхідна для складання різниця температур визначається за формулою

$$t = (\delta_{\max} + \delta_0)/(ad),$$

d - номінальний діаметр посадки; δ_{\max} - найбільший натяг посадки; δ_0 - мінімально необхідний зазор, що забезпечує вільне складання; a - температурний коефіцієнт.

Міцність пресового з'єднання визначається розміром натягу. Неминучі похибки виробництва приводять до розбігу

натягів. Розрахунок з'єднання ведеться на базі мінімального натягу δ_{\min} , із поправкою на зріз і змінання мікронерівностей при запресовці

$$\delta_p = \delta_{\min} - u,$$

$$u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}).$$

Тиск, створений натягом, приводить до появи сил тертя між поверхнями валу і втулки. Радіальне зусилля передане з'єднанням, дорівнює силі тертя

$$F = fp\delta dL,$$

де p - тиск на поверхні контакту; l - довжина втулки.

Момент переданий з'єднанням

$$T \leq fp\delta d^2 L/2.$$

На основі теорії розрахунку товстостінних циліндрів тиск на поверхні контакту зв'язано з натягом залежністю

$$p = \delta_p / (d ((C_1 / E_1) + (C_2 / E_2))),$$

де C_1 і C_2 коефіцієнти

$$C_1 = (d^2 + d_1^2) / (d^2 - d_1^2) - \mu_1,$$

$$C_2 = (d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2) - \mu_2,$$

E_1 і E_2 ; μ_1 і μ_2 - модулі пружкості і коефіцієнти Пуансона матеріалів валу і втулки; d_1 і d_2 діаметри отворів валу і маточини втулки.

При дії згинаючого моменту, розрахунок ведуть у припущенні, що питомі тиски розподіляються за трикутним законом (рис. 3.1). У такий спосіб забезпечується найбільша міцність з'єднання за умови нерозкриття стику. Дія зовнішнього згинаючого моменту M врівноважується моментом внутрішніх сил $M = Rx$, де R - рівнодіюча тисків на поверхні верхнього і нижнього полуциліндрів, яка приблизно може бути знайдена за залежністю $R = pLd$, плече пари сил $x = (1/3)L$ тоді момент $M = Pb = 1/(3pdL^2)$.

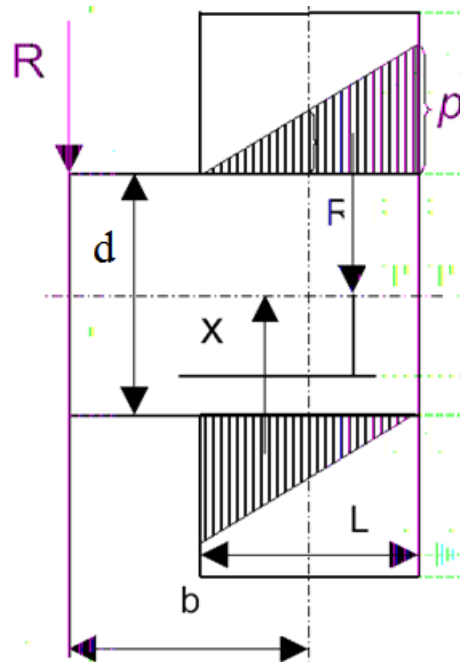


Рис. 3.1

Зміна тисків викликана прикладенням згинаючого моменту, відбивається на спроможності з'єднання сприймати радіальну силу і крутільний момент

$$\sqrt{F_a^2 + F_t^2} = fp\delta dL,$$

тому що сумарний розмір сил тертя залишається постійним.

У ряді випадків міцність пресового з'єднання визначається міцністю втулки, що залежить від максимального натягу в з'єднанні

$$\delta_p^1 = \delta_{\max} - u$$

За умови відсутності пластичних деформацій у контакті тиск може бути знайдений за формулою

$$p = \sigma_T (d_2^2 - d^2) / 2d_2^2,$$

де σ_T - межа текучості матеріалу втулки.

Принцип стандартизації

Геометричні розміри деталей, методи контролю і складання, мір'яльне і складальне устаткування, а також методи розрахунку повинні бути стандартизовані. Розрахунок з'єднань із натягом базується на розмірі натягу δ . Внаслідок розбігу розмірів деталей, при їхньому виготовленні, розмір натягу невідомий і не може бути заданий наперед. Застосування з'єднань із натягом можливе завдяки стандартизації відхилень розмірів деталей, наприклад діаметрів валу і втулки. Стандартизовано розмір допуску (різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами) і розташування полів допусків (рис.3.2). Комбінація розташування поля допуску отвору і поля допуску валу утворить посадку. Найбільш застосовна система утворення посадок - система отвору. У цій системі розташування поля допуску отвору незмінне. Нижнє відхилення поля допуску отвору дорівнює нулю і збігається з лінією номінального розміру, а верхнє відхилення спрямоване в тіло деталі (поле допуску H). Розташування поля допуску валу змінюють у залежності від необхідного розміру натягу.

Розмір допуску залежить від точності виготовлення деталей і визначається числом одиниць допуску, що задаються розміром деталі, і квалітетом точності що записується слідом за позначенням допуску. Для з'єднань із натягом звичайно використовують поля допусків валу - r,s,t,u і 6,7 квалітети точності, що відповідають, наприклад, посадкам - H7/t6, H6/s6. Різниця між найбільшим розміром валу і найменшим розміром отвору є максимальним натягом - $\delta_{H\max}$, а різниця між найменшим розміром валу і найбільшим

розміром отвору є мінімальним натягом - $\delta_{H \text{ min}}$. Розрахунок зусилля переданого з'єднанням ведуть за мінімальним натягом, а зусилля запресовки, температури нагрівання і перевірочний розрахунок міцності з'єднаних деталей - за максимальним натягом. Максимальний і мінімальний натяги для посадки H7/t6 відрізняються в чотири рази, що приводить до необхідності використання великих запасів міцності і не дозволяє раціонально використовувати резерви міцності з'єднаних деталей.

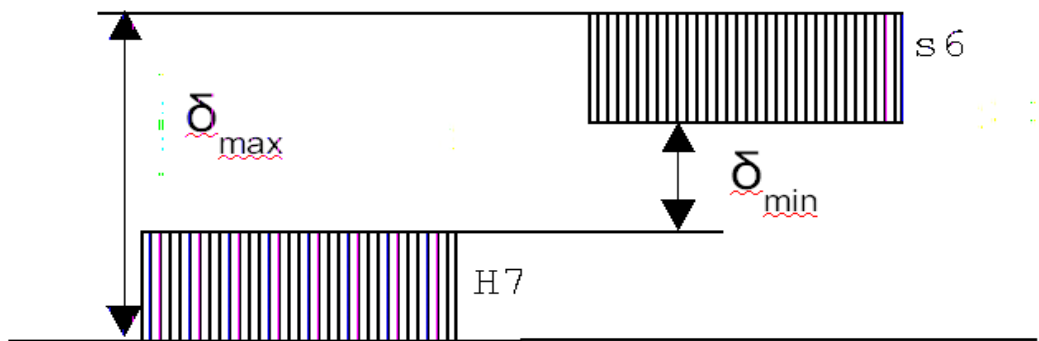


Рис. 3.2

Удосконалювання розглянутих з'єднань вимагає зменшення розкиду натягів. Це можна досягти за рахунок збільшення точності опрацювання. Так, наприклад, для посадки H6/t5 відношення $\delta_{H \text{ max}} / \delta_{H \text{ min}} \leq 2$. Ще менший розкид натягів можна досягти за рахунок селективного складання, при якому робиться обмірювання усіх виготовлених деталей і сортування на групи в межах допуску. При шести групах відношення $\delta_{H \text{ max}} / \delta_{H \text{ min}}$ складе 1,2 рази.

Тема 4. Шпонкові і шліцьові з'єднання

Шпонкові і шліцьові з'єднання є з'єднаннями вал-маточина слугать для кріплення деталей на осях і валах. З'єднання навантажуються, в основному, обертаючим моментом.

До переваг розглянутого з'єднання варто віднести простоту і надійність конструкції, зручність складання-розбирання, гарне центрування деталей, що з'єднуються, можливість переміщення втулки по валі.

Недоліком даного з'єднання є складність виготовлення шліців і установки шпонки (аж до ручного припасування) і зниження міцності деталей, що з'єднуються, через наявність шпонкового паза.

Шпонкові з'єднання підрозділяють на напружені і ненапружені. До останнього відносяться з'єднання призматичними і сегментними шпонками.

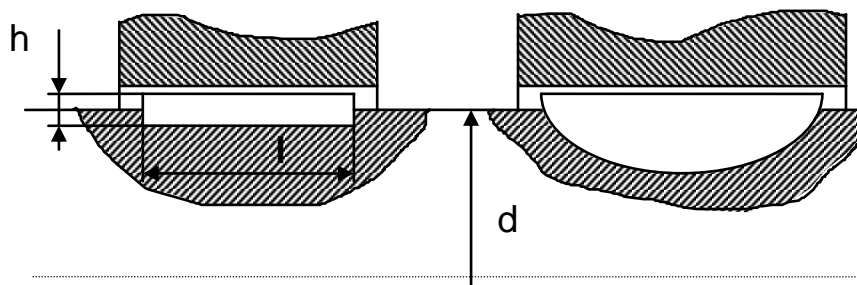


Рис. 4.1

Рис. 4.2

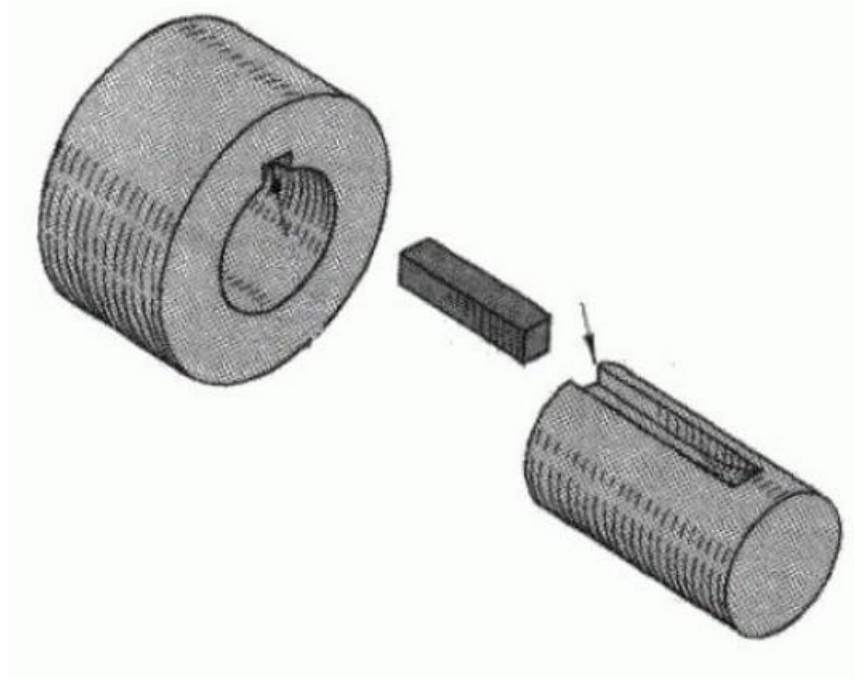


Рис. 4.1а

Конструкція з'єднання призматичною шпонкою вимагає виготовлення посадкових поверхонь валу і маточини з високою точністю. Шпонка врізана у вал приблизно на половину своєї висоти (рис. 4.1) і передає крутільний момент своїми бічними гранями дотичними з пазом у втулці. Між верхньою гранню шпонки і втулкою є зазор. Аналогічний спосіб передачі крутільного моменту у конструкції із сегментною шпонкою (рис. 4.2), що відрізняється меншими перекосами під навантаженням, але в більшому степені послаблює вал. Розміри шпонок стандартизовані - ширину шпонки b і висоту h вибирають за діаметром вала d , а довжину l за розмірами перетину $b \times h$. Розрахунок шпонки на міцність звичайно проводять як перевірочний: по напругах змінання

$$\sigma = 4T/(dlh) < [\sigma]$$

зрізу (див. рис.4.1)

$$\tau = 2T/(dlb) < [\tau].$$

Напружені шпонкові з'єднання виготовляють із використанням клинових (рис. 4.3) і тангенціальних шпонок (рис. 4.4). Між бічними поверхнями клинової шпонки і пазом у втулці є зазор. Запресовка шпонки приводить до створення натягу по верхній і нижній граням, а також між протилежною шпонкою полуциліндра валу і поверхнею втулки (рис. 4.5).

Момент, переданий клиновою шпонкою, складається з моменту сил тертя між поверхнею валу і шпонки $2Ff(d - h)$;

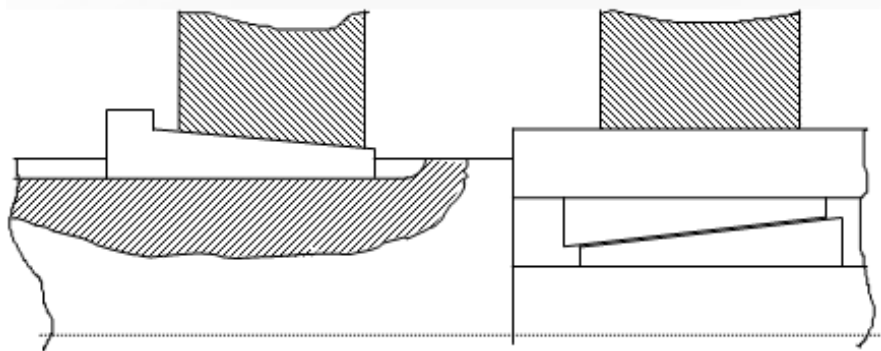


Рис 4.3

Рис 4.4

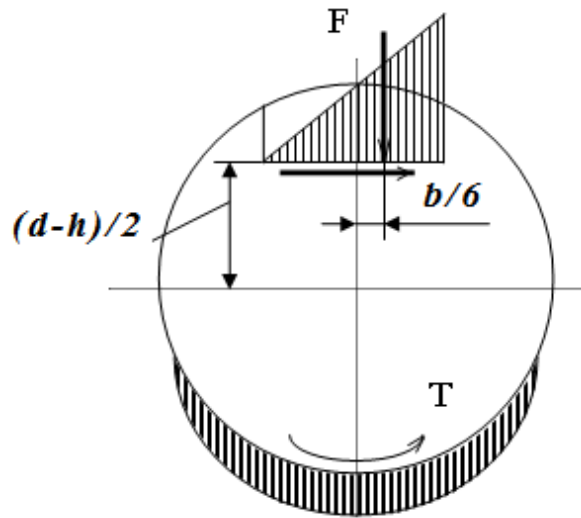


Рис. 4.5

моменту сил тертя між поверхнею полуциліндра вала і поверхнею втулки $Ffd/2$; а також через зсув рівнодіючої епюри тисків між поверхнею валу і шпонки $Fb/6$

$$M = 2Ff(d - h) + Ffd/2 + Fb/6,$$

де F - розклинювальне зусилля; f - коефіцієнт тертя.

Шліцьові з'єднання підрозділяють за типом профілів на прямобічні (рис. 4.6а), трикутні (б) і евольвентні (в).

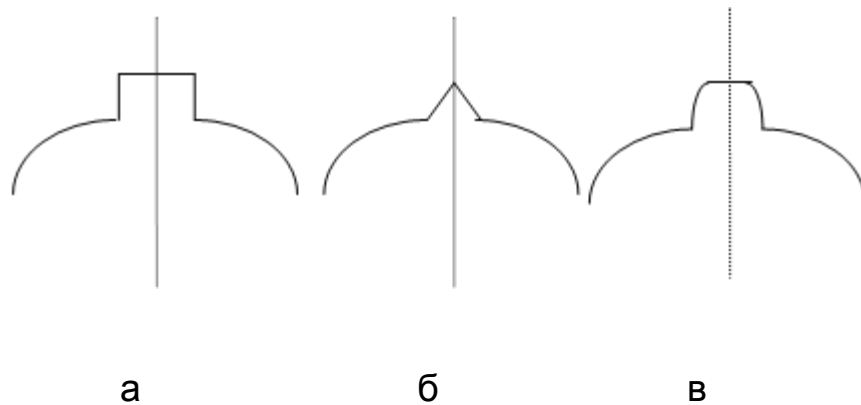


Рис. 4.6



Рис. 4.6г

Прямобічні з'єднання поза залежністю від типу центрування - по бічних гранях, зовнішньому і внутрішньому діаметрі - передають навантаження бічними гранями. При стандартних параметрах шліцевого з'єднання лімітуючими є напруги зминання по яким ведуть розрахунок крутильного моменту,

$$T = zhlk(D+d)[\sigma]/4,$$

де z - число зубів; h - висота зуба; l - довжина маточини; k - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами ($k = 0,7 - 0,8$); D — зовнішній діаметр шліців; d - діаметр валу.

Трикутне шліцеве з'єднання використовують при стиснутих габаритах і звичайно як нерухоме. Евольвентне шліцеве з'єднання саме технологічне і є найбільш перспективним.

Принцип технологічності

Форма деталі повинна відповідати вимогам простоти виготовлення і складання. Форма шпонкових пазів для призматичних шпонок продиктована технологією їхнього виготовлення пальцевими фрезами. На рис. 4.7 зображений шпонковий паз з видом зверху і перетин чотиризубої фрези. Фреза обертаючись переміщається уздовж паза і поглиблюється після кожного проходу.

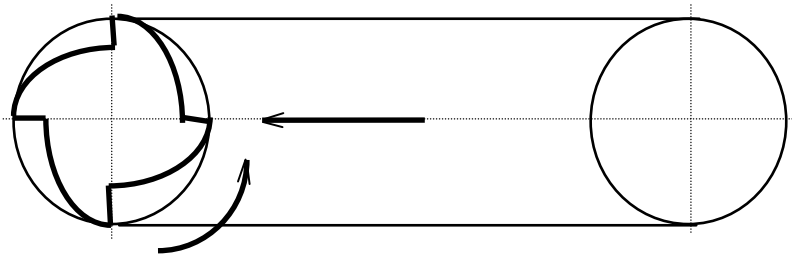


Рис. 4.7

Аналогічним чином форма шпонкового паза сегментної шпонки відповідає формі дискової фрези (рис. 4.8).

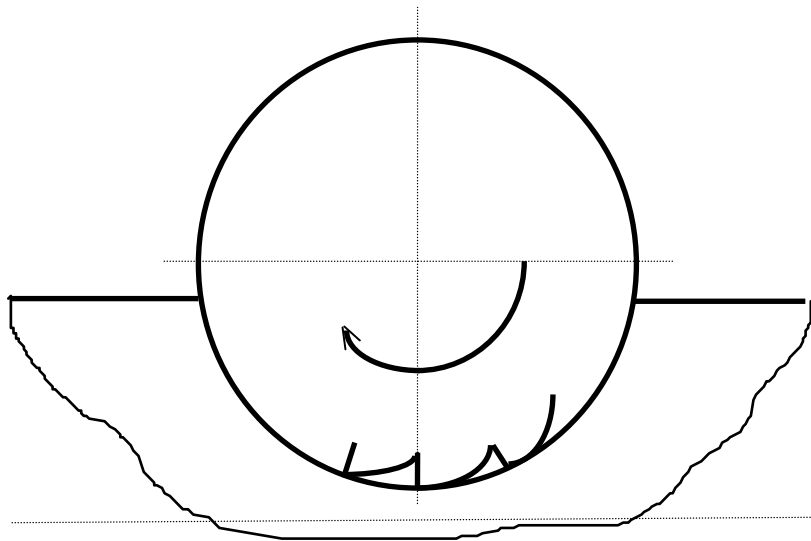


Рис. 4.8

Тема 5. Різьбові з'єднання. Загальні поняття.

Деталі, які утворюють різьбові з'єднання, мають гвинтову нарізку, звичайно це стандартні кріпильні деталі - болт, шпилька, гайка та ін.

Перевагами різьбових з'єднань є їхня висока надійність, простота конструкції, зручність складання(розбирання).

До недоліків варто віднести концентрацію напруг у западинах різьблення, що знижує втомну міцність з'єднання.

Різьбові з'єднання підрозділяються: за формою профілю - із метричним різьбленням, трубним, круглим (кріпильні різьблення), із прямокутним різьбленням, трапецієвидним (різьблення гвинтових механізмів); за конструкцією з'єднання - болтові із зазором (рис. 5.1,а), гвинтові (б), шпилькові (в), болтові без зазору (г). Найбільш поширеним є метричне різьблення, параметри якого - середній діаметр d_2 , внутрішній діаметр d_1 , розміри витка стандартизовані в залежності від зовнішнього діаметра d і кроку різьблення P (д).

Болтове з'єднання є найбільш технологічним, тому що не вимагає виготовлення різьблення в деталях, що з'єднуються. Через стиснуті габарити при експлуатації або складанні застосовують гвинтове і шпилькове з'єднання. Найбільшу міцність має болтове беззазорне з'єднання, однак воно найменш технологічне.

При статичному навантаженні для різьбових з'єднань найбільш характерні наступні види ушкоджень: розрив тіла болта (ж), зріз (з) і зминання (ж) витків різьблення. При створенні в різьбовому з'єднанні осьового зусилля, яке стискує деталі, що з'єднуються, у тілі гвинта виникають напруги розтягу, вважаючи, що по площі перетину болта напруги однакові (ж), одержимо умову міцності на розрив.

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5.1)$$

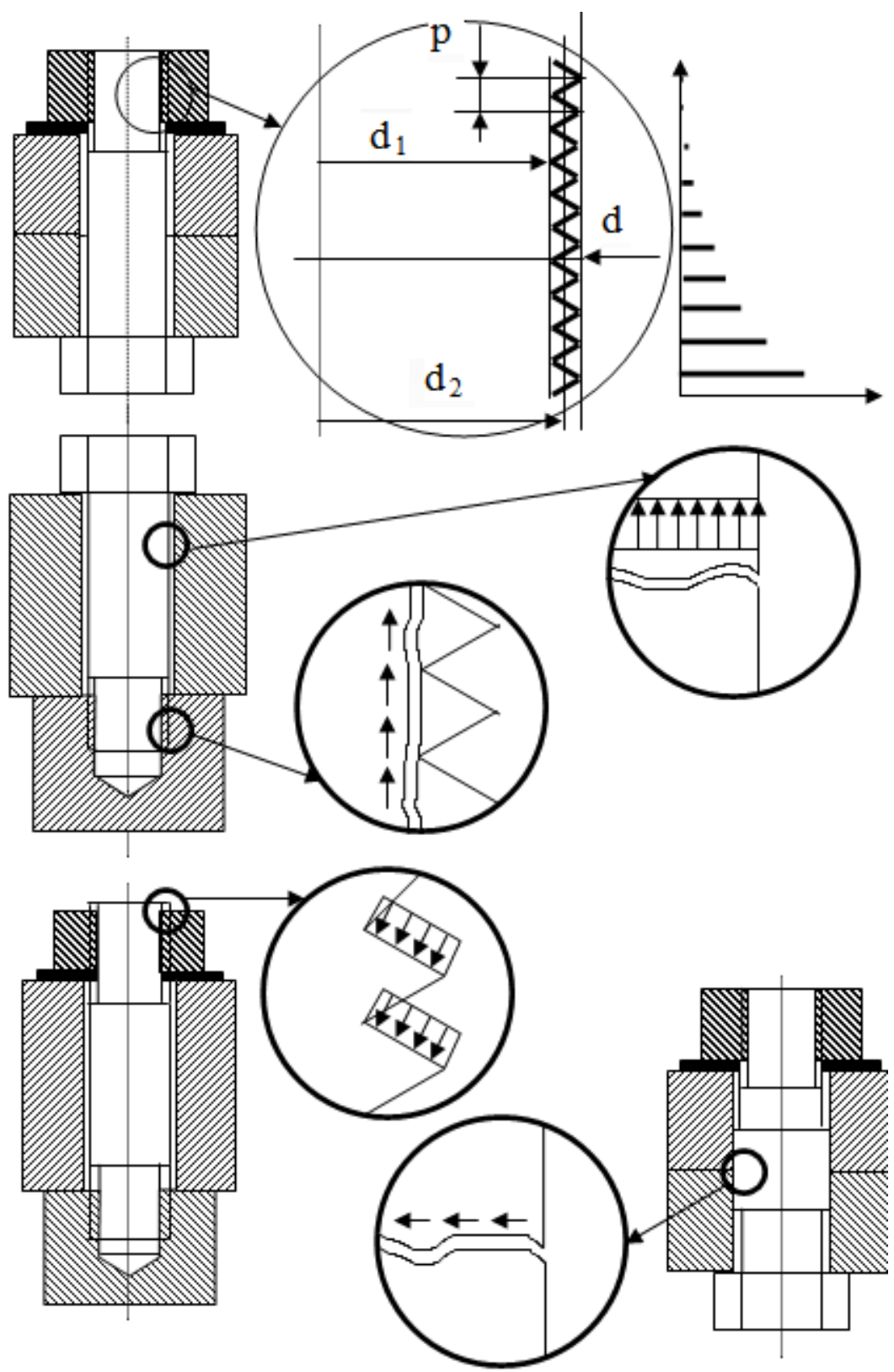


Рис. 5.1



Рис. 5.1а

Під дією осьового зусилля витки різьблення можуть бути зрізані, вважають що напруги зрізу діють по циліндричній поверхні діаметра d_1 . Наявність витків різьблення враховується коефіцієнтом k , розмір якого залежить від типу різьблення (для метричного різьблення $k = 0,7$)

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H k m} \leq [\tau] \quad (5.2)$$

де H - висота гайки або глибина загвинчування; m - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по витках різьби. У випадку коли сталеві гвинт або шпильку загвинчують у деталі з кольорових сплавів або пластмасові, у знаменнику записують зовнішній діаметр різьблення d .

При розрахунку різьблення на зминання вважають, що витки різьблення являють собою кільцеві виступи, число котрих $z = H/p$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)zm} \quad (5.3)$$

Для створення осьового зусилля необхідно прикласти до гайки момент загвинчування. Зв'язок між цими розмірами одержимо розглядаючи тертя в гвинтовій парі. Представимо болт у виді стрижня з виконаним на ньому витком різьблення прямокутного профілю. З цим витком взаємодіє гайка, яку представимо у виді повзуна розміщеного на похилій площині (рис. 5.2,а).

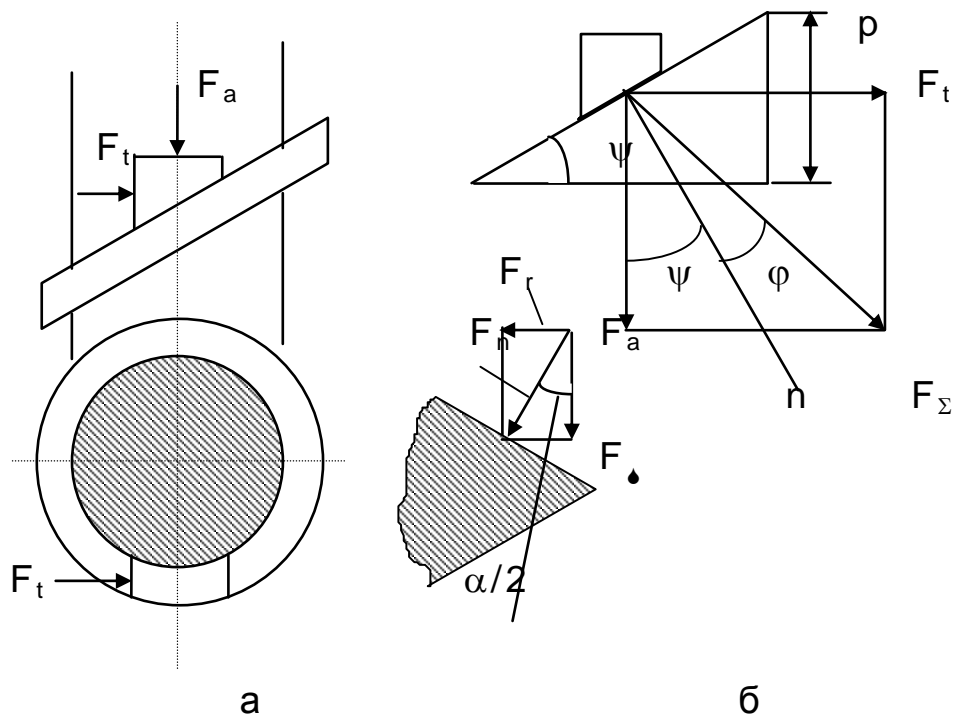


Рис. 5.2

У результаті розкладання нормальної сили F_n (б) одержуємо

де F_t - рушійна окружна сила; F_a - осьова сила; ϕ - кут підйому витків різьблення; φ - кут тертя. Причому $\phi = \rho/\pi d$, $\varphi = \text{arctg}(f)$.

У метричному різьбленні необхідно також врахувати нахил нормальної сили на половину кута профілю α . Зручніше це зробити за допомогою перерахування коефіцієнта тертя

$$f_1 = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

Момент тертя в різьбленні

$$M_p = F_t d_2 / 2 = F_a \frac{d_2}{2} \text{tg}(\phi + \varphi_1)$$

Поряд із тертям у різьбленні необхідно враховувати момент тертя між поверхнею деталі й опорної поверхні гайки. Площадку контакту представимо у вигляді каблучки з зовнішнім діаметром D рівним розчину ключа і внутрішнім діаметром, який дорівнює діаметру отвору d ,

де $d_c = (d + D)/2$.

Сумарний момент тертя дорівнює $M = M_p \pm M_T$, де знак "+" підставляють для загвинчування, а "-" для відгвинчування. Перетворюючи, одержимо

$$M = F_a \frac{d_2}{2} \left[\text{tg}(\phi + \varphi_1) + f \frac{d_c}{d_2} \right] \quad (5.4)$$

Принцип рівномірного розподілу навантаження

Різьбовим з'єднанням властиве несприятливе сполучення деформацій болта і гайки - гвинт розтягується, а гайка стискується. Крок витків різьблення болта виявляється збільшеним, а гайки зменшеним. Різниця кроків сполучених витків різьблення змінна і досягає свого найбільшого значення в нижньому витку, на який доводиться 34 % (при 10 витках різьблення) від усього навантаження, при тому, що останній виток сприймає лише 0,9 % навантаження (рис. 5.1). Внаслідок цього висота стандартних гайок обмежена звичайно шістьма витками.

Збільшити число витків, що контактують, і підвищити навантажувальну спроможність з'єднання можна за рахунок використання спеціальної конструкції гайок (гайка розтягу) (Рис. 5.3), що забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження по витках різьблення. Тому що під навантаженням гайка розтягується, та крок різьблення збільшується, узгоджено зі збільшенням кроку різьблення болта.

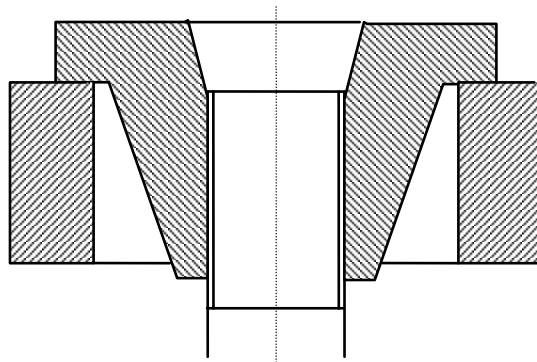


Рис. 5.3

Принцип стандартизації

Кріпильні деталі стандартизовані найбільш повно. Стандартними є геометричні параметри різьблень: крок різьблення, діаметри різьблення, кути профілю і розміри притуплення вершин профілю гвинта і гайки; а також їхні позначення. Метричні різьблення з великим кроком позначають літерою М і числом, що позначає зовнішній діаметр різьблення, наприклад М20, а для метричного різьблення з дрібним кроком додатково вказують розмір кроку М20х1,5. Стандартизовано конструкції кріпильних деталей: форма голівок болтів і гвинтів та їхньої довжини, форма гайок і шайб, а також спеціальних кріпильних деталей: настановних гвинтів, фундаментних болтів, рим-болтів. Стандартним є інструмент для загвинчування гвинтів і гайок: гайкові ключі різної форми, механічні гайковерти, ключі граничного моменту, динамометричні ключі, тарувальні пружні шайби. Стандартизовано технологію виготовлення кріпильних деталей, зокрема виготовлення різьблень накаткою на роторних машинах; і їхнє складання, зокрема методи стопоріння різьблень. Завдяки використанню принципу рівномірності стандартизований розрахунок різьблень. Різьбові з'єднання зі стандартних кріпильних деталей розраховують лише на розрив, при цьому виконуються умови міцності на зріз і зминання. Випускають болти 12 класів. За класом міцності болта визначають значення межі міцності і межі текучості.

Тема 6. Розрахунок різьбових з'єднань при різних видах навантаження

Розрахунок різьбових з'єднань має свої особливості у різних випадках навантаження. Найбільш простий розрахунок при дії на гвинт постійної сили, що розтягує, наприклад, на ділянку гака з різьбленням. У цьому випадку розрахунок ведеться безпосередньо по формулах 5.1 - 5.3. Гвинти кріплення кришок і люків герметичних корпусів встановлюються з попереднім затягуванням, а зовнішнє навантаження відсутнє. При цьому гвинт навантажений осьовою силою, що виникає через затягування гвинта, і моментом сил тертя в різьбленні, яка розраховується за залежністю 5.4. Необхідно розрахувати нормальні напруги за формулою 5.1 і дотичні, а потім перевірити умову міцності по еквівалентних напругах

При навантаженні різьбового з'єднання зусиллям F_0 , діючим у площині стику, зовнішнє навантаження, у конструкціях "а", "б" і "в" (рис. 5.1), компенсується силою тертя створеною між деталями, що з'єднуються. При цьому необхідне осьове зусилля, створене в різьбовому з'єднанні, може бути знайдене за формулою

$$F_a = \frac{kF_0}{if},$$

де k - коефіцієнт запасу; i - число площин стику деталей. Міцність болта оцінюється за еквівалентною напругою. В розглянутих конструкціях з'єднань зовнішнє навантаження не сприймається гвинтом безпосередньо, тому розрахунок ведеться на статичну міцність, а урахування змінних

навантажень здійснюється коефіцієнтом запасу ($k = 1,3 - 1,5$ при статичному навантаженні, $k = 1,8 - 2,0$ при змінному навантаженні).

У випадку коли гвинт встановлений без зазору (рис.5.1,г), зовнішнє навантаження сприймається безпосередньо тілом гвинта, який може бути зрізаний (рис.5.1,і). Розрахунок ведуть по напругах зрізу і зминання в запас, замінюючи площу поверхні полуциліндра, за якою діють напруги зминання, на площину, що містить його проекцію.

Найбільш складний розрахунок різьбових з'єднань навантажених змінними навантаженнями розкриваючими стик деталей. Прикладом можуть служити болти кріплення кришок резервуарів навантажених тиском рідини або газу (рис.6.1). У цьому випадку задача визначення осьового навантаження діючого на гвинт є статично невизначеною.

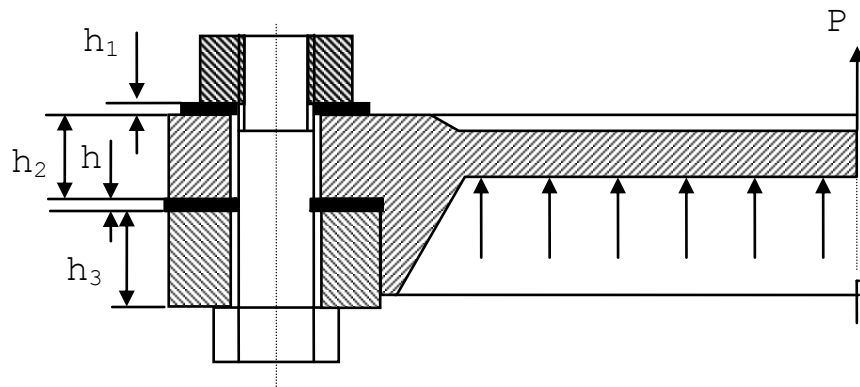


Рис 6.1

Після додавання зовнішнього навантаження P до попередньо затягнутого з'єднання, болти кріплення виявляться додатково розтягнутими на деякий розмір δ , а деформація стиску деталей зменшиться на цей же розмір. У

такий спосіб тільки частина зовнішнього навантаження P додатково навантажує болт, а інша частина йде на розвантаження стику. Частку навантаження, яка діє на болт χP , враховують за допомогою коефіцієнта зовнішнього навантаження χ , а зменшення затягування стику - $(1-\chi)P$. Величина коефіцієнта χ визначається за умови рівності додаткових деформацій болта і деталей (умова спільності деформацій)

$$\delta = \chi P \lambda_b = (1-\chi) P \lambda_d,$$

де λ_b - податливість болта; λ_d - податливість деталі. Звідси виражаємо коефіцієнт зовнішнього навантаження

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d).$$

Тоді осьове зусилля, яке розтягує болт

$$F_a = P_{зам} + \chi P,$$

а залишкове зусилля затягування стику

$$F_{см} = P_{зам} + (1-\chi)P.$$

Із збільшенням податливості болта λ_b і зменшенням податливості деталей λ_d зменшується приріст навантаження на болт χP . Так при змінному зовнішньому навантаженні P в сумарному навантаженні болта змінюється лише складова χP (рис. 6.2). Тому що λ_d звичайно значно менше λ_b , то χP менше P . Використання податливих болтів є гарним захистом від втомної руйнації. Збільшити податливість болта можна за рахунок зменшення діаметра вільної від різьблення ділянки або навмисного збільшення її довжини, наприклад при використанні спеціальних шайб.

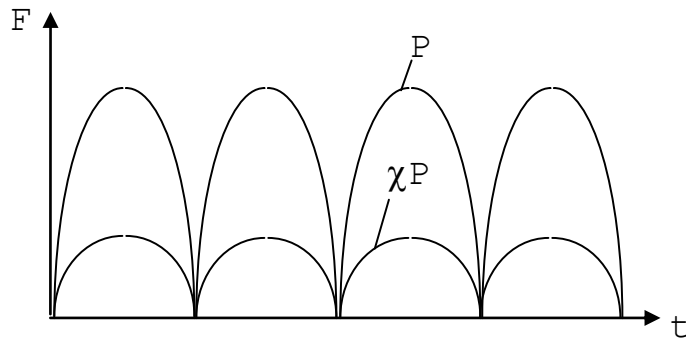


Рис. 6.2

Податливості болта і деталей з'єднання визначають сумуючи податливості ділянок болта і кожної із деталей, відповідно.

$$\lambda_{\delta} = \sum_1^n \lambda_{\delta_i} = \frac{1}{E_{\delta}} \left(\frac{l_1}{A_{\delta 1}} + \frac{l_2}{A_{\delta 2}} + \dots + \frac{l_n}{A_{\delta n}} \right);$$

$$\lambda_d = \sum_1^n \lambda_i = \left(\frac{h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} + \dots + \frac{h_n}{A_n E_n} \right),$$

де A_{δ_i} - площа поперечного перетину ділянок болта; A_i - площа поперечного перетину деталей; l_i - довжини ділянок болта; h_i - висота стислих деталей.

Приблизно податливість болта можна визначити представляючи його у виді стрижня постійного діаметра d

$$\lambda_{\delta} = 4 l / (\pi * d^2 E_{\delta}).$$

При наявності прокладки (рис. 6.1) її податливість цілком визначає податливість системи деталей, тоді

$$\lambda_d = 4h / (\pi * (D^2 - d_0^2) E_{пр})$$

і коефіцієнт зовнішнього навантаження

$$\chi = \frac{hd^2}{hd^2 + l(D - d_0^2)}.$$

Приведені розрахунки можна представити у виді графіків зусиль виникаючих у болті і стислих деталях в залежності від деформації (рис. 6.3). Під дією зусилля затягування в болті і деталі виникають деформації $\delta_{об}$ і $\delta_{од}$, відповідно. Кути нахилу прямих визначаються зі співвідношень

$$\text{tg}(\alpha) = 1/\lambda_{б}, \quad \text{tg}(\beta) = 1/\lambda_{д}.$$

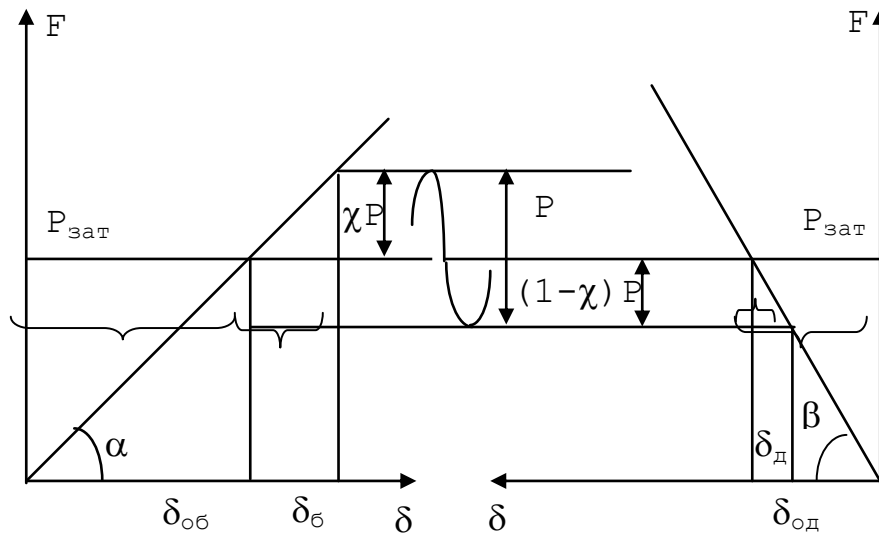


Рис. 6.3

Після додавання змінного зовнішнього навантаження P болт виявляється додатково навантаженим і деформується на величину $\delta_{б}$, а деформація деталей зменшується на величину $\delta_{д}$.

Використання графіків дозволяє вирішити задачу визначення зусилля зтягування по максимальній величині зусилля, що може сприйняти болт (відрізок АС, рис. 6.4) і розміри зовнішнього навантаження (відрізок ВР) при відомих податливостях деталей.

Амплітудна і середня напруги циклу складуть $\sigma_a = \chi P / (2 A_i)$, $\sigma_m = (P_{зат} + \chi P / 2) / A_i$, відповідно. По знайдених напругах знаходять запас втомної міцності

де σ_{-1} - межа втоми болта; K_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напруг у різьбленні; ϕ_σ - коефіцієнт, враховуючий вплив постійної складової напруг.

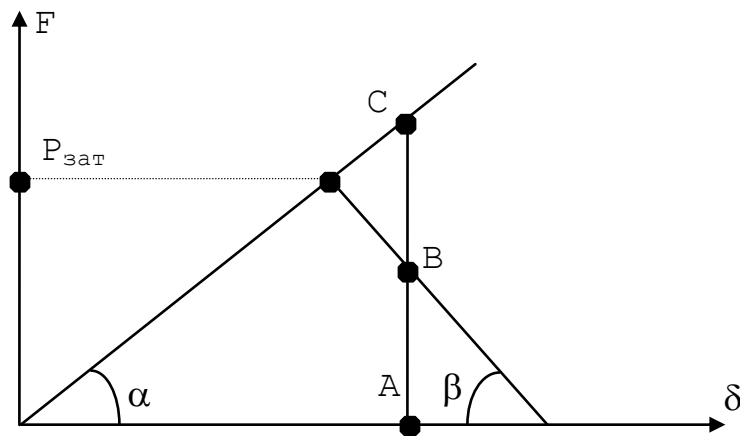


Рис. 6.4

На основі аналізу приведених залежностей очевидно, що підвищення міцності болтів, працюючих при змінних навантаженнях, може бути досягнуте за рахунок:

а) зменшення змінної складової навантаження стосовно зусилля зтягування;

б) зменшення концентрації напруг;

в) поліпшення розподілу навантаження між витками різьблень.