

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ІНЖИНІРИНГУ З ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

ДЕТАЛІ МАШИН

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
за спеціальністю G11 Машинобудування денної та заочної форм
здобуття вищої освіти

РЕКОМЕНДОВАНО
на засіданні кафедри металургійних
технологій
(протокол № 13 від 15.04.2026 р.)

ПОГОДЖЕНО
на засіданні
Науково-методичної ради Державного
університету економіки і технологій
(протокол № 12 від 19.05.2026 р.)

Кривий Ріг
2026 р.

Деталі машин : методичні вказівки до практичних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю G11 Машинобудування денної та заочної форм здобуття вищої освіти / уклад. Г. ЗАЙЦЕВ. Кривий Ріг : ДУЕТ, 2026. 177 с.

Укладач:	Геннадій ЗАЙЦЕВ	асистент кафедри інжинірингу з галузевого машинобудування, к.т.н.
Рецензент:	Володимир ВЕЛІТЧЕНКО	доцент кафедри інжинірингу з галузевого машинобудування, к.т.н. доцент

Відповідальний за випуск: Володимир ЗАСЕЛЬСЬКИЙ, завідувач кафедри
інжинірингу з галузевого машинобудування, д.т.н.,
професор

Методичні вказівки до практичних занять з освітнього компонента «Деталі машин» призначені для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю G11 Машинобудування денної та заочної форм здобуття вищої освіти. Методичні вказівки розроблено відповідно до навчального плану та силабусу освітнього компонента. Викладені питання охоплюють практичну частину дисципліни. Кожна тема містить стислу теоретичну інформацію, основні розрахункові формули, приклади типових розрахунків, завдання для самостійної роботи. Наведено перелік використаної та рекомендованої літератури. Необхідний довідковий матеріал подано у додатках.

© Зайцев Г.Л.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
Тема 1. Розрахунки зварних з'єднань	5
Тема 2. Розрахунки різьбових з'єднань	20
Тема 3. Розрахунки шпонкових та шліцьових з'єднань	39
Тема 4. Розрахунки кінематичних та силових параметрів передач	51
Тема 5. Розрахунки зубчастих передач	61
Тема 6. Вибір редуктора	77
Тема 7. Вивчення і викреслювання умовних позначень елементів передач. Викреслювання кінематичних схем приводів за структурними схемами	80
Тема 8. Розрахунки валів та осей	89
Тема 9. Розрахунки вальниць ковзання	101
Тема 10. Вибір вальниць кочення	110
Тема 11. Вибір муфт	124
Список використаної і рекомендованої літератури	129
Додатки	130
Додаток А Послідовність виконання і вимоги до виконання практичного завдання	130
Додаток Б Позначення деяких величин	131
Додаток В Алфавіти	133
Додаток Г .Короткі відомості про застосування міжнародній системі одиниць (СІ) в розрахунках деталей машин	134
Додаток Д Довідкові таблиці	137

ВСТУП

Освітній компонент «Деталі машин» є однією з базових дисциплін професійної підготовки здобувачів вищої освіти механічних спеціальностей, оскільки формує знання та практичні навички з розрахунку, конструювання та вибору елементів машин і механізмів. Вивчення дисципліни спрямоване на засвоєння принципів роботи, методів проектування та перевірочних розрахунків деталей загального призначення з урахуванням вимог міцності, жорсткості, довговічності та надійності.

Методичні вказівки до практичних занять з освітнього компонента «Деталі машин» розроблено відповідно до навчального плану та силабусу для здобувачів спеціальності G11 «Машинобудування» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти усіх форм навчання.

У методичних вказівках наведено короткі теоретичні відомості, основні розрахункові залежності, приклади виконання типових інженерних розрахунків, а також завдання для самостійної роботи. Матеріал охоплює практичну частину дисципліни та сприяє закріпленню теоретичних знань, отриманих під час лекційних занять.

Для полегшення виконання практичних робіт у додатках подано необхідний довідковий матеріал, а також перелік рекомендованої літератури для поглибленого вивчення окремих тем.

Методичні вказівки призначені для здобувачів вищої освіти технічних закладів освіти механічних спеціальностей.

Тема 1. РОЗРАХУНКИ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ

Загальні відомості

Зварні з'єднання це нероз'ємні з'єднання.

Зварювання – процес отримання нероз'ємного з'єднання за рахунок сил міжмолекулярної взаємодії, в результаті загального, місцевого нагріву або тиску.

Із великої різноманітності видів зварювання найширше в машинобудуванні використовуються електродугове, контактне та газове зварювання.

Види зварних з'єднань

Зварне з'єднання – з'єднання, утворене за допомогою зварювання.

Зварні з'єднання за призначенням поділяють на **міцні та щільні**.

За конструкцією (взаємному розташуванню елементів, що з'єднуються) бувають: **стикові, кутові, таврові, в напусток**.

Основні види зварних з'єднань, виконаних електродуговим зварюванням, стандартизовані. Зварні з'єднання, виконані ручним дуговим зварюванням, регламентуються стандартом. У зварних з'єднаннях можуть застосовуватися стикові та кутові шви.

Основні розрахункові формули

Основним критерієм працездатності зварних швів є **міцність**. Розрахунок на міцність заснований на допущенні, що напруження в шві розподіляються рівномірно як по довжині, так і по перетину. У загальному вигляді умову міцності для стикових і кутових швів можна записати:

$$\sigma \leq [\sigma]'_{p(ст)} \text{ та } \tau \leq [\tau]'_{зр},$$

де $[\sigma]'_{p(ст)}$ – допустиме напруження стикового зварного шва, на розтягнення (стискання), МПа; $[\tau]'_{зр}$ – допустиме напруження на зріз кутового шва, МПа.

Стикові шви (рис. 1.1) розраховують по перетину деталей, що з'єднуються, без урахування потовщення шва.

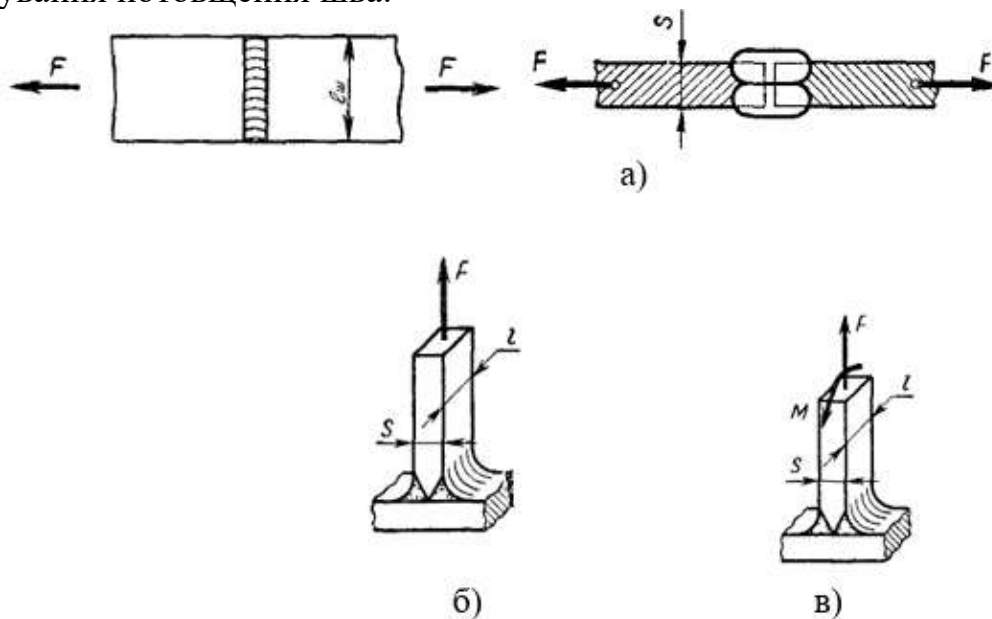


Рис. 1.1. До розрахунку стикових швів:

а) – стикові з'єднання навантажені розтягуючою силою; б) – таврові з'єднання з обробленням кромки навантажені розтягуючою силою; в) – таврове з'єднання одночасно навантажене розтягуючою силою і згинальним моментом.

Умова міцності шва на розтягування (стискання) (рис. 1.1, а, б)

$$\sigma = F/sl \leq [\sigma]'_{p(ст)},$$

де F - навантаження, Н; s – товщина елементів, що з'єднуються, мм; l – довжина зварного шва, мм; $[\sigma]'_{p(сж)}$ – допустиме напруження стикового зварного шва, на розтягування (стиснення), МПа.

Умова міцності шва навантаженого одночасно розтягуючою силою і згинальним моментом (рис. 1.1, в)

$$\sigma = \frac{F}{sl} + \frac{M_u}{W_{oc}} = \frac{F}{sl} + \frac{6M_u}{sl^2} \leq [\sigma]'_p$$

Кутові шви розраховують на зріз. Руйнування кутових швів відбувається по найменшому перетину площиною, що проходить через бісектрису прямого кута (рис. 1.2) або близько до неї.

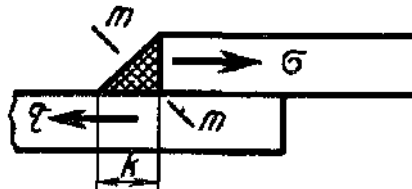


Рис. 1.2. Розрахункова схема кутових швів

Розрахунок флангових швів:

а) навантажених осьювою силою (рис. 1.2, а)

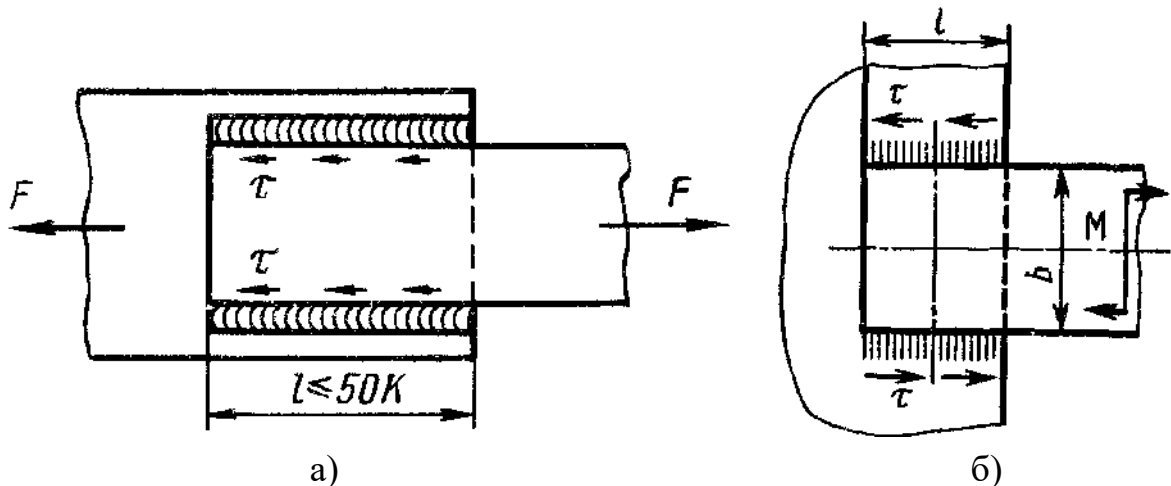


Рис. 1.2. До розрахунку флангових швів

Умова міцності

$$\tau = \frac{F}{2l\beta k} \leq [\tau]'_{зр} \text{ або}$$

навантаження, що допускається, яке може витримати шов

$$F \leq 2l\beta k[\tau]'_{зр},$$

де β - коефіцієнт, що характеризує глибину проплавлення; k – катет шва, мм. За катет шва (k) приймають менший катет вписаного в перетин шва трикутника. При

однаковій товщині деталей, що з'єднуються, катет шва зазвичай приймають **рівним товщині деталей**, що з'єднуються, $k = \delta$. При різній товщині зварних деталей катет шва приймають рівним **найменшій товщині деталі**. З технологічних міркувань **мінімальна величина катета 3 мм, максимальна – 20 мм**; l - довжина шва, мм ($l_{\phi} \leq 50 \dots 60k$); $[\tau]'_{\text{сп}}$ - допустиме напруження на зріз кутового шва, МПа; βkl - площа розрахункового перетину шва, мм².

При багатопрохідному автоматичному, напівавтоматичному та ручному зварюванні $\beta = 0,7$; для дво- і трипрохідного напівавтоматичного зварювання $\beta = 0,8$; для аналогічного автоматичного зварювання $\beta = 0,9$; для однопрохідного автоматичного зварювання $\beta = 1,1$.

б) навантажених згинальним моментом (рис. 1.2, б)

Для порівняно коротких швів ($l < b$), поширених на практиці, умова міцності

$$\tau = \frac{M}{\beta kl b} \leq [\tau]'_{\text{сп}},$$

де b - ширина листа, мм.

Розрахунок лобових швів:

а) навантажених осьовим навантаженням (рис. 1.3, а)

Умова міцності

$$\tau = \frac{F}{\beta kl} \leq [\tau]'_{\text{сп}},$$

тут l – довжина зварного шва, мм, якщо шов виконаний з одного боку і $2l$ – якщо шов виконаний з двох сторін.

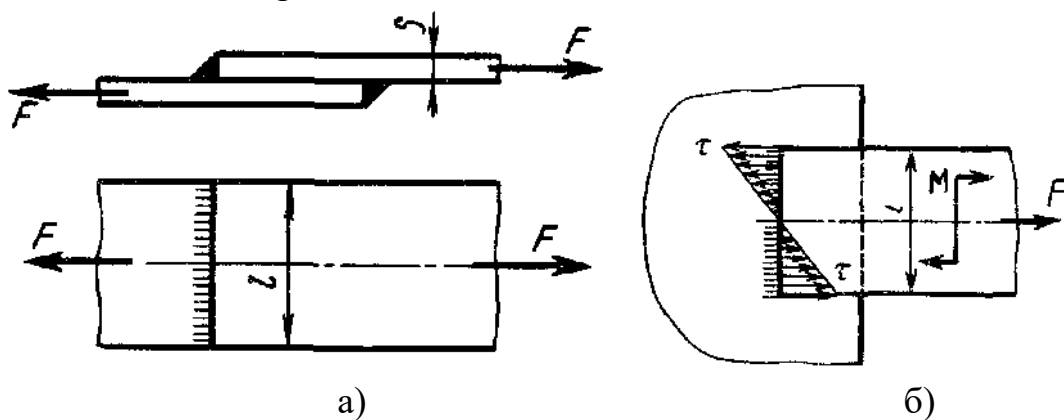


Рис. 1.3. До розрахунку лобових швів

б) навантажених згинальним моментом (рис 1.3, б - без F)

Умова міцності

$$\tau = \frac{M}{W_{oc}} = \frac{6M}{\beta kl^2} \leq [\tau]'_{\text{сп}},$$

де $W_{oc} = \frac{\beta kh^2}{6}$ – осьовий момент опору небезпечного перетину шва

в) навантажених осьовою силою і згинальним моментом (рис. 1.3, б)

Умова міцності

$$\tau = \frac{6M}{\beta kl^2} + \frac{F}{\beta kl} \leq [\tau]'_{\text{сп}}$$

Розрахунок комбінованих швів

Комбіновані зварні шви застосовують в тому випадку, якщо простий кутовий шов (лобовий, косий, фланговий) не забезпечує необхідну міцність зварного з'єднання. Комбіновані шви розраховують на основі принципу розподілу навантаження пропорційної несучої здатності окремих швів.

а) розрахунок комбінованого шва навантаженого осьюовою силою (рис. 1.4, а)
Умова міцності

$$\tau = \frac{F}{\beta k(2l_{\phi} + l_{\lambda})} \leq [\tau]'_{зр}$$

б) розрахунок комбінованого шва навантаженого згинальним моментом (рис. 1.4, б – без F)
Умова міцності

$$\tau = \frac{M}{(\beta k l_{\phi} l_{\lambda} + \beta k l_{\lambda}^2 / 6)} \leq [\tau]'_{зр},$$

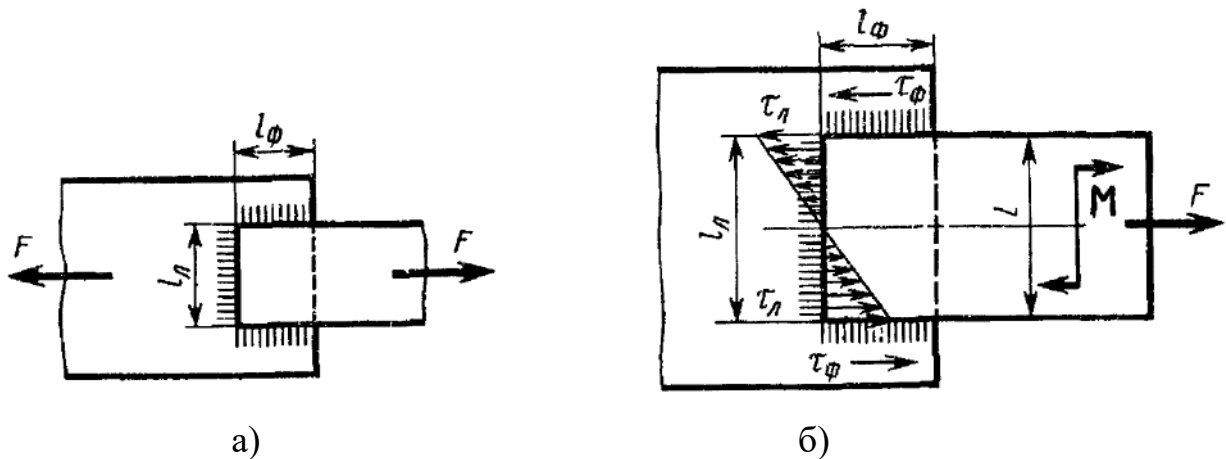


Рис. 1.4. До розрахунку комбінованих швів

в) розрахунок комбінованих швів навантажених осьюовою силою і згинальним моментом (рис. 1.4, б)
Умова міцності

$$\tau = \tau_M + \tau_F \leq [\tau]'_{зр}$$

$$\tau_M = \frac{M}{(\beta k l_{\phi} l_{\lambda} + \beta k l_{\lambda}^2 / 6)}; \quad \tau_F = \frac{F}{\beta k(2l_{\phi} + l_{\lambda})},$$

де l_{ϕ}, l_{λ} - довжини флангового і лобового швів, мм.

При навантаженні *несиметричних профілів*, наприклад кутового профілю (рис. 1.5), навантаження проходить через центр маси профілю. Для рівномірного навантаження швів їх довжина приймається обернено пропорційною відстані шва від лінії дії навантаження. Тоді

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{a}{b};$$

оскільки загальна довжина швів $L = l_1 + l_2$, то

$$l_1 = l \frac{a}{a+b}; \quad l_2 = l \frac{b}{a+b},$$

з рівняння статички навантаження на шви знаходять:

$$F_1 = F \frac{a}{a+b}; \quad F_2 = F \frac{b}{a+b};$$

для рівнобокого кутового профілю приблизно можна приймати $F_1 = 0,7F$ і $F_2 = 0,3F$

тоді з умови міцності довжина швів

$$l_1 = \frac{F_1}{\beta k [\tau]_{зр}}; \quad l_2 = \frac{F_2}{\beta k [\tau]_{зр}};$$

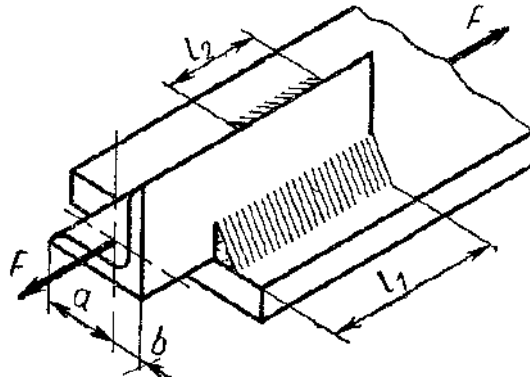


Рис. 1.5. Флангові шви в з'єднаннях несиметричних елементів, навантажених осьювою силою

При навантаженні таврового з'єднання *обертаючим моментом* (зварні зубчаті колеса, шківів, зірочки, муфти, барабани, вали тощо (рис.1.6, а), умова міцності запишеться:

$$\tau = \frac{2T}{\beta k \pi d^2} \leq [\tau]_{зр}$$

При навантаженні таврового з'єднання обертаючим моментом (рис. 1.6, б), і згинальним, умова міцності матиме вигляд:

$$\tau = \sqrt{\tau_{кр}^2 + \tau_u^2} \leq [\tau]_{зр},$$

де $\tau_{кр} = \frac{2T}{\beta k \pi d^2}; \quad \tau_u = \frac{M_u}{W_p} \approx \frac{4M_u}{\beta k \pi d^2}.$

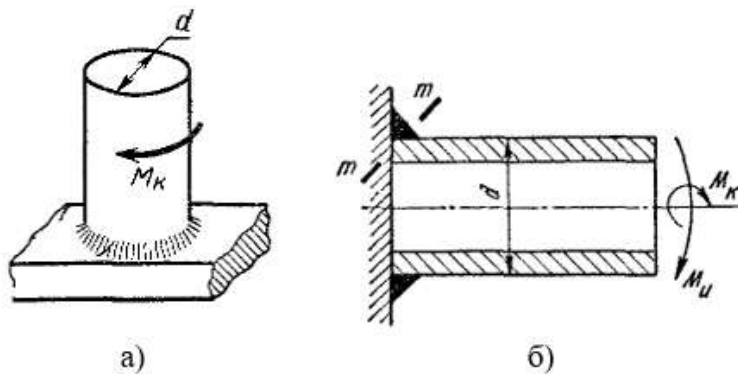


Рис.1.6. До розрахунку таврового з'єднання:

а) - навантаження таврового з'єднання обертаючим моментом; б) – навантаження таврового з'єднання крутним моментом і згинальним

Умова міцності зварних з'єднань, виконаних точковим контактним зварюванням (рис. 1.7), має вигляд:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 z i} \leq [\tau]'_{зр}$$

де z - число зварних точок; i - число площин зрізу. Для конструкції за рис. 1.7, а $z = 4$ $i = 1$; за рис. 1.7, б $z = 2$, $i = 2$.

Діаметр зварної точки:

$$d = 1,2s + 4 \text{ мм при } s < 3 \text{ мм};$$

$$d = 1,5s + 5 \text{ мм при } s > 3 \text{ мм}.$$

Мінімальний крок t обмежується явищем шунтування струму раніше звареною точкою. Відстань від кромки t_1 і t_2 нормують з урахуванням технологічних і силових чинників. Зазвичай приймають

$$t = 3d; t_1 = 2d; t_2 = 1,5d.$$

Точковому з'єднанню властива висока концентрація напружень. Тому воно порівняно погано працює при змінних навантаженнях. Концентрація напружень утворюється не тільки в зварних крапках, але і в самих деталях в зоні шва.

Точкові зварні з'єднання частіше застосовують не як робочі, що сприймають основне навантаження, а як з'єднувальні.

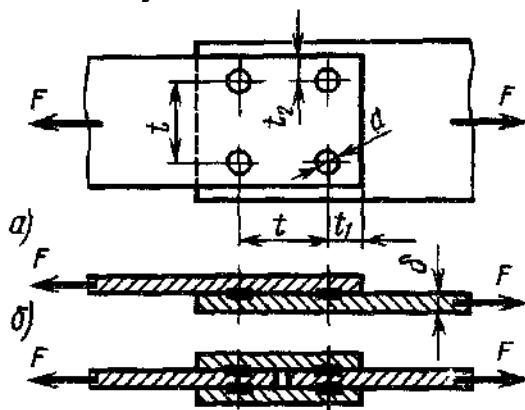


Рис. 1.7. До розрахунку точкового контактного зварювання

Для шовної контактної зварки (рис. 1.8) умова міцності запишеться:

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau]'_{зр}$$

де b – ширина зварного шва, мм

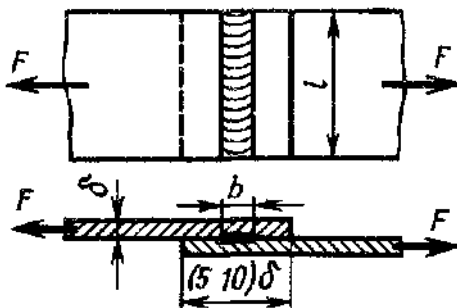


Рис. 1.8. До розрахунку шовного контактного зварювання

Величина допустимих напружень залежить від: виду зварки, типу електроду, конструкції зварного шва, матеріалу елементів, що з'єднуються, характеру навантаження. Допустимі напруження при статичному навантаженні вибираються з табл. Д.2.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Перевірити міцність стикового зварного з'єднання (рис. 1.1, а) утвореного ручною електродуговою зваркою електродами типу Е34, Е42, Е42А, навантаженого осьювою постійною розтягуючою силою $F = 65$ кН, ширина пластин $b = 100$ мм, товщина $s = 5$ мм, матеріал пластин сталь Ст3 з $[\sigma]_p = 160$ МПа.

Рішення

Дано:

Тип електроду
Е34, Е42, Е42А
 $F = 65$ кН
 $b = 100$ мм
 $s = 5$ мм
Пластина – Ст3
 $[\sigma]_p = 160$ МПа.
Нав. постійне

1. Визначаємо допустиме напруження, для шва
Враховуючи, що діюче на з'єднання навантаження, викликає в шві напруження розтягування, з табл. Д.2 для Ст 3 і вказаних типів електродів виписуємо:

Е34 - $[\sigma]'_p = 0,75[\sigma]_p = 0,75 \cdot 160 = 120$ МПа;

Е42 - $[\sigma]'_p = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа;

Е42А - $[\sigma]'_p = [\sigma]_p = 160 = 160$ МПа;

2 Перевіряємо умову міцності

Заздалегідь приймаємо $b = l = 100$ мм.

$\sigma - ?$

$$\sigma = F/sl = 65 \cdot 10^3 / 5 \cdot 100 = 130 \text{ Н/мм}^2 = 130 \text{ МПа.}$$

Отримане значення порівнюємо з допустимим:

Е34 – $130 \text{ МПа} > [\sigma]'_p = 120 \text{ МПа}$ – умова не виконується;

Е42 – $130 \text{ МПа} < [\sigma]'_p = 144 \text{ МПа}$ – умова виконується;

Е42А – $130 \text{ МПа} < [\sigma]'_p = 160 \text{ МПа}$ – умова виконується

Висновок: Умова міцності виконується для з'єднань утворених електродами типу Е42 і Е42А.

Приклад 2. Перевірити міцність лобового шва внапусток (рис. 1.9) зварного з'єднання, утвореного ручним дуговим зварюванням електродами типу Е50. Осьове навантаження $F = 40$ кН, шов виконаний з одного боку, товщина пластин $s_1 = 5$ мм; $s_2 = 10$ мм; матеріал пластин сталь Ст3 з $[\sigma]_p = 160$ МПа; ширина пластин $b_1 = 100$ мм; $b_2 = 400$ мм.

Дано:

Тип електроду Е50
 $F = 40$ кН
 $b_1 = 100$ мм
 $b_2 = 400$ мм
 $s_1 = 5$ мм
 $s_2 = 10$ мм
Пластини – Ст3
 $[\sigma]_p = 160$ МПа.
Навантаження постійне

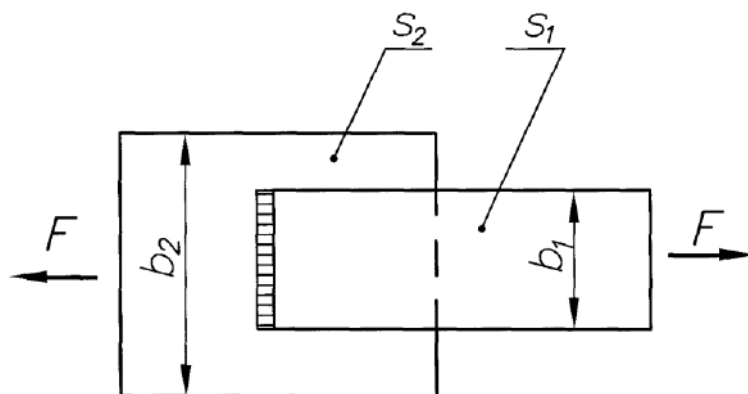


Рис. 1.9.

$\tau - ?$

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження для шва

Враховуючи, що діюче в з'єднанні навантаження викликає в шві напруження зрізу, з табл. Д.2 для Ст 3 виписуємо $[\tau]'_{зр} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96$ МПа.

2 Перевіряємо умову міцності зварного шва

Заздалегідь призначаємо катет шва по найменшій товщині листа $k = s_l = 5$ мм; довжину зварного шва приймаємо $l = b_l = 100$ мм; для ручного електродугового зварювання коефіцієнт проплавлення $\beta = 0,7$.

$$\tau = \frac{F}{\beta k l} = \frac{40 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 100} = 114 \text{ Н/мм}^2 = 114 \text{ МПа} > [\tau]'_{зр} = 96 \text{ МПа} - \text{умова не виконується.}$$

Висновок: Зварний шов не забезпечує міцність зварного з'єднання.

Приклад 3. Перевірити міцність зварного шва таврового з'єднання (рис. 1.6, б), виконаного без оброблення кромки, утвореного ручною дуговою зваркою електродами Е42. З'єднання навантажене обертаючим моментом $T = 1500$ Н·м, навантаження постійне, діаметр труби $d = 273$ мм, товщину стінки $s = 7$ мм, матеріал труби Сталь 10 ($\sigma_T = 220$ МПа).

Рішення

Дано:

Тип електроду Е42

$T = 1500$ Н·м

$d = 273$ мм

$s = 7$ мм

Труба – Сталь 10

$\sigma_T = 220$ МПа.

Нагр. постійна

$\tau - ?$

1 Визначаємо допустиме напруження, для шва

У зварному шві таврового з'єднання виконаного без оброблення кромки, під дією крутного моменту виникають напруження зрізу.

Заздалегідь для Сталь 10 визначаємо допустиме напруження. Приймаємо $n = 1,5$ (див. примітку табл. Д.2) знаходимо

$$[\sigma]_p = \sigma_T / n = 220 / 1,5 = 147 \text{ МПа.}$$

З табл. Д.2 виписуємо $[\tau]'_{зр} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 147 = 88$ МПа.

2 Перевіряємо міцність зварного шва

Заздалегідь призначаємо катет шва рівний товщині стінці труби $k = s = 7$ мм; для ручної зварки електродуги коефіцієнт проплавлення $\beta = 0,7$; момент з Н·м переводимо в Н·мм $T = 1500 \text{ Н·м} = 1500 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}$.

$$\tau = \frac{2T}{\beta k \pi d^2} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 7 \cdot 3,14 \cdot 273^2} = 2,6 \text{ Н/мм}^2 = 2,6 \text{ МПа} < [\tau]'_{зр} = 88 \text{ МПа} - \text{умова виконується.}$$

Висновок: Зварний шов забезпечує міцність зварного з'єднання.

Приклад 4. Визначити допустиме навантаження, яке може витримати внапусток з'єднання (рис. 1.3, а). Зварювання - ручне електродугове електродом Е42. Матеріал пластин сталь Ст 3 з $[\sigma]_p=160$ МПа, шов виконаний з двох сторін, ширина пластин $b = 100$ мм, товщина пластин $s_1 = 6$ мм, $s_2 = 8$ мм. Навантаження постійне.

Рішення

Дано:

Тип електроду Е42
 $b = 100$ мм
 $s_1 = 6$ мм
 $s_2 = 8$ мм
 Пластина – Ст3
 $[\sigma]_p = 160$ МПа.
 Нав. постійне

$[F] - ?$

1 Визначаємо допустиме напруження, для шва
 Враховуючи, що діюче в з'єднанні навантаження, викликає в шві напруження зрізу, з табл. Д.2 для Ст 3 виписуємо $[\tau]'_{зр} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96$ МПа.

2 Визначаємо допустиме навантаження
 Заздалегідь призначаємо катет шва по найменшій товщині листа $k = s_1 = 6$ мм; довжину зварного шва приймаємо $l = 2b = 200$ мм; для ручного електродугового зварювання коефіцієнт проплавлення $\beta = 0,7$. Із умови міцності

$$\tau = \frac{F}{\beta k l} \leq [\tau]'_{зр},$$

маємо $[F] \leq [\tau]'_{зр} \beta k l = 0,7 \cdot 96 \cdot 6 \cdot 200 = 80640$ Н, (8064 кг).

Відповідь: $[F] \leq 80640$ Н (8064 кг).

Приклад 5. Визначити довжину зварного комбінованого шва (рис. 1.4, а) внапусток з'єднання, виконаного ручним дуговим зварюванням електродом типу Е42. Навантаження постійне $F = 78$ кН, товщина пластин $s_1 = 5$ мм $s_2 = 10$ мм, матеріал пластин сталь Ст3 з $[\sigma]_p=160$ МПа, ширина пластин $b_1 = 100$ мм $b_2 = 150$ мм.

Дано:

Тип електроду Е42
 $F = 78$ кН
 $b_1 = 100$ мм
 $b_2 = 150$ мм
 $s_1 = 5$ мм
 $s_2 = 10$ мм
 Смуги – Ст3
 $[\sigma]_p = 160$ МПа.
 Навант. постійне

$l_{заг} - ?$

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження, для шва

Враховуючи, що діюче в з'єднанні навантаження викликає в шві напруження зрізу, з табл. Д.2 для Ст 3 виписуємо $[\tau]'_{зр} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96$ МПа.

2 З умови міцності визначаємо довжину зварного шва

Заздалегідь призначаємо катет шва по найменшій товщині листа $k = s_1 = 5$ мм; для ручної зварки електродуги коефіцієнт проплавлення $\beta = 0,7$.

Із умови міцності $\tau = \frac{F}{\beta k l} \leq [\tau]'_{зр}$, маємо

$$l_{заг} \geq \frac{F}{\beta k [\tau]'_{зр}} = \frac{78 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 96} = 232 \text{ мм}$$

Відповідь: $l_{заг} \geq 232$ мм.

Приклад 6. Визначити довжину швів, що кріплять кутовий профіль 75x75x8, до косинки (рис.1.10). Навантаження осьове розтягуюче знакозмінне $F = 138$ кН, характеристика циклу $R = -1$. Зварка ручна електродугова електродом Е50А. Матеріал профілю і косинки сталь Ст3 з $[\sigma]_p = 160$ МПа.

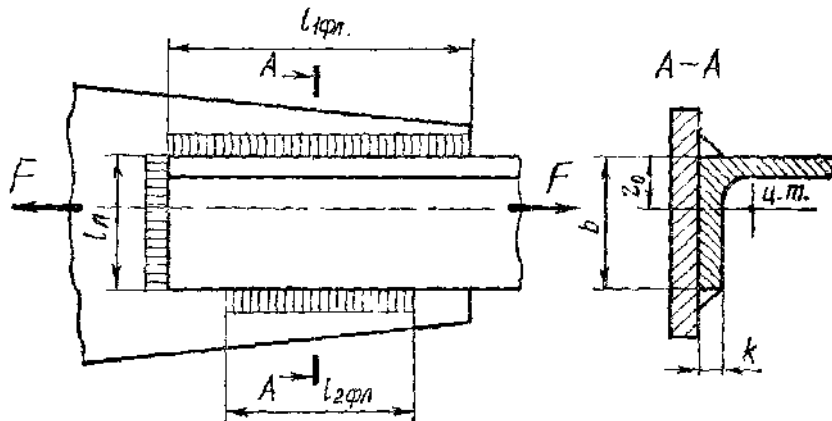


Рис. 1.10.

Дано:

Куточок 75x75x8
Тип електроду Е50А
 $F = 65$ кН
 $R = -1$
Матеріал – Ст3
 $[\sigma]_p = 160$ МПа.
Нав. змінне

Рішення

1 Для зменшення довжини перекриття кутового профілю з косинкою приймаємо комбінований кутовий шов з нормальним перетином. З табл. Д.52 випикуємо для кутового профілю відстань від центру тяжіння до краю полиці $z_0 = 21,5$ мм.

2 Визначаємо допустиме напруження, для шва

З табл. Д.2 для кутових швів при змінному навантаженні

$l_{\phi}, l_l - ?$ (див. примітку табл. Д.2)

$$[\tau]'_{зр} = \gamma 0,65 [\sigma]_p$$

Коефіцієнт що враховує дію змінного навантаження визначаємо за формулою:

$$\gamma = 1 / [(0,6 K_{\phi} + 0,2) - (0,6 K_{\phi} - 0,2)R].$$

З табл. Д.3 $K_{\phi} = 3,5$ (більш гірший варіант), тоді

$$\gamma = 1 / [(0,6 \cdot 3,5 + 0,2) - (0,6 \cdot 3,5 - 0,2) \cdot (-1)] = 0,23.$$

Отже

$$[\tau]'_{зр} = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p = 0,23 \cdot 0,65 \cdot 160 = 24 \text{ МПа.}$$

3 З умови міцності визначаємо розрахункову довжину всіх швів

Катет шва приймаємо рівний товщині полиці куточка $k = s = 8$ мм. Для ручного електродугового зварювання коефіцієнт проплавлення $\beta = 0,7$.

$$\text{Із умови міцності } \tau = \frac{F}{\beta k l} \leq [\tau]'_{зр} \text{ маємо } l_{заг} \geq \frac{F}{\beta k [\tau]'_{зр}} = \frac{65 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 24} = 484 \text{ мм.}$$

4 Визначаємо розміри швів:

а) приймаємо довжину лобового шва рівній ширині полиці кутового профілю
 $l_l = b = 75$ мм;

б) сумарна довжина флангових швів

$$l_{\phi} = l_{заг} - l_l = 484 - 75 = 409 \text{ мм;}$$

в) довжина флангового шва у пера кутового профіля

Використовуючи закон важеля

$$l_{\phi 2} = l \frac{z_0}{\phi_1 b} = 409 \frac{21,5}{75} = 117,25 \text{ мм}$$

тоді

$$l_{\phi 1} = l_{\phi} - l_{\phi 2} = 409 - 117,25 = 291,75 \text{ мм.}$$

Остаточно з урахуванням поганої якості шва в кінці і на початку, призначаємо:

$l_{\phi 2} = 130 \text{ мм}; l_{\phi 1} = 310 \text{ мм} < l_{\phi \max} = 50 \dots 60k = 400 \dots 480 \text{ мм.}$ (На практиці часто кутовий профіль обварюється повністю по контуру прилягання).

Відповідь: $l_{\phi} = 75 \text{ мм}; l_{\phi 2} = 130 \text{ мм}; l_{\phi 1} = 310 \text{ мм.}$

Приклад 7. Розрахувати кронштейн і зварне з'єднання (див. рис. 1.4 ,б) $F = 10 \text{ кН}$, $M = 8 \text{ кН}\cdot\text{м}$, навантаження статичне, товщина листа $s = 12 \text{ мм}$. Матеріал листа - сталь Ст3. Зварка - ручна електродом Е42.

Дано:

Тип електроду

Е42

$F = 10 \text{ кН}$

$M = 8 \text{ кН}\cdot\text{м}$

Матеріал – Ст3

Нагр. статична

Рішення

1 3 [4] табл. 1.4 приймаємо для сталі Ст3 $[\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$.

2 Враховуючи тільки основне навантаження (згинальний момент), з умови міцності визначаємо ширину листа кронштейна. Значення моменту в Н·м переводимо в Н·мм; звідки $M = 8 \text{ кН}\cdot\text{м} = 8 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

$b, l_{\phi}, l_{\phi} - ?$

$$\text{Із умови міцності } \sigma = \frac{M}{W_{oc}} = \frac{6M}{sb^2} \leq [\sigma]_p \text{ маємо}$$

$$b \geq \sqrt{\frac{6M}{s[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 160}} = 158 \text{ мм.}$$

3 урахуванням навантаження F приймаємо $b = 165 \text{ мм}$.

3 Перевіряємо міцність при сумарному навантаженні

$$\sigma = \frac{6M}{sb^2} + \frac{F}{sb} = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 165^2} + \frac{10^4}{12 \cdot 165} \approx 152 \text{ Н/мм}^2 = 152 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 160 \text{ МПа} - \text{умова мі-}$$

цності виконується.

4 Визначаємо допустиме напруження, для шва

3 табл. Д.2 $[\tau]_{зр} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}$.

5 Визначаємо розміри швів

Приймаємо $l_{\phi} = b = 165 \text{ мм}$ $k = s = 12 \text{ мм}$.

Заздалегідь з умови міцності визначаємо довжину флангового шва, тільки по основному навантаженню M

$$l_{\phi} = \frac{6M - \beta k l_{\phi}^2 [\tau]_{зр}}{6\beta k l_{\phi} [\tau]_{зр}} = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6 - 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 \cdot 96}{6 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 165 \cdot 96} = 33 \text{ мм}$$

з урахуванням поганої якості зварного шва в кінці і спочатку, остаточно приймаємо довжину флангового шва $l_{\phi} = 50 \text{ мм}$.

6 Перевіряємо міцність швів по сумарному навантаженню

$$\tau_F = \frac{F}{\beta k(2l_\phi + l_n)} = \frac{10^4}{0,7 \cdot 12(2 \cdot 50 + 165)} = 4,5 \text{ Н/мм}^2 = 4,5 \text{ МПа.}$$

$$\tau_M = \frac{M}{(\beta k l_\phi l_n + \beta k l_n^2 / 6)} = \frac{8 \cdot 10^6}{(0,7 \cdot 12 \cdot 50 \cdot 165 + 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 / 6)} \approx 75 \text{ Н/мм}^2 = 75 \text{ МПа.}$$

$\tau = \tau_F + \tau_M = 4,5 + 75 = 80 \text{ МПа} < [\tau]'_{зр} = 96 \text{ МПа}$ – умова міцності виконується.

Відповідь : $b = 165 \text{ мм}; l_\phi = 50 \text{ мм}; l_n = 165 \text{ мм.}$

Приклад 8. Розрахувати з'єднання точковим зварюванням (рис. 1.7). Навантаження знакозмінне ($R = -0,5$), $F = 3 \text{ кН}$, товщина листа $s = 3 \text{ мм}$, матеріал – Сталь 10 ($\sigma_{-1} = 160 \text{ МПа}$).

Дано:	Рішення
Зварювання контак- тне точкове	1 Визначаємо допустиме напруження, для листа
$F = 3 \text{ кН}; R = -0,5$	Приймаємо $n = 1,5$ (див. примітку табл. Д.2) знаходимо
Матеріал – Сталь 10	$[\sigma]_p = \sigma_{-1} / n = 160 / 1,5 = 107 \text{ МПа.}$
$\sigma_{-1} = 160 \text{ МПа}$	2 Визначаємо коефіцієнт що враховує змінне наванта- ження
Нав. змінне	Заздалегідь з табл.Д.3 $K_{зф} = 7,5$

З'єднання – ?

$$\gamma = 1 / [(0,6 K_{зф} + 0,2) - (0,6 K_{зф} - 0,2)R] = 1 / [(0,67,5 + 0,2) - (0,67,5 - 0,2)(-0,5)] = 0,146$$

3 Визначаємо розрахункове допустиме напруження, для листа

$$[\sigma] = \gamma [\sigma]_p = 0,146 \cdot 107 = 15,6 \text{ МПа.}$$

4 З умови міцності на розтягування визначаємо ширину листа

$$b = \frac{F}{s[\sigma]} = \frac{3 \cdot 10^3}{3 \cdot 15,6} = 64 \text{ мм, приймаємо } b = 65 \text{ мм.}$$

5 Визначаємо розміри шва:

а) діаметр точки $d = 1,2s + 4 \text{ мм} = 1,2 \cdot 3 + 4 \text{ мм} = 7,6 \text{ мм}$. Приймаємо $d = 8 \text{ мм}$;

б) крок $t = 3d = 3 \cdot 8 = 24 \text{ мм}$;

в) відстань від кромки $t_1 = 2d = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}; t_2 = 1,5d = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$;

г) число точок з умови міцності

Заздалегідь визначаємо допустиме напруження, для зварних точок з урахуванням дії змінного навантаження. З табл. Д.2 виписуємо

$$[\tau]'_{зр} = \gamma 0,6 [\sigma]_p = 0,146 \cdot 0,6 \cdot 107 = 9,4 \text{ МПа. Число площин зрізу } i = 1$$

$$z = \frac{4F}{\pi d^2 [\tau]'_{зр} i} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8^2 \cdot 9,4 \cdot 1} = 6,35,$$

приймаємо число точок у двох рядах $z = 8$.

6 Остаточо визначаємо ширину листа

$$b = 3t + 2t_1 = 3 \cdot 24 + 2 \cdot 16 = 104 \text{ мм, приймаємо } b = 105 \text{ мм.}$$

Відповідь: $b = 65 \text{ мм}; t = 24 \text{ мм}; t_1 = 16 \text{ мм}; t_2 = 12 \text{ мм}; z = 8$.

Завдання для самостійної роботи
(розрахункові)

Завдання 1 Перевірити міцність зварного з'єднання (див. рис. 1.4, а), навантаженого постійною розтягуючою силою, шов виконаний з одного боку.

Початкові дані

№ вар.	Навантаження, кН	Довжин шва, мм	Товщина листів, мм		Ширина верхнього листа, мм	Електрод	Матеріал
			s ₁	s ₂			
1.	70	100	5	6	80	Э50А	Сталь10
2.	60	120	6	8	100	Е42	Ст3
3.	50	115	6	6	120	Е42А	Сталь 09Г2С
4.	80	125	5	6	80	Е50А	Сталь10
5.	90	135	8	6	85	Е42	Ст3
6.	113	155	8	8	125	Е42А	Сталь 09Г2С
7.	143	145	8	10	142	Е50А	Сталь10
8.	135	165	6	8	150	Е42	Ст3
9.	132	185	8	6	130	Е42А	Сталь 09Г2С
10.	128	135	8	8	135	Е50А	Сталь10
11.	151	140	8	10	160	Е42	Ст3
12.	154	125	6	8	155	Е42А	Сталь 09Г2С
13.	130	135	8	6	165	Е50А	Сталь10
14.	140	100	8	8	180	Е42	Ст3
15.	150	120	8	10	170	Е42А	Сталь 09Г2С
16.	160	115	6	8	200	Е50А	Сталь10
17.	135	125	8	6	185	Е42	Ст3
18.	125	135	8	8	125	Е42А	Сталь 09Г2С
19.	140	155	8	10	120	Е50А	Сталь10
20.	165	145	10	8	185	Е42	Ст3
21.	155	165	8	8	210	Е42А	Сталь 09Г2С
22.	156	185	8	6	190	Е50А	Сталь10
23.	174	135	8	8	145	Е42	Ст3
24.	185	140	8	10	135	Е42А	Сталь 09Г2С
25.	166	125	10	8	165	Е50А	Сталь10
26.	138	135	8	8	155	Е42	Ст3
27.	144	100	8	6	145	Е42А	Сталь 09Г2С
28.	153	120	6	8	200	Е50А	Сталь10
29.	164	115	8	6	160	Е42	Ст3
30.	136	125	6	8	180	Е42А	Сталь 09Г2С

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2 Визначити довжину швів, що кріплять куточок до косинки (див. рис.1.10).

Початкові дані

№ вар.	Навантаження, кН	Розмір куточка, мм	Електрод	Матеріал	Характер навантаження
	F	$b \times b \times s$			
1	70	45x45x3	E50A	Сталь10	Змінне (R = -0,5)
2	60	50x50x4	E42	Ст3	Пост.
3	50	56x56x5	E42A	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,6)
4	80	63x63x6	E50A	Сталь10	Пост.
5	90	56x36x3,5	E42	Ст3	Змінне (R = -0,7)
6	113	63x63x6	E42A	Сталь 09Г2С	Пост.
7	143	70x70x5	E50A	Сталь10	Змінне (R = -0,55)
8	135	80x80x6	E42	Ст3	Пост.
9	132	75x75x7	E42A	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,58)
10	128	63x63x4	E50A	Сталь10	Пост.
11	151	80x80x5,5	E42	Ст3	Змінне (R = -0,85)
12	154	90x90x6	E42A	Сталь 09Г2С	Пост.
13	130	63x40x4	E50A	Сталь10	Змінне (R = -0,8)
14	140	70x45x4,5	E42	Ст3	Пост.
15	150	75x50x5	E42A	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,9)
16	160	90x56x6	E50A	Сталь10	Пост.
17	135	50x50x4	E42	Ст3	Змінне (R = -1)
18	125	56x56x5	E42A	Сталь 09Г2С	Пост.
19	140	63x63x6	E50A	Сталь10	Змінне (R = -0,95)
20	165	56x36x3,5	E42	Ст3	Пост.
21	155	63x63x6	E42A	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,78)
22	156	70x70x5	E50A	Сталь10	Пост.
23	174	50x50x4	E42	Ст3	Змінне (R = -0,85)
24	185	56x56x5	E42A	Сталь 09Г2С	Пост.
25	166	63x63x6	E50A	Сталь10	Змінне (R = -0,75)
26	138	56x36x3,5	E42	Ст3	Пост.
27	144	63x63x6	E42A	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,6)
28	153	70x70x5	E50A	Сталь10	Пост.
29	164	80x80x5,5	E42	Ст3	Змінне (R = -0,7)
30	136	90x90x6	E42A	Сталь 09Г2С	Пост.

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант

Завдання 3 Розрахувати з'єднання точковою зваркою (див. рис. 1.7).

Початкові дані

№ вар.	Навантаження, кН	Товщина листа, мм	Матеріал листа	Характер навантаження
	F	s		
1	7	3	Сталь10	Постійне
2	6	4	Ст3	Змінне (R = -0,5)
3	5	5	Сталь 09Г2С	Постійна
4	8	6	Сталь10	Змінне (R = -0,4)
5	9	3	Ст3	Постійне
6	6,3	4	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,3)
7	4,3	5	Сталь10	Постійне
8	3,5	6	Ст3	Змінне (R = -0,2)
9	3,2	3	Сталь 09Г2С	Постійна
10	2,8	4	Сталь10	Змінне (R = -0,6)
11	5,1	5	Ст3	Постійне
12	5,4	6	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,7)
13	3	3	Сталь10	Постійне
14	4	4	Ст3	Змінне (R = -0,8)
15	5	5	Сталь 09Г2С	Постійна
16	6	6	Сталь10	Змінне (R = -0,9)
17	3,5	3	Ст3	Постійне
18	2,5	4	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -1)
19	4	5	Сталь10	Постійна
20	6	6	Ст3	Змінне (R = -0,75)
21	5	3	Сталь 09Г2С	Постійне
22	6	4	Сталь10	Змінне (R = -0,85)
23	7	5	Ст3	Постійне
24	5	6	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,65)
25	6	3	Сталь10	Постійне
26	3,8	4	Ст3	Змінне (R = -0,55)
27	4	5	Сталь 09Г2С	Постійне
28	3	6	Сталь10	Змінне (R = -0,5)
29	4	3	Ст3	Постійне
30	6	4	Сталь 09Г2С	Змінне (R = -0,95)

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 2 РОЗРАХУНОК РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Загальні відомості

Різьбовими з'єднаннями називаються роз'ємні з'єднання, що виконуються за допомогою різьби безпосередньо нанесеної на деталі, що з'єднуються, або різьбових кріпильних деталей – болтів, гвинтів, шпильок, гайок.

Основні параметри різьб

Основними параметрами різьби (рис. 2.1) являються:

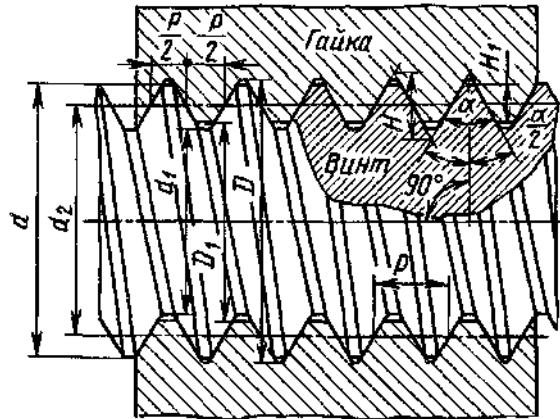


Рис. 2.1. Основні параметри різьби

Діаметри різьби (гвинта і гайки): **зовнішній** – номінальний діаметр різьби d , D ; **середній** d_2 , D_2 , тобто діаметр уявного циліндра, створююча якого перетинає різьба в такому місці, де ширина виступу рівна ширині западини (якщо значення не приводиться в таблиці, то його можна визначити по формулі: $d_2 = (d+d_1)/2$); **внутрішній** d_1 , D_1 . Діаметри гвинта, як охоплюваної деталі, позначаються малими буквами, діаметри гайки, як що охоплює деталі, - великими;

Найважливішою характеристикою різьби є **крок різьби** $p(t, S)$ – відстань між однойменними сторонами двох суміжних профілів різьби зміряне по середньому діаметру уздовж осі.

Профіль різьби - це профіль виступу і западини різьби в площині її осьового перетину.

Кут профілю α - кут між суміжними бічними сторонами різьби осьового перетину.

Профіль різьби характеризується також:

а) **заввишки початкового трикутника різьби** H , тобто трикутника, вершини якого утворюються точками перетину продовжених бічних сторін профілю різьби;

б) **робочою висотою профілю різьби** $H_{1(h)}$ - по якій стикаються бічні сторони різьб гвинта і гайки;

Хід різьби $Ph(S_1)$ – відстань між однойменними сторонами одного і того ж витка в осьовому напрямі або відносне переміщення гайки в осьовому напрямі за один оборот (рис. 3.3);

для однозаходної різьби $S_1=S$,

для багатозаходної $S_1=zS$, где z – число заходів різьби.

Кут підйому гвинтової лінії ϕ - кут підйому розгортки гвинтової лінії по середньому діаметру.

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{P}{\pi d_2} \quad \text{або} \quad \varphi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}$$

де φ - кут підйому гвинтової лінії в градусах

Перераховані параметри можна розглядати в загальному вигляді, оскільки всі профілі мають загальні елементи і можуть бути одержані варіюванням кута профілю, висоти профілю і радіусів закруглень. Наприклад, зменшуючи кут профілю, можна перейти від трикутного різьби до трапецеїдального, а потім до прямокутного. Різьби із-за зазорів не можуть бути використані як центруючі елементи.

Всі геометричні параметри різьб і допуски на них стандартизовані.

Класи міцності різьбових кріпильних виробів

Сталеві болти гвинти шпильки відповідно до ДСТУ ISO 898-1:2015 виготовляють **12 класів** міцності 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9 (у порядку збільшення міцності). Клас міцності позначається двома числами розділених крапкою. Перше число, помножене на 100, указує мінімальне значення межі міцності (МПа), перше число, помножене на друге і помножене на 10, указує на межу текучості (МПа). Кожному класу міцності відповідає певні марки сталей, наприклад класу міцності 3.6 відповідають, стали Ст3, Сталь10 і т.д. Наприклад клас міцності болта 5.6 розшифрується: матеріал болта має, мінімальна межа міцності $5 \times 100 = 500$ МПа і межа текучості $5 \times 6 \times 10 = 300$ МПа.

Гайки за ДСТУ ISO 898-1:2015 виготовляють за **7 класами** міцності 4,5,6,8,10,12,14 (у порядку збільшення міцності). Число, помножене на 100, указує на величину напруження від випробувального навантаження, МПа.

Основні розрахункові формули

Величина колової рушійної сили (рис. 2.2)

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi + \rho),$$

де F – осьова сила на гвинті, Н; $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}$ - кут підйому різьби, град;

$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2}$ – кут тертя в різьбі, град; p - крок різьби, мм; α - кут профілю

різьби, град; f - коефіцієнт тертя; d_2 – середній діаметр різьби, мм

Момент загвинчування гвинта або гайки (рис. 2.2, а, б)

$$M_{зав} = M_p + M_T,$$

де M_p – момент сил тертя в різьбі, Н·м:

$$M_p = F_t \frac{d_2}{2} = F \operatorname{tg}(\varphi + \rho) \frac{d_2}{2};$$

M_T – момент сил тертя на опорному торці гайки або гвинта, Н·м:

$$M_T = Ff \frac{D_{cp}}{2};$$

$D_{cp} = (D_1 + d_{отв})/2$ або $- D_{cp} = 1,4d$ - середній діаметр опорної поверхні гайки (гвинта); $d_{отв}$ - діаметр отвору під гвинт.

Після підстановки значень M_p і M_T одержимо

$$M_{зав} = F \frac{d_2}{2} \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\varphi + \rho) \right].$$

Момент відгвинчування гвинта або гайки (рис. 2.2, в)

$$M_{відв} = F \frac{d_2}{2} \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\varphi - \rho) \right].$$

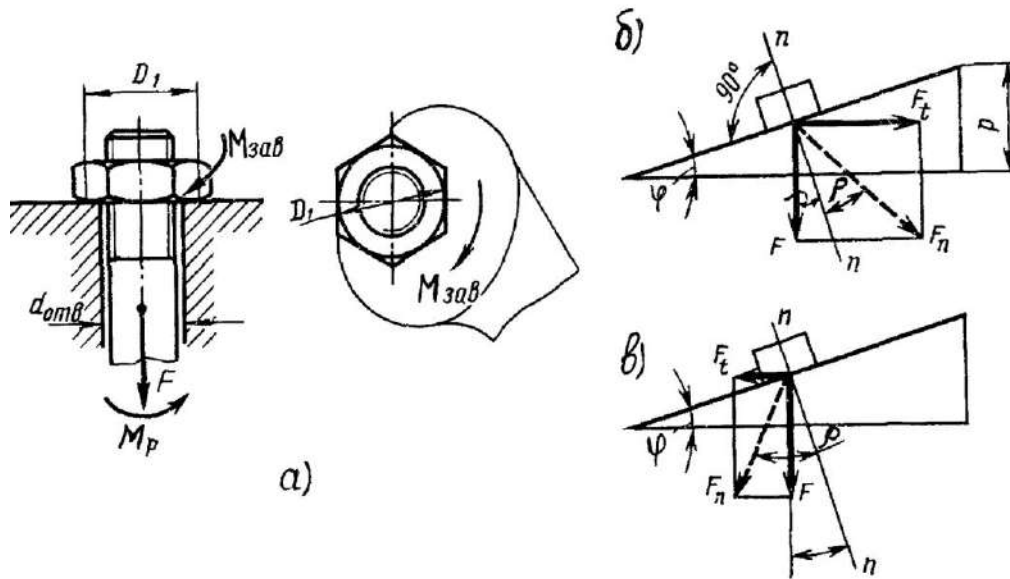


Рис. 2.2. Сили взаємодії між гвинтом і гайкою

Розрахунок різьби

Основні види руйнування різьб: кріпильних - **зріз витків**, ходових - **знос витків**. Відповідно до цього основними критеріями працездатності і розрахунку для кріпильних різьб є міцність, пов'язана з напруженням зрізу, а для ходових різьб - зносостійкість, пов'язана з напруженням зминання (рис.2.3).

Умови міцності різьби по напруженнях зрізу

для гвинтів $\tau_{зр} = \frac{F}{(\pi d_1 H K K_m)} \leq [\tau]_{зр}$; для гайок $\tau_{зр} = \frac{F}{(\pi d H K K_m)} \leq [\tau]_{зр}$

де F – навантаження; H - висота гайки або глибина загвинчування гвинта в деталь; $K=ab/p$ або $K=ce/p$ – коефіцієнт повноти різьби; для трикутної різьби $K= 0,87$, для прямокутної $K = 0,5$, для трапецеїдальної $K \approx 0,65$; $K_m = 0,55 \dots 0,75$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по витках різьби (більше значення для крупної метричної різьби і за умови, що матеріал болта міцніший за матеріал гайки);

$[\tau]_{зр}$ – допустиме напруження на зріз, $[\tau]_{зр} = 0,4\sigma_T$ – постійне навантаження; $[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ – змінне навантаження.

Якщо матеріали гвинта і гайки однакові, то по напруженнях зрізу розраховують тільки різьбу гвинта, оскільки $d_1 < d$.

Умова зносостійкості ходової різьби за напруженням змінання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{(\pi d_2 h z)} \leq [\sigma]_{зм},$$

де d_2 – середній діаметр різьби, мм;

h – робоча висота профілю різьби, мм;

$z = H/p$ – число робочих витків гайки або гвинта;

$[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження, на змінання для менш міцної деталі різьбової пари. Приблизно приймають $[\sigma]_{зм} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_T$.

Ця формула загальна для гвинта і гайки. Коефіцієнт K_T тут прийнятий одиниця з урахуванням прироблення ходових різьб.

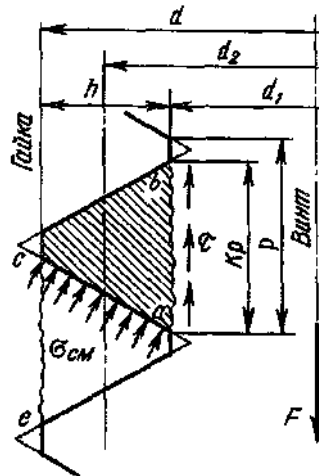


Рис. 2.3. До розрахунку різьби на міцність і зносостійкість

ККД різьбового з'єднання без урахування сил тертя на торці гайки або гвинта

$$\eta_{в.п} = \frac{A_n}{A_3} = \frac{tg\varphi}{tg(\varphi + \rho)}.$$

ККД гвинта з урахуванням тертя на торці гайки або гвинта

$$\eta_{в.п} = \frac{A_n}{A_3} = \frac{tg\varphi}{tg(\varphi + \rho) + f \frac{D_{cp}}{d_2}}.$$

Розрахунок різьбових з'єднань на міцність при різних випадках навантаження

Основним критерієм працездатності різьбових з'єднань є міцність. Всі стандартні болти, гвинти і шпильки виготовляють рівноміцними на розрив стрижня по різьбі, на зріз різьби і на відрив головки (рис. 2.4), тому розрахунок на міцність різьбового з'єднання зазвичай проводиться тільки за основним критерієм працездатності - міцності нарізаної частини їх стрижня, при цьому визначають внутрішній діаметр різьби d_1 , який округляють до найближчого більшого стандартного, а потім призначають зовнішній діаметр.

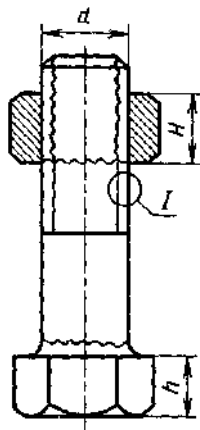


Рис. 2.4. Ймовірні місця руйнування різьбового кріпильного елемента

Довжину болта, гвинта або шпильки приймають залежно від товщини деталей, що з'єднуються. Решта розмірів деталей різьбового з'єднання (гайки, шайби і ін.) приймають залежно від діаметру різьби за стандартом.

Міцність головки гвинта на зріз (рис. 2.4)

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi d h} \leq [\tau]_{зр},$$

де h – висота головки гвинта (болта), мм.

Розрахунок болта навантаженого осью розтягуючою силою F . Гайка загвинчується, але не затягується. Подальше затягування болта відсутнє

Цей випадок зустрічається рідко. Прикладом служить болтове з'єднання вантажної скоби, блочка, кінцева ділянка крюка вантажопідйомних механізмів (рис. 2.5). Розрахунок зводиться до визначення внутрішнього діаметру різьби d_1 з умови міцності на розтягування

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}},$$

де F – діюче навантаження, Н;

d_1 – внутрішній діаметр різьби гвинта, мм;

$[\sigma]_p$ - допустиме напруження на розтягування, МПа $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$ без затягування болтів.

Отримане розрахунком значення внутрішнього діаметру d_1 округляється до найближчого більшого стандартного, для якого по довіднику приймається зовнішній діаметр різьби.

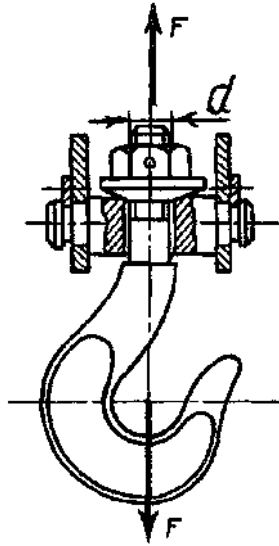


Рис.2.5. До розрахунку різьби навантаженою осьювою силою

Розрахунок гвинта навантаженого осьовим навантаженням і моментом, що крутить, Прикладом служать гвинтові стяжки (талрепи) в період підтягання дротів, канатів тощо (рис. 2.6).

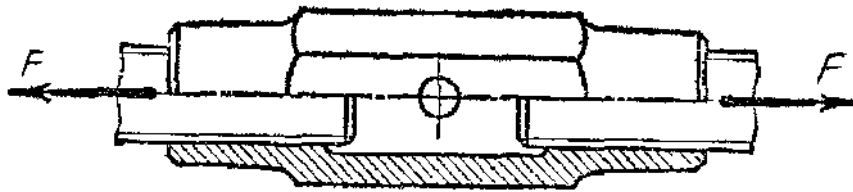


Рис. 2.6. Гвинтове стягування

Для цього випадку умова міцності запишеться

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F}{\pi[\sigma]_p}}, \text{ мм}$$

де 1,3 – коефіцієнт, що враховує напруження кручення в гвинті, яке з'являється в наслідок тертя в різьбі;

$[\sigma]_p = \sigma_T / [n]$ – допустиме напруження, на розтягування, МПа;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок з'єднання навантаженого поперечним навантаженням, що зрушує деталі

Умовою надійності з'єднання є відсутність зрушення деталей в стику. Тут можна розглянути два варіанти:

Болт поставлений без зазору (рис. 2.7). У цьому варіанті болт забивається в отвір, що калібрується розгорткою, а стрижень болта виконується з допуском для утворення посадки без зазору.

Надійність (нерухомість елементів, що з'єднуються) даного з'єднання забезпечується стрижнем болта. Стрижень болта розраховують на зріз і зминання. При розрахунку сили тертя не враховуються, оскільки затягування не обов'язкове. У загальному випадку болт можна замінити штифтом. З двох даних напружень найбільш небезпечним є напруження зрізу, і тому найчастіше виконують тільки розрахунок на зріз.

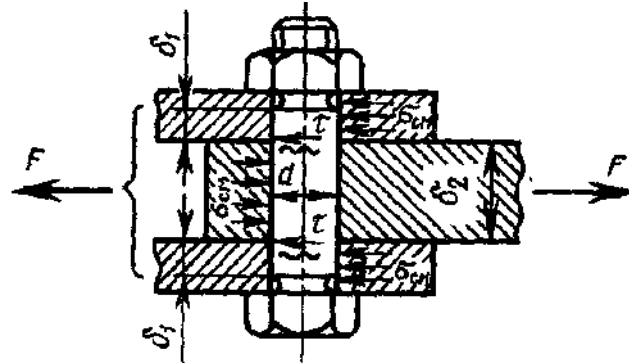


Рис. 2.7. Схема для розрахунку болтів, поставлених в отвір без зазору

Умова міцності по напруженню зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d^2 z i} \leq [\tau]_{зр}$$

звідки

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau]_{зр} z i}}, \text{ мм}$$

де i – число площин зрізу; $i=n-1$, де n -число деталей, що з'єднуються;

z - число болтів в з'єднанні;

$[\tau]_{зр}$ – допустиме напруження на зріз матеріалу болта, МПа;

Отримане значення округляють до найближчого більшого стандартного.

Умова міцності на зминання

загальна формула $\sigma_{зм} = \frac{F}{dz \delta_{\min}} \leq [\sigma]_{зм}$, звідси $d = \frac{F}{[\sigma]_{зм} \delta_{\min} z}$, мм

для середньої деталі рис. 2.7

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{(d\delta_2)z} \leq [\sigma]_{зм}, \text{ звідси } d = \frac{F}{[\sigma]_{зм} \delta_2 z}, \text{ мм}$$

для крайньої деталі

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{(2d\delta_1 z)} \leq [\sigma]_{зм}, \text{ звідси } d = \frac{F}{2 \cdot [\sigma]_{зм} \delta_1 z}, \text{ мм.}$$

де $[\sigma]_{зм}$ – допустима напруження на зминання менш міцного матеріалу, МПа;

δ_{\min} – мінімальна товщина з деталей, що з'єднуються, мм;

δ_1, δ_2 - товщини деталей, що з'єднуються, мм.

Недоліком цих з'єднань є висока вартість, із- за складності технології його створення (точна розмітка, розгортання, точність виготовлення болтів).

Болт поставлений із зазором (рис. 2.8). У цьому з'єднанні надійність забезпечується силами тертя від затягування болта, який не повинен сприймати зовнішнє навантаження. Якщо в цьому з'єднанні болт сприймає зовнішнє навантаження, це говорить про порушення надійності і таке з'єднання не може вважатися працездатним.

У з'єднанні, в якому болт поставлений із зазором, зовнішнє навантаження не передається на болт. Тому болт розраховують тільки на статичну міцність по силі затягування навіть при змінному зовнішньому навантаженні. Вплив змінного навантаження враховують шляхом вибору підвищених значень коефіцієнта запасу.

Умову відсутності зрушення можна записати

$$F \leq i \cdot F_{\text{ТР}} = i \cdot F_{\text{зат}} \cdot f,$$

де i - число площин зрізу (на рис. 2.8 $i = 2$, при з'єднанні тільки двох деталей $i=1$);

$F_{\text{ТР}}$ - сила тертя між деталями, що з'єднуються, від затягування болта, Н;

f - коефіцієнт тертя в стику ($f \approx 0,15 \dots 0,20$ для сухих чавунних і сталевих поверхонь);

$F_{\text{зат}}$ - сила затягування болта, Н;

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF}{zif},$$

де K - коефіцієнт запасу зчеплення ($K = 1,3 \dots 1,5$ при статичному навантаженні, $K = 1,8 \dots 2$ при змінному навантаженні);

z - число болтів в з'єднанні.

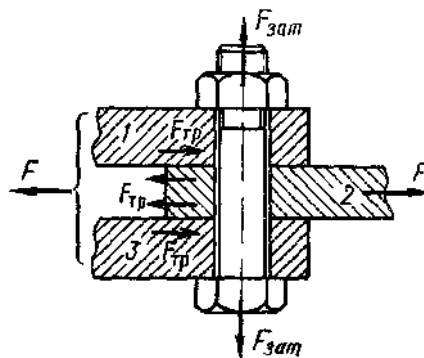


Рис. 2.8. Схема для розрахунку болтів поставлених в отвори із зазором

Умова міцності запишеться

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma]_p}}, \text{ мм.}$$

Порівнюючи варіанти встановлення болтів із зазором і без, слід зазначити, що перший варіант дешевше за другий, оскільки не вимагає точних розмірів болта і отвору. Проте умови роботи болта, поставленого із зазором, гірше, ніж без зазору.

Розрахункове навантаження болта із зазором в 5...7,5 разів перевищує зовнішнє навантаження. Крім того, унаслідок нестабільності коефіцієнта тертя і труднощі контролю затягування, робота таких з'єднань при зрушуючому навантаженні недостатньо надійна.

Розрахунок з'єднання заздалегідь затягнутого при збиранні і навантаженого зовнішньою осьовою розтягуючою силою

Цей випадок часто зустрічається в машинобудуванні: кріплення кришок редукторів, резервуарів, циліндрів, вальниць (рис 2.9) і т.п.

Для цього випадку також розглядаються два варіанти

Додаткове затягування болта під навантаженням відсутнє, тоді розрахункове навантаження

$$F_{роз} = [1,3K(1 - \chi) + \chi]F,$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що характеризує піддатливість елементів з'єднання ($\chi = 0,2...0,3$ без прокладок; $\chi = 0,4...0,5$ з прокладками)

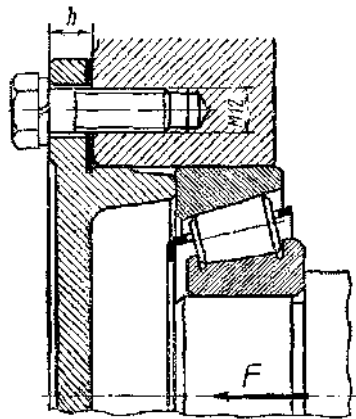


Рис. 2.9. До розрахунку заздалегідь затягнутого з'єднання

Можливе додаткове затягування болта при дії повного зовнішнього навантаження, тоді розрахункове навантаження

$$F_{роз} = 1,3F[K(1 - \chi) + \chi],$$

Умова міцності запишеться

$$\sigma_{екв} = \frac{4F_{роз}}{\pi d_1^2 z} \leq [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{роз}}{\pi[\sigma]_p z}}, \text{мм},$$

де z – число болтів у з'єднанні.

Розрахунок з'єднання навантажено обертаючим моментом (муфти, складені зубчаті колеса тощо). Цей випадок схожий на випадок, коли з'єднання навантажено поперечною силою, елементи які з'єднуються, прагне змістити колова сила (рис. 2.10). Так само розглядаються два варіанти (болти поставлені без зазору і із зазором).

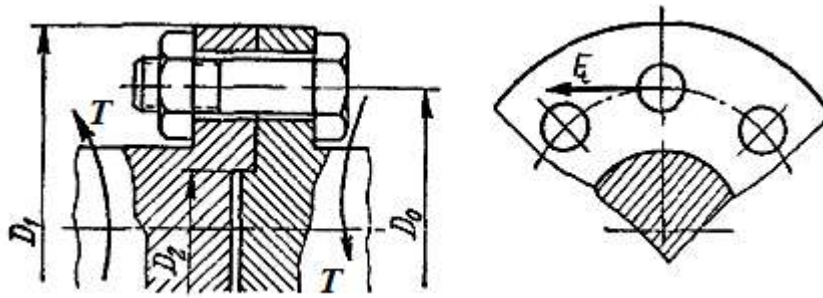


Рис. 2.10. До розрахунку з'єднання навантаженого обертаючим моментом
Колова сила буде

$$F_t = \frac{2T}{D_0},$$

де T – крутний момент, Н·м;

D_0 – діаметр осей болтів, м

Колова сила F_t підставляється замість F в розрахункові формули з'єднання навантаженого поперечним навантаженням.

Розрахунок з'єднання навантаженого відцентровим навантаженням

Ексцентричне навантаження болта виникає із-за непаралельності опорних поверхонь деталі і гайки або головки болта, наприклад, в наслідок ухилу полиці швелера (рис. 2.11, а), погрішностей виготовлення деталей, болтів, гайок, застосування болтів з костильною головкою (рис. 2.11, б) тощо, У всіх цих випадках крім напружень розтягування в стрижні болта з'являються напруження згинання.

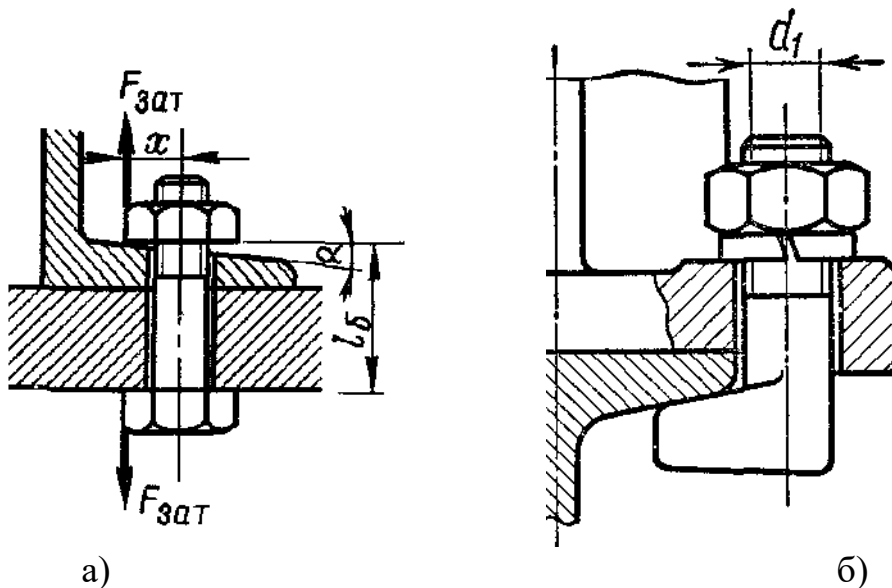


Рис. 2.11. Навантаження з'єднання відцентровим навантаженням

Умова міцності запишеться

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_p + \sigma_u = \frac{4F_{\text{розр}}}{\pi d_1} + \frac{32F_{\text{розр}}x}{\pi d_1^3} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \left(1 + \frac{8x}{d_1} \right) \leq [\sigma]_p$$

де x – величина ексцентриситету, мм.

Значення розрахункового навантаження $F_{роз}$ визначається за формулами для з'єднань заздалегідь затягнутих при збиранні до прикладення зовнішнього навантаження.

Якщо $x = 0,5 d$, то діаметр різьби можна визначити,

$$d_1 = 2,24 \sqrt{\frac{4F_{розp}}{\pi[\sigma]_p z}}, \text{ мм,}$$

де z – число болтів у з'єднанні.

Ексцентричне навантаження приводить до збільшення діаметру болта і зменшення міцності з'єднання. При розробці і виготовленні конструкції з'єднань необхідно уникати ексцентричного навантаження або вживати заходи що знімають ексцентричне навантаження (планування опорних поверхонь гайок і головок гвинтів, болтів, підкладання стандартних косих шайб).

Рекомендовані значення допустимих напружень, коефіцієнтів запасу міцності і розміри метричної різьби наведені в табл. Д.6-8.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Визначити діаметр нарізаної частини кінцевої ділянки крюка (див. рис 2.5), якщо: діюче навантаження змінне пульсуюче $F = 10 \text{ Т}$; матеріал крюка Сталь 35; гайка закручена, але не затягнута.

Дано:

$F = 10 \text{ Т}$

Матеріал – Сталь 35

Навант. змінне

пульсуюче

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження

3 довідника [4] табл. 15 для Сталь 35 з урахуванням дії пульсуючого навантаження виписуємо $[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$.

2 З умови міцності визначаємо внутрішній діаметр різьби

$d - ?$

Заздалегідь переводимо навантаження з тон в ньютони;

$$10 \text{ Т} = 100 \text{ кН.}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 125}} = 31,9 \text{ мм.}$$

Призначаємо метричну різьбу, яке здатна сприймати великі навантаження і має велике тертя. За табл. Д.7 приймаємо найближче більше значення внутрішнього діаметру $d_1 = 37,129 \text{ мм}$ з кроком $P = 4,5 \text{ мм}$, зовнішній діаметр різьби $d = \text{M42}$.

Відповідь: $d = \text{M42}$.

Приклад 2. З умови міцності визначити діаметр болтів в різьбовому з'єднанні навантаженому змінною поперечною силою $F = 20 \text{ кН}$. Число болтів $z = 2$, число деталей, що з'єднуються $n = 3$, клас міцності болтів 4.8, затягування болтів не контролювана. У першому випадку болти поставлені без зазору (див. рис. 2.7), в другому випадку із зазором (див. рис. 2.8).

Дано:

$F = 20$ кН

Клас міцності – 4.8

$z = 2$

$n = 3$

Нав. змінне

Затягування не кон-
трольоване

1-й варіант

болти без зазору

2-й варіант

болти із зазором

Рішення

1-й варіант – болти поставлені без зазору (див. рис.

2.7)

У з'єднанні, навантаженому поперечною силою, опір навантаженню надає стрижень болта, який працює на зріз.

1 Визначаємо допустиме напруження

Для болтів класу міцності 4.8 межа текучості буде

$\sigma_T = 4 \times 8 \times 10 = 320$ МПа, тоді з табл. Д.6 допустиме напруження на зріз визначимо по співвідношенню

$[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T = (0,2 \dots 0,3) \cdot 320 = 64 \dots 96$ МПа.

Приймаємо $[\tau]_{зр} = 64$ МПа.

$d = ?$

2 З умови міцності визначаємо діаметр болта

Число площин зрізу $i = n - 1 = 3 - 1 = 2$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]_{зр} z i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 64 \cdot 2 \cdot 2}} \approx 10 \text{ мм.}$$

З табл. Д. 54 приймаємо болт підвищеної точності для встановлення з під розгортки $d = 11$ мм, на кінцевій ділянці якого різьба М10.

2-й варіант – болти поставлені з зазором (див. рис. 2.8)

При встановлення в з'єднанні болтів з зазором, нерухомість з'єднання забезпечується за рахунок сил тертя від затягування болтів. Болти сприймають складне навантаження (розтягування і кручення), тому розрахунок ведуть по еквівалентних напруженнях.

3 Визначаємо допустиме напруження

За табл. Д.5 з урахуванням змінного навантаження і не контрольованого затягування, класу міцності і припускаючи, що діаметр болта буде знаходитися в інтервалі М16...М30, приймаємо $[n] = 6,5$,

тоді допустиме напруження

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 320 / 6,5 = 49 \text{ МПа.}$$

4 Визначаємо силу затягування болта

Коефіцієнт тертя в стикі сталь по сталі $f \approx 0,17$; коефіцієнт запасу зчеплення при змінному навантаженні $K = 1,8$

$$F_{зат} = \frac{KF}{zif} = \frac{1,8 \cdot 20 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 0,17} = 52941 \text{ Н}$$

5 З умови міцності визначаємо внутрішній діаметр різьби

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F_{зат}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 52941}{3,14 \cdot 49}} = 42,29 \text{ мм}$$

З табл. Д.7 приймаємо найближче більше значення $d_1 = 42,587$ мм, для якого $d = \text{M48}$.

Відповідь: 1-й варіант $d = 11$ мм; 2-й варіант $d = \text{M48}$.

Приклад 3. Визначити діаметр болтів фланцевої муфти (див. рис. 2.10). Навантаження змінне, крутний момент $T=1$ кН·м, болти класу міцності 5.6, затягування не контрольована, число болтів $z=4$, діаметр кола осей болтів $D_0=200$ мм. У першому варіанті болти поставлені без зазору, в другому варіанті – із зазором.

Дано:

$T=1$ кН·м
Клас міцності болтів – 5.6
 $z=4$; $D_0=200$ мм
Нав. змінне
Затягування не контрольоване
1-й варіант болти без зазору
2-й варіант болти із зазором

Рішення

1-й варіант – болти поставлені без зазору

1 Визначаємо допустиме напруження з довідника [4] для болта класу міцності 5.6 відповідає матеріал Сталь 30, 35
 $\sigma_T=300$ МПа, тоді допустиме напруження на зріз визначимо з табл. Д.6 по співвідношенню
 $[\tau]_{зр}=(0,2\dots0,3)\sigma_T=(0,2\dots0,3)300=60\dots90$ МПа.
Приймаємо $[\tau]_{зр}=60$ МПа.
2. Визначаємо колову силу, що діє на з'єднання
Заздалегідь переводимо момент з Н·м в Н·мм;
 1000 Н·м $=10^6$ Н·мм.

$$d - ? \quad F_t = \frac{2T}{D_0} = \frac{2 \cdot 10^6}{200} = 10000 \text{ Н}$$

3 З умови міцності визначаємо діаметр болта

Число площин зрізу $i = n-1 = 2-1=1$

$$d = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau]_{зр}zi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 60 \cdot 4 \cdot 1}} \approx 7,3 \text{ мм}$$

З табл. Д. 54 приймаємо болт підвищеної точності для встановлення з під розгортки $d=9$ мм, на кінцевій ділянці якого різьба М8.

2-й варіант – болти поставлені із зазором (див. рис. 2.10)

4 Визначаємо допустиме напруження

З табл. Д.5 з урахуванням змінного навантаження і не контрольованого затягування для вуглецевих сталей, припускаючи, що діаметр болта буде знаходитися в інтервалі М16...М30, приймаємо $[n]=6,5$, тоді допустиме напруження

$$[\sigma]_p = \sigma_T/[n] = 300/6,5 = 46 \text{ МПа.}$$

5 Визначаємо силу затягування болта

Коефіцієнт тертя в стику сталь по сталі $f \approx 0,17$; коефіцієнт запасу зчеплення при змінному навантаженні $K=1,8$

$$F_{зам} = \frac{KF_t}{zif} = \frac{1,8 \cdot 10^4}{4 \cdot 1 \cdot 0,17} = 26471 \text{ Н}$$

6 З умови міцності визначаємо внутрішній діаметр різьби

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F_{зам}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 26471}{3,14 \cdot 46}} = 30,87 \text{ мм}$$

З табл. Д.7 приймаємо найближче більше значення $d_1=31,670$ мм, для якого зовнішній діаметр різьби $d=M36$.

Цей розрахунок показує доцільність установки болтів в муфтах без зазору.

Відповідь: 1-й варіант $d=9$ мм; 2-й варіант $d=M36$.

Приклад 4. Визначити число болтів в з'єднанні, навантаженому постійним поперечним навантаженням $F = 50$ кН. Болти поставлені із зазором (див. рис. 2.8), число деталей, що з'єднуються $n=3$, діаметр болта $d = M24$, затяжка не контрольована, матеріал болта Сталь 10.

Дано:
 $F = 50$ кН
 $d = M24$
 Матеріал – Сталь 10
 $n = 3$
 Нав. постійне
 Затягування не контрольоване

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження
 з довідника [4] табл. 15 для Сталь 10 виписуємо
 $\sigma_T = 210$ МПа.
 з табл. Д.5 з урахуванням постійного навантаження і не контрольованого затягування для вуглецевих сталей з інтервалом розмірів M16...M30, приймаємо $[n] = 3$, тоді допустиме напруження $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 210 / 3 = 70$ МПа.

$z - ?$

2 з умови міцності розписавши силу затягування визначаємо число болтів
 Коефіцієнт тертя у стику сталь по сталі $f \approx 0,17$; коефіцієнт запасу зчеплення при постійному навантаженні $K = 1,3$; число площин зрізу $i = n - 1 = 3 - 1 = 2$. з табл. Д.8 для болта M24 $d_1 = 20,752$ мм.

$$z = \frac{5,2KF}{if\pi d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{5,2 \cdot 1,3 \cdot 50 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,17 \cdot 3,14 \cdot 20,752^2 \cdot 70} = 10,5.$$

Приймаємо число болтів в з'єднанні $z = 12$.

Відповідь: $z = 12$.

Приклад 5. Яке найбільше навантаження може витримати болтове з'єднання, навантажене постійною поперечною силою, в якому болти встановлені без зазору (див. рис. 2.7). Число болтів $z = 4$, діаметр болтів $d = 17$ мм, матеріал болтів - Сталь 35 ($\sigma_T = 320$ МПа), кількість деталей, що з'єднуються $n = 2$.

Дано:
 $d = 17$ мм
 $z = 4$
 Матеріал – Сталь 35
 $\sigma_T = 320$ МПа
 $n = 2$
 Нав. постійне

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження
 При статичному навантаженні
 $[\tau]_{zp} = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 320 = 128$ МПа.
 2 з умови міцності визначаємо допустиме навантаження

$F - ?$

$$F \leq \frac{[\tau]_{cp} \pi d_1^2 z i}{4} = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 17^2 \cdot 4 \cdot 1}{4} = 116155 \text{ Н}$$

Відповідь: $F = 116155$ Н.

Приклад 6. Визначити діаметр болтів кришки вальничного вузла (див. рис. 2.9), на яку діє постійне осьове навантаження $F = 12,5$ кН. Число болтів $z = 6$, матеріал болтів Сталь 35 ($\sigma_T = 320$ МПа), прокладка м'яка, болти встановлені із зазором і затягнуті до прикладання навантаження. Розглянути необхідно два варіанти: 1-й варіант – без подальшої підтяжки болтів під навантаженням; 2-й варіант – з подальшою підтяжкою болтів під навантаженням.

Дано:

$F = 12,5$ кН
 $z = 6$
 Матеріал – Сталь 35
 $\sigma_T = 320$ МПа
 прокладка м'яка
 Нав. постійне

Рішення

1 Визначаємо допустиме напруження
 3 табл. Д.5 з урахуванням постійного навантаження і не контрольованого затягування для вуглецевих сталей з передбачуваним інтервалом розмірів болтів М6...М16, приймаємо $[n] = 4$, тоді допустиме напруження
 $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 320 / 4 = 80$ МПа.

$d - ?$

2 Визначаємо розрахункову силу для першого варіанту – без подальшого затягування болтів під навантаженням

Заздалегідь враховуючи наявність м'якої прокладки, приймаємо $\chi = 0,4$, коефіцієнт запасу зчеплення при постійному навантаженні приймаємо $K = 1,3$.

$$F_{\text{розрах}} = [1,3K(1 - \chi) + \chi]F = [1,3 \cdot 1,3(1 - 0,4) + 0,4] \cdot 12,5 \cdot 10^3 = 17675 \text{ Н.}$$

3 З умови міцності визначаємо внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{розрах}}}{\pi[\sigma]_p z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17675}{3,14 \cdot 80 \cdot 6}} = 6,85 \text{ мм.}$$

З табл. Д.7 приймаємо найближче більше значення $d_1 = 8,376$ мм, що відповідає зовнішньому діаметру різьби М10.

4 Визначаємо розрахункову силу для другого варіанту – з подальшим затягуванням болтів під навантаженням

$$F_{\text{розрах}} = 1,3F[K(1 - \chi) + \chi] = 1,3 \cdot 12,5 \cdot 10^3 [1,3(1 - 0,4) + 0,4] = 19175 \text{ Н.}$$

5 З умови міцності визначаємо внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{розрах}}}{\pi[\sigma]_p z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19175}{3,14 \cdot 80 \cdot 6}} = 7,13 \text{ мм.}$$

З табл. Д.7 приймаємо найближче значення $d_1 = 8,376$ мм, що відповідає зовнішньому діаметру різьби М10. Діаметр болта, вийшов в межах М6...М16 для якого заздалегідь вибирався коефіцієнт запасу міцності. Для більшого розміру болтів $[n]$ менше див. табл. Д.5.

Відповідь: Для 1-го і 2-го варіантів $d = \text{М10}$.

Приклад 7. Визначити силу, яку необхідно прикласти до стандартного ключа при загвинчуванні гайки (див. рис. 2.2) до появи в стрижні болта напружень, рівних межі текучості $\sigma_T = 210$ МПа (Сталь 10). Розрахунок виконати для болта М24. Довжину ручки стандартного болта прийняти $l = 15d$, коефіцієнт тертя у різьбі на торці гайки $f = 0,15$.

Дано:	Рішення
$d = \text{M24}$ Матеріал – Сталь 10 $\sigma_T = 210$ МПа $f = 0,15$ $l = 15d$	<p>1 Використовуючи табл. Д.7 виписуємо необхідні для розрахунків розміри $d = 24$ мм; $d_1 = 20,752$ мм; $d_2 = 22,051$ мм; $p = 3$ мм, кут підйому різьби визначаємо по формулі</p> $\varphi = \arctg \frac{p}{\pi d_2} = \arctg \frac{3}{3,14 \cdot 22,051} = 2^\circ 30'$
$F_k - ?$	

2 З умови міцності визначаємо силу затягування для болта, при якій в його стрижні виникає напруження, рівна межі текучості

$$F_{зам} = \frac{\pi d_1^2 \sigma_T}{5,2} = \frac{3,14 \cdot 20,752^2 \cdot 210}{5,2} = 54625 \text{ Н.}$$

3 Визначаємо момент загвинчування, прикладений до гайки
Заздалегідь для метричної різьби визначаємо кут тертя та середній діаметр опорної поверхні гайки.

$$\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha} = \arctg \frac{0,15}{\cos 60^\circ / 2} = 9^\circ 50'; D_{cp} = 1,4d = 1,4 \cdot 24 = 33,6 \text{ мм.}$$

$$M_{зав} = F_{зам} \frac{d_2}{2} \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\varphi + \rho) \right] = 54625 \frac{22,051}{2} \left[\frac{33,6}{22,051} \cdot 0,15 + tg(2^\circ 30' + 9^\circ 50') \right] = 258975 \text{ Н}\cdot\text{мм} \approx 259 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

4 Визначаємо силу, яку необхідно прикласти до ключа

$$F_k = M_{зав} / l = 258975 / 15 \cdot 24 = 719,4 \text{ Н} = 72 \text{ кг}$$

$$\text{Виграш у силі } F_{зам} / F_k = 54625 / 719 = 76 \text{ разів.}$$

Відповідь: $F_k = 719,4 \text{ Н}$

Завдання для самостійної роботи

(розрахункові)

Завдання 1. Визначити силу, яку необхідно прикласти до стандартного ключа при загвинчуванні гайки (див. рис. 2.2) до появи в стрижні болта напружень, рівних межі текучості. Довжину ручки стандартного ключа прийняти $l=15d$, коефіцієнт тертя в різьбі на торці гайки $f = 0,15$.

Початкові дані

№ вар	Діаметр мм	Тип різьби	σ_T , МПа
1.	M8	Метр.	210
2.	M10	Метр.	230
3.	M12	Метр.	240
4.	M16	Метр.	260
5.	M20	Метр.	280
6.	M22	Метр.	320
7.	M30	Метр.	340
8.	M32	Метр.	360
9.	M36	Метр.	380
10.	M42	Метр.	220
11.	M16	Метр.	180
12.	M20	Метр.	210
13.	M22	Метр.	360
14.	M30	Метр.	400
15.	M10	Метр.	420
16.	M10	Метр.	460
17.	M12	Метр.	480
18.	M16	Метр.	500
19.	M20	Метр.	315
20.	M22	Метр.	215
21.	M30	Метр.	415
22.	M32	Метр.	435
23.	M36	Метр.	265
24.	M42	Метр.	245
25.	M16	Метр.	325
26.	M8	Метр.	235
27.	M10	Метр.	225
28.	M12	Метр.	185
29.	M16	Метр.	210
30.	M20	Метр.	200

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № з журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. Визначити діаметр болтів фланцевої муфти (див. рис. 2.10). Затягування не контрольоване. У першому варіанті болти поставлені без зазору, в другому варіанті – із зазором.

Початкові дані

№ вар	Навантаження кНм	Число болтів	D_0	Клас міцності болта	Характер навантаження
	T	z			
1	0,5	4	220	3.6	Пост.
2	0,6	6	230	4.6	Змін.
3	0,7	8	240	4.8	Пост.
4	0,8	4	250	5.6	Змін.
5	0,9	6	260	5.8	Пост.
6	1	8	280	6.6	Змін.
7	1,2	4	290	6.8	Пост.
8	1,3	6	300	6.9	Змін.
9	1,4	8	310	8.8	Пост.
10	1,5	4	315	10.9	Змін.
11	1,6	6	320	3.6	Пост.
12	0,3	8	325	4.6	Змін.
13	0,6	4	330	4.8	Пост.
14	0,8	6	340	5.6	Змін.
15	0,5	8	350	5.8	Пост.
16	0,6	4	345	6.6	Змін.
17	0,7	6	360	6.8	Пост.
18	0,8	8	200	6.9	Змін.
19	0,9	4	210	8.8	Пост.
20	1	6	220	10.9	Змін.
21	1,2	8	230	3.6	Пост.
22	1,3	4	240	4.6	Змін.
23	1,4	6	250	4.8	Пост.
24	1,5	8	260	5.6	Змін.
25	1,6	4	280	5.8	Пост.
26	0,3	6	290	6.6	Змін.
27	0,6	8	300	6.8	Пост.
28	0,8	4	310	6.9	Змін.
29	0,5	6	315	8.8	Пост.
30	0,6	8	320	10.9	Змін.

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 3. Визначити діаметр болтів кришки вальничного вузла (див. рис. 2.9) і перевірити міцність різьби і головки болта. Болти встановлені із зазором і затягнуті до прикладання навантаження. Глибину закручування болта прийняти $H = 1,2d$. Розглянути необхідно два варіанти: 1-й варіант – без подальшої підтяжки болтів під навантаженням; 2-й варіант – з подальшою підтяжкою болтів під навантаженням.

Початкові дані

№ вар	Навантаження	Число болтів	Клас міцності болта	Характер навантаження
	кН F_a			
1	10	4	5.6	Змін.
2	11	6	5.8	Пост.
3	12	8	6.6	Змін.
4	12,5	10	6.8	Пост.
5	14	4	6.9	Змін.
6	14,5	6	8.8	Пост.
7	15	8	10.9	Змін.
8	16	10	3.6	Пост.
9	10,5	4	4.6	Змін.
10	11	6	4.8	Пост.
11	8	8	5.6	Змін.
12	10	10	5.8	Пост.
13	9	4	6.6	Змін.
14	10	6	6.8	Пост.
15	11	8	3.6	Змін.
16	12	10	4.6	Пост.
17	12,5	4	4.8	Змін.
18	14	6	5.6	Пост.
19	14,5	8	5.8	Змін.
20	15	10	6.6	Пост.
21	16	4	6.8	Змін.
22	10,5	6	6.9	Пост.
23	11	8	8.8	Змін.
24	8	10	10.9	Пост.
25	10	4	3.6	Змін.
26	9	6	4.6	Пост.
27	10	8	4.8	Змін.
28	11	10	5.6	Пост.
29	12	4	5.8	Змін.
30	12,5	6	6.6	Пост.

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № з журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 3. РОЗРАХУНКИ ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

Загальні відомості

Шпонкові і шліцьові з'єднання служать для закріплення на валах і осях обертаючих деталей (зубчастих коліс, шківів, зірочок і інших деталей), передачі крутного моменту від вала до маточини насадженої деталі або навпаки, та для переміщення деталей по валах в осьовому напрямі.

Шпонкові з'єднання (рис.3.1, а) складаються з вала 2, шпонки 1 і маточини 3 деталі (колеса, шківа або іншої деталі). Шпонка є сталевим брусом, що вставляється в пази вала і маточини деталі.

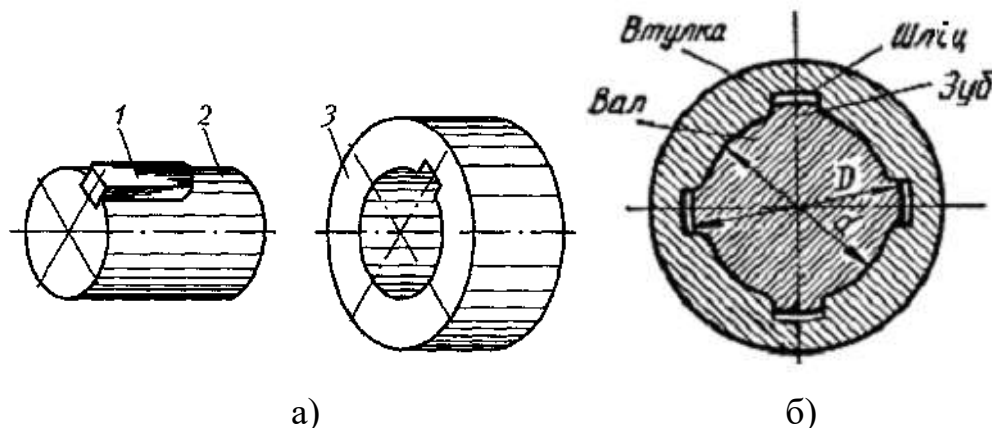


Рис. 3.1. Шпонкові і шліцьові (зубчасті) з'єднання

Шліцьові (зубчасті) з'єднання (рис.3.1, б) утворюються певної форми виступами (зубцями) на вала і відповідними западинами (шліцами) в маточині. Робочими поверхнями є бічні сторони зубців. Ці з'єднання можна розглядати як багатошпонкові, у яких шпонки виконані як одне ціле з валом.

Основні розрахункові формули

Шпонкові з'єднання

Основним критерієм працездатності шпонкових з'єднань, є **міцність**. З умови міцності можна виконати перевірочний розрахунок, які полягає у визначенні розрахункового напруження і порівняння його з допустимим або визначення моменту, що допускається, проектний розрахунок, який полягає у визначенні геометричних розмірів з'єднання (зазвичай визначається довжина шпонки).

З'єднання з врізними клиновими шпонками (рис 3.2) розраховується з умови міцності шпонки на зминання

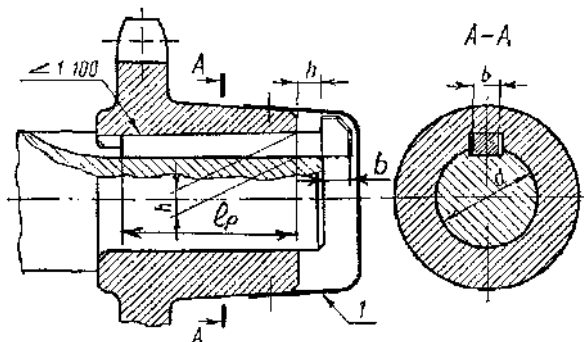


Рис. 3.2. До розрахунку врізних клинових шпонок

Умова міцності

$$\sigma_{зм} = \frac{12T \cdot 10^3}{(b + 6fd)b \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де T – крутний момент, Н·м; d – діаметр вала, мм; b – ширина шпонки, мм; l_p – довжина робочої частини шпонки, мм; f – коефіцієнт тертя; для сталі і чавуну 0,15...0,2; $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження, на зминання, МПа.

Складність виготовлення шпонок і пазів, наявність складальних напружень, радіальний зсув і перекіс виробів, різко скоротило їх застосування.

З'єднання циліндричними шпонками (рис.3.3) розраховується з умови міцності шпонки на зминання

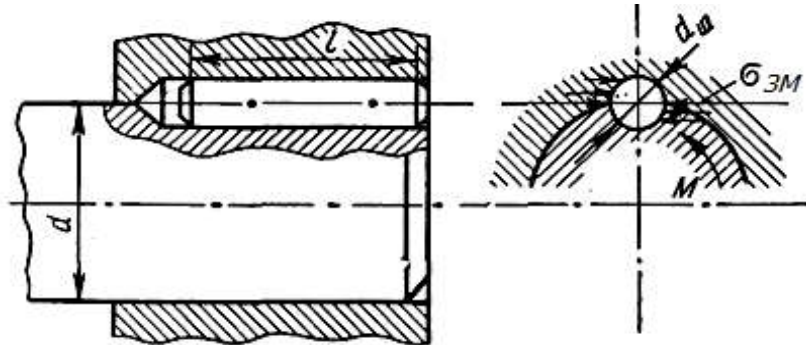


Рис. 3.3. З'єднання циліндричною шпонкою

Умові міцності

$$\sigma_{зм} = \frac{4T \cdot 10^3}{dd_{ш}l_{ш}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де d – діаметр вала, мм; $d_{ш}$ – діаметр шпонки, мм; $l_{ш}$ – довжина шпонки, мм.

Геометричні розміри шпонки визначають з умови міцності або приймають по співвідношеннях:

Діаметр шпонки $d_{ш} = (0,13 \dots 0,16)d_v$

де d_v – діаметр вала, мм.

Довжина шпонки $l = (3 \dots 4) d_{ш}$ або прийняти рівну довжині маточини деталі.

Циліндрові шпонки-штифти виготовляють по ГОСТ3128-70, ГОСТ 12207-79. При великих навантаженнях ставлять дві розташовані під кутом 180° або три розташовані кутом 120° шпонки. Але слід пам'ятати, що це сильно ослабляє перетин вала особливо при ударних і знакозмінних навантаженнях.

З'єднання з тангенціальними шпонками (рис. 3.4) розраховується так само, як і клинові з умови міцності шпонки на зминання

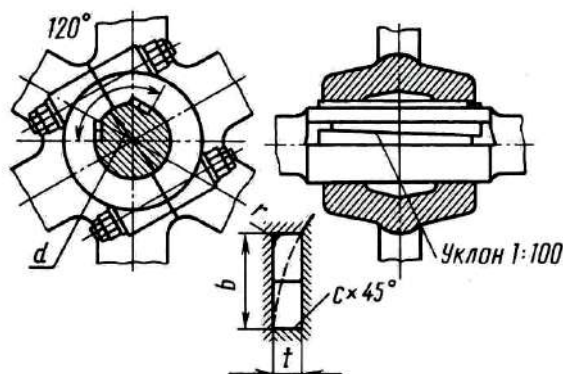


Рис. 3.4. З'єднання тангенціальними шпонками

Умова міцності

$$\sigma_{зм} = \frac{T \cdot 10^3}{\left(0,45 + \frac{2}{\pi} f\right) d l_p (t - c)} \leq [\sigma]_{зм},$$

де t – ширина робочої грані шпонки, рівна глибині паза на вала, мм;
 c – фаска шпонки, мм.

Шпонки в таких з'єднаннях працюють на стиснення, тобто в кращих умовах, ніж в інших з'єднаннях шпон. Розміри клинових шпонок і пазів, шпон, вибирають по ГОСТ24069-80 і 24070-80 залежно від діаметру вала. Натяг здійснюється відносним осьовим зсувом клинів. Шпонки ставлять зазвичай під кутом 120...135°.

З'єднання призматичними шпонками (рис. 3.5)

При передачі крутного моменту на бічних поверхнях шпонки і пазів, шпон, виникають напруження зів'ята $\sigma_{зм}$, а в поперечному перетині шпонки напружень зрізу $\tau_{зр}$. Оскільки розміри шпонок і пазів в стандарті підібрані з умови міцності на зминання, тому основним розрахунком є розрахунок на зминання. Розрахунок на зріз в більшості випадків не проводиться.

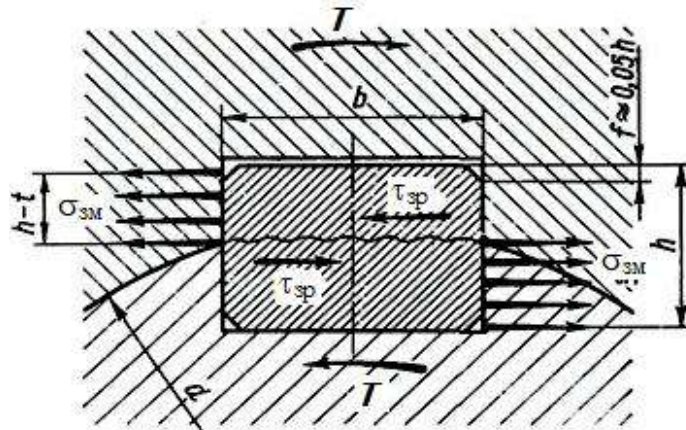


Рис. 3.5. Розрахункова схема з'єднання призматичною шпонкою

При точних розрахунках умова міцності :

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(0,95h - t)l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де T – крутний момент, Н·м; d – діаметр вала, мм; h – висота шпонки, мм;
 t – глибина шпонкового паза на валу, мм; l_p – робоча довжина шпонки, мм:
 для шпонок з круглими кінцями (рис. 3.6, в) $l_p = l - b$;
 » » » з плоскими кінцями (рис. 3.6, а) $l_p = l$;
 » » у яких один кінець плоский, інший круглий (рис. 3.6, б) $l_p = l - b/2$.

де l – загальна довжина шпонки, мм ;

b – ширина шпонки, мм;

0,95 – коефіцієнт що враховує зменшення робочої висоти шпонки на величину фаски $f \approx 0,05h$.

При середній точності розрахунків умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h - t)l_p} \leq [\sigma]_{зм}$$

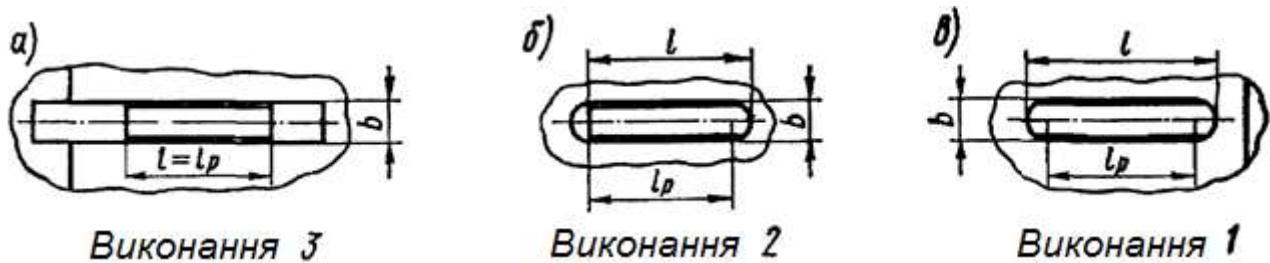


Рис. 3.6. Основні типи призматичних шпонок

З'єднання сегментними шпонками (рис. 3.7)

Перевіряють по умові міцності на зминання і зріз, оскільки сегментна шпонка вузька (висота значно перевищує ширину шпонки і є небезпека її зрізу).

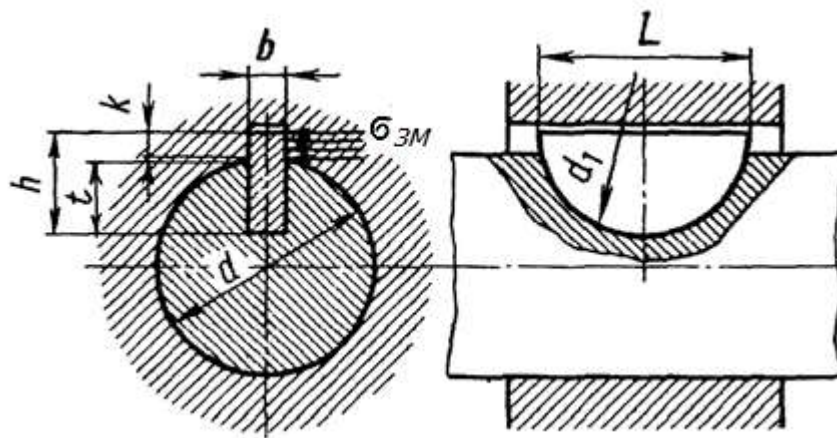


Рис. 3.7. Розрахункова схема з'єднання сегментною шпонкою

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T10^3}{d(h-t)l} \leq [\sigma]_{зм}$$

де h – висота шпонки, мм; t – глибина паза, шпони, на вала, мм; l – довжина шпонки, мм; вибирається по таблиці Д.12 (див. примітку),

Умова міцності на зріз (може також застосовуватись для призматичних шпонок)

$$\tau_{зр} = \frac{2T10^3}{dbl} \leq [\tau]_{зр},$$

де b – ширина шпонки, мм; $[\tau]_{зр}$ – допустиме напруження на зріз, МПа;

для призматичних шпонок замість l підставляється l_p – робоча довжина шпонки, мм.

Розміри шпонок (у тому числі і довжина) і пазів, шпон, вибирають залежно від діаметру вала за ГОСТ24071-80 (табл. Д.12) Робочими є бічні грані шпонки.

Шліцьові з'єднання (рис.3.8) . Основним критерієм працездатності шліцьових з'єднань є **міцність**. Шліцьові з'єднання виходять з ладу із-за пошкодження робочих поверхонь зубців: зносу, зминання, фретінг-корозії, заїдання і із-за поломок шліцьових валів і зубців. Основні розміри з'єднання вибирають по таблицях стандартів залежно від діаметру вала, а потім перевіряють розрахунком.

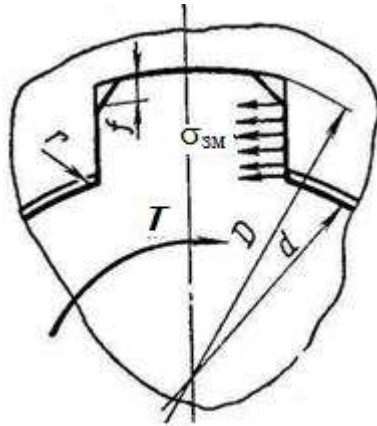


Рис. 3.8. Розрахункова схема шліцьових з'єднань

Розміри зубців в стандартах прийняті з умови міцності на зминання, тому основним перевірочним розрахунком зубчатих з'єднань є розрахунок на зминання. Перевірку шлиців на зріз не проводять. При розрахунку на міцність допускають, що по бічних поверхнях зубців навантаження розподіляється рівномірно, але із-за неточності виготовлення їх по кроку в роботі бере участь 0,75 загального числа зубців .

Умова міцності шліцьового з'єднання на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{0,75z d_{cp} h l} \leq [\sigma]_{зм} ,$$

де T – крутний момент, Н·м; 0,75 – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між шлицями; z – число шлиців; d_{cp} – середній діаметр з'єднання, мм :

$$\text{для прямобочного профілю } d_{cp} = \frac{D + d}{2} ;$$

$$\text{для евольвентного профілю } d_{cp} = mz ;$$

D -зовнішній діаметр шлиців, мм ; d - внутрішній діаметр шлиців, мм ;

h -висота поверхні контакту зубців, мм:

$$\text{для прямобочного профілю } h = \frac{D - d}{2} - 2f ;$$

для евольвентного профілю h м;

f -фаска шлиця ; l -довжина поверхні контакту зубців, рівна довжині маточини, мм; $[\sigma]_{зм}$ - напруження, що допускається, на зминання матеріалу шлиців, МПа.

Розміри D , d , z , m , f - вибираються з табл. Д.13,14.

Величина напружень і шліцьових з'єднань, шпон, що допускаються, залежить від виду з'єднання, характеру навантаження, матеріалу маточини, стану робочої поверхні і вибирається з табл.Д.8,9.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Перевірити як виконується умови міцності в з'єднаннях утворених: 1. циліндричною шпонкою (див. рис. 3.3); 2. призматичною шпонкою із закругленими краями (див. рис. 3.5 і рис. 3.6, в); 3. сегментною шпонкою (див. рис. 3.7); 4. шліцями з прямобочним профілем (табл. Д.13); 5. шліцями з евольвентним профілем (табл. Д.14), якщо: обертальний момент $T = 1,2$ кН·м; діаметр вала $d = 40$ мм; ширина маточини деталі $B = 60$ мм; матеріал маточини – сталь; з'єднання нерухомі; навантаження змінне; посадки перехідні; поверхні без термоупрочнення.

Дано:

$T = 1,2$ кНм
 $d = 40$ мм
 $B = 60$ мм
 Маточина - сталь
 Посадки перехідні
 Навантаження змінне
 З'єднання нерухоме
 Поверхні без термообробки

Рішення

1 Записуємо умови міцності використовуваних з'єднань:

а) циліндрична шпонка

$$\sigma_{зм} = \frac{4T \cdot 10^3}{dd_{uu}l_{uu}} \leq [\sigma]_{зм};$$

б) призматична шпонка

$$\sigma_{зм} = \frac{2T10^3}{d(h-t)l_p} \leq [\sigma]_{зм};$$

в) сегментна шпонка

$$\sigma_{зм} = \frac{2T10^3}{d(h-t)l} \leq [\sigma]_{зм}, \tau_{зр} = \frac{2T10^3}{dbl} \leq [\tau]_{зр};$$

$\sigma_{зм} - ?; \tau_{зр} - ?$

г) шліцьові з'єднання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{0,75zd_{cp}hl} \leq [\sigma]_{зм}.$$

2 Визначаємо невідомі що входять в умови міцності

2.1 Визначаємо допустиме напруження для шпонок

Враховуючи характер з'єднання, навантаження і матеріал маточини деталі, за табл. Д.8 $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа; $[\tau]_{зр} = 70$ МПа.

2.2 Визначаємо допустиме напруження для шліцьових з'єднань

Враховуючи характер з'єднання, навантаження і матеріал маточини деталі, і стан поверхні за табл. Д.9 $[\sigma]_{зм} = 60$ МПа;

2.3 Визначаємо геометричні параметри шпонок:

а) циліндричної (круглої)

Діаметр шпонки визначаємо по співвідношенню

$$d_{uu} = (0,13 \dots 0,16)d_B = (0,13 \dots 0,16) \cdot 40 = 5,2 \dots 6,4 \text{ мм.}$$

Враховуючи велике навантаження для такого діаметру вала, і для зменшення ослаблення перетину вала приймаємо діаметр шпонки $d_{uu} = 10$ мм.

Довжину шпонки приймаємо рівну ширині маточини деталі $l_{uu} = B = 60$ мм;

б) призматичної із закругленими краями

Для діаметра вала $d = 40$ мм з таблиці Д. 10 виписуємо $b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $t = 5$ мм.

Довжину шпонки приймаємо з урахуванням ширині маточини деталі та стандартного ряду довжин табл. Д11(примітки) звідки $l = 56$ мм.

Враховуючи, що шпонка із закругленими краями робоча довжина шпонки буде дорівнювати $l_p = l - b = 56 - 12 = 44$ мм.

в) сегментної

Для діаметру вала $d = 40$ мм за таблицею Д.12 вписуємо $b = 12$; $h = 19$ мм; $l = 59,1$ мм; $t = 16$ мм.

2.4 Визначаємо геометричні параметри шліцьових з'єднань:

а) з прямобочним профілем

Враховуючи велике навантаження для такого діаметру вала, приймаємо важку серію. Для діаметру вала $D = 40$ мм (зовнішній діаметр шліцьових з'єднань позначається D) за таблицею Д.13 вписуємо $z \times d \times D = 10 \times 32 \times 40$ мм; $f = 0,4$ мм. Довжину шліців приймаємо рівну ширині маточини деталі $l = B = 60$ мм.

Середній діаметр з'єднання:

$$d_{\text{cp}} = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 32}{2} = 36 \text{ мм};$$

Висота поверхні контакту зубців:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{40 - 32}{2} - 2 \cdot 0,4 = 3,2 \text{ мм};$$

б) з евольвентним профілем

Для діаметру вала $d = 40$ мм за таблицею Д.14 вписуємо $z = 18$; $m = 2$ мм (враховуючи велике навантаження). Довжину шліців приймаємо рівну ширині маточини деталі $l = B = 60$ мм.

Середній діаметр з'єднання:

$$d_{\text{cp}} = mz = 2 \cdot 18 = 36 \text{ мм};$$

Висота поверхні контакту зубців:

$$h \approx m = 2 \text{ мм}.$$

3 Визначаємо розрахункові напруження і порівнюємо їх з допустимими:

а) циліндрична шпонка

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4T \cdot 10^3}{dd_{\text{ш}} l_{\text{ш}}} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{40 \cdot 10 \cdot 60} = 200 \text{ Н/мм}^2 = 200 \text{ МПа} > [\sigma]_{\text{зм}} = 100 \text{ МПа} - \text{умова міцності не виконується.}$$

б) призматична шпонка

$$\sigma_{\text{зр}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-t)l_p} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{40 \cdot (8-5) \cdot 44} = 455 \text{ Н/мм}^2 = 455 \text{ МПа} > [\sigma]_{\text{зм}} = 100 \text{ МПа} -$$

умова міцності не виконується.

в) сегментна шпонка

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-t)l} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{40 \cdot (19-16) \cdot 59,1} = 339 \text{ Н/мм}^2 = 339 \text{ МПа} > [\sigma]_{\text{зм}} = 100 \text{ МПа} -$$

умова міцності не виконується.

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2T \cdot 10^3}{dbl} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{40 \cdot 12 \cdot 59,1} = 85 \text{ Н/мм}^2 = 85 \text{ МПа} > [\tau]_{\text{cp}} = 70 \text{ МПа} - \text{умова міцності не виконується.}$$

г) шліцьові з'єднання

Прямобочний профіль

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{0,75 z d_{cp} h l} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 10 \cdot 36 \cdot 3,2 \cdot 60} = 46 \text{ Н/мм}^2 = 46 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 60 \text{ МПа} - \text{ умова}$$

міцності виконується.

Евольвентний профіль

$$\sigma_{зм} = \frac{2T \cdot 10^3}{0,75 z d_{cp} h l} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 18 \cdot 36 \cdot 2 \cdot 60} = 41 \text{ Н/мм}^2 = 41 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 60 \text{ МПа} - \text{ умова мі-}$$

цності виконується.

Висновок: Для даного навантаження і режиму роботи можна застосовувати тільки шліцьові з'єднання.

Приклад 2. Визначити крутний момент, який може передати з'єднання з сегментною шпонкою (див. рис.3.7) при діаметрі вала $d = 25$ мм. Матеріал маточини деталі – сталь, навантаження спокійне.

Дано:

$$d = 25 \text{ мм}$$

Маточина - сталь

Навантаження спокійне

Рішення

1 Визначаємо геометричні параметри з'єднання

За табл. Д.12 для діаметру вала $d = 25$ мм приймаємо $b = 8$; $h = 11$ мм; $l = 27,3$ мм; $t = 8$ мм.

$[T] - ?$

2 Визначаємо допустимий крутний момент:

а) з умови міцності на зминання

Заздалегідь за табл. Д.8 приймаємо $[\sigma]_{зм} = 150$ МПа; $[\tau]_{зр} = 100$ МПа;

$$[T] \leq \frac{d(h-t)l[\sigma]_{зм}}{2} = \frac{25 \cdot (11-8) \cdot 27,3 \cdot 150}{2} = 153,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 153,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

б) з умови міцності на зріз

$$[T] \leq \frac{dbl[\tau]_{зр}}{2} = \frac{25 \cdot 8 \cdot 27,3 \cdot 100}{2} = 273 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 273 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Відповідь: Найбільший момент, який може передати шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою $[T] \leq 153,5$ Н·м (приймається менше).

Приклад 3. З умови міцності визначити довжину призматичної високої шпонки з закругленими кінцями (див. рис. 3.6, а). Крутний момент $T = 290$ Н·м, діаметр вала $d = 40$ мм, матеріал маточини – чавун, навантаження змінне.

Дано:

$$T = 290 \text{ Нм}$$

$$d = 40 \text{ мм}$$

Маточина - чавун

Навантаження змінне

Рішення

1 Визначаємо геометричні параметри з'єднання

За табл. Д.11 для діаметру вала $d=40$ мм приймаємо $b=12$; $h=11$ мм; $t=7$ мм.

2 Визначаємо допустиме напруження

За табл. Д.8 приймаємо $[\sigma]_{зм} = 60$ МПа;

$l - ?$

2 Із умови міцності на зминання визначаємо довжину шпонки

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-t)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 290 \cdot 10^3}{40 \cdot (11-7) \cdot 60} = 60,4 \text{ мм.}$$

Остаточне значення приймається з урахуванням стандартного ряду довжин та формою кінців шпонки за табл. Д. 11. Так як кінці шпонки закруглені, то до розрахункової довжини додаємо ширину шпонки, тоді $l = l_p + b = 60,4 + 12 = 72,4$ мм. Враховуючи стандартні значення довжин шпонок приймаємо $l = 80$ мм.

Відповідь: $l = 80$ мм.

Приклад 4. Перевірити міцність з'єднання, утвореного клиновою шпонкою з плоскими краями (див. рис 3.2). Діаметр вала $d=80$ мм, крутний момент $T = 2000$ Н·м, довжина маточини деталі $l = 50$ мм, матеріал маточини – чавун, навантаження постійне.

<i>Дано:</i>	<i>Рішення</i>
$T = 2000$ Нм $d = 80$ мм $l = 50$ мм Маточина - чавун Навантаження постійне	1 Визначаємо геометричні параметри з'єднання По ГОСТ 24068–80 для діаметру вала $d = 80$ мм приймаємо $b = 22$ мм; $h = 14$ мм; робочу довжину шпонки приймаємо на 5 мм менше довжини маточини деталі $l_p = 45$ мм. 2 Визначаємо допустиме напруження За табл. Д.8 приймаємо $[\sigma]_{зм} = 90$ МПа.
$\sigma_{см} - ?$	

3 Визначаємо розрахункове напруження і порівнюємо його з допустимим: Приймаємо коефіцієнт тертя сталь по чавуну $f = 0,18$

$$\sigma_{зм} = \frac{12T \cdot 10^3}{(b + 6fd)b \cdot l_p} = \frac{12 \cdot 2 \cdot 10^6}{(22 + 6 \cdot 0,18 \cdot 80)22 \cdot 45} = 224 \text{ Н/мм}^2 = 224 \text{ МПа} > [\sigma]_{см} = 90 \text{ МПа}$$

– умова міцності не виконується.

**Завдання для самостійної роботи
(розрахункові)**

Завдання 1. Перевірити міцність шпонкового з'єднання
Початкові дані

№ вар.	Діаметр вала d , мм	Крутний момент T , Н·м	Тип шпонки	Матеріал маточини	Довжина маточини L , мм	Характер навантаження
1.	45	100	Призматична з закругленими кряями	Сталь	60	Постійна
2.	55	128			70	
3.	75	205			70	
4.	60	145			50	
5.	85	230			75	
6.	30	95	Кругла	Чавун	-	Змінне
7.	50	125			-	
8.	70	260			-	
9.	60	300			-	
10.	80	450			-	
11.	15	75	Сегментна	Сталь	40	Постійна
12.	20	80			50	
13.	25	60			60	
14.	32	110			40	
15.	42	220			60	
16.	115	400	Призматична з плоскими кряями висока	Чавун	80	Змінне
17.	52	163			60	
18.	62	95			75	
19.	20	80			40	
20.	28	90			100	
21.	18	65	Сегментна	Сталь	40	Постійна
22.	44	85			50	
23.	30	50			42	
24.	35	145			38	
25.	12	65			60	
26.	165	620	Призматична з плоскими кряями з однієї сторони та зі закругленим кінцем з іншої	Чавун	75	Змінне
27.	100	530			110	
28.	125	480			115	
29.	90	280			130	
30.	145	800			95	

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. З умови міцності визначити найбільший момент, який може передати з'єднання.

Початкові дані

№ вар.	Діаметр вала d , мм	Тип шпонки	Матеріал маточини	Довжина маточини L мм	Характер навантаження	Характер з'єднання
1.	30	Призматична з плоскими краями з однієї сторони та зі закругленим кінцем з іншої	Чавун	80	Змінне	Нерухоме
2.	50			60		
3.	70			75		
4.	60			40		
5.	80			100		
6.	18	Сегментна	Сталь	40	Змінне	Нерухоме
7.	35			50		
8.	44			60		
9.	30			40		
10.	12			60		
11.	75	Кругла	Чавун	75	Постійна	Нерухоме
12.	60			110		
13.	85			115		
14.	30			130		
15.	50			95		
16.	65	Призматична з плоскими краями	Чавун	75	Постійна	Нерухоме
17.	70			40		
18.	85			100		
19.	125			40		
20.	115			50		
21.	22	Сегментна	Сталь	-	Постійна	Нерухоме
22.	32			-		
23.	42			-		
24.	16			-		
25.	20			-		
26.	45	Призматична з закругленими краями висока	Сталь	40	Змінне	Рухоме
27.	35			55		
28.	95			65		
29.	100			90		
30.	125			85		

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи; 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 3. Перевірити міцність шліцевого з'єднання. Умови експлуатації хороші
Початкові дані

№ вар.	Діаметр вала d , мм	Обертальний момент T , Н·м	Профіль шліца	Поверхня зубців	Довжина маточчини L , мм	Характер навантаження	Характер з'єднання
1.	11	70	Прямобочний	Без термообробки	60	Постійна	Нерухоме
2.	82	110			70		
3.	62	120			70		
4.	32	130			50		
5.	112	180			75		
6.	120	190	Евольвентний	З термообробкою	75	Змінне	Рухоме з навантаженням
7.	200	800			110		
8.	15	65			115		
9.	70	230			130		
10.	30	195			95		
11.	21	300	Прямобочний	Без термообробки	40	Вібрація великої частоти	Нерухоме
12.	16	135			50		
13.	56	420			60		
14.	92	220			40		
15.	46	175			60		
16.	170	330	Евольвентний	З термообробкою	40	Постійна	Нерухоме
17.	22	115			50		
18.	65	135			60		
19.	12	85			40		
20.	140	210			60		
21.	13	100	Прямобочний	Без термообробки	60	Постійна	Нерухоме
22.	16	110			70		
23.	23	120			70		
24.	72	145			50		
25.	102	185			75		
26.	45	165	Евольвентний	З термообробкою	40	Змінне	Рухоме з навантаженням
27.	50	140			50		
28.	95	400			42		
29.	130	620			60		
30.	13	160			38		

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 4. РОЗРАХУНКИ КІНЕМАТИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧ

Загальні відомості

Передачами називають механізми, які служать для передачі енергії на відстань, як правило, з перетворенням параметрів, а іноді законів і видів руху.

Залежно від способу передачі енергії розрізняють *механічні, електричні, пневматичні, гідравлічні і комбіновані передачі*.

В курсі «Деталі машин» розглядаються тільки механічні передачі. Решта типів передач вивчається в спеціальних курсах розрахунку і конструювання машин, де вони широко застосовуються («Гідропривод», «Електропривод» тощо).

Механічною передачею називають механізм, що перетворює параметри руху двигуна при передачі до робочих органів машини.

Спрощено, механічна передача – це проміжна ланка між двигуном і робочим органом машини (рис. 4.1).

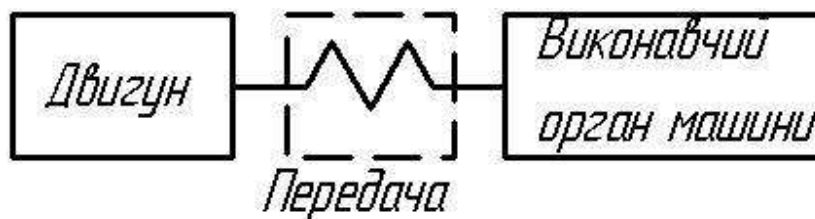


Рис. 4.1. Місце передачі в пристрої машини

Основні розрахункові формули

Будь-яка механічна передача характеризується *силовими і кінематичними параметрами*.

До **силових параметрів** передачі відносяться: сили - F , Н; моменти – $T(M)$, Н·м; потужності $N(P)$ – Вт (кВт).

До **кінематичних параметрів** передачі відносяться: лінійна, колова швидкість, м/с; кутова швидкість -, рад/с або s^{-1} ; частота обертання – n , об/хв або $хв^{-1}$.

Похідними від основних параметрів є:

Коефіцієнт корисної дії - (ККД) - η :

ККД показує величину втрат в передачі і характеризує її ефективність. ККД характеризує ефективність не тільки передач, але і різних машин.

$$\eta = \frac{A_k}{A_g} = \frac{N_2}{N_1} < 1,$$

де A_k – корисна робота – робота, для виконання якої служить машина; A_g – витрачена робота – робота, витрачена для виконання заданої роботи (з урахуванням корисної роботи і роботи на подолання шкідливого опору (опір сил тертя, повітря і т.д.)); N_2 - потужність на виході передачі, Вт; N_1 – потужність на вході передачі, Вт.

ККД багатоступінчастих передач або приводів, що складаються з декількох послідовно сполучених елементів передач або передач, визначається по формулі:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n,$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – ККД окремої кінематичної пари (пара зубчастих коліс, зірочок, шківів тощо) або передачі (пасової, зубчастої тощо і інших кінематичних елементів (вальниці, муфти).

Передавальним відношенням (i) називається число кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки. Передавальне відношення може бути більше, менше або рівно одиниці.

Передавальним числом(u) передачі називається число більшої кутової швидкості до меншої. *Передавальне число не може бути менше одиниці.*

Передачі, у яких $i > 1$ і $n_1 > n_2$ називаються **знижуючими** або **редукторами**.

Передачі, у яких $i < 1$ і $n_1 < n_2$ називаються що **підвищуючими** або **мультиплікатори (прискорювачі)**.

Найбільш поширеними є знижуючі передачі, оскільки частота обертання виконавчих органів машин в більшості випадків менше частоти обертання валу двигуна. В курсі «Деталі машин» розглядаються тільки знижуючі передачі. Передачі, що підвищують, розглядаються в спеціальних курсах.

У знижуючих передачах швидкість і потужність при передачі руху від двигуна до виконавчого органу машини зменшується, а момент збільшується. Потужність зменшується на величину втрат, які характеризуються ККД. Швидкість зменшується, а момент збільшується на величину передатного числа

У знижуючих передачах розміри ведучих елементів менше розмірів ведених елементів.

Передавальне число і відношення для різних знижуючих передач можна знайти поодиноці або декільком відношенням:

$$i(u) = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{z_2^*}{z_1} \cdot \frac{T_2}{\eta T_1},$$

де d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого елементів передачі, мм (вали, шківів дільні діаметри зірочок, зубчастих коліс тощо); * - відношення числа зубців відомої і провідної зірочок ланцюгової передачі. Для зубчастих передач, це число для пари коліс називається Передавальним числом і позначається «*i*»; T_1, T_2 – момент на ведучому і провідному елементах передачі, Н·м; η - ККД кінематичної пари.

Передавальне число передач або приводів, що складаються з декількох послідовно сполучених елементів передач або передач, визначається по формулі:

$$i_{\text{заг}} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n, \text{ або } u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n$$

Основні розрахункові формули і співвідношення механічних передач

Зв'язок кутової швидкості з частотою обертання

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ с}^{-1} \text{ звідки } n = \frac{30\omega}{\pi} \approx 9,55\omega, \text{ хв}^{-1}$$

де 9,55 - приблизне значення при діленні 30 на π

Зв'язок окружної швидкості з кутовою

$$v = \omega \frac{d}{2 \cdot 1000}, \text{ м/с звідки } \omega = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{d}, \text{ с}^{-1}$$

де d – діаметр елемента передачі, мм (валу, катка шківів, зубчастого колеса і т.д.); 1000 – перевідний коефіцієнт міліметрів в метри.

Зв'язок окружної швидкості з частотою обертання

$$v = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с звідки } n = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi d}, \text{ хв}^{-1}.$$

Вираз потужності над колову або лінійну силу і колову або лінійну швидкість

$$N = Fv, \text{ Вт звідки } F = \frac{N}{v}, \text{ Н}$$

де F – сила, Н; v – колова або лінійна швидкість, м/с.

Вираз потужності через крутний момент, і кутову швидкість

$$N = T\omega, \text{ Вт звідки } T = \frac{N}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де T – крутний момент, Н·м

Вираз потужності через крутний момент і частоту обертання

$$N = \frac{Tn}{9,55}, \text{ Вт звідки } T = \frac{9,55N}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Потужність двигуна при прямолінійному і обертальному рухах

$$N_{\partial v} = \frac{Fv}{\eta_{заг}} = \frac{T\omega}{\eta_{заг}}, \text{ Вт}$$

де $\eta_{заг}$ – загальний ККД передачі див. вище.

Зв'язок потужності на ведучому елементі, з потужністю на веденому при передачі руху від двигуна до виконавчого органу машини.

$$N_2 = N_1 \eta,$$

де η – ККД кінематичної пари, передачі

Зв'язок моменту на ведучому елементі, з моментом на веденому елементі у напрямі потоку потужності від двигуна до виконавчого органу машини

$$T_2 = T_1 u \eta, \text{ Н}\cdot\text{м звідси } T_1 = T_2 / u \eta, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Зв'язок окружної сили і крутного моменту

$$F_t = \frac{2T}{d} \text{ Н звідси, } T = \frac{F_t d}{2} \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

тут d – в м, T – Н·м.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Знайти кутову і колову швидкість вала діаметром $d = 80$ мм, що обертає з частотою $n = 600$ хв⁻¹.

Дано:

$$d = 80 \text{ мм}$$

$$n = 600 \text{ хв}^{-1}$$

$$v - ?; \omega - ?$$

Виконуємо розрахункову схему рис. 4.2

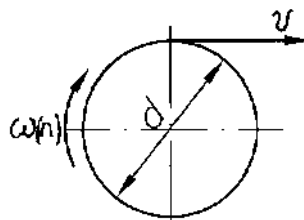


Рис. 4.2.

Рішення

1 Визначаємо колову і кутову швидкості:

$$v = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 600 \cdot 80}{60 \cdot 1000} = 2,5 \text{ м/с}, \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 63 \text{ с}^{-1}.$$

Відповідь: $v = 2,5 \text{ м/с}$; $\omega = 63 \text{ с}^{-1}$.

Приклад 2. Знайти кутову і колову швидкості шківів пасової передачі, якщо: діаметри шківів $D_1 = 100 \text{ мм}$; $D_2 = 400 \text{ мм}$ частота обертання ведучого шківів $n_1 = 100 \text{ хв}^{-1}$.

Дано:

$$D_1 = 100 \text{ мм}$$

$$D_2 = 400 \text{ мм}$$

$$n_1 = 100 \text{ хв}^{-1}$$

$$v_1 - ?; v_2 - ?;$$

$$\omega_1 - ?; \omega_2 - ?$$

Виконуємо розрахункову схему рис. 4.3

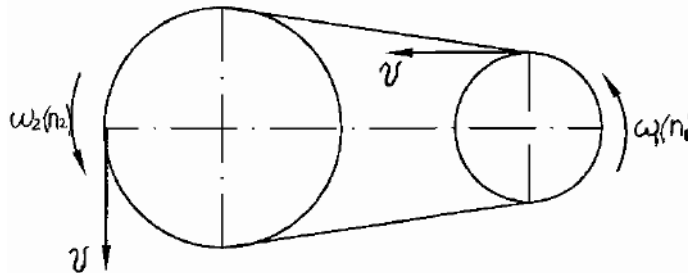


Рис. 4.3.

Рішення

1 Визначаємо колову і кутову швидкості на ведучому шківі:

$$v_1 = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 0,52 \text{ м/с}, \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,5 \text{ с}^{-1}.$$

2 Визначаємо передавальне число пасової передачі:

$$u = D_2/D_1 = 400/100 = 4.$$

3 Визначаємо колову і кутову швидкості на веденому шківі:

$$v_2 = v_1 = 0,52 \text{ м/с}; \quad \omega_2 = \omega_1/u = 10,5/4 = 2,63 \text{ с}^{-1}.$$

Відповідь: $v_1 = v_2 = 0,52 \text{ м/с}$; $\omega_1 = 10,5 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 = 2,63 \text{ с}^{-1}$.

Приклад 3. Визначити момент і потужність на робочому валу машини, якщо: потужність двигуна $N_{дв} = 7,5 \text{ кВт}$; крутний момент двигуна $T_{дв} = 200 \text{ Н·м}$; передавальне число: пасової передачі $u_{п.п} = 2$; зубчастої передачі $u_{з.п} = 15$; ККД: пасової передачі $\eta_{п.п} = 0,96$; зубчастої - $\eta_{з.п} = 0,95$; муфти $\eta_m = 0,98$.

Дано:

$$N_{дв} = 7,5 \text{ кВт}$$

$$T_{дв} = 200 \text{ Н·м}$$

$$u_{п.п} = 2$$

$$u_{з.п} = 15$$

$$\eta_{п.п} = 0,96$$

$$\eta_{з.п} = 0,95$$

$$\eta_m = 0,98$$

$$N_p - ?; T_p - ?$$

Рішення

1 Визначаємо потужність на вихідному валу:

Заздалегідь визначаємо загальний ККД:

$\eta_{заг} = \eta_{п.п} \cdot \eta_{з.п} \cdot \eta_m = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,89$, тоді потужність на робочому валу машини

$N_p = N_{дв} \eta_{заг} = 7,5 \cdot 0,89 = 6,7 \text{ кВт}$, що свідчить про те, що потужність від двигуна до робочого валу зменшується на величину втрат, що характеризуються ККД.

2 Визначаємо момент на робочому валу машини:

Заздалегідь визначаємо загальне передавальне число

$$u_{заг} = u_{п.п} \cdot u_{з.п} = 2 \cdot 15 = 30, \text{ тоді момент на робочому валу машини}$$

$T_p = T_{дв} \eta_{заг} = 200 \cdot 30 \cdot 0,89 = 5340 \text{ Н}\cdot\text{м}$, що свідчить про те, що момент від вала двигуна до робочого вала машини збільшується на величину загального передатного числа, i зменшується на загальний ККД.

Відповідь: $N_p = 6,7 \text{ кВт}$; $T_p = 5340 \text{ Нм}$.

Приклад 4. Визначити потужність двигуна, якщо: колова сила $F_t = 10 \text{ кН}$; $d = 300 \text{ мм}$; частота обертання $n = 750 \text{ хв}^{-1}$; загальний ККД $\eta_{заг} = 0,9$.

<i>Дано:</i>	<i>Рішення</i>
$F_t = 10 \text{ кН}$	1. Записуємо формулу визначення потужності двигуна при обертальному русі: $N_{ое} = \frac{T\omega}{\eta_{заг}}, \text{ кВт.}$
$d = 300 \text{ мм}$	
$n = 750 \text{ хв}^{-1}$	
$\eta_{заг} = 0,9$	
$N_{дв} - ?$	

2 Визначаємо невідомі що входять у формулу:

а) визначаємо крутний момент:

$$T = 0,5 F_t d = 0,5 \cdot 10000 \cdot 300 = 15 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 1,5 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

б) Визначаємо кутову швидкість:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ с}^{-1}.$$

3 Визначаємо розрахункову потужність двигуна

$$N_{ое} = \frac{T\omega}{\eta_{заг}} = \frac{1,5 \cdot 78,5}{0,9} = 131 \text{ кВт}$$

Розрахункове значення округляємо до найближчого більшого табличного.

Приймаємо $N_{дв} = 150 \text{ кВт}$.

Відповідь: $N_{дв} = 150 \text{ кВт}$.

Приклад 5. Визначити колову силу і частоту обертання, якщо потужність $N = 15 \text{ кВт}$; діаметр $d = 80 \text{ мм}$; колова швидкість $v = 8 \text{ м/с}$.

<i>Дано:</i>	<i>Рішення</i>
$N = 15 \text{ кВт}$	1 Визначаємо кутову швидкість: $\omega = \frac{2 \cdot 1000 v}{d} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 8}{80} = 200 \text{ с}^{-1}.$
$d = 80 \text{ мм}$	
$v = 8 \text{ м/с}$	
$F_t - ?; n - ?$	

2 Визначаємо частоту обертання:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \approx 9,55\omega = 9,55 \cdot 200 = 1910 \text{ хв}^{-1}$$

3 З формули визначення потужності визначаємо крутний момент:

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{15000}{200} = 75 \text{ Нм.}$$

4 Визначаємо колову силу:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 75}{0,08} = 1875 \text{ Н або } F_t = \frac{N}{v} = \frac{15000}{8} = 1875 \text{ Н.}$$

Відповідь: $F_t = 1875 \text{ Н}$; $n = 1910 \text{ хв}^{-1}$.

Приклад 6. Вибрати електродвигун. Провести кінематичний і силовий розрахунок приводу ланцюгового конвеєра (рис. 4.4), що складається з: електродвигуна; пасової передачі; циліндричного одноступінчастого редуктора; муфти; приводної зірочки, вал якої спирається на вальниці ковзання. Тягове зусилля ланцюга $F_t = 20$ кН, лінійна швидкість ланцюга $v = 1,2$ м/с, діаметр приводної зірочки $D_3 = 500$ мм, діаметри шківів $D_1 = 100$ мм і $D_2 = 400$ мм.

Дано:

$F_t = 20$ кН
 $D_3 = 500$ мм
 $D_1 = 100$ мм
 $D_2 = 400$ мм
 $v = 1,2$ м/с

$N_{дв} - ?; u - ?;$
 $T_i - ?; N_i - ?$

Виконуємо кінематичну схему приводу ланцюгового конвеєра

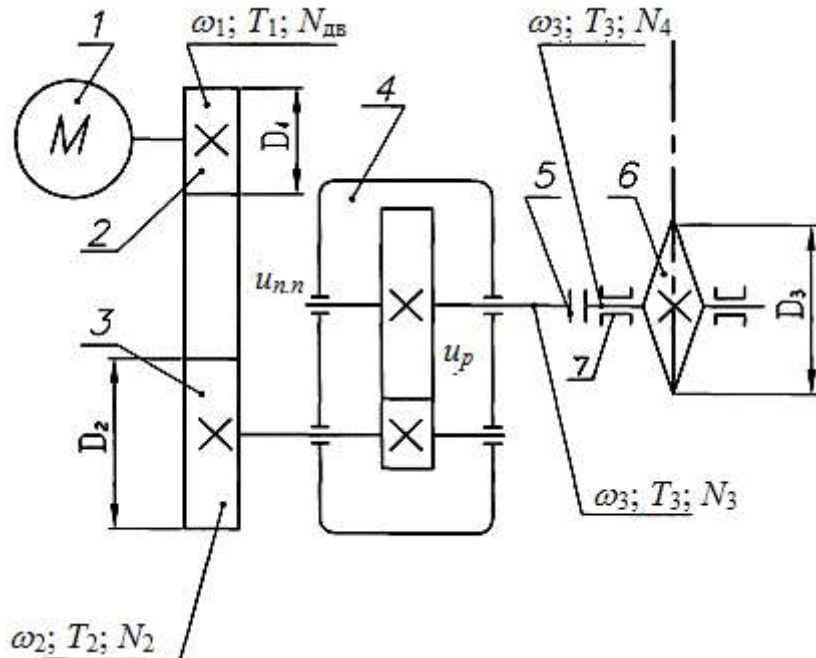


Рис. 4.4.

1-електродвигун; 2 - ведучий шків; 3-ведений шків; 4-редуктор; 5- муфта; 6 - приводна зірочка; 7- вальниця ковзання

Рішення

1 Визначаємо потужність двигуна приводу ланцюгового конвеєра

Заздалегідь визначаємо загальний ККД приводу використовуючи схему приводу (див. рис. 4,4)

$$\eta_{заг} = \eta_{п.п} \cdot \eta_p \cdot \eta_M \cdot \eta_{в.к}^2$$

З табл. Д. 16 приймаємо $\eta_{п.п} = 0,96$; $\eta_p = 0,97$; $\eta_M = 0,98$; $\eta_{п.к} = 0,98$, тоді

$$\eta_{заг} = \eta_{п.п} \cdot \eta_p \cdot \eta_M \cdot \eta_{в.к}^2 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98^2 = 0,87$$

$$N_{дв} = \frac{F_t v}{\eta_{заг}} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{0,87} = 27586 \text{ Вт} \approx 28 \text{ кВт.}$$

2 Вибираємо двигун

При виборі електродвигуна слід врахувати, що чим нижча частота обертання вала електродвигуна, тобто чим більше число полюсів при даній потужності, тим більші його габарити, маса і вартість. Високошвидкісні двигуни, навпаки, мають менші габарити, масу, вартість, чим тихохідні тій же потужності. Проте, із збільшенням частоти обертання електродвигуна росте загальне передавальне відношення передачі, а отже, і її вартість. Тому в приводах при нереверсивному обертанні вала за звичай рекомендують застосовувати двигуни з $n_c = 1500$ об/хв, при реверсивному обертанні $n_c = 1000$ об/хв, де n_c – синхронна частота обертання електродвигуна, об/хв. Застосування тихохідних електродвигунів можливо при достатньому обґрунтуванні. При виборі електродвигуна може статися, що його потужність по паспорту відрізняється від потрібної. В цьому випадку треба врахувати дві обставини: великий запас потужності електродвигуна приводить до підвищення витрат електроенергії (рекомендоване недовантаження не більш 10%), перевантаження – до перегріву двигуна (допускається перевантаження не більше 5%).

Умова вибору двигуна

$$N_{\text{розрах.дв.}} \leq N_{\text{таб}}$$

де $N_{\text{розрах.дв.}}$ – розрахункова потужність двигуна, кВт; $N_{\text{таб}}$ – потужність вибраного двигуна, кВт (таблична).

З метою зменшення габаритів передач приводу з табл. Д.17 приймаємо двигун типу 4A225M8УЗ, для якого $N_{\text{дв}} = 30$ кВт, синхронна частота обертання $n_c = 750$ хв⁻¹, ковзання $s = 1,8$ %. Допустиме перевантаження $N_{\text{п.}} = 31,5$ кВт, допустиме недовантаження $N_{\text{н}} = 27$ кВт. У подальших розрахунках підставляється розрахункове значення потужності.

Номінальну частоту обертання визначаємо за формулою:

$$n = n_c \left(1 - \frac{s}{100} \right) = 750 \left(1 - \frac{1,8}{100} \right) = 736 \text{ хв}^{-1}.$$

3 Визначаємо кінематичні параметри:

а) кутову швидкість на валу електродвигуна (ведучому шківі)

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 736}{30} = 77 \text{ с}^{-1};$$

б) кутову швидкість на швидкохідному валу редуктора (веденому шківі)

Заздалегідь визначаємо передавальне число пасової передачі

$$u_{n.n} = D_2/D_1 = 400/100 = 4;$$

$$\omega_2 = \omega_1/u_{n.n} = 77/4 = 19,3 \text{ с}^{-1};$$

в) кутову швидкість вала приводної зірочки (вихідного вала редуктора)

$$\omega_3 = \frac{2 \cdot 1000 \cdot \nu}{D_3} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1,2}{500} = 4,8 \text{ с}^{-1};$$

г) передавальне число редуктора

$$u_p = \omega_2/\omega_3 = 19,3/4,8 = 4;$$

д) загальне передавальне число приводу

$$u_{\text{заг}} = u_{n.n} u_p = 4 \cdot 4 = 16$$

4 Визначаємо силові параметри

а) момент на валу двигуна

$$T_1 = \frac{N_{\text{дв}} \eta_{\text{заг}}}{\omega_1} = \frac{28000 \cdot 0,87}{77} = 316 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

б) момент на швидкохідному валу редуктора

$$T_2 = T_1 u_{n.n} = 316 \cdot 4 = 1264 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

в) момент на вихідному валу редуктора (вала приводної зірочки)

$$T_3 = T_2 u_p = 1264 \cdot 4 = 5056 \text{ Н}\cdot\text{м}; \text{ або } T_3 = T_1 u_{\text{заг}} = 316 \cdot 16 = 5056 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідь: Електродвигун 4A225M8У3: $N_{\text{дв}} = 30 \text{ кВт}$; $n_c = 750 \text{ хв}^{-1}$; $n = 736 \text{ хв}^{-1}$;

$N_{\text{дв}} = 28 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 77 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 = 19,3 \text{ с}^{-1}$; $\omega_3 = 4,8 \text{ с}^{-1}$; $u_{n.n} = 4$; $u_p = 4$; $u_{\text{заг}} = 16$;

$T_1 = 316 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_2 = 1264 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_3 = 5056 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Завдання для самостійної роботи

(розрахункові)

Завдання 1. Визначити потужність двигуна.

Початкові дані

№ вар.	Навантаження на робочому валу кН	Діаметр робочого вала, мм	Частота обертання робочого вала хв^{-1}	Загальний ККД
	F_t	d	n	$\eta_{\text{заг}}$
1.	7	40	300	0,9
2.	6	45	315	0,93
3.	5	50	425	0,88
4.	8	55	520	0,95
5.	9	60	635	0,96
6.	10	65	552	0,97
7.	11	70	722	0,91
8.	12	75	433	0,75
9.	14	80	638	0,78
10.	16	85	551	0,82
11.	17	90	665	0,93
12.	13	95	530	0,94
13.	3	35	815	0,76
14.	4	55	918	0,80
15.	5	60	1116	0,81
16.	6	65	1114	0,85
17.	3,5	50	1213	0,92
18.	2,5	70	1344	0,93
19.	14	75	1432	0,96
20.	13	80	744	0,76
21.	15	85	548	0,75
22.	16	40	354	0,77
23.	17	45	462	0,88
24.	17,5	50	270	0,98
25.	10,5	55	335	0,76
26.	11,5	60	338	0,79
27.	8,5	65	241	0,89
28.	9,5	70	143	0,88
29.	7,3	75	560	0,92
30.	6,2	100	624	0,93

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. Вибрати електродвигун. Провести кінематичний (знайти u_i , ω_i) і силовий розрахунок (знайти T_i , F_t шківів) приводу стрічкового конвеєра, який складається з: електродвигуна; пасової передачі; двоступінчастого циліндричного редуктора виконаного за розгорнутою схемою; муфти; приводного барабана, вал якого спирається на вальниці ковзання.

Початкові дані

№ вар.	Навантаження на барабані, кН	Діаметр барабана, мм	Швидкість стрічки, м/с	Діаметр шківа, мм	Передавальне число пасової передачі
	F_t	D_6	$v_{л}$	D_2	$u_{п.п}$
1.	7	400	0,315	250	1,4
2.	6	450	0,4	273	1,2
3.	5	500	0,5	285	1,3
4.	8	550	0,63	300	1,6
5.	9	600	0,8	410	1,8
6.	10	650	1	315	1,9
7.	11	700	1,25	320	2
8.	12	750	1,6	340	2,3
9.	14	800	2	360	2,4
10.	16	850	2,5	400	2,6
11.	17	900	3,15	450	2,8
12.	13	950	4	550	2,1
13.	3	650	5	480	3
14.	4	550	6,3	430	2,8
15.	5	600	0,63	365	2,6
16.	6	650	0,8	390	2,2
17.	3,5	500	1	410	3,1
18.	2,5	700	1,25	420	2,5
19.	14	750	1,6	430	2,9
20.	13	800	0,4	440	2,4
21.	15	850	0,5	460	1,8
22.	16	600	0,63	315	2
23.	17	750	0,8	340	2,5
24.	17,5	500	2,1	350	2,7
25.	10,5	550	2,8	360	2,9
26.	11,5	600	0,85	380	3,1
27.	8,5	650	0,65	400	3,3
28.	9,5	700	0,75	410	3,4
29.	7,3	750	2,8	420	3,6
30.	6,2	1000	3	480	3,8

Примітка: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 5. РОЗРАХУНКИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Загальні відомості

Зубчата передача - це механізм, який за допомогою зубчатого зачеплення передає або перетворює рух із зміною кутових швидкостей і моментів.

Всі поняття і терміни, що відносяться до геометрії і кінематики зубчатих передач, стандартизовані. Стандарти встановлюють терміни, визначення і позначення, а також методи розрахунку геометричних параметрів.

Зубчата передача складається з двох коліс (рис. 5.1), на поверхні яких є зубці. Менше з пари зубчастих коліс називають *шестернею*, а більше - *колесом*. Термін «зубчате колесо» є загальним. Параметрам шестерні приписують індекс 1, а параметрам колеса – 2.

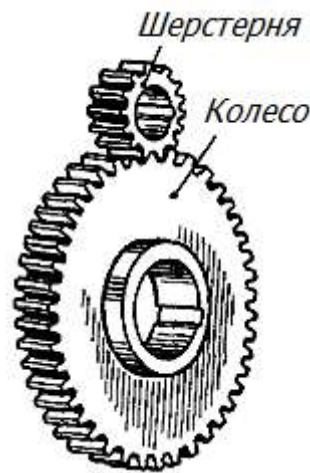


Рис. 5.1. Зубчата передача

Різновидами зубчастих передач є: *циліндричні, конічні, черв'ячні, планетарні, хвильові, гвинтові, з зачепленням Новікова*. Найбільш прості, надійні і частіше застосовуються циліндричні зубчасті передачі. Інші зубчасті передачі застосовують при необхідності передачі руху під кутом або отримати значні передаточні числа та при вимогах к компактності приводу.

Вибір матеріалу і допустимих напружень

Вибір матеріалу коліс залежить від величини, типу, характеру навантаження, призначення передачі, умов її роботи, вимог тих, що пред'являються до габаритів і маси, дефіцитності, вартості, способів отримання заготовок і методів обробки зубців.

Основними матеріалами для виготовлення зубчастих коліс є термічно оброблені сталі. Рідше застосовують чавуни і пластмаси, для черв'ячних передач застосовують бронзи та латуні.

Залежно від твердості робочих поверхонь сталеві зубчаті колеса можна розділити на дві основні групи:

- з твердістю $HB \leq 350$ - нормалізовані і покращувані;
- з твердістю $HB \geq 350$ – загартовані, цементовані, нітроцементовані, азотовані

Механічні властивості деяких матеріалів наведені в табл. Д.18, 19.

Циліндричні та конічні зубчасті колеса

Контактні допустимі напруження, на основі практики експлуатації зубчатих передач і випробувань можна визначити залежно від твердості робочих поверхонь зубців.

Для сталевих коліс при твердості $\leq 350HB$

$$[\sigma]_H = 2,75 \cdot HB_{\min} K_{HL}$$

Для подальших розрахунків приймають найменше значення $[\sigma]_H$

Для сталевих коліс при твердості $\geq 350HB$

$$[\sigma]_H = 24,1 \cdot HRC_{\min} K_{HL},$$

де HB_{\min} , HRC_{\min} – мінімальна твердість матеріалу див. табл. Д.18, 19.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує впливи терміну служби і режим навантаження передачі.

Для нормалізованих і покращених передач $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$;

Для коліс з твердістю $350HB$ і Чавунних коліс $0,585 \leq K_{HL} \leq 1,8$;

Для косозубих коліс у яких $HB_1 - HB_2 > 50$

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$$

При цьому $[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H2}$ - для циліндричних косозубих коліс і $[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{H2}$ - для конічних коліс з непрямыми зубцями. Якщо $[\sigma]_H \geq 1,25[\sigma]_{H2}$, то $[\sigma]_H = 1,25[\sigma]_{H2}$ і якщо $[\sigma]_H \geq 1,15[\sigma]_{H2}$, то $[\sigma]_H = 1,15[\sigma]_{H2}$. У всій решті випадків $[\sigma]_H$ приймають менше з напружень, що допускаються $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$.

Визначення коефіцієнта довговічності при розрахунку зубців по контактних напруженнях

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N}}$$

де 10^7 – базове число циклів при визначенні контактної витривалості сталей;

N – число циклів зміни напружень за весь термін служби (напрацювання), ч.

Визначення напрацювання за весь термін служби передачі по формулах:

для шестерні $N_1 = 573 \omega_1 L_h$; для колеса $N_2 = 573 \omega_2 L_h$.

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості ведучого і веденого валів, s^{-1} ; L_h – задана довговічність (ресурс) передачі.

Якщо ресурс не заданий, то приймають тривалу роботу передачі, тобто не менше 36000 год (згідно ГОСТ 16162-78 ресурс роботи зубчатого редуктора загального призначення повинне бути не менше 36000 год і приймають коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$).

Якщо розрахункове значення K_{HL} виходить менше або більше, ніж вказано в інтервалі, то K_{HL} приймається мінімальним або максимальним у вказаному інтервалі.

Визначення граничних допустимих контактних напружень

У розрахунках граничні контактні допустимі напруження, визначають для запобігання пластичним деформаціям або крихкому руйнуванню поверхонь зубців.

Для сталі:

при $HB \leq 350$

$$[\sigma]_{Hгрн} = 2,5 \cdot [\sigma]_H;$$

при $HB \geq 350$

$$[\sigma]_{Hгрн} = 2 \cdot [\sigma]_H$$

Для чавуну:

при твердості $\leq 350HB$

$$[\sigma]_{H_{грн}} = 1,8 \cdot \sigma_B;$$

при твердості $\geq 350HB$

$$[\sigma]_{H_{грн}} = 14 \cdot HRC.$$

Визначення допустимих згинавальних напружень, при роботі зубців однією стороною (від нульовий цикл напружень, не реверсивний рух)

$$[\sigma_0]_F = \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1}}{K_F \cdot [n]} \cdot K_{FL}$$

при роботі зубців обома сторонами (симетричний цикл напружень, реверсивний рух)

$$[\sigma_{-1}]_F = \frac{\sigma_{-1}}{K_F \cdot [n]} \cdot K_{FL}$$

де $[\sigma_0]_F$ – допустиме напруження згину при віднульовому циклі, МПа;

$[\sigma_{-1}]_F$ – допустиме напруження згину при симетричному циклі, МПа;

σ_{-1} – межа витривалості матеріалу, МПа;

для вуглецевої сталі $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_{\text{мц}}$

для легованої сталі $\sigma_{-1} \approx 0,35 \sigma_{\text{мц}} + (70 \dots 120) \text{ Н/мм}^2$

для чавуну $\sigma_{-1} \approx 0,45 \sigma_{\text{мц}}$

K_F – ефективний коефіцієнт концентрації у основі зубця;

При проектному розрахунку для сталевих нормалізованих і покращених коліс $K_F = 1,8$; для сталевих коліс з поверхневим гартотом і чавунних коліс $K_F = 1,2$;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

Для кованих нормалізованих і покращених коліс $[n] = 1,5$; для кованих загартованих коліс $[n] = 2,2$; для литих нормалізованих або покращених коліс $[n] = 1,8$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку зубців на згин;

при $HB \leq 350$ $1 \leq K_{FL} \leq 2$

при $HB \geq 350$ $1 \leq K_{FL} \leq 1,65$

Визначення коефіцієнта довговічності при розрахунку зубців на згин

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N}},$$

де $5 \cdot 10^6$ – число циклів зміни напружень для усіх сталей;

N – число циклів зміни напружень за весь термін служби (напрацювання), ч.

При тривало працюючій передачі (з ресурсом ≥ 36000 ч) $K_{FL} = 1$.

Якщо розрахункове значення K_{FL} виходить менше або більше, ніж вказано в інтервалі, то K_{FL} приймається мінімальним або максимальним у вказаному інтервалі.

Для подальших розрахунків приймають менше значення $[\sigma_0]_F$

Визначення граничних напружень згину

Граничні напруження згину визначають для запобігання крихкому руйнуванню або пластичним деформаціям зубців.

Для сталевих коліс:

при $HB \leq 350$

$$[\sigma]_{H_{грн}} = 0,8 \cdot \sigma_T$$

при $HB \geq 350$

$$[\sigma]_{H_{грн}} = 0,36 \cdot \sigma_{\text{мц}} / K_F$$

Допустимі напруження і коефіцієнти для черв'ячних та інших зубчатих передач наводяться в [3, 4, 8-11].

Основні розрахункові формули

Геометрія циліндричних зубчатих передач (рис. 5.2).

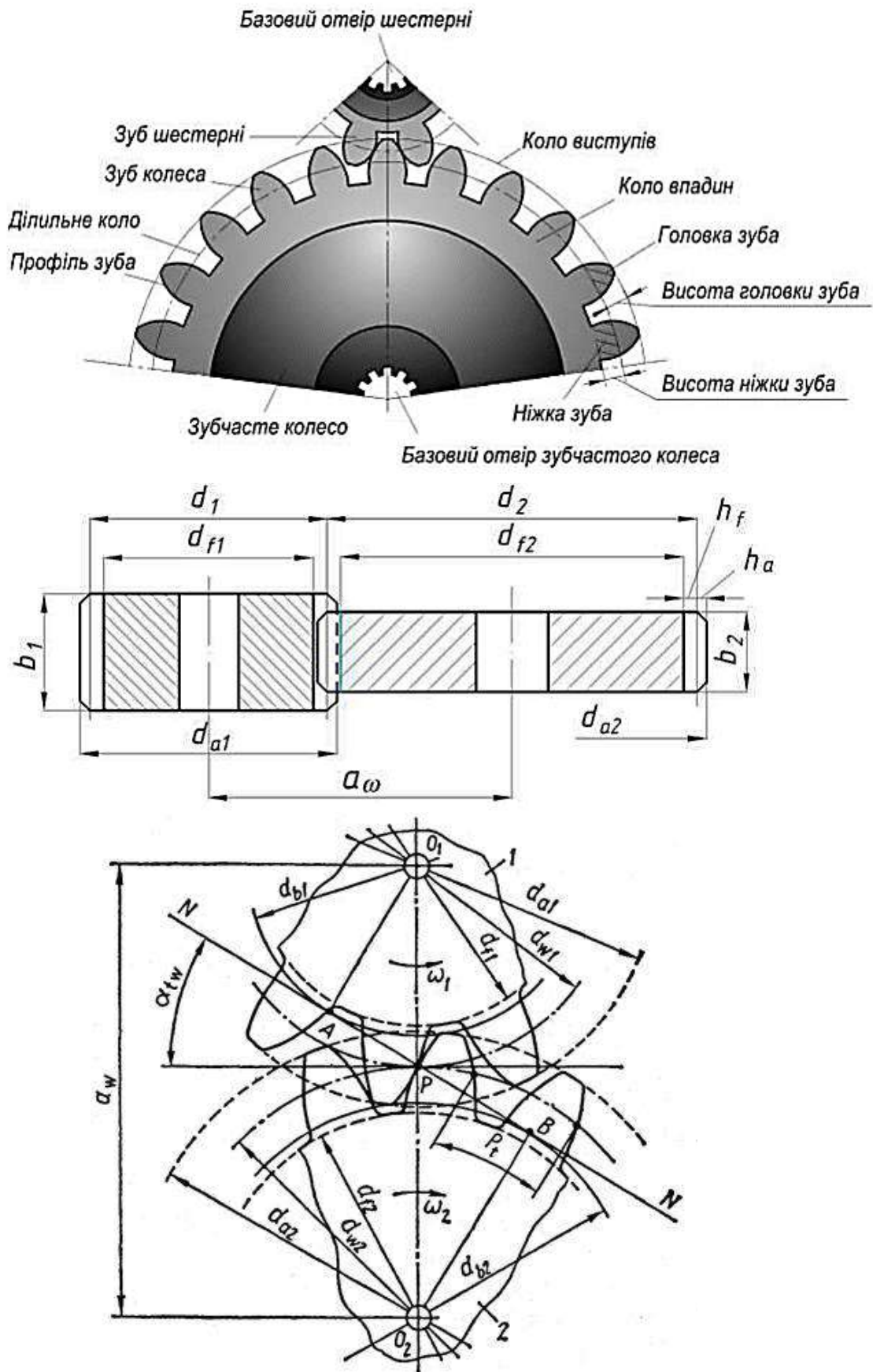


Рис. 5.2. Геометрія циліндричного зубчастого зачеплення

Передавальне число і передавальне відношення зубчатих передач

Параметр $u = z_2/z_1$ за ГОСТ16532-70 називають *передавальним числом* і визначають як відношення більшого числа зубців до меншого.

Передавальне число розглядається тільки для пари коліс, у всій решті випадків, розглядається передавальне відношення але, так як найчастіше використовують знижувальні передачі в яких передавальне відношення дорівнює передаточному числу, тому з митою уніфікації передавальне відношення називають передавальне число і застосовують позначення u :

$$i(u) = \frac{d_2}{d_1}; \frac{n_1}{n_2}; \frac{\omega_1}{\omega_2};$$

де d_1, n_1, ω_1 – діаметр ділильного кола, частота обертання, кутова швидкість шестерні; d_2, n_2, ω_2 – діаметр ділильного кола, частота обертання, кутова швидкість колеса.

Оскільки частіше застосовують знижуючі передачі в яких

Модуль зачеплення:

прямозуба передача

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi};$$

косозуба передача (рис. 5.3)

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

де d – діаметр ділильного кола шестерні і колеса, мм; z – число зубців шестерні і колеса; p – крок зачеплення, мм; m_t – торцевий модуль, мм; m_n – нормальний модуль, мм; у **прямозубій передачі торцеві, нормальні модулі рівні**;

$\beta = 8 \dots 16^\circ$ – кут нахилу зубців косозубих передач $\beta = 25 \dots 40^\circ$ – кут нахилу зубців шевронних передач.

У пари зв'язаних косозубих коліс із зовнішнім зачепленням кути β рівні по величині, але протилежні по напрямку. Одне колесо праве, інше - ліве.

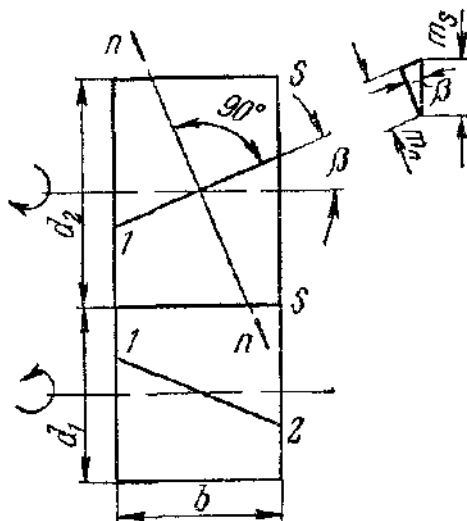


Рис. 5.3. Схема косозубої передачі

На практиці дуже часто модуль визначають по співвідношенню:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{\mathcal{W}},$$

де $a_{\mathcal{W}}$ – міжосьова відстань визначене з умови контактної міцності, мм.

На підстави досвіду експлуатації в силових зубчатих передачах рекомендується приймати модуль $m_{\min} \geq 1,5$ мм.

Модулі стандартизовані ISO 54:1996 у діапазоні 0,05...100 мм (табл.Д.23).

Крок зачеплення:

прямозуба передача

косозуба передача (рис. 5.3)

$$p_n = \pi m = \pi d/z;$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta},$$

де p_t – торцевий крок, мм; p_n – нормальний крок, мм.

У прямозубій передачі торцеві, нормальні кроки рівні.

Для пари коліс, що зачіпляються, модуль повинен бути однаковим

Для некорегованих зубчатих коліс:

	прямозуба передача	косозуба передача
Висота головки зубця, мм	$h_a = m;$	$h_a = m_n$
Висота ніжки зубця, мм	$h_f = 1,25m;$	$h_f = 1,25m_n$
Висота зубця, мм	$h = h_a + h_f = 2,25m;$	$h = 2,25m_n$
Радіальний зазор, мм	$c = 0,25m;$	$c = 0,25m_n$
При нарізуванні довбляком	$c = 0,35m;$	$c = 0,35m_n.$

Діаметри кол некоррегированих коліс, мм:

а) ділительних кол

прямозуба передача

косозуба передача

$$d = mz;$$

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

б) кіл вершин

прямозуба передача

косозуба передача

$$d_a = d + 2m = d + 2h_a;$$

$$d_a = d + 2m_n = d + 2h_a;$$

в) кіл западин

прямозуба передача

косозуба передача

$$d_f = d - 2,5m = d - 2h_f ;$$

$$d_f = d - 2,5m_n = d - 2h_f;$$

Міжосьова відстань, мм:

прямозуба передача

косозуба передача

$$a_w = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5m(z_2 \pm z_1); \quad a_w = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5m_s(z_2 \pm z_1);$$

$$a_w = m_n(z_2 \pm z_1)/2\cos\beta.$$

Знак «+» для зовнішнього зачеплення і «-» для внутрішнього зачеплення.

Ширина коліс, мм:

колесо шестерня

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w; \quad b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм}$$

де Ψ_a - коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса щодо міжосьової відстані, призначається за табл. Д.22

Довжина зубця, мм:

прямозуба передача

косозуба передача

$$l = b; \quad l = b/\cos\beta.$$

Сили, що діють в зачепленні

Прямозуба передача (рис. 5.4):

колова сила шестерні і колеса $F_t = \frac{2T}{d}$;

радіальна сила шестерні і колеса $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_W$;

нормальна сила

де T – момент на валу, Н·мм;

d – діаметр діляльного кола колеса, мм

$\alpha_W = 20^\circ$ – кут зачеплення некорегованої передачі;

На відомому колесі напрям окружної сили співпадає з напрямом обертання, на ведучому - протилежно йому.

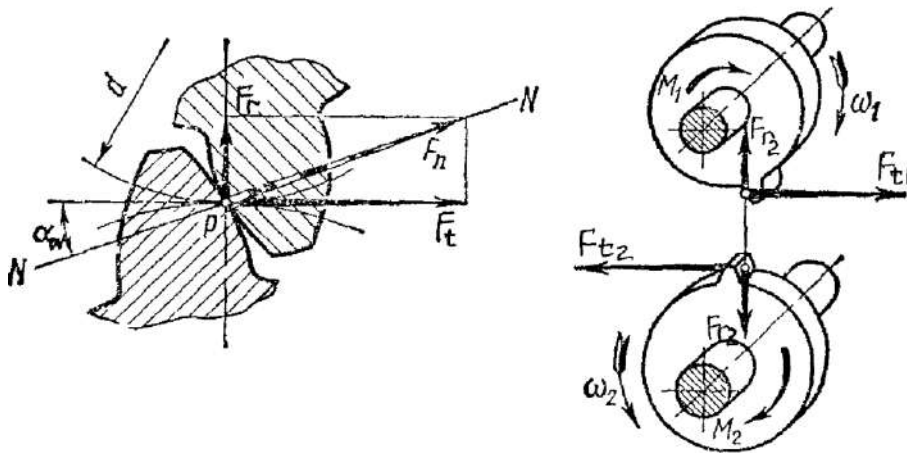


Рис. 5.4. Сили, що діють в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Косозуба передача (рис. 5.5):

колова сила $F_t = \frac{2T}{d}$, радіальна сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_W / \cos \beta$,

осьова сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$, нормальна сила $F_n = F_t / (\cos \alpha_W \cdot \cos \beta)$.

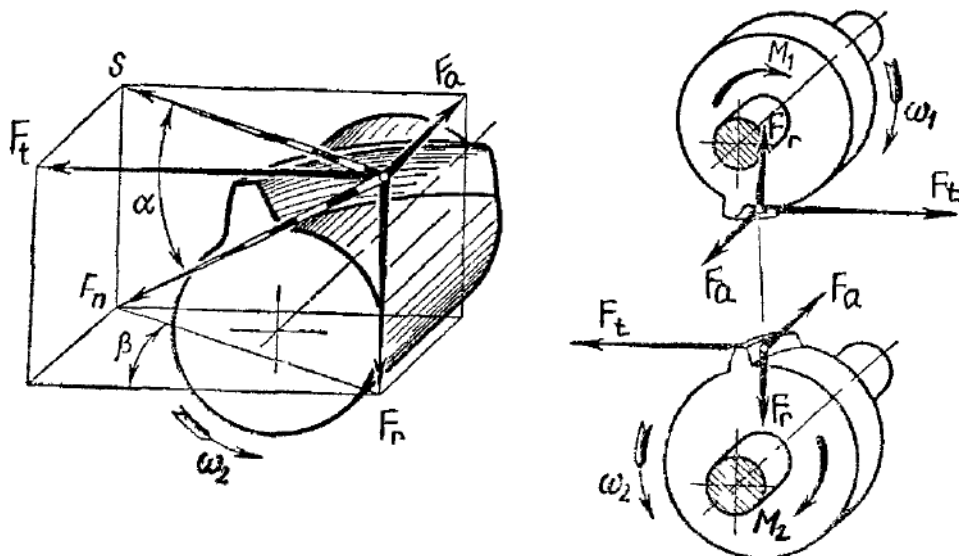


Рис. 5.5. Сили, що діють в зачепленні косозубої передачі

Визначення окружної швидкості зачеплення

$$V = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000} \text{ м/с}$$

де ω – кутова швидкість шестерні або колеса, с^{-1} ; d – діаметр ділильного кола шестерні або колеса, мм.

Формули для розрахунку циліндричних зубчатих передач

Основним критерієм працездатності циліндричних зубчатих передач є *контактна і згинувальна міцність зубців*.

Для циліндричних зубчатих передач виконують розрахунок на контактну і згину міцність, розрахунок на максимальне навантаження, для запобігання пластичній деформації або крихкому руйнуванню, в результаті дії короткочасних пікових навантажень (наприклад, в період пуску електродвигуна), і тепловий розрахунок для важко навантажених швидкохідних передач.

При проектуванні зубчатих передач розрізняють *проектний і перевірочний розрахунки*.

При *проектному розрахунку* по заданому навантаженню і відомим напруженням, що допускаються, визначають необхідні розміри передачі.

При *перевірочному розрахунку* по заданому навантаженню і габаритам передачі визначають фактичні напруження в зубцях і порівнюють з тими, що допускаються. виконують розрахунок по максимальному навантаженню і при необхідності тепловий розрахунок.

Перевірочний розрахунок зазвичай виконується для зубців менш міцного колеса. При використанні матеріалів 1-й групи твердості R 350 HB, частіше це зуби колеса. Для матеріалів 2-й групи твердості ≥ 350 HB, розрахунок виконується для зубців шестерні і колеса.

Для *відкритих зубчатих передач* основним, є розрахунок зубців на *згинувальну міцність, у зв'язку з великим зносом в цих передачах*.

Прямозуба передача

Для *проектного розрахунку*:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}$$

Для *перевірочного розрахунку*

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F]$$

де F_t – колова сила, Н;

K_F – коефіцієнт навантаження;

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv},$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця вибирається за табл. Д.26; $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, вибирається по табл. Д.26; K_{Fv} – коефіцієнт динамічності, вибирається за табл. Д.27; Y_F – коефіцієнт форми зубця (табл. Д.28); b – ширина колеса, мм; m – модуль, мм; T_1 – що обертає момент на шестерні, Н·м; z_1 – число зубців на шестерні; $\psi_{bm} = b/m$ – коефіцієнт ширини обода колеса;

$[F]_{\sigma}$ – допустиме напруження на згин, МПа.

Косозуба і шеврона передача

Для проектного розрахунку:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TK_F Y_F Y_{\beta} K_{F\alpha} \cos \beta}{[\sigma_F] \Psi_{bm} z}},$$

Для перевірного розрахунку

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_{\beta} K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F],$$

де β - кут нахилу зубців; m_n – нормальний модуль, мм; z - число зубців шестерні або колеса; T – обертальний момент на шестерні або колесі, Н·м;

$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140}$ - коефіцієнт нахилу лінії зубця;

Для закритих зубчатих передач основним, є розрахунок на контактну міцність зубців, а розрахунок на згин виконується, як перевірочний.

Для проектного розрахунку

$$a_w \geq K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}}.$$

Набутого розрахункового значення міжосьової відстані округляємо до найближчого стандартного.

де K_a – допоміжний коефіцієнт. Для косозубих передач $K_a = 43$, для прямозубих передач $K_a = 49,5$;

u - передавальне число зубчатої пари ;

знак «-», якщо розрахунок проводиться для внутрішнього зачеплення;

T_2 – що обертає момент на тихохідному валу редуктора, Нм;

10^3 – переводний коефіцієнт з м в мм;

K_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця;

Ψ_a – коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса щодо міжосьової відстані;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження або середнє допустиме контактне напруження, МПа.

Для перевірного розрахунку за контактними напруженнями прямозубі передачі

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u + 1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H,$$

косозубі передачі

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u + 1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H.$$

де a_w – міжосьова відстань, мм ;

T_2 – що крутить момент на тихохідному валу редуктора, Н·мм;

K_H – коефіцієнт навантаження;

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця вибирається по табл. Д.24;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, вибирається по табл. Д.26;

K_{Hv} – коефіцієнт динамічності, вибирається по табл. Д.27;

i – передавальне число передачі ;

b_2 – ширина колеса, мм;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа.

Для перевірного розрахунку за напруженнями згину

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F]$$

Для перевірного розрахунку за граничними навантаженнями для відкритих, закритих, прямозубих, косозубих циліндричних передач:

за контактними напруженнями

$$\sigma_{H_{ник}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1_{ник}}}{T_1}} \leq [\sigma]_{H_{гран}},$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, МПа;

$[\sigma]_{H_{гран}}$ – граничне допустиме контактне напруження, МПа;

T_1 – обертальний момент на шестерні, Н·мм;

$T_{1_{ник}}$ – обертальний момент на шестерні при піковому навантаженні, Н·мм.

за напруженнями згину

$$\sigma_{F_{тик}} = \sigma_F \frac{T_{1_{тик}}}{T_1} \leq [\sigma]_{F_{гран}},$$

де σ_F – розрахункова напруження згину, МПа;

$[\sigma]_{F_{2пред}}$ – граничне допустиме напруження згину колеса, МПа.

Послідовність та приклади розрахунків геометричних параметрів, розрахунків на контактну та згину міцність циліндричних, конічних, черв'ячних планетарних, хвильових передач наводяться в підручниках з курсового проектування деталей машин та інших технічних довідниках, наприклад, [3, 4, 8-11].

Тепловий розрахунок зубчастих передач

Тепловий розрахунок для циліндричних та конічних зубчастих передач, виконується як додатковий при великих навантаженнях та швидкостях. Для черв'ячних передач це основний розрахунок, так як їх робота супроводжується значним тепловиділенням, яке супроводжується заїданням. Тепловий розрахунок виконується при сталому режимі роботи на основі теплового балансу, тобто рівність тепловиділення і тепловіддачі

$$Q_B = Q_0.$$

При тепловому розрахунку найчастіше визначають температуру мастила при цьому повинна виконуватися наступна умова:

$$t_M = t_0 + \frac{(1 - \eta)N_1}{K_T A(1 + \psi)} \leq [t]_M$$

де η – загальний ККД передачі; N_1 – потужність на шестерні(черв'яку), Вт; t_0 – температура повітря поза корпусом в градусах; у цехових умовах зазвичай $t_0 = 20^\circ \text{C}$; $K_T = 8 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ - коефіцієнт теплопередачі з поверхні корпусу (більше значення при хорошій циркуляції повітря в приміщенні); A – площа поверхні охолодження корпусу редуктора (без урахування днища), м^2 ; ψ – коефіцієнт, що враховує тепловідвід через днище корпусу, доходить до 0,3 при приляганні днища корпусу до металевої рами, та 0 – якщо до бетонної (з цегли); $[t]_M$ – допустима температура мастила в корпусі. Для звичайних мастил $[t]_M = 70 \dots 90^\circ \text{C}$, для авіаційних $[t]_M = 100 \dots 200^\circ \text{C}$.

Якщо умова теплового балансу не виконується $Q_B > Q_0$, то повинне бути передбачений додаткове відведення тепла. Це досягається наступними способами: збільшують поверхню охолодження A , застосовуючи ребра, що охолоджують; обдувають корпус повітрям за допомогою вентилятора, насадженого на вал черв'яка; влаштовують в корпусі водяні порожнини або змійовик з проточною водою; застосовують циркуляційні системи мастила із спеціальними холодильниками.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Для косозубої циліндричної передачі (рис.5.6) визначити: ділильні і зовнішні діаметри коліс, торцевий крок зачеплення, висоту зубця, міжосьову відстань, сили, що діють в зачепленні. Необхідні дані прийняти з рисунку.

Дано:

$$\begin{aligned} N_1 &= 10 \text{ кВт} \\ n_1 &= 1000 \text{ хв}^{-1} \\ z_1 &= 20; z_2 = 80 \\ m_n &= 3 \text{ мм}; \beta = 10^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, \\ p_t, h, a_w, F_t, F_r, \\ F_a - ? \end{aligned}$$

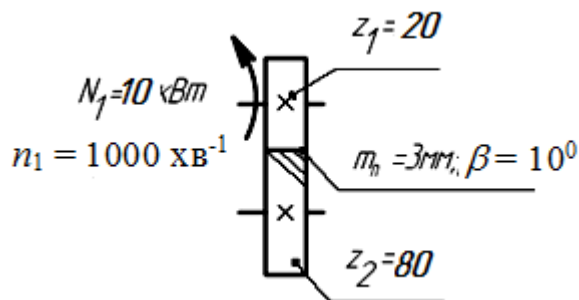


Рис. 5.6.

Рішення

1 Визначаємо невідомі

1.1 Визначаємо ділильні діаметри коліс шестерні колеса

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{\cos 10^\circ} = 61,2245 \text{ мм}; d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 80}{\cos 10^\circ} = 244,8979 \text{ мм}.$$

1.2 Визначаємо зовнішні діаметри коліс

шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 61,2245 + 2 \cdot 3 = 67,225 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 244,8979 + 2 \cdot 3 = 250,898 \text{ мм}.$$

1.3 Визначаємо торцевий крок зачеплення

$$p_t = \pi \frac{d_1}{z_1} = 3,14 \cdot \frac{61,2245}{20} = 9,612 \text{ мм}.$$

1.4 Визначаємо висоту зубця

$$h = 2,25m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}.$$

1.5 Визначаємо міжосьову відстань

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(61,2245 + 244,8979) = 153 \text{ мм}.$$

За табл. Д.25 приймаємо $a_w = 160 \text{ мм}$.

1.6 Визначаємо сили, що діють в зачепленні

Попередньо визначаємо обертальний момент на шестерні

$$T_1 = 9,55 \frac{N_1}{n_1} = 9,55 \cdot \frac{10 \cdot 10^3}{1000} \approx 96 \text{ Н}\cdot\text{м, тоді}$$

$$\text{колова сила } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 96 \cdot 10^3}{61,2245} = 3136 \text{ Н};$$

$$\text{радіальна сила } F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 3136 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 10^\circ = 1159 \text{ Н},$$

де α – кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$;

$$\text{осьова сила } F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 3136 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 552 \text{ Н}.$$

Відповідь: $d_1 = 61,2245 \text{ мм}$; $d_2 = 244,8979 \text{ мм}$; $d_{a1} = 67,225 \text{ мм}$; $d_{a2} = 250,898 \text{ мм}$;

$p_t = 9,612 \text{ мм}$; $h = 6,75 \text{ мм}$; $a_w = 160 \text{ мм}$; $F_{t1} = 3136 \text{ Н}$; $F_{r1} = 1159$; $F_{a1} = 552 \text{ Н}$.

Приклад 2. Перевірити на контактну міцність зубців циліндричної косозубої передачі, якщо: передана потужність $N_1 = 15 \text{ кВт}$; частота обертання швидкохідного вала $n_1 = 750 \text{ хв}^{-1}$; передавальне число передачі $u = 3,5$; число зубців шестерні $z_1 = 23$; кут нахилу зубців $\beta = 12^\circ$; модуль зачеплення $m_n = 3 \text{ мм}$; матеріал колеса Сталь 40ХН нормалізована, коефіцієнт ширини колеса $\psi_{ba} = 0,315$; коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$; коефіцієнт навантаження $K_H = 1,2$.

Дано:

$$N_1 = 15 \text{ кВт}$$

$$n_1 = 750 \text{ хв}^{-1}$$

$$u = 3,5; z_1 = 23$$

$$m_n = 3 \text{ мм}; \beta = 12^\circ$$

Матеріал Сталь

40ХН нормалізація

$$\psi_{ba} = 0,315; K_{HL} = 1$$

$$K_H = 1,2$$

Рішення

1 Записуємо умову контактної міцності для циліндричної косозубої передачі

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{v_2 u^2}} \leq [\sigma]_H$$

2 Визначаємо невідомі

2.1 Визначаємо ділильні діаметри шестерні та колеса

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 23}{\cos 12^\circ} = 70,542 \text{ мм},$$

$\sigma_H = ?$

$$d_2 = d_1 u = 70,542 \cdot 3,5 = 246,895 \text{ мм.}$$

2.2 Визначаємо міжосьову відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{70,542 + 246,895}{2} = 158,72 \text{ мм, за табл. Д.25 приймаємо } a_w = 160 \text{ мм.}$$

2.3 Визначаємо допустиме контактне напруження для колеса

Враховуючи ділильний діаметр колеса $d_2 \approx 245$ мм, його матеріал Сталь 40ХН та вид термообробки нормалізацію за табл. Д18 твердість матеріалу складає $HB_{\min} = 220$, тоді для сталевих коліс при твердості $\leq 350HB$

$$[\sigma]_H = 2,75 HB_{\min} K_{HL} = 2,75 \cdot 220 \cdot 1 = 605 \text{ МПа.}$$

2.4 Визначаємо обертаючі моменти на колесах на шестерні

$$T_1 = 9,55 \frac{N_{\partial\partial}}{n_{\partial\partial}} = 9,55 \cdot \frac{15 \cdot 10^3}{750} = 191 \text{ Н·м;}$$

на колесі

попередньо приймаємо $\eta = 0,98$ враховуючи що передача циліндрична

$$T_2 = T_1 u \eta = 191 \cdot 3,5 \cdot 0,98 = 655 \text{ Н·м.}$$

2.5 Визначаємо ширину колеса

$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4$ мм, за табл. Д. 20 за рядом Ra 20 приймаємо $b_2 = 50$ мм

3 Визначаємо контактне напруження та оцінюємо контактну міцність зубців

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{\sigma_2 u^2}} = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{655 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot (3,5+1)^3}{50 \cdot 3,5^2}} = 577 \text{ Н/мм}^2 = 577 \text{ МПа} <$$

$$< [\sigma]_H = 605 \text{ МПа} - \text{умова міцності виконується.}$$

Приклад 3. Перевірити тепловий режим черв'ячного редуктора (рис. 5.7), якщо: передана потужність $N_1 = 2,2$ кВт; число заходів черв'яка $z_1 = 1$; температура навколишнього середовища $t = 20^\circ\text{C}$; редуктор встановлений на металевій рамі; коефіцієнт тепловіддачі $K_T = 15 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$; допустимий температурний інтервал мастила $[t]_M = 70 \dots 90^\circ\text{C}$; розміри корпусу редуктора вказані на рисунку.

Дано:

$$N_1 = 2,2 \text{ кВт}$$

$$z_1 = 1; t = 20^\circ\text{C}$$

рама металева

$$K = 15 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$[t]_M = 70 \dots 90^\circ\text{C}$$

$t_M = ?$

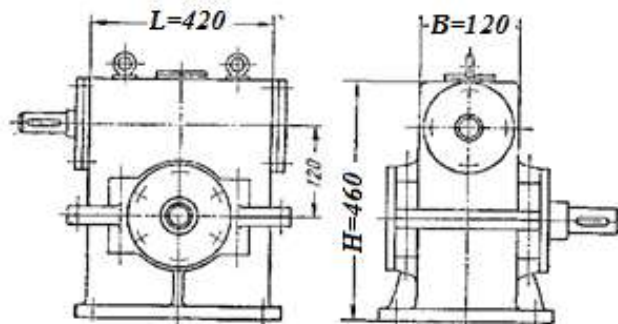


Рис. 5.7.

Рішення

1 Записуємо умову теплового балансу черв'ячного редуктора

$$t_m = t_g + \frac{(1-\eta)N_1}{K_T A(1+\psi)} \leq [t]_m.$$

2 Визначаємо невідомі

2.1 Визначаємо ККД черв'ячного редуктора

При приблизних розрахунках, ККД черв'ячного редуктора можливо визначити за числом заходів черв'яка

z_1	η
1	0,72...0,78
2	0,78...0,82
3	0,82...0,87
4	0,87...0,92

Для $z_1 = 1$ приймаємо $\eta = 0,75$.

2.1 Визначаємо площу поверхні корпусу редуктора, через яке продається тепло

$$A = 2(BH) + 2(LH) + BL = 2(0,12 \cdot 0,46) + 2(0,42 \cdot 0,46) + 0,12 \cdot 0,42 = 0,55 \text{ м}^2.$$

2.1 Визначаємо коефіцієнт який враховує відведення тепла через днище корпусу редуктора

Якщо корпус редуктор встановлено на бетонному, залізобетонному або кам'яному фундаменті, то $\psi = 0$, якщо на залізній рамі, $\psi = 0,2 \dots 0,3$.

Враховуючи що редуктор встановлено на металевій рамі приймаємо $\psi = 0,2$.

3 Визначаємо температуру мастила та оцінюємо тепловий режим редуктора

$$t_m = t_g + \frac{(1-\eta)N_1}{K_T A(1+\psi)} = t_g + \frac{(1-0,75)2,2 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 0,55(1+0,2)} = 65^\circ \text{C} < [t]_m = 70 \dots 90^\circ \text{C} - \text{тепловий режим у нормі.}$$

Завдання для самостійної роботи
(розрахункові)

Завдання 1. Для косозубої циліндричної передачі визначити: ділильні і внутрішні діаметри коліс, нормальний та торцевий (коловий) модулі зачеплення, висоту зубця, міжосьову відстань, сили, що діють в зачепленні.

Початкові дані

№ вар.	N кВт	n_1 хв ⁻¹	z_1	u	Нормальний крок p_n , мм	β , град.
1.	4,5	250	18	2	6,28	9
2.	5,0	300	19	3	7,85	10
3.	5,5	250	20	4	9,42	11
4.	6,0	320	21	5	10,99	12
5.	6,5	300	22	6	12,56	13
6.	7,0	340	25	4	14,13	14
7.	7,5	180	26	2	15,7	15
8.	8,0	160	28	2	6,28	16
9.	8,5	150	30	3	7,85	9
10.	9,5	240	22	4	9,42	10
11.	10,0	260	20	5	6,28	11
12.	10,5	220	18	6	7,85	12
13.	11,0	200	18	4	9,42	13
14.	11,5	280	19	2	10,99	14
15.	12,0	300	20	2	12,56	15
16.	16,5	260	21	3	14,13	16
17.	12,5	240	22	4	15,7	9
18.	13,0	230	25	5	6,28	10
19.	13,5	260	26	6	7,85	11
20.	14,0	220	28	4	9,42	12
21.	14,5	250	30	2	6,28	13
22.	15,0	180	22	2	7,85	14
23.	16,0	240	20	3	9,42	15
24.	17,0	240	18	4	10,99	16
25.	17,5	150	18	5	12,56	9
26.	18,0	170	19	6	14,13	10
27.	19,0	180	20	4	15,7	11
28.	20,0	140	21	2	6,28	12
29.	21,0	300	22	2	7,85	13
30.	22,0	320	25	3	9,42	14

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. Перевірити на контактну міцність зубців циліндричної косозубої передачі, якщо:

Початкові дані

№ вар.	N кВт	n_1 хв ⁻¹	m_n , мм	z_1	u	β , град.	ψ_{ba}	K_{HL}	K_H	Марка сталі	Термообробка
1.	4,5	750	2	18	2	9	0,25	1,1	1,1	35	Нормалізація
2.	5,0	800	2,5	19	3	10	0,315	1,0	1,05	40	
3.	5,5	900	3	20	4	11	0,4	1,12	1,0	45	
4.	6,0	950	3,5	21	5	12	0,25	1,14	1,12	50	
5.	6,5	1000	4	22	6	13	0,315	1,2	1,15	55	
6.	7,0	1050	4,5	25	4	14	0,4	1,4	1,11	30ХГС	
7.	7,5	1100	5	26	2	15	0,25	1,3	1,3	35Х	Покращення
8.	8,0	1200	1,5	28	2	16	0,315	1,5	1,4	40Х	
9.	8,5	1250	2	30	3	9	0,4	1,6	1,2	40ХН	
10.	9,5	1300	2,5	22	4	10	0,25	1,7	1,25	35	
11.	10,0	1400	3	20	5	11	0,315	1,8	1,35	40	
12.	10,5	1450	3,5	18	6	12	0,4	2,0	1,1	45	
13.	11,0	1500	4	18	4	13	0,25	2,1	1,05	50	Нормалізація
14.	11,5	750	4,5	19	2	14	0,315	1,25	1,0	55	
15.	12,0	800	5	20	2	15	0,4	1,35	1,12	30ХГС	
16.	16,5	900	1,5	21	3	16	0,25	1,1	1,15	35Х	
17.	12,5	950	2	22	4	9	0,315	1,0	1,11	40Х	
18.	13,0	1000	2,5	25	5	10	0,4	1,12	1,3	40ХН	
19.	13,5	1050	3	26	6	11	0,25	1,14	1,4	35	Покращення
20.	14,0	1100	3,5	28	4	12	0,315	1,2	1,2	40	
21.	14,5	1200	4	30	2	13	0,4	1,4	1,25	45	
22.	15,0	1250	4,5	22	2	14	0,25	1,3	1,35	50	
23.	16,0	1300	5	20	3	15	0,315	1,5	1,1	55	
24.	17,0	1400	1,5	18	4	16	0,4	1,6	1,05	30ХГС	
25.	17,5	1450	2	18	5	9	0,25	1,7	1,0	35Х	Нормалізація
26.	18,0	1500	2,5	19	6	10	0,315	1,8	1,12	40Х	
27.	19,0	750	3	20	4	11	0,4	2,0	1,15	40ХН	
28.	20,0	800	3,5	21	2	12	0,25	2,1	1,11	35	
29.	21,0	900	4	22	2	13	0,315	1,25	1,3	40	
30.	22,0	950	4,5	25	3	14	0,4	1,35	1,4	45	

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 6. Вибір редуктора

Загальні відомості

Редуктори - це пристрої, які виконані у вигляді окремих агрегатів і призначені для зменшення кутових швидкостей і збільшення крутних моментів.

Редуктори широко використовуються в приводах різних машин і механізмів.

Загальним критерієм *технічного рівня* редукторів є питома маса - відношення маси редуктора до крутного моменту на його тихохідному валу: $\gamma = m/T_2$, де m в кг, T_2 в Н·м. Його величина найбільшою мірою залежить від твердості зубчатих коліс. У редукторів з високим технічним рівнем $\gamma = 0,03...0,05$.

Редуктори вельми різноманітні за своїми кінематичними схемами і конструктивному виконанні.

Класифікація редукторів. *За типом передачі:* циліндричні; конічні; черв'ячні; планетарні; хвильові; комбіновані (конічно-циліндричні, зубчасто-черв'ячні, черв'ячно-зубчасті); *за розташуванням зубців на ободі колеса:* прямозубі, косозубі, шевроні, криволінійні; *за числом ступенів:* одно- та багатоступінчасті.

Число ступенів редуктора можна визначити, як кількість валів мінус одиниця. Зазвичай число ступенів більше трьох застосовується дуже рідко, це пов'язаний з великими розмірами і вартістю таких редукторів; *за розташуванням валів і коліс в просторі:* горизонтальні, вертикальні, похилі; *за способом кріплення:* **на лапах або плиті** (з підставою) – для монтажу на фундаменти, перекриття, рами; **з фланцями** для монтажу до корпусів, рам машин і механізмів; насадні – **тихохідне** колесо безпосередньо насаджується на робочий вал машини; комбіновані - для різного монтажу; *за схемою збірки;* *за кліматичним виконанням* редуктори виконують для експлуатації в макрокліматичних районах з помірним (У), тропічним (Т), помірно-холодним (УХЛ), холодним (ХЛ) кліматом і др.; *за категорією розміщення 1 – 5.* *Кліматичне виконання і категорія розміщення редукторів регламентується стандартом.*

Вибір і розрахунок редукторів

Вибір серійних редукторів проводиться по моментах що передаються з каталогів заводів-виробників. Початковими даними для вибору редуктора є: найбільша величина навантаження, відповідно нормально протікаючому процесу роботи редуктора; режим роботи; швидкість обертання швидкохідного вала; передавальне число редуктора; розташування двигуна і робочого органу машини; умови експлуатації.

Умова вибору редуктора

$$T_p = K_p T_H \leq T_T, u_f \approx u_T, n_{ф.ш.в} \leq n_{max},$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи; T_p, T_H, T_T – розрахунковий, номінальний на вихідному валу і табличний моменти редуктора, Н·м; u_f, u_T – фактичне та табличне передавальне число; $n_{ф.ш.в}$ – фактична частота обертання швидкохідного вала редуктора, $хв^{-1}$; n_{max} – максимальна таблична частота обертання швидкохідного вала редуктора, $хв^{-1}$.

Перевантаження, що допускається, 10%, недовантаження, що допускається, 20%.

Розрахунок редукторів включає розрахунки його елементів: зубчастих передач, валів, вальниць, болтів розташованих біля вальниць, перевірки шпонкових з'єднань, і теплового розрахунку (для швидкохідних, черв'ячних передач).

Конструювання, розрахунок, вибір матеріалів елементів редуктора, приведені в курсовому проектуванні та технічних довідниках.

При рішенні завдань з вибору редуктора рекомендується звертати увагу на розташування валів в схемах завдань. Якщо вали на схемі редуктора розташовані паралельно, редуктор буде циліндричний, а якщо під кутом, то це може бути черв'ячний або конічний якщо на схемі редуктор має квадратну форму і конічно-циліндричний, якщо прямокутну форму.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Вибрати з каталогу редуктор для приводу електричної лебідки (рис.6.1) з зазначенням його типу, числа ступенів, габаритних розмірів, маси та розміру болтів для його кріплення, якщо: частота обертання вала двигуна $n_1=945\text{хв}^{-1}$; вантажопідйомність лебідки $Q = 1,5\text{ т}$; швидкість підйому вантажу $v_s = 1,2\text{ м/с}$; діаметр приводного барабана $D_6 = 500\text{ мм}$; коефіцієнт режиму роботи $K_p = 1,3$; допустиме відхилення передатного відношення $\Delta u \pm 4\%$.

<p><i>Дано:</i> $n_1 = 945\text{ хв}^{-1}$ $Q = 1,5\text{ т}; v_s = 1,2\text{ м/с}$ $D_6 = 500\text{ мм}; K_p = 1,3$ $\Delta u \pm 4\%$</p>
<p>Редуктор-?</p>

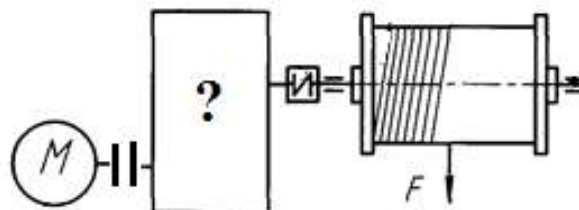


Рис. 6.1.

Рішення

1 Записуємо умову вибору редуктора

$$T_p = K_p T_H \leq T_T, u_\phi \approx u_T, n_{\phi.б.в} \leq n_{\max},$$

2 Визначаємо невідомі

2.1 Приводимо к єдиному позначенню та системним одиницям вимірювання вантажопідйомність $Q = F_t = 15000\text{ Н}$

2.2 Визначаємо номінальний момент на тихохідному валу

$$T_{H.m.в} = \frac{F_t D_6}{2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{2} = 3750\text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.3 Визначаємо розрахунковий момент

$$T_p = K_p T_{H.m.в} = 1,3 \cdot 3750 = 4875\text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4 Визначаємо частоту обертання барабана, яка буде дорівнювати частоті обертання тихохідного валу редуктора

$$n_{\sigma} = n_{m.в} = \frac{60v_{\sigma}}{\pi D_{\sigma}} = \frac{60 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,5} = 46 \text{ об/хв.}$$

2.5 Визначаємо передавальне відношення редуктора

$$u_p = \frac{n_{\delta\epsilon}}{n_{\sigma}} = \frac{945}{46} = 20,5$$

3 Вибираємо редуктор

Враховуючи умову вибору редуктора, та отримані значення розрахункового моменту та передатного числа, а також паралельне розташування валів редуктора на схемі приводу з каталогу табл. Д. 31 вибираємо циліндричний двоступінчастий редуктор типорозміру **1Ц2У-250** для якого:

номінальний табличний момент $T_T=5000$ Н·м; передавальне число $u_T = 20$; визначаємо допустиме відхилення передатного відношення

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u_T}{u_T} 100\% = \frac{20,5 - 20}{20} \cdot 100\% = 2,5\% < 4\% - \text{умова виконується.}$$

З табл. Д.31 також виписуємо габаритні розміри $L = 825$ мм; $B = L_4 + L_5 = 265 + 335 = 600$ мм; $H = 515$ мм; маса редуктора $m = 320$ кг; діаметр отворів під кріпильні болти $d = 28$ мм, тоді діаметр кріпильних болтів приймаємо М24.

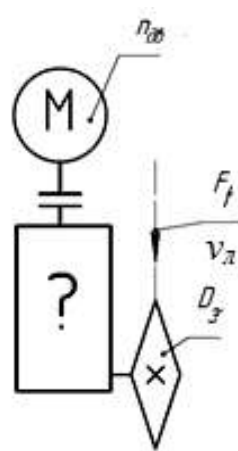
Відповідь: Редуктор 1Ц2У-250.

Завдання для самостійної роботи

(розрахункові)

Завдання 1. Вибрати редуктор і вказати його тип, число ступенів, габаритні розміри, масу, діаметр кріпильних болтів.

Початкові дані

№ вар.	F_t , кН	n_1 , хв ⁻¹	D_3 , мм	$v_{\text{ль}}$, м/с	K_p	Δu	Рис.
1.	4,5	750	500	0,2	1,0	4	
2.	5,0	800	600	0,25	1,1	5	
3.	5,5	900	700	0,3	1,2	6	
4.	6,0	950	750	0,35	1,15	7	
5.	6,5	1000	800	0,5	1,2	9	
6.	7,0	1050	850	0,4	1,3	8	
7.	7,5	1100	900	0,45	1,4	10	
8.	8,0	1200	950	0,6	1,5	4	
9.	8,5	1250	1000	0,7	1,6	5	
10.	9,5	1300	1100	0,8	1,05	6	
11.	10,0	1400	1200	1,0	1,12	7	
12.	10,5	1450	500	1,1	1,0	9	
13.	11,0	1500	600	1,2	1,1	8	
14.	11,5	750	700	1,3	1,2	10	
15.	12,0	800	750	1,25	1,15	4	

№ вар.	F_t , кН	n_1 , хв ⁻¹	D_3 , мм	$v_{л}$, м/с	K_p	Δu	Рис.
16.	16,5	900	800	1,5	1,2	5	
17.	12,5	950	850	1,4	1,3	6	
18.	13,0	1000	900	1,45	1,4	7	
19.	13,5	1050	950	0,2	1,5	9	
20.	14,0	1100	1000	0,25	1,6	8	
21.	14,5	1200	1100	0,3	1,05	10	
22.	15,0	1250	1200	0,35	1,12	4	
23.	16,0	1300	500	0,5	1,0	5	
24.	17,0	1400	600	0,4	1,1	6	
25.	17,5	1450	700	0,45	1,2	7	
26.	18,0	1500	750	0,6	1,15	9	
27.	19,0	750	800	0,7	1,2	8	
28.	20,0	800	850	0,8	1,3	10	
29.	21,0	900	900	1,0	1,4	4	
30.	22,0	950	950	1,1	1,5	5	

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 7. ВИВЧЕННЯ І ВИКРЕСЛЮВАННЯ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧ. ВИКРЕСЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ ЗА СТРУКТУРНИМИ СХЕМАМИ

Загальні відомості

Умовні графічні зображення елементів машин і механізмів – спеціальні спрощені зображення, які застосовуються для викреслювання кінематичних схем та показують принципний пристрій механізму або машини і взаємозв'язок елементів що входять в дані машини і механізми. Умовні графічні позначення в кінематичних схемах і правила виконання кінематичних схем регламентується стандартами. Нижче наведені умовні графічні зображення кінематичних елементів машин і механізмів машин, що вивчаються в «Деталях машин».

Правила виконання кінематичних схем

Кінематичну схему виробу викреслюють, як правило, у вигляді розгортки (див. рис. 7.1).

На кінематичних схемах зображають:

- вали, осі, шатуни, кривошипи тощо – суцільними основними лініями завтовшки s ;
- елементи, зображені спрощено у вигляді контурних контурів, зубчасті колеса, черв'яки, зірочки, шківи, муфти, вальниці тощо. – суцільними лініями товщиною $s/2$;

– контур виробу (наприклад, корпус), в який вписана схема, – суцільними тонкими лініями товщиною $s/3$. Відповідно до стандарту товщина основної лінії s повинна знаходитися в межах 0,5...1,4 мм. При використанні комп'ютерних графічних програм рекомендується в настройках системних ліній виставити наступну товщину на папері: основна $s = 0,6$ мм; тоді $s/2 = 0,3$ мм і $s/3 = 0,2$ мм.

Кожному кінематичному елементу, зображеному на схемі, як правило, привласнюють порядковий номер, починаючи від двигуна. Вали нумеруються римськими цифрами, решта елементів нумерує тільки арабськими цифрами (див. рис. 7.1). Порядковий номер елемента проставляють на полиці лінії-. Під полицею лінії- основні характеристики і параметри кінематичного елемента, перелік яких приведений у табл. 7.1

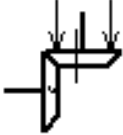


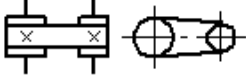
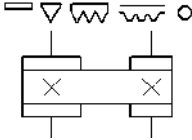
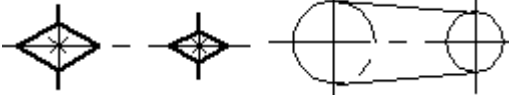
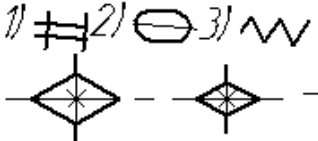
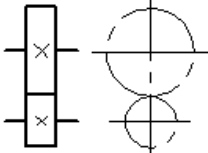
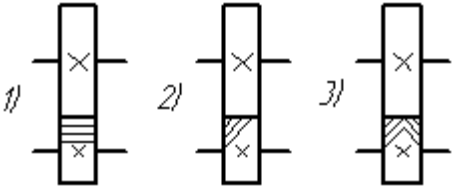
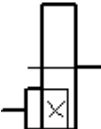
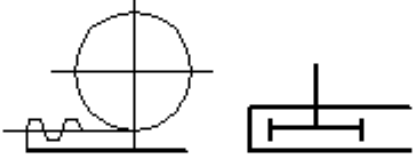
Таблиця 7.1 Перелік основних параметрів і характеристик кінематичних елементів

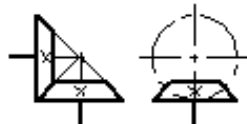
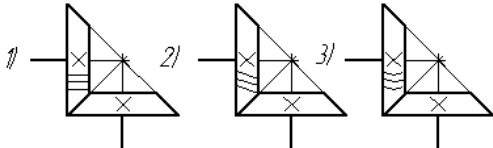
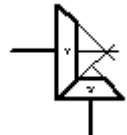
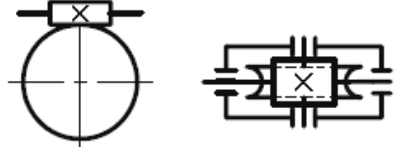
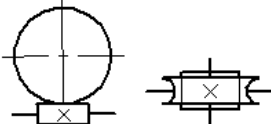
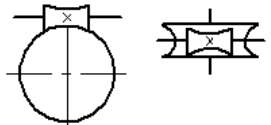


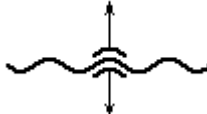

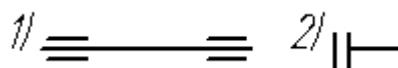
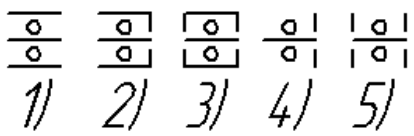

Кінематичний елемент	Параметр, характеристика
1. Двигун	Тип (у даній роботі не вказується); потужність N , кВт; частота обертання вала n , об/хв
2. Редуктор, пасова, ланцюгова та інші передачі	Передавальне число u
3. Шків	Діаметр \varnothing , мм
4. Зірочки	Число зубців зірочки z , крок ланцюга t , мм
5. Зубчаті, черв'ячні колеса	Число зубців z , модуль m , мм; кут нахилу зубців β (для косозубчастих)
6. Черв'яки	Тип черв'яка (якщо він не Архімедів), число заходів черв'яка z , осьовий модуль m , мм







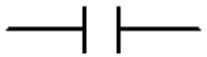
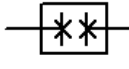
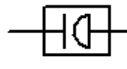


Умовні графічні позначення елементів машин і механізмів на кінематичних схемах (ДСТУ EN ISO 3952-1:2018 (частини 1-4))

Таблиця 7.2

Найменування	Позначення
Джерело руху (двигун)	
Вал, вал, вісь, стержень, шатун і т.п.	
Нерухома ланка (стійка)	
Шків багатоступінчастий	
Фрикційна передача:	
циліндрична	

Найменування	Позначення
конічна	
конічна регульована	
торцева (лобова) регульована	
Пасова передача:	
без уточнення типу паса	
з уточненням типу паса (поряд рисується профіль паса). На рисунку показані профілі плоского, клинового, поліклинового, і круглого пасів	
Ланцюгова :	
без уточнення типу ланцюга	
з уточненням типу ланцюга. На рисунку показані умовні позначення ланцюгів: 1) пластинчастий, роликівий, втулковий; 2) калібрований, якірний; 3) зубчастий	
Зубчаста циліндрична передача:	
без уточнення типу зубця	
з уточненням типу зубця: 1) прямозуба; 2) косозуба; 3) шевронна	
Зубчаста передача з внутрішнім зачепленням	
Зубчаста рейкова передача без уточнення типу зубця	

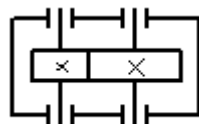
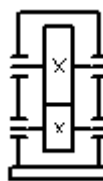
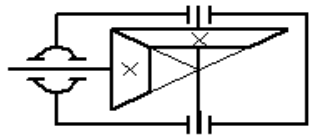
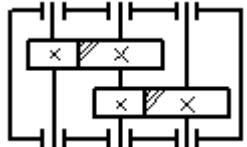
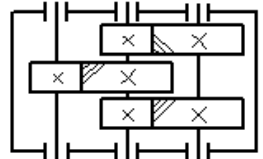
Найменування	Позначення
Зубчаста конічна:	
без уточнення типу зубця	
з уточненням типу зубця: 1) прямозуба; 2) косозуба; 3) з круговими зубцями	
Гепоїдна передача	
Черв'ячна передача зциліндричним черв'яком:	
з верхнім розташуванням черв'яка	
з нижнім розташуванням черв'яка	
Черв'ячна глобоїдна	
Передача гвинт-гайка:	
ковзання нероз'ємна	
з тілами кочення нероз'ємна	
ковзання роз'ємна	
Гвинт	
Вальниці ковзання, кочення без уточнення типу: 1) радіальні; 2) упорні	
Вальниці кочення: 1) радіальна; 2) радіально-упорна одностороння; 3) радіально-упорна двостороння; 4) упорна одностороння; 5) упорна двостороння	
Радіально-упорна роликочна (конічна)*	

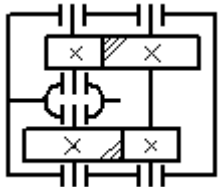
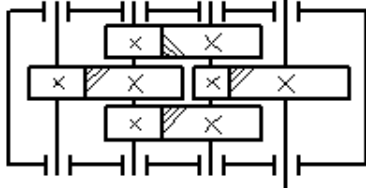
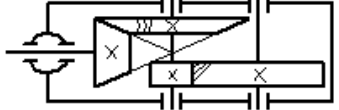
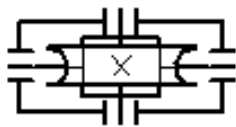
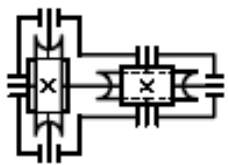
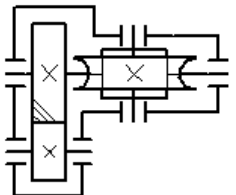
Найменування	Позначення
Сферична (що самовстановлюється) вальниці кочення *: 1) кулькова; 2) роликів	1)  2) 
Вальниці ковзання: 1) радіальна; 2) радіально-упорна одностороння; 3) радіально-упорна двостороння; 4) упорна одностороння; 5) упорна двостороння	     1) 2) 3) 4) 5)
Муфта без уточнення типу	
Муфти з вказівкою типу: 1) глуха; 2) компенсуюча; 3) пружна	   1) 2) 3)
Гальмо (загальне позначення)	

* У новому стандарті відсутні

Таблиця 7.3.

Приклади виконання кінематичні схем деяких редукторів

Редуктор	Схема
Циліндричний одноступінчастий	
Циліндричний одноступінчастий вертикальний	
Конічний одноступінчастий	
Циліндричний двоступінчастий виконаний по розгорненій схемі з косими зубцями	
Циліндричний двоступінчастий виконаний по роздвоєній схемі з косими зубцями	

Редуктор	Схема
Циліндричний двоступінчастий співвісний	
Циліндричний триступінчастий виконаний по роздвоєній схемі проміжних валів з косими зубцями	
Конічно-циліндричний двоступінчастий з круговими зубцями конічної ступені і косими циліндричної ступені	
Черв'ячний одноступінчастий з нижнім розташуванням черв'яка	
Черв'ячний двоступінчастий	
Зубчасто-черв'ячний	

Приклади виконання

Приклад 1. За структурною схемою викреслити кінематичну схему приводу з вказівкою його елементів та основних параметрів.

Початкові данні

Двигун →пасова передача→ циліндричний двоступінчастий редуктор виконаний за розгорнутою схемою →муфта компенсуюча →вал робочої машини, що спирається з одної сторони на упорну двосторонню вальницю ковзання, з другої на упорну односторонню вальницю ковзання.

Виконання

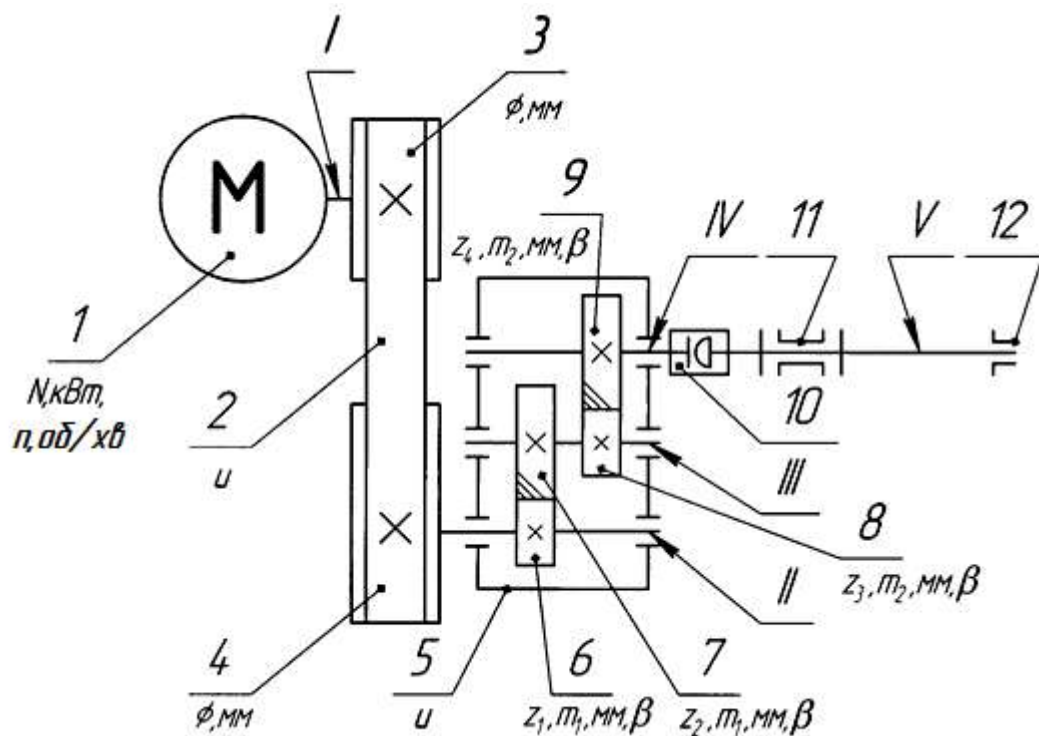


Рис. 7.1. Кінематична схема приводу :

1 - двигун; 2 - пасова передача; 3 - ведучий шків; 4 - ведений шків; 5 - циліндричний двоступінчастий редуктор виконаний по розгорненій схемі; 6 - шестерня першої ступені; 7 - колесо першої ступені; 8 - шестерня другої ступені; 9 - колесо другої ступені; 10 - компенсуюча муфта; 11 - упорна двостороння вальниця ковзання; 12 - упорна одностороння вальниця ковзання; I – вал двигуна; II - швидкохідний вал редуктора; III - проміжний вал редуктора; IV - тихохідний вал редуктора; V - робочий вал машини

Завдання для самостійної роботи
(графічні)

Завдання 1. За структурною схемою викреслити кінематичну схему приводу з вказівкою його елементів та основних параметрів.

Початкові дані

№ вар.	Структурна схема
1.	Двигун → поліклинова передача → двоступінчастий циліндричний редуктор виконаний по розгорненій схемі → муфта компенсуюча → робочий вал машини, що спирається на упорні односторонні вальниці ковзання.
2.	Двигун → муфта → конічний редуктор з косими зубцями → муфта → вал робочої машини, що спирається на конічні вальниці кочення.
3.	Двигун → клинопасова передача → черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка → пружна муфта → робочий вал машини, що спирається на радіально-упорні двосторонні вальниці кочення.
4.	Двигун → муфта → конічно-циліндричний редуктор → ланцюгова передача → робочий вал машини, що спирається на упорні кулькові вальниці кочення.
5.	Двигун → муфта → двоступінчастий циліндричний редуктор виконаний по розгорненій схемі з косими зубцями → ланцюгова передача робочий вал машини, що спирається на радіальні кулькові вальниці.
6.	Двигун → ланцюгова передача → співвісний двоступінчастий циліндричний редуктор з косими зубцями → муфта пружна → робочий вал машини, що спирається на роликові сферичні вальниці кочення.
7.	Двигун → муфта → триступінчастий редуктор виконаний по роздвоєній схемі з косими зубцями → муфта компенсуюча робочий вал машини, що спирається на упорні вальниці ковзання.
8.	Двигун → ланцюгова передача → двоступінчастий черв'ячний редуктор → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
9.	Двигун → муфта → двоступінчастий зубчато-черв'ячний редуктор → муфта пружна → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
10.	Двигун → ланцюгова передача → конічний редуктор з круговими зубцями → муфта робочий вал машини, що спирається на радіальні роликові вальниці кочення.
11.	Двигун → ланцюгова передача → двоступінчастий редуктор виконаний по роздвоєній схемі на тихохідному валу, якого, з одного боку встановлено гальмо → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці ковзання.
12.	Двигун → муфта пружна → вертикальний двоступінчастий редуктор з косими зубцями → пасова передача з поліклиновим пасом → робочий вал машини, що спирається на конічні вальниці.

№ вар.	Структурна схема
13.	Двигун → муфта → конічно-циліндричний редуктор з косими зубцями → муфта → пром. вал → клинопасова передача робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
14.	Двигун → муфта → двоступінчастий редуктор виконаний по розгорненій схемі з косими зубцями → компенсуюча муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці ковзаня.
15.	Двигун → поліклінова передача → конічно-циліндричний редуктор з косими зубцями → муфта → робочий вал машини, що спирається на кулькові сферичні вальниці кочення, що самовстановлюються.
16.	Двигун → ланцюгова передача → черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка → муфта → робочий вал машини, що спирається на конічні радіально-упорні вальниці кочення.
17.	Двигун → муфта → зубчасто-черв'ячний редуктор → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
18.	Двигун → ланцюгова передача → двоступінчастий черв'ячний редуктор → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці ковзаня.
19.	Двигун → муфта → триступінчастий редуктор виконаний по роздвоєній схемі проміжних валів з косими зубцями і шевронними зубцями на швидкохідній і тихохідній ступенях → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці ковзаня.
20.	Двигун → клинопасова передача з двоступінчастим шківом → конічно-циліндричний редуктор → муфта → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
21.	Двигун → муфта → конічно-циліндричний редуктор з косими зубцями → відкрита зубчаста передача → робочий вал машини, що спирається на вальниці ковзаня.
22.	Двигун → муфта → двоступінчастий вертикальний редуктор з косими зубцями → ланцюгова передача → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
23.	Двигун → муфта → вертикальний одноступінчастий редуктор з косими зубцями → ланцюгова передача → робочий вал машини, що спирається на конічні радіально-упорні вальниці кочення.
24.	Двигун → муфта → двоступінчастий → редуктор виконаний по розгорненій схемі з косими зубцями → ланцюгова передача робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.
25.	Двигун → ланцюгова передача → конічно-циліндричний редуктор з косими зубцями → відкрита конічна передача → робочий вал машини, що спирається на упорні вальниці ковзаня.

№ вар.	Структурна схема
26.	Двигун → ланцюгова передача → конічно-циліндричний триступінчастий редуктор з косими зубцями → відкрита конічна передача з робочим валом машини, який спирається на вальниці ковзання.
27.	Двигун → ланцюгова передача → черв'ячний редуктор → відкрита зубчаста прямозуба циліндрична передача з робочим валом машини, який спирається на дворядні роликові вальниці, що самовстановлюються.
28.	Двигун → поліклинова передача → конічно-циліндричний редуктор з косими зубцями → муфта → робочий вал машини, що спирається на сферичні вальниці кочення, що самовстановлюються.
29.	Двигун → муфта → черв'ячно-зубчатий редуктор → муфта робочий вал машини, що спирається на односторонні радіально-упорні вальниці кочення.
30.	Двигун → пасова передача конічно-циліндричний триступінчастий редуктор → відкрита зубчаста циліндрична передача → робочий вал машини, що спирається на вальниці кочення.

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 8. РОЗРАХУНКИ ВАЛІВ ТА ОСЕЙ

Загальні відомості

Вали - це деталі, які служать для розміщення, підтримки деталей (зубчаті колеса, шківів, муфт і т.д.), що обертаються, і передачі крутного моменту уздовж своєї осі.

Деякі вали не підтримують обертові деталі (кардані вали, торсіони та ін.) При роботі вал іспитують згин і кручення, а в окремих випадках додатково розтягування і стискання.

Осі - деталі, призначені тільки для розміщення і підтримки розташованих на них деталей. На відміну від вала, *ось не передає крутного моменту*, і працює тільки на згин.

Осі можуть обертатися разом з насадженими на них деталями, що забезпечують кращу роботу вальниць і нерухомими, що вимагають розташування вальниць в деталі, що обертається.

Конструктивні елементи валів і осей. Конструктивні форми, якість поверхонь валів й осей визначаються їх призначенням, характером й величиною прикладених до них навантажень, способом закріплення насаджених на них деталей, умовами збірки вузла, технологією їх виготовлення.

Конструкція вала й осі включає: *опорні поверхні, посадочні поверхні, перехідні ділянки, буртики, заплечики, фаски, лиски та ін. елементи.*

Матеріали валів і осей. Матеріали валів і осей повинні бути міцними, жорсткими, добре оброблятися і мати високий модуль пружності. Вали і осі виготовляють переважно з вуглецевих і легованих сталей, рідше застосовуються чавун. Для валів і осей без термообробки застосовують сталі Ст 5, Ст 6, Сталь 35,40; для валів з термообробкою - сталі 45, 40Х,40ХН, 40ХН2МА, 30ХГ та ін. Швидкохідні вали, що працюють в вальниць ковзання, виготовляють із сталей 20, 20Х, 12ХН3А. Цапки цих валів піддають цементації або азотуванню для підвищення зносостійкості.

Як заготовки для сталевих валів діаметром до 150 мм зазвичай використовують круглий прокат, для валів більшого діаметру і фасонних валів - поковки. Вали піддають токарній обробці і подальшому шліфуванню посадочних поверхонь. Високонапружені вали шліфують по всій поверхні.

Механічні характеристики деяких марок сталей, які використовуються для виробництва валів та осей наводяться у табл. Д.35.

Основні розрахункові формули

Вали і осі, що обертаються, при роботі зазнають напруження, що циклічно змінюються. Основними критеріями працездатності є *втомна міцність (витривалість) і жорсткість*. Практикою встановлено, що руйнування валів і осей в більшості випадків носить втомний характер, *тому основним є розрахунок на втомну міцність*.

Основними навантаженнями, що діють на вали і осі, є навантаження передач, навантаження від муфт і робочих органів машин або механізмів розташованих на них. В результаті дії перелічених навантажень, вали і осі зазнають складну деформацію: кручення, згину, розтягування, стиснення. Вплив розтягуючих і стискаючих сил не великий і в більшості розрахунків не враховується. Власна вага валів і осей, а також вага деталей розташованих на валах і осях, враховує тільки тоді, коли їх величина такого ж порядку, що і основні навантаження.

Розрахунок валів виконується в два етапи: *проектний* (попередній) і *перевірочний* (остаточний). **Проектний** розрахунок валів проводиться на статичну міцність *тільки на одне кручення* для орієнтовного визначення діаметрів. Невраховані напруження згину, концентрації напружень, характер навантаження і інші чинники компенсуються пониженням допустимих напружень на кручення $[\tau]_к$. При проектному розрахунку зазвичай визначають діаметр вихідного кінця вала, який в більшості випадків випробовує лише одне кручення. Проміжний вал не має вихідного кінця, тому для нього розрахунком визначають діаметр під шестернею.

Умова міцності на кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]_к \text{ звідки } d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_к}},$$

де T – крутний момент що передається валом, Н·мм; $[\tau]_к$ – напруження, що допускається, на кручення, МПа. Для вихідних ділянок валів $[\tau]_к = 20 \dots 30$ МПа. Для проміжних валів при визначенні діаметру під колесом $[\tau]_к = 10 \dots 20$ МПа.

Набутого значення округляється до найближчого стандартного розміру (табл. Д). Решта діаметрів вала призначається при розробці конструкції з урахуванням конструкції і розмірів, розташованих на ньому деталей, технології виготовлення і збірки.

При проектуванні редукторів діаметр вихідного кінця вала можна приймати рівним діаметру вала електродвигуна, з яким він буде з'єднаний муфтою.

Перевірочний розрахунок валів проводиться на втомну, статичну міцність і на жорсткість, а в окремих випадках на коливання (у цьому курсі не розглядається). Він є остаточним і основним. Виконується після оформлення конструкції вала і вибраних вальниць, коли ведені діаметри, довжини ділянок валів, шорсткість, посадки, матеріал, види зміцнення, розміри галтельних переходів, і шліцьових, шпонкових пазів та ін. Перевірочний розрахунок валів виконується по розрахункових схемах.

Розрахункові схеми валів

По кресленню (ескізу) вала складають розрахункову схему, в якій вали розглядають як балки, шарнірно закріплені в жорстких опорах, одна з яких рухома. Діючі на вал навантаження приводять до двох взаємно перпендикулярним площинам - горизонтальної і вертикальної. При виборі типу опори вважають, що якщо вальниці сприймають одночасно радіальні і осьові зусилля, то їх розглядають як шарнірно-нерухомі опори, а вальниці сприймаючі тільки радіальні зусилля - як шарнірно-рухомі. У розрахункових схемах діючі розподілені навантаження для спрощення замішають на зосереджені і в наближених розрахунках прикладаються в центрі розташованої на валу деталі (рис. 8.1). У точніших розрахунках точки додатку навантажень визначаються по рекомендаціях з урахуванням конструктивних особливостей встановлюваних на вал деталей.

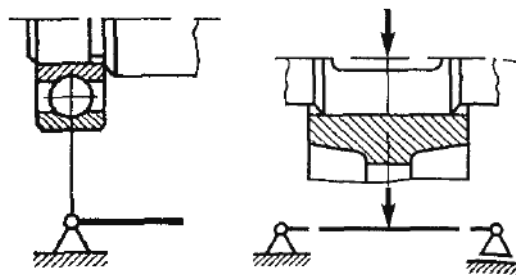


Рис. 8.1. Розрахункові схеми валів

Після складання розрахункової схеми визначають реакції опор, будують епюри поперечних сил, згинаючих, крутних, еквівалентних моментів,

Розрахунок валів на втомну міцність буває спрощений і уточнений та виконується для імовірно небезпечних перерізів, заздалегідь намічених відповідно з епюрами моментів і розташування зон концентрацій напружень. **Спрощений** розрахунок виконується в припущенні, що нормальні і дотичні напруження змінюються по симетричному (найбільш несприятливому) циклу. Умова міцності має вигляд

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{-1}]_{зг} \text{ звідки } d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_{-1}]_{зг}}}, \text{ мм}$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження в перерізі, що перевіряється, МПа; $M_{екв}$ – еквівалентний момент в перерізі, що перевіряється, Н·мм; d – діаметр вала в перерізі, що перевіряється, мм; $[\sigma_{-1}]_{зг}$ – допустиме напруження згину при симетричному циклі зміни напруження, МПа.

Розрахункове значення діаметру в перерізі, що перевіряється, порівнюють з прийнятим в проектному розрахунку. Якщо переріз, що перевіряється, ослаблений шпонковим пазом, то розрахунковий діаметр збільшують на 7...10%, якщо посадкою с натягом – на 5%. Еквівалентний момент визначають з урахуванням одночасної дії згинаючих та крутних моментів по одній з гіпотез міцності, наприклад по гіпотезі найбільших дотичних напружень

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T^2},$$

де M, T – згинальний, крутний моменти в перерізі, що перевіряється, Н·мм.

Уточнений перевірочний розрахунок на втому виконується в припущенні, що напруження згину змінюється по симетричному змінному циклу, а напруження кручення по віднулевому (пульсуючому) циклу, і полягає у визначенні розрахункових коефіцієнтів запасу міцності в імовірно небезпечних перерізах з урахуванням характеру зміни напружень, впливу розмірів, концентрації напружень, шорсткості, зміцнення поверхонь

Умова опору втоми має вигляд

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n],$$

де n_{σ}, n_{τ} – коефіцієнт запасу міцності для нормальних і дотичних напружень; $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності. Зазвичай приймають $[n] = 1,2...3$ (менше значення при точних розрахункових схемах).

Небезпечним є той переріз, для якого коефіцієнт запасу міцності мінімальний. Якщо запас витривалості опинився нижче допустимого, в першу чергу змінюють конфігурацію вала в цілях зменшення концентрації напружень, тільки після того, як з'ясується, що ці заходи не дають підвищення запасу витривалості до потрібного значення, збільшується діаметр вала, змінюється матеріал і повторюється розрахунок.

Розрахунок на статичну міцність. Перевірка валів на статичну міцність ведеться для попередження пластичних (остаточних) деформацій в період дії пікових навантажень (наприклад, в період пуску). Розрахунок на статичну міцність виконується, як правило, для перерізу того, що має найменший запас втомної міцності, де найбільша вірогідність руйнування при перевантаженні.

Використовуючи, наприклад енергетичною гіпотезу міцності, еквівалентне напруження для небезпечного перерізу вала визначають за формулою

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} \leq [\sigma]_{\max}$$

де $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ – відповідно найбільші згинаючі та крутні напруження в даному перерізі, МПа; $[\sigma]_{\max} \approx 0,6\sigma_T$ – максимально допустиме напруження. Тут σ_T – межа текучості матеріалу.

Розрахунок на жорсткість. Перевірочний розрахунок валів на жорсткість виконується в тих випадках, коли їх деформації істотно впливають на роботу зв'язаних з валом деталей. Так, наприклад, підвищений прогин f валів зубчастих передач (рис. 8.2) викликає перекіс коліс, концентрацію навантаження по довжині зубців і передчасний їх знос або навіть злам, а значний кут повороту θ цапф - затискання тіл кочення в вальниць, підвищене тертя і нагрів.

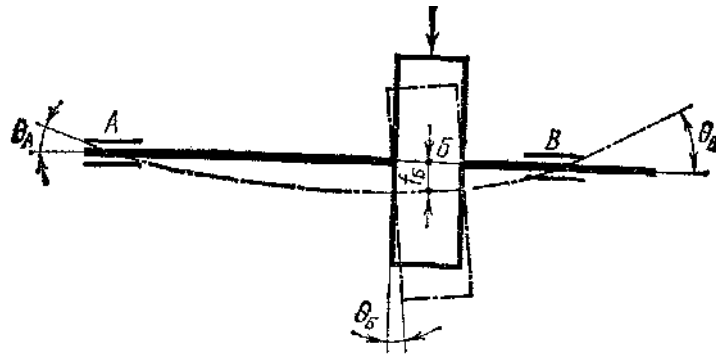


Рис.8.2. Прогин і кути повороту перерізів вала

Розрізняють згину і крутильну жорсткість.

Згинова жорсткість валів оцінюється прогином f (у – інше позначення прогину в технічній літературі) і кутом повороту θ , які визначаються методами опору матеріалів. Тоді умову жорсткості на згинання записують таким чином:

$$F \leq [f]; \theta \leq [\theta],$$

де $[f]; [\theta]$ – відповідно допустимий прогин в мм, і кут повороту у рад., які залежать від призначення вала, визначаються на основі досвіду проектування і експлуатації подібних валів. У місці установки зубчастих коліс $[f] \leq 0,01m$, де m -модуль зачеплення. Для вальниць ковзання рекомендується $[\theta]=0,001 \text{ рад.}$, а в радіальних кулькових вальниць - $[\theta] \approx 0,01 \text{ рад.}$

Методи визначення прогинів і кутів повороту відомі з курсу «Опір матеріалів». Їх обчислюють, використовуючи інтеграл Мора або за правилом Верещагіна. При типових схемах навантаження валів на практиці широко користуються методом одиничних сил або принципом незалежної дії сил, який дозволяє вести розрахунок за готовими формулами, приведеними в табл. 20.1.

В більшості випадків вали редукторів на жорсткість не перевіряють, оскільки завищені коефіцієнти запасу міцності. Виняток становлять вали черв'яків, які завжди перевіряють на згину жорсткість унаслідок великої відстані між опорами. При симетричному розташуванні опор максимальне прогинання

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EJ} \leq [f],$$

де l – відстань між серединами опор черв'яка, мм; F_{t1} і F_{r1} – окружне і радіальне зусилля на черв'яку, Н; E – модуль подовжньої пружності, МПа; для сталі $E =$

$2,1 \cdot 10^5$ МПа; J – приведений (з урахуванням витків різьблення) момент інерції перетину вала черв'яка, мм^4 ;

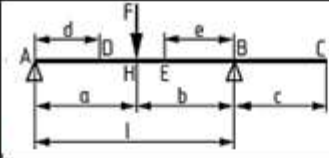
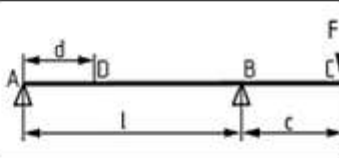
$$J = \frac{\pi D_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{D_{a1}}{D_{f1}} \right),$$

де D_{a1} і D_{f1} – зовнішній і внутрішній діаметр черв'яка, мм.

Якщо розрахункове прогинання валу черв'яка $f > [f]$, то збільшують коефіцієнт діаметру черв'яка q і розрахунок повторюють.

Таблиця 8.1.

Формули для визначення прогинів f і кутів нахилу поперечного перерізу θ валів постійного перерізу

θ m a f		
θ_A	$\frac{Fab(\ell + b)}{6EJ\ell}$	$-\frac{F_1c\ell}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab(\ell + a)}{6EJ\ell}$	$-\frac{F_1c\ell}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l + 3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(\ell^2 - b^2 - 3d^2)}{6EJ\ell}$	$\frac{F_1c(3d^2 - l^2)}{6EJ\ell}$
θ_E	$\frac{Fa(\ell^2 - a^2 - 3e^2)}{6EJ\ell}$	–
θ_H	$\frac{Fab(b - a)}{3EJ\ell}$	–
f_D	$\frac{Fbd(\ell^2 - b^2 - d^2)}{6EI\ell}$	$-\frac{F_1cd(l^2 - d^2)}{6EJ\ell}$
f_E	$\frac{Fae(l^2 - a^2 - e^2)}{6EJ\ell}$	–
f_H	$\frac{Fa^2e^2}{3EJ\ell}$	–
f_C	θ_{BC}	$\frac{F_1c^2(l + c)}{3EJ}$

Примітка: $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності для сталі; $J = \frac{\pi d^4}{64}$ – осьовий момент інерції перерізу; l – довжина ділянки валу між прогонами.

Для збільшення жорсткості валів і осей при згині, рекомендується розташовувати насаджувані деталі ближче до опор.

Крутильна жорсткість валів оцінюється кутом закручування φ_0 на одиницю довжини вала:

$$\varphi_0 = \frac{T}{GJ_p} \leq [\varphi_0],$$

де T – крутний момент в розрахунковому перерізі в Н·м; G – модуль зсуву, МПа. для сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; J_p - полярний момент інерції розрахункового перерізу, м⁴. Для круглого суцільного перерізу $J_p = \pi d^4/32$; $[\varphi_0]$ – допустимий кут закручування вала в рад. на довжині 1 м. Величина $[\varphi_0]$ залежить від призначення вала і коливається в широких межах $[\varphi_0] = (5,0...22) \cdot 10^{-3}$ рад/м.

Для багатьох валів передач крутильна жорсткість не має істотного значення, і такий розрахунок не проводиться.

Розрахунок осей

Осі тільки підтримують деталі і тому навантажені тільки згинальним навантаженнями. Для осей так само, як і для валів виконуються *проектний і перевірочний* розрахунки. **Проектний** (попередній) розрахунок осей на статичну міцність виконують аналогічно розрахунку балок з шарнірними опорами звичайними методами опору матеріалів, задаючись при цьому довжинами ділянок осей залежно від конструкції вузла. Розрахунок нерухомих осей ведуть в припущенні зміни напружень згину за віднулевим циклом-самому несприятливому зі всіх знакопостійних циклів, а розрахунок рухомих осей ведуть в припущенні, що напруження змінюється по симетричному циклу. Діаметр в розрахунковому перерізі визначають з умови міцності на згинання

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{(-1)0}]_{зг} \text{ звідки } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0,1[\sigma_{(-1)0}]_{зг}}},$$

де $M_{зг}$ – згинальний момент Н·мм; d – діаметр перерізу осі, мм; $[\sigma_{(-1)0}]_{зг}$ - відповідно допустиме напруження згину при симетричному і пульсуючому циклах зміни напружень, МПа. Для осей, виготовлених з середньовуглецевих сталей, допустиме напруження згину приймають $[\sigma_0]_{зг} = 100...160$ МПа. Менші значення рекомендуються при гострих концентраторах напружень. Напруження в осях, що обертаються, змінюються по симетричному циклу, для них приймають $[\sigma_{-1}]_{зг} = (0,5... 0,6) [\sigma_0]_{зг}$. Якщо вісь в розрахунковому перерізі має канавку, шпони, то одержаний діаметр збільшують приблизно на 10% і округляють до найближчого стандартного.

Перевірочний (остаточний) розрахунок осей на втомну міцність і жорсткість ведуть аналогічно розрахунку валів при $T = 0$.

Примітка. В прикладах розрахунків валів та осей приводяться завдання більш прості та скорочені, які застосовуються в модулях, заліках, екзаменах. Повні розрахунки валів достатньо великі і виконуються зазвичай в курсовому проекті. Приклад таких розрахунків наводяться в методичних вказівках до курсового проекту, або в підручниках з проектуванням деталей та вузлів.

Приклади розрахунку

Приклад 1. Привод (рис. 8.3) складається з двигуна, пасової передачі, редуктора. З умови міцності визначити діаметр вихідного кінця тихохідного вала редуктора, якщо: потужність двигуна $N_{дв} = 10$ кВт; частота обертання вала двигуна $n_{дв} = 1000$ хв⁻¹, діаметри шківів $D_1 = 160$ мм, $D_2 = 320$ мм, передавальне число редуктора $u_p = 5$, допустиме напруження на кручення для матеріалу вала $[\tau]_{кр} = 45$ МПа.

Дано:

$$N_{дв} = 10 \text{ кВт}$$

$$n_{дв} = 1000 \text{ хв}^{-1}$$

$$D_1 = 160 \text{ мм}; D_2 = 320 \text{ мм}$$

$$u_p = 5; [\tau]_{кр} = 45 \text{ МПа}$$

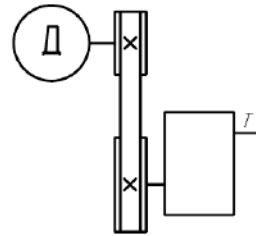


Рис. 8.3.

$$d_{т.в} - ?$$

Рішення

1 Записуємо умову міцності для тихохідного вала на кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T_{т.в}}{0,2d_{т.в}^3} \leq [\tau]_{кр}$$

2 Визначаємо невідомі

2.1 Визначаємо момент на валу двигуна

$$T_{дв} = 9,55 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9,55 \frac{10 \cdot 10^3}{1000} \approx 96 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.2 Визначаємо передавальне число приводу

$$u_{пр} = \frac{D_2}{D_1} u_p = \frac{320}{160} \cdot 5 = 10$$

2.3 Визначаємо ККД приводу

До складу приводу входять пасова передача та редуктор, враховуючи що передавальне число 5, то це буде одноступінчастий редуктор, а паралельне розташування на схемі валів вказує що він циліндричний. За табл. Д.16 приймаємо ККД пасової передачі $\eta_{п} = 0,96$, ККД редуктора $\eta_{р} = 0,98$, тоді ККД приводу

$$\eta_{пр} = \eta_{п} \cdot \eta_{р} = 0,96 \cdot 0,98 = 0,94$$

2.4 Визначаємо крутний момент на тихохідному валу

$$T_{тв} = T_{дв} u_{пр} \eta_{пр} = 96 \cdot 10 \cdot 0,94 \approx 902 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.5 З умови міцності на кручення визначаємо діаметр тихохідного вала

$$d_{тв} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{тв} \cdot 10^3}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{902 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 45}} \geq 47 \text{ мм. За табл. Д.37 приймаємо } d_{тв} = 48 \text{ мм.}$$

Відповідь: $d_{тв} = 48 \text{ мм}$.

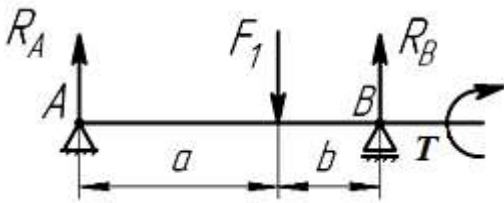


Рис. 8.4.

Дано:

$$N=10 \text{ кВт}$$

$$n = 500 \text{ хв}^{-1}$$

$$F_1 = 3 \text{ кН}$$

матеріал Сталь 45

$$a=300\text{мм}; b=200\text{мм}$$

$d=?$

Рішення

1 Записуємо умову міцності для вала з урахуванням згинаючого і крутного моментів

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{-1}]_{зг}$$

2 Визначаємо невідомі

2.1 Визначаємо допустиме напруження для матеріала вала

Для матеріала вала Сталь 45 з табл. Д.35 приймаємо $\sigma_{мц} = 560 \text{ МПа}$ (так як невідомий діаметр вала), для якої з табл. Д.36 приймаємо допустиме напруження $[\sigma_{-1}]_{зг} = 50 \text{ МПа}$.

2.2 Визначаємо крутний момент що передається валом

$$T = 9,55 \frac{N}{n} = 9,55 \frac{10 \cdot 10^3}{500} = 191 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

2.3 Визначаємо реакції в опорах

Приймаємо правило знаків. Момент проти годинникової стрілки приймаємо з плюсом.

$$\Sigma M_A = 0. R_B(a+b) - F_1a = 0; R_B = \frac{F_1a}{a+b} = \frac{3000 \cdot 0,3}{0,3+0,2} = 1800 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0. -R_A(a+b) + F_1b = 0; R_A = \frac{F_1b}{a+b} = \frac{3000 \cdot 0,2}{0,3+0,2} = 1200 \text{ Н.}$$

Перевірка

$\Sigma F_y = 0. R_A - F_1 + R_B = 0; 1200 - 3000 + 1800 = 0; 0 = 0$ – реакції визначено правильно.

2.4 Визначаємо згинальний момент

$$M = R_A a = 1200 \cdot 0,3 = 360 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

2.5 Визначаємо еквівалентний момент

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T^2} = \sqrt{360^2 + 191^2} = 408 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.6 Із умови міцності визначаємо діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma_{-1}]_{зг}}} = \sqrt[3]{\frac{408 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 43 \text{ мм.}$$

Так як переріз ослаблений шпонковим пазом, то розрахунковий діаметр вала збільшуємо на 10 відсотків $d \cdot 1,1 = 43 \cdot 1,1 = 47,3 \text{ мм}$. Отримане значення за табл. Д.37 округляємо до стандартного $d = 50 \text{ мм}$.

Відповідь: $d = 50 \text{ мм}$.

Приклад 3. Перевірити міцність осі в місці дії навантаження F_1 , якщо: величина навантаження $F_1 = 10$ кН, діаметр осі $d = 40$ мм; $a = 300$ мм; $b = 200$ мм, ось нерухома, переріз послаблений шпонковим пазом, допустиме напруження матеріалу осі $[\sigma_0]_{зг} = 70$ МПа.

Дано:

$F_1 = 10$ кН
 $d = 40$ мм
 $a = 300$ мм; $b = 200$ мм
 $[\sigma_0]_{зг} = 70$ МПа

$\sigma_{зг} = ?$

Рішення

1 Виконуємо розрахункову схему (рис. 8.5)

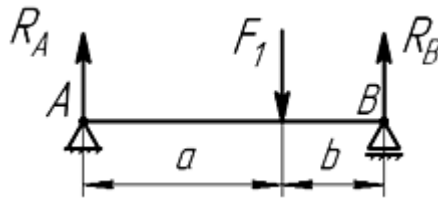


Рис. 8.5.

2 Записуємо умову міцності для осі

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{(0)}]_{зг}.$$

3 Визначаємо невідомі

3.1 Визначаємо реакції в опорах

Приймаємо правило знаків. Момент проти годинникової стрілки приймаємо з плюсом.

$$\sum M_A = 0. R_B(a + b) - F_1 a = 0; R_B = \frac{F_1 a}{a + b} = \frac{10000 \cdot 0,3}{0,3 + 0,2} = 6000 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0. -R_A(a + b) + F_1 b = 0; R_A = \frac{F_1 b}{a + b} = \frac{10000 \cdot 0,2}{0,3 + 0,2} = 4000 \text{ Н.}$$

Перевірка

$\sum F_y = 0. R_A - F_1 + R_B = 0; 4000 - 10000 + 6000 = 0; 0 = 0$ — реакції визначено правильно.

3.2 Визначаємо згинальний момент

$$M = R_A a = 4000 \cdot 0,3 = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

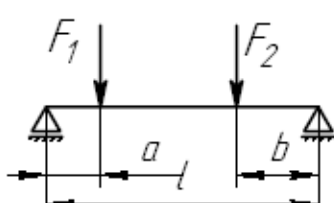
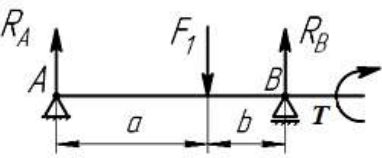
3.3 Визначаємо напруження згину і оцінюємо міцність осі

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1d^3} = \frac{1200 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 188 \text{ Н/мм}^2 = 188 \text{ МПа.}$$

Так як переріз осі ослаблений шпонковим пазом, то збільшуємо розрахункове напруження на 10 %, тоді $\sigma_{зг} \cdot 1,1 = 188 \cdot 1,1 = 207 \text{ МПа} > [\sigma_0]_{зг} = 70 \text{ МПа}$ — умова міцності не виконується. Для виконання умови міцності потрібно збільшити діаметр осі або вибрати більш міцніший матеріал.

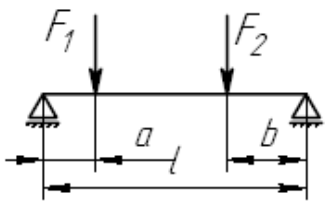
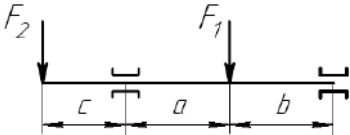
Завдання для самостійної роботи
(розрахункові)

Завдання 1. Визначити діаметр вала в місці прикладання навантаження F_1

№ вар.	F_1 , кН	F_2 , кН	N кВт	n_1 , хв ⁻¹	a , мм	b , мм	l , мм	$[\sigma_{-1}]_{зг}$	Рис.
1.	4,5	3,0			50	100	300	30	 <p>переріз послаблений шпонковим пазом</p>
2.	5,0	4,0			100	150	400	35	
3.	5,5	5,0			150	200	500	40	
4.	6,0	2,0			200	250	600	45	
5.	6,5	4,0			300	300	700	50	
6.	7,0	5,0			250	120	800	55	
7.	7,5	2,5			350	140	600	60	
8.	8,0	3,0			180	160	700	65	
9.	8,5	5,0			220	180	800	70	
10.	9,5	6,0			300	150	1000	75	
11.	10,0	4,0			180	240	600	80	
12.	10,5	3,0			150	125	700	85	
13.	11,0	5,0			100	140	500	90	
14.	11,5	2,0			200	160	650	30	
15.	12,0	1,0			250	180	750	35	
16.	16,5		16,5	900	100	50		40	 <p>переріз не послаблений шпонковим пазом</p>
17.	12,5		12,5	950	150	100		45	
18.	13,0		13,0	1000	200	150		50	
19.	13,5		13,5	1050	250	200		55	
20.	14,0		14,0	1100	300	250		60	
21.	14,5		14,5	1200	120	50		65	
22.	15,0		15,0	1250	140	100		70	
23.	16,0		16,0	1300	160	120		75	
24.	17,0		17,0	1400	180	140		80	
25.	17,5		17,5	1450	150	100		85	
26.	18,0		18,0	1500	240	200		90	
27.	19,0		19,0	750	125	50		30	
28.	20,0		20,0	800	140	100		35	
29.	21,0		21,0	750	160	120		40	
30.	22,0		22,0	800	180	150		45	

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту- 4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. Визначити діаметр осі в місці прикладання навантажень F

№ вар.	F_1 , кН	F_2 , кН	a , мм	b , мм	c , мм	l , мм	$[\sigma_{-1}]_{зр}$	Рис.
1.	4,5	3,0	50	100		300	30	 <p>Переріз не послаблений шпонковим пазом</p>
2.	5,0	4,0	100	150		400	35	
3.	5,5	5,0	150	200		500	40	
4.	6,0	2,0	200	250		600	45	
5.	6,5	4,0	300	300		700	50	
6.	7,0	5,0	250	120		800	55	
7.	7,5	2,5	350	140		600	60	
8.	8,0	3,0	180	160		700	65	
9.	8,5	5,0	220	180		800	70	
10.	9,5	6,0	300	150		1000	75	
11.	10,0	4,0	180	240		600	80	
12.	10,5	3,0	150	125		700	85	
13.	11,0	5,0	100	140		500	90	
14.	11,5	2,0	200	160		650	30	
15.	12,0	1,0	250	180		750	35	
16.	16,5	5,0	100	50	50		40	 <p>Переріз послаблений шпонковим пазом</p>
17.	12,5	2,5	150	100	100		45	
18.	13,0	3,0	200	150	150		50	
19.	13,5	5,0	250	200	200		55	
20.	14,0	6,0	300	250	300		60	
21.	14,5	4,0	120	50	250		65	
22.	15,0	3,0	140	100	350		70	
23.	16,0	5,0	160	120	180		75	
24.	17,0	2,0	180	140	220		80	
25.	17,5	1,0	150	100	300		85	
26.	18,0	3,0	240	200	180		90	
27.	19,0	4,0	125	50	150		30	
28.	20,0	5,0	140	100	100		35	
29.	21,0	2,0	160	120	200		40	
30.	22,0	5,0	180	150	250		45	

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 9. РОЗРАХУНКИ ВАЛЬНИЦЬ КОВЗАННЯ

Загальні відомості

Вальниці ковзання є опорами валів і осей, що обертаються, які забезпечують задане розташування їх в просторі, можливість обертання або гойдання і сприймають всі діючі на них навантаження

Пристрій вальниці ковзання

У простому варіанті (рис 9.1) вальниця ковзання складається з вкладиша 1 встановленого в корпус 2.

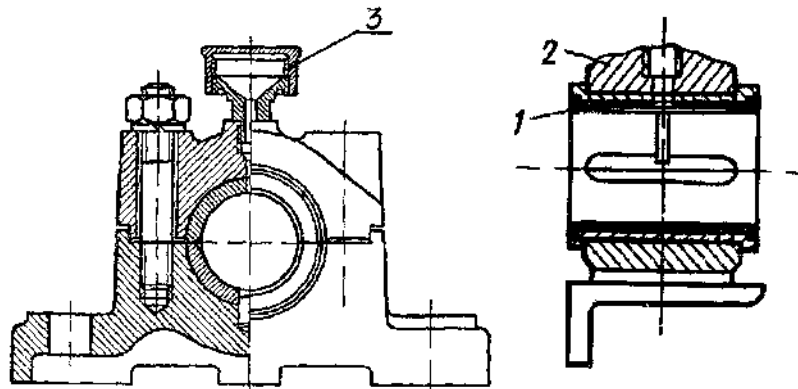


Рис. 9.1. Вальниця ковзання:

1- вкладиш; 2 – корпус; 3 – змащувальний пристрій

Вкладиш, корпус, змащуючі і ущільнюючі пристрої утворюють **вальничний вузол**, який часто називають **опорою ковзання**.

Робота вальниці ковзання пов'язана з різними **режимами тертя**.

Залежно від режиму роботи вальниці в неї може бути *сухе, граничне, напівсухе, напіврідинне і рідинне тертя, перехідне послідовно одне в інше у міру зростання куткової швидкості вала від нуля до певної величини*. Найбільш сприятливим режимом тертя для вальниць ковзання, є **режим рідинного тертя**, при якому поверхні, що труться, повністю розділені мастилом (рис. 9.2), товщина h , якого більш сумарної товщини нерівностей δ_1 і δ_2 поверхонь.

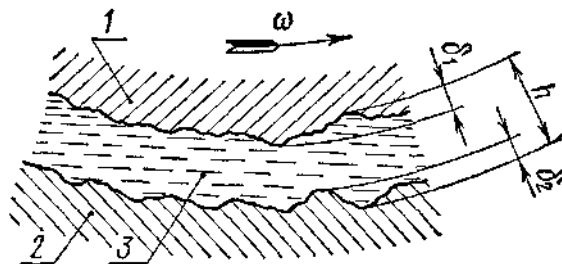


Рис. 9.2. До визначення режиму рідинного тертя:

1 – вкладиш; 2 – опорна поверхня вала; 3 – шар мастила

При рідинному терті відсутній знос поверхонь, що труться, мінімальний опір обертання, тепловиділення і високий ККД. Рідинне тертя виникає лише в спеціальних вальницях при дотриманні певних умов. При решті режимів тертя спостерігається знос поверхонь, що труться, значне тепловиділення, зниження ККД.

Більшість вальниць ковзання працюють в умовах напіврідинного тертя, а в періоди пуску і зупинки в умовах напівсухого і граничного тертя.

Граничне, напівсухе і напіврідинне тертя об'єднують одним поняттям - **тертя при недосконалому змащуванні**.

Вкладиш - це і є власне сама вальниця ковзання. Його застосовують для того, щоб не робити корпуси з дорогих антифрикційних матеріалів, для можливості заміни після зносу. Вкладиші бувають *не роз'ємні, роз'ємні*, а для валів великих діаметрів у вигляді *комплекту колодок*, які утворюють опорну поверхню.

Матеріалами вкладишів є:

а) метали і сплави - бабіти, бронза, сплави на цинковій основі, сплави на алюмінієвій основі, антифрикційні чавуни;

б) біметали;

в) неметали (пластмаси, дерево, гума, графітові матеріали);

г) композиційні матеріали;

е) металокераміка;

На вибір матеріалу вкладиша впливає величина навантаження, швидкохідність, умови експлуатації. Найбільш поширені матеріали вкладишів та їх властивості наводяться в табл. Д.38.

Основні розрахункові формули

Основним критерієм працездатності опор ковзання є зносостійкість - опір зношуванню і заїданню.

Розрахунок вальниць, що працюють в режимі недосконалого змащування

Як вказувалося вище, більшість вальниць ковзання працюють в умовах тертя при недосконалому змащуванні (у режимі напівсухого, граничного і напіврідинного тертя). Зважаючи на відсутність теорії розрахунку при режимі недосконалого мастила, вальниці розраховують умовно по середньому тиску p і питомій роботі сил тертя $p\nu$. *Розрахунок по середньому тиску p гарантує відсутність витискування мастила, а розрахунок по $p\nu$ - нормальний тепловий режим і відсутність заїдання.*

1 Радіальні вальниці (рис. 9.3, а)

середній тиск

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

питома робота сил тертя

$$p\nu \leq [p\nu],$$

колова швидкість опорної поверхні вала (швидкість ковзання)

$$\nu = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000} \leq \nu_{\max},$$

де F_r – радіальне навантаження на вальницю, Н;

ν - колова швидкість поверхні цапфи (швидкість ковзання);

d і l – діаметр і довжина опорної поверхні вала, мм, які визначають при розрахунку і конструюванні вала.

Для більшості вальниць $l = (0,5 \dots 1,3)d$;

$[p]$ і $[pv]$ – допустимий тиск і питома робота сил тертя, МПа.

v_{\max} – максимальна швидкість ковзання;

1000 – переводний коефіцієнт міліметрів в метри;

n – частота обертання опорної поверхні, хв^{-1} ;

ω – кутова швидкість опорної поверхні, с^{-1} .

Допустиме значення $[p]$ залежать від матеріалу поверхонь тертя і визначаються з досвіду експлуатації подібних конструкцій вибираються по табл. Д.38.

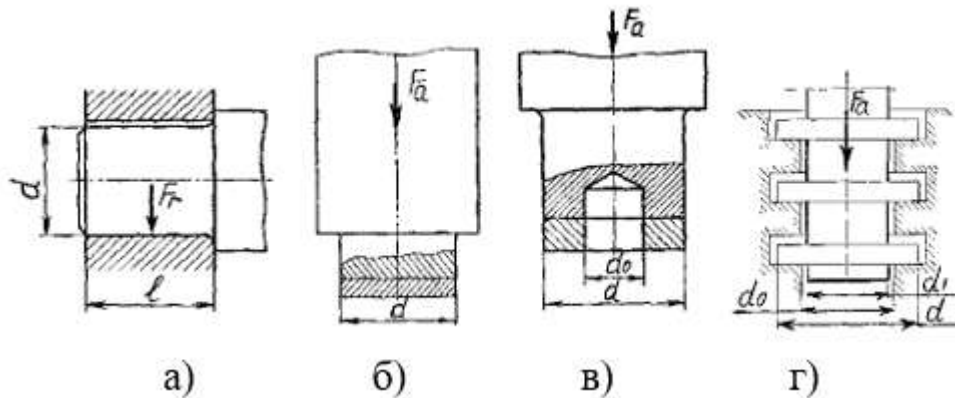


Рис. 9.3. До розрахунку вальниць ковзання з недосконалим змащуванням

2 Плоскі упорні вальниці (підп'ятники):

а) упорна вальниця з суцільною п'ятою (рис. 9.3, б)

середній тиск

$$p = \frac{4F_a}{\pi d^2 \varphi} \leq [p].$$

Питома робота сил тертя p і швидкість ковзання v визначається так само, як і для радіальних вальниць.

де φ - коефіцієнт, що враховує зменшення опорної поверхні змащувальними канавками, 0,8 ... 0,9;

б) кільцевий упорний вальниця (рис. 9.3, в)

середній тиск

$$p = \frac{4F_a}{\pi(d^2 - d_0^2)\varphi} \leq [p],$$

питома робота сил тертя

$$pv \leq [pv],$$

середня швидкість ковзання

$$v_{cp} = \frac{\omega R_{np}}{1000} = \frac{\pi n R_{np}}{30 \cdot 1000} \leq v_{\max},$$

де d_0 – внутрішній діаметр, що приймається рівним $(0,6 \dots 0,8)d$, мм;

$$R_{np} = 0,33 \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2} - \text{приведений радіус п'яти, мм};$$

в) гребінчаста упорна вальниця (рис. 9.3, г)
середній тиск

$$p = \frac{4F_a}{z\pi(d^2 - d_0^2)\phi} \leq [p],$$

де z – число гребенів.

Питома робота сил тертя p і середня швидкість ковзання v_{cp} визначається так само, як і для кільцевих вальниць.

Значення $[p]$ і $[pv]$ слід знижувати на 20 ...40% в порівнянні з $[p]$ і $[pv]$ для решти вальниць зважаючи на нерівномірний розподіл осьового навантаження F_a між несучими поверхнями гребенів.

Розміри вкладиша з буртиками (рис.9.4)

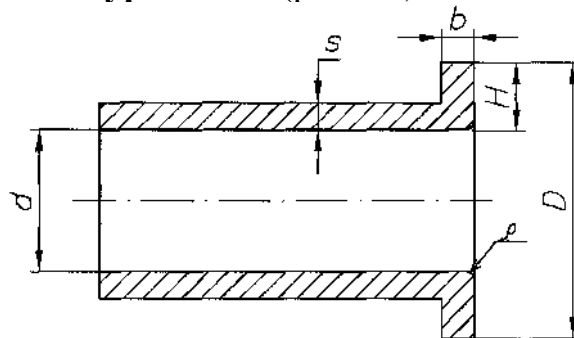


Рис. 9.4. До визначення розмірів вкладиша з буртиками

Товщина стінки вкладиша

Чавунних

$$s = 0,03d + (2...5)\text{мм},$$

бронзових

$$s = 0,03d + (2...5)\text{мм}.$$

Висота буртика

$$H = 1,2s + (3...5)\text{мм}.$$

Ширина буртика

$$b = 1,2s.$$

Зовнішній діаметр буртика

$$D = d + 2H.$$

Радіус галтелі

$$\rho = (0,03...0,05)d.$$

Приклади розрахунку

Приклад 1. Перевірити вальниця осі візка (див. рис. 9.5), якщо розміри шийки: $d = 60$ мм і $l = 70$ мм. Радіальне навантаження на вальниця $F_r = 16$ кН при максимальній кутовій швидкості $\omega = 30$ с⁻¹. Матеріал вкладиш - БРОЦС 6-6-3. Матеріал осі - нормалізована сталь 45.

Дано:

$$F_r = 16 \text{ кН}$$

$$d = 60 \text{ мм}$$

$$l = 70 \text{ мм}$$

$$\omega = 30 \text{ с}^{-1}$$

Вкладиш

БрОЦС 6-6-3

Ось – Сталь 45 нормалізована

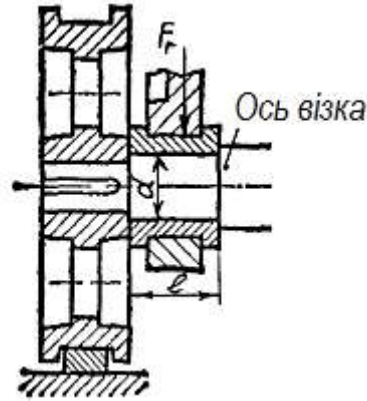


Рис. 9.5.

v - ?; p - ?; $p v$ - ?

Рішення

1 Для заданого матеріала вкладиша з табл. Д.38 виписуємо $[p] = 4 \dots 6$ МПа; $[p v] = 4 \dots 6$ МПа·м/с; $v_{\max} = 8$ м/с.

2 Визначаємо колову швидкість шийки (швидкість ковзання) і порівнюємо її з максимальною:

$$v = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000} = \frac{30 \cdot 60}{2 \cdot 1000} = 0,9 \text{ м/с} < v_{\max} = 8 \text{ м/с} - \text{ умова виконується.}$$

3 Перевіряємо середній тиск в вальниці:

$$p = \frac{F_r}{d l} = \frac{16 \cdot 10^3}{60 \cdot 70} = 3,8 \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ МПа} < [p] = 4 \dots 6 \text{ МПа} - \text{ умова виконується.}$$

4 Перевіряємо вальниця на нагрів і відсутність заїдання:

$$p v = 3,8 \cdot 0,9 = 3,42 \text{ МПа м/с} < [p v] = 4 \dots 6 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} - \text{ умова виконується.}$$

Висновок: Вальниця придатний для заданого режиму роботи.

Приклад 2. Провести вибір матеріалу для вальниці ковзання, якщо: діюче радіальне навантаження $Q_r = 7$ т; діаметр цапфи $d = 80$ мм; частота обертання вала $n = 100$ хв⁻¹; матеріал вала – гартована Сталь 45.

Дано:

$$Q_r = 7 \text{ т}$$

$$d = 80 \text{ мм}$$

$$n = 100 \text{ хв}^{-1}$$

Вал – Сталь 45 гартована

Рішення

1 За умовою завдання виконуємо розрахункову схему.

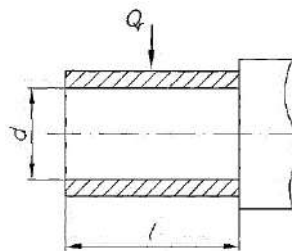


Рис. 9.6.

l - ?; v - ?; p - ?;

$p v$ - ?; матеріал
вкладиша - ?

2 Переводимо навантаження в системні одиниці і до позначення, використовуваного в розрахунковій формулі:

$$Q_r = F_r = 7 \text{ Т} = 70 \cdot 10^3 \cdot \text{Н}$$

3 Визначаємо довжину вкладиша:

$l = (0,5 \dots 1,3)d = (0,5 \dots 1,3) \cdot 80 = 40 \dots 104 \text{ мм}$. З конструктивних міркувань приймаємо довжину вкладиша $l = 70 \text{ мм}$;

4 Визначаємо колову швидкість цапфи (швидкість ковзання):

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 80}{60 \cdot 1000} = 0,42 \text{ м/с}$$

5 Визначаємо середній тиск у вальниці:

$$p = \frac{F_r}{dl} = \frac{70 \cdot 10^3}{80 \cdot 70} = 12,5 \text{ Н/мм}^2 = 12,5 \text{ МПа}$$

6 Визначаємо питому роботу сил тертя:

$$p v = 12,5 \cdot 0,42 = 5,25 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$$

7 З таблиці Д.38 враховуючи розрахункові значення, вибираємо матеріал вальниці ковзання. Приймаємо алюмінієву бронзу марки Бр АЖ9-4, для якої

$v_{\text{max}} = 8 \text{ м/с} > v = 0,42 \text{ м/с}$ – умова виконується; $[p] = 15 \text{ МПа} > 12,5 \text{ МПа}$ – умова виконується; $[p v] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} > p v = 5,25 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ – умова виконується.

Відповідь: $v = 0,42 \text{ м/с}$; $p = 12,5 \text{ МПа}$; $p v = 5,25 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$; матеріал вкладиша - Бр АЖ9-4.

Приклад 3. Розрахувати вальницю ковзання вала черв'ячного колеса редуктора (рис. 9.7), якщо: радіальне навантаження на вальницю $F_r = 11 \text{ кН}$, осьове $F_a = 4,4 \text{ кН}$, діаметр цапфи вала $d = 80 \text{ мм}$, частоту обертання $n = 115 \text{ об/хв}$.

Дано:
 $F_r = 11 \text{ кН}$
 $F_a = 4,4 \text{ кН}$
 $d = 80 \text{ мм}$
 $n = 115 \text{ об/хв}$

$l - ?$; $v - ?$; $p - ?$;
 $p v - ?$; матеріал
 вкладиша - ?

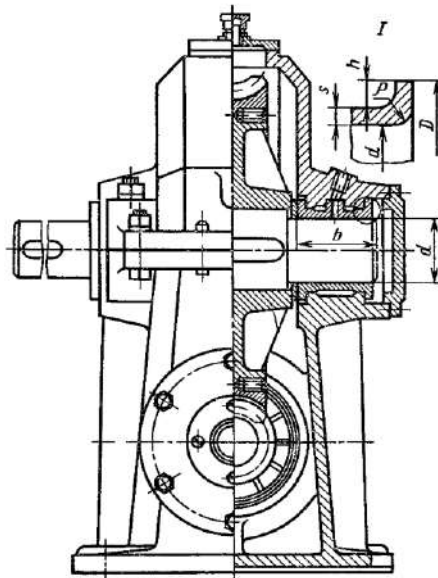


Рис. 9.7.
Рішення

1 Визначаємо довжину вкладиша:

$$l = (0,5 \dots 1,3)d = (0,5 \dots 1,3) \cdot 80 = 40 \dots 104 \text{ мм}$$

З конструктивних міркувань враховуючи фаски, за табл. Д.20 приймаємо робочу довжину вкладиша $l = 60 \text{ мм}$;

2 Визначаємо колову швидкість цапфи (швидкість ковзання):

$$v = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 115 \cdot 80}{60 \cdot 1000} = 0,48 \text{ м/с.}$$

3 Визначаємо середній тиск у вальниці від радіального навантаження F_r :

$$p = F_r / dl = 11 \cdot 10^3 / 80 \cdot 60 = 2,3 \text{ Н/мм}^2 = 2,3 \text{ МПа.}$$

4 Визначаємо питому роботу сил тертя від радіального навантаження F_r :

$$p\nu = 2,3 \cdot 0,48 = 1,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с.}$$

5 За табл. Д.38 вибираємо матеріал для вкладиша – антифрикційний чавун АЧС-1, для якого $v = 2 \text{ м/с}$ маємо $[p] = 0,05 \text{ МПа}$; $[p\nu] = 0,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$;

при $v = 0,2 \text{ м/с}$ маємо $[p] = 9 \text{ МПа}$; $[p\nu] = 1,8 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

6 Для обчисленої вище швидкості ковзання $v = 0,48 \text{ м/с}$ знаходимо методом інтерполяції значення $[p\nu] = 1,54 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} > 1,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, тоді

$[p] = [p\nu]/v = 1,54/0,48 = 3,2 \text{ МПа} > 2,3 \text{ МПа}$, отже умови виконуються.

7 Визначаємо розміри для чавунного вкладиша:

Приймаємо товщину вкладиша $s = 0,03d + (1 \dots 3) \text{ мм} = 0,03 \cdot 80 + 2,6 \text{ мм} = 5 \text{ мм}$;
висота буртика $H = 1,2s + (3 \dots 5) \text{ мм} = 1,2 \cdot 5 + 4 = 10 \text{ мм}$; ширина буртика $b = 1,2s = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ мм}$. Радіус галтелі $\rho = 0,03d = 0,03 \cdot 80 = 2,4 \text{ мм}$. Приймаємо $\rho = 2 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр буртика $D = d + 2H = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм}$.

Внутрішній діаметр кільцевої поверхні торця вкладиша визначаємо з урахуванням радіусу галтелі $\rho = 2 \text{ мм}$ $d_0 = d + 2\rho = 80 + 2 \cdot 2 = 84 \text{ мм}$.

8 Визначаємо приведені радіус торцевої поверхні вкладиша:

$$R_{\text{прив.}} = 0,33 \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = 0,33 \frac{100^3 - 84^3}{100^2 - 84^2} = 45 \text{ мм.}$$

9 Визначаємо середню швидкість ковзання торцевої поверхні вкладиша:

$$v_{cp} = \pi n R_{пр} / 30 \cdot 1000 = 0,54 \text{ м/с.}$$

10 Визначаємо середній тиск на торцевій поверхні вкладиш від дії осьової сили F_a , приймаючи коефіцієнт, що враховує зменшення опорної поверхні змащувальними канавками $\varphi = 0,9$:

$$p_T = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)\varphi} = \frac{4 \cdot 4,4 \cdot 10^3}{3,14(100^2 - 80^2) \cdot 0,9} = 2,1 \text{ Н/мм}^2 = 2,1 \text{ МПа.}$$

11 Визначаємо питому роботу сил тертя на торцевій поверхні вкладиша від дії осьової сили F_a :

$$p\nu_{cp} = 2,1 \cdot 0,54 = 1,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с.}$$

12 Визначаємо допустимі значення $[p]$ і $[p\nu]$

методом лінійної інтерполяції при $v_{cp} = 0,54$ значення $[p\nu] = 1,48 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$, отже

$$[p] = [p\nu]/v = 1,48/0,54 = 2,74 \text{ МПа}$$

Порівнюючи значення, що допускаються, з розрахунковими для торцевої поверхні вкладиша $p = 2,1 \text{ МПа} < [p] = 2,74 \text{ МПа}$ і $p\nu_{cp} = 1,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [p\nu] = 1,48 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ - умови виконуються.

Відповідь: $l = 60 \text{ мм}$; $v = 0,48 \text{ м/с}$; $v_{cp} = 0,54 \text{ м/с}$; $p = 2,3 \text{ МПа}$; $p_T = 2,1 \text{ МПа}$;
 $p\nu_{cp} = 1,1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$; матеріал вкладиша - антифрикційний сірий чавун марки АЧС-1.

Завдання для самостійної роботи

(розрахункові)

Завдання 1. Перевірити вальницю осі візка (див. рис. 9.5) Матеріал осі - нормалізована сталь 45.

Початкові дані

№ вар.	Розміри шийки, мм		Навантаження F_r , кН	Кутова швидкість ω , с ⁻¹	Матеріал вкладиша
	d	l			
1.	40	20	7	30	БрОЦС 6-6-3
2.	45	30	6	40	
3.	50	35	5	25	
4.	55	45	8	20	
5.	60	55	9	35	
6.	65	35	10	52	
7.	70	40	11	22	БрОФ10-1
8.	75	43	12	33	
9.	80	52	20	38	
10.	85	62	16	51	
11.	90	72	17	65	
12.	95	60	19	30	
13.	100	50	3	15	АЧВ-1
14.	55	23	4	18	
15.	60	28	5	16	
16.	65	33	6	14	
17.	50	41	3,5	13	
18.	70	35	2,5	44	
19.	75	38	14	32	БрАЖ9-4
20.	80	42	13	44	
21.	85	44	15	48	
22.	40	46	16	54	
23.	45	60	17	62	
24.	50	80	17,5	70	
25.	55	64	10,5	35	Б-16
26.	60	56	11,5	38	
27.	65	46	8,5	41	
28.	70	44	9,5	43	
29.	75	34	7,3	60	
30.	105	72	6,2	24	

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9, 9-й варіант).

Завдання 2. Розрахувати вальницю ковзання вала черв'ячного колеса редуктора (див. рис. 9.7).

Початкові дані

№ вар.	Навантаження, кН		Діаметр вала, мм	Частота обертання $n, \text{хв}^{-1}$
	F_r	F_a		
1.	7	3,6	40	100
2.	6	4	45	115
3.	5	2,5	50	125
4.	8	4,4	55	120
5.	9	5,6	60	135
6.	10	5,9	65	152
7.	11	6	70	122
8.	12	4,6	75	133
9.	14	7	80	138
10.	16	7,3	85	151
11.	17	8	90	165
12.	13	5,5	95	130
13.	3	2	35	115
14.	4	2,4	55	118
15.	5	2,8	60	116
16.	6	3,3	65	114
17.	3,5	2,3	50	113
18.	2,5	1,7	70	144
19.	14	7,4	75	132
20.	13	6,9	80	144
21.	15	7,5	85	148
22.	16	8	40	154
23.	17	8,3	45	162
24.	17,5	6,2	50	170
25.	10,5	5,8	55	135
26.	11,5	7,3	60	138
27.	8,5	6,4	65	141
28.	9,5	5,9	70	143
29.	7,3	4,7	75	160
30.	6,2	3,8	35	124

Примітки: 1. Номер варіанту визначається по журналу групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант).

Тема 10. ВИБІР ВАЛЬНИЦЬ КОЧЕННЯ

Загальні відомості

Вальниці кочення є опорами валів і осей, що обертаються, які забезпечують задане розташування їх в просторі, можливість обертання або гойдання і сприймають всі діючі на них навантаження.

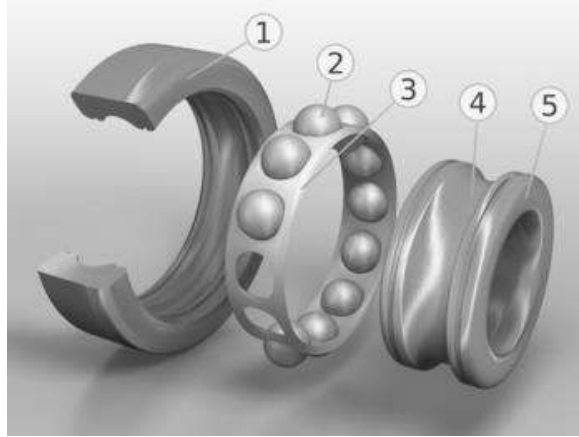


Рис. 10.1. Вальниця кочення

Вальниця кочення (рис. 10.1) є готовим вузлом, яка складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 5 кілець, між якими поміщені тіла кочення 2 (кульки, ролики). Для обертання тіл кочення від зсуву і зіткнення між собою їх відокремлюють один від одного сепаратором 3. В процесі роботи тіла кочення котяться по бігових доріжках 4 кілець, одне з яких в більшості випадків нерухомо. Розподіл навантаження між несучими тілами кочення нерівномірно і залежить від величини радіального зазору у вальниці та від точності геометричної форми його деталей.

В окремих випадках для зменшення радіальних розмірів вальниці кільця відсутні, і тіла кочення котяться безпосередньо по цапфі та корпусу.

Вальничні вузли, окрім власне вальниць кочення, включають корпуси з кришками, пристрої для кріплення кілець вальниць, захисні і змащувальні пристрої.

Основні параметри вальниць кочення

Основними силовими параметрами вальниць кочення є їх статична S_0 , H , і динамічна, $S H$, вантажопідйомність.

Основними геометричними параметрами є: зовнішній діаметр кільця, D мм; внутрішній діаметр кільця d , мм; ширина вальниці B , мм або висота T , мм.

Основним кінематичним параметром, є гранична частота обертання $n_{гр}$.

Значення цих параметрів вказується в довідкових таблицях вальниць кочення див. табл. Д.44 ... Д.49.

Основні розрахункові формули

Правильний вибір вальниці в поєднанні з правильним її монтажем і експлуатацією, визначають надійну її роботу та роботу механізму і машини в цілому.

При виборі вальниці кочення необхідно враховувати наступні чинники:

величина і напрям навантаження; характер навантаження; діаметр вала; частоту обертання одного або обох кілець; необхідну довговічність вальниці; умови роботи (температура) і інші вимоги, які визначені конструкцією машини.

Вальниці вибирають по *динамічній вантажопідйомності* для попередження втомного викришування і по *статичній вантажопідйомності* для попередження залишкової деформації.

Вибір вальниць за динамічною вантажопідйомністю

Метод розрахунку за динамічною вантажопідйомністю C (за заданим ресурсом або довговічністю) виконують при частоті обертання $n > 1 \text{ хв}^{-1}$. При $n = 1 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$ у розрахунок приймають $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Умова вибору: $C_{Sa} \leq C; n \leq n_{\text{гран}}$

де C_{Sa} – скоректована розрахункова динамічна вантажопідйомність вальниці, Н; C – паспортна динамічна вантажопідйомність вальниці, Н; n – частота обертання вала або корпусу, хв^{-1} ; $n_{\text{гран}}$ – гранична частота обертання вальниці, мін-1 (вибирається по каталогу, довіднику).

Динамічна вантажопідйомність і довговічність (ресурс) зв'язані емпіричною залежністю.

Розрахункова скоректована довговічність (ресурс) вальниці в мільйонах оборотів або розрахункова скоректована динамічна вантажопідйомність визначаються по формулах:

$$L_{sa} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^p, \text{ або } C_{sa} = P \sqrt[p]{L_{sa} / (a_1 a_{23})}$$

тоді **умова вибору вальниці** $L_{sa} \geq L'_{sa}$ або $C_{sa} \leq C; n \leq n_{\text{пр}}$.

Розрахункова скоректована довговічність (ресурс) вальниці в годинах або розрахункова скоректована динамічна вантажопідйомність визначаються за формулами:

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ або } C_{sa} = P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{sah} \cdot 60 \cdot n}{10^6 (a_1 a_{23})}},$$

тоді **умова вибору вальниці** $L_{sah} \geq L'_{sah}$ або $C_{sa} \leq C; n \leq n_{\text{пр}}$.

де C – паспортна динамічна вантажопідйомність вальниці, Н; P – еквівалентне динамічне навантаження, Н; p – показник ступеня, для кулькових вальниць $p = 3$; для роликів вальниць $p = 10/3$; n – частота обертання зовнішнього або внутрішнього кільця, мін-1 ; L'_{sa} – базова довговічність в мільйонах обертів; L'_{sah} – задана (базова) довговічність (ресурс) вальниці у годинах (вибирається з довідкових таблиць або задається); $n_{\text{гр}}$ – гранична частота обертання вальниці, хв^{-1} ; a_1 – коригувальний коефіцієнт надійності; a_{23} – коригувальний коефіцієнт матеріалу і змашу-

вання. Замість індексу s в позначенні ресурсу і динамічної вантажопідйомності записують цифру $s = 100 - S$, де S – надійність вальниці (приводиться в довіднику). Більшість вальниць випускають з надійністю 90%, тоді або L_{10ah} .

Для загальноприйнятої 90% надійності, при звичайній якості стали і умовах змащування, що забезпечують розділення контактуючих робочих поверхонь, коригувальні коефіцієнти приймають $a_1=1$; $a_{23}=1$. При інших вимогах до надійності, якості стали і режимах змащування, значення коригувальних коефіцієнтів a_1, a_{23} вибираються з каталогів вальниць.

Визначення еквівалентного динамічного навантаження

Для радіальних і радіально-упорних вальниць еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (XVF_r + YF_a) \cdot K_b \cdot K_T;$$

Для упорно-радіальних вальниць еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (XF_r + YF_a) \cdot K_b \cdot K_T;$$

Для упорних вальниць еквівалентне динамічне навантаження

$$P = F_a \cdot K_b \cdot K_T,$$

де F_r – найбільше радіальне навантаження, Н; F_a – найбільше осьове навантаження, Н; X, Y – коефіцієнти радіального і осьового навантажень (указуються в каталогах, довідниках залежно від відношення F_a/VF_r); V – коефіцієнт обертання кільця; при обертанні внутрішнього кільця $V=1$, при обертанні зовнішнього кільця $V=1,2$; K_b – коефіцієнт безпеки, що враховує характер навантаження вибирається з таблиць; K_T – температурний коефіцієнт вибирається з таблиці. При $t \leq 100^\circ \text{C}$ $K_T = 1$

Вище перераховані формули застосовуються при постійно діючому навантаженні і частоті обертання.

Вальниці для змінних режимів роботи підбирають по еквівалентному навантаженню і умовній частоті обертання. Якщо навантаження міняється по лінійному закону від P_{\max} до P_{\min} (наприклад, у опор барабанів з одностороннім намотуванням), то еквівалентне навантаження

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}.$$

Якщо навантаження і частота обертання змінюються по складніших законах, то еквівалентне навантаження

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n}{L}},$$

де P_1, P_2, \dots, P_n – постійні навантаження, що діють протягом L_1, L_2, \dots, L_n – мільйонів обертів; L – загальне число мільйонів обертів, в перебігу якого діють вказані навантаження.

Характерні особливості вибору радіально – упорних вальниць

У радіально-упорних вальниць при дії на них радіальних навантажень виникають осьові складові S , які визначаються за формулами:

$$S = 0,83eF_r - \text{для конічних роликкових вальниць}$$

$$S = eF_r - \text{для радіально-упорних кулькових вальниць.}$$

де e - коефіцієнт впливу осьового навантаження див. Д.42, Д.45, Д.46, Д.49.

Ці осьові складові прагнуть розвантажити вальницю від зовнішньої осьової сили і розсунути кільця вальниць в осьовому напрямі. Цьому перешкоджають упорні буртики вала і корпусу з реакціями F_{a1} та F_{a2} . Для нормальної роботи вальниці необхідно, щоб осьова сила, що навантажує вальницю була не менше осьової складової від радіальної:

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ та } F_{a2} \geq S_2$$

Крім того, повинно бути виконано умову рівноваги вала – рівність нулю суми всіх осьових сил, що діють на вал. Для схеми за рис. 10.2, а маємо:

$$F_{a1} + F_a - F_{a2} = 0.$$

Тут за позитивні напрями осьових сил прийняті напрями, співпадаючі з напрямом сили F_a . Цифрою 2 позначений вальниця що сприймає осьове навантаження F_a .

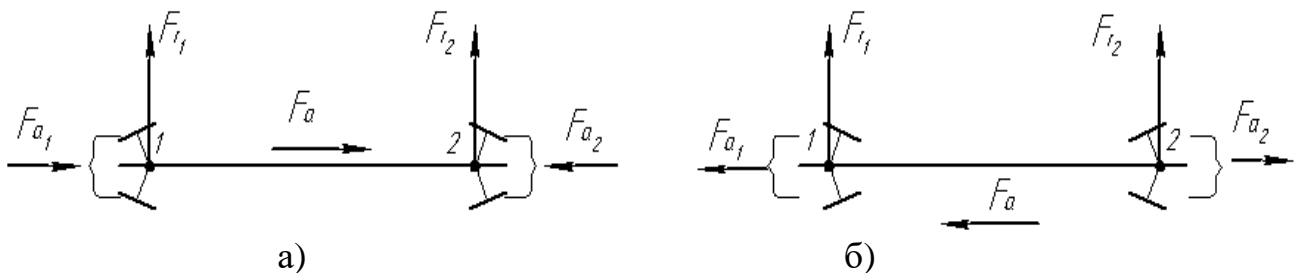


Рис. 10.2. Схеми навантаження радіально-упорних вальниць:
а – схема «у розпір»; б – схема «у розтяг»

У табл. 10.1 наведені формули для визначення розрахункових осьових сил.

Таблиця 10.1

Формули для визначення розрахункових осьових навантажень радіально-упорних вальниць

Умови навантаження	Розрахункові осьові навантаження	
	опора I	опора II
$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = F_a + S_1$
$S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$	$F_{a2} = S_2$
$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$		

Еквівалентне динамічне навантаження P визначається для кожної опори, тільки замість осьового навантаження F_a , підставляється відповідне розрахункове осьове навантаження F_{a1} або F_{a2} . Розрахункову довговічність визначають для більш навантаженої опори.

При визначенні радіальної реакції радіально-упорної вальниці слід мати на увазі, що точка додатку цієї, реакції знаходиться в місці перетину нормалі до середини поверхні контакту тіла кочення із зовнішнім кільцем і осі вала, тобто на відстані a від торця кільця вальниці (рис. 10.3).

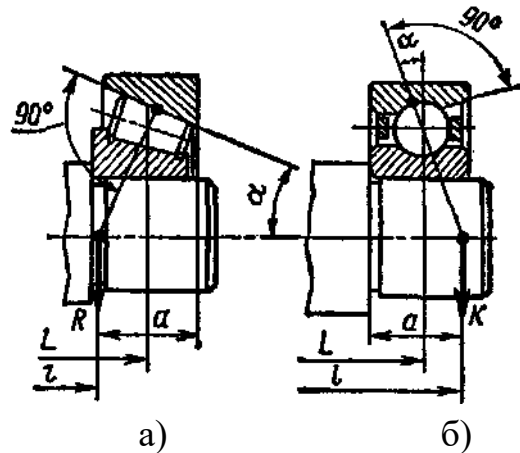


Рис. 10.3. Схема до визначення точок додатку реакцій опор радіально-упорних вальниць:

a) – схема «у розпір»; б) – схема «у розтяг»

Відстань a може бути визначено графічно або по одній з наступних формул: для одинарних радіально-упорних кулькових вальниць

$$a = 0,5 \cdot [B + 0,5 \cdot (d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha];$$

для однорядних роликкових конічних вальниць

$$a = 0,5T + (d + D)e / 6,$$

де a - відстань від торця вальниці до точки додатку радіальної реакції; B , d , D , T - розміри вальниці; α - кут контакту; e - коефіцієнт впливу осьового навантаження.

Вибір вальниць по статичній вантажопідйомності

Вальниці що сприймають навантаження в нерухомому стані або при $n < 1$ об/хв, це вальниці вантажопідйомних, транспортних і інших машин, наприклад упорні вальниці поворотних кранів, вантажних крюків, домкратів, натискних пристроїв прокатних станів, вальниці для повороту лопатей гвинтів літаків і гвинтокрилів та ін., підбирають за статичною вантажопідйомністю C_0 . У відповідальних вузлах вальниці, вибрані за динамічною вантажопідйомністю, додатково перевіряються за статичною вантажопідйомністю.

Умова перевірки і вибору

$$P_0 \leq C_0$$

де P_0 - еквівалентне статичне навантаження, Н; C_0 - статична паспортна вантажопідйомність вальниці кочення, Н.

Значення C_0 вказані в каталогах і довідниках для кожного типорозміру вальниці Д.44...Д.49.

Визначення еквівалентного статичного навантаження

Для радіальних і радіально-упорних кулькових і роликкових вальниць еквівалентне статичне навантаження визначають як найбільше значення з двох формул:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a. \text{ Якщо } P_0 < F_r \text{ те } P_0 = F_r$$

де X_0 , Y_0 – коефіцієнти радіального і осьового навантаження вибираються з табл. Д.44 ... Д.49.

Для радіальних роликів вальниць з короткими циліндричними роликами еквівалентне статичне навантаження

$$P_0 = F_r$$

Більшість вальниць кочення вибираються і розраховуються по динамічній вантажопідйомності.

Якщо на одному валу встановлені вальниці одного типу, але несуть різні навантаження, то в цілях скорочення номенклатури використання у виробі вальниць, рекомендується вибрати найбільш навантажену з вальниць, а другу вальницю прийняти таких же розмірів.

Послідовність вибору вальниць кочення за динамічною вантажопідйомністю

1. Попередньо намічають тип і схему встановлення вальниць з урахуванням навантажень, умов експлуатації і монтажу;
2. З каталогу з урахуванням діаметру місця посадки вальниці для наміченого типу вальниці виписати її силові, геометричні, кінематичні параметри, коефіцієнти e , Y , Y_0 (для конічних, сферичних);
3. Виконати рисунок вала з умовним або повним зображенням вальниць розташованих на ньому і орієнтовно визначається відстань між опорами. При цьому потрібно хоч би заздалегідь знати, які деталі розташовуються на валу і їх розміри;
4. Скласти розрахункову схему навантаження вальничних опор;
5. Визначити сумарні реакції кожної опори і вибрати найбільш навантажену вальницю для якої будуть виконуються подальші розрахунки.

Для радіально–упорних вальниць залежно від прийнятого типу вальниці і схеми встановлення («у розпір» або «у розтяг» див. рис.10.2, 10.3) визначити: точки прикладання радіальних реакцій (розмір a) кожної опори; визначити сумарні реакції кожної опори; визначити осьові складові S від радіальних навантажень для кожної опори; визначити розрахункові осьові навантаження за формулами наведеними у табл.8.3.

6. Визначити еквівалентне динамічне навантаження, при цьому:

а) враховуючи рухливість кілець, температурний режим і характер навантаження вальничного вузла вибирають коефіцієнти V , K_6 , K_T (для упорних і упорно-радіальних вальниць V - не враховується);

б) враховуючи тип наміченої вальниці визначити відношення F_a/C_0 за яким використовуючи лінійну інтерполяцію з таблиць визначити коефіцієнт e (для радіально – упорних роликів і сферичних вальниць значення e вказані в таблицях їх основних параметрів), визначити відношення F_a/VF_r і порівнюється з коефіцієнтом e , за наслідками зіставлення $F_a/VF_r <$ або $> e$ за таблицями визначити коефіцієнти X, Y ;

Для радіально – упорних вальниць еквівалентне навантаження визначається для кожної вальниці (див. характерні особливості вибору радіально – упорних вальниць).

7. Визначити скоректований по рівню надійності і умовам застосування розрахунковий ресурс (довговічність) L_{sah} або скориговану розрахункову динамічну вантажопідйомність C_{Sa} для найбільш навантаженої вальниці .
8. Оцінити придатність наміченого типорозміру вальниці за умовами:

$$L_{sah} \geq L'_{sah} \text{ або } C_{Sa} \geq C; n \leq n_{\text{гран}}$$

Приклади розрахунків

Приклад 1. Визначити довговічність радіальної однорядної вальниці 412, на яку діє найбільше радіальне навантаження $F_r = 7$ кН, навантаження із значними поштовхами, температурний режим $t < 100^0$ С, частота обертання вала $n = 500$ хв⁻¹, обертається внутрішнє кільце, перекіс кілець відсутній, умови змащування гарні.

Дано:

Вальниця -412
 $F_r = 7$ кН
 $n = 500$ хв⁻¹
 $t < 100^0$ С
 Значні поштовхи

Рішення

1 З табл. Д.44 випикуємо основні силові і геометричні параметри кулькової вальниці 412:
 $C = 108$ кН; $C_0 = 70$ кН; $d = 60$ мм; $D = 150$ мм; $B = 35$ мм.
 2 Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження
 Заздалегідь з табл. Д.40 приймаємо $K_T = 1$; з табл. Д.39
 $K_6 = 1,8$ і враховуючи, що обертається внутрішнє кільце вальниці $V = 1$.

L_{10ah} -? Оскільки на вальницю діє тільки радіальне навантаження, то формула визначення еквівалентного навантаження прийме вигляд:

$$P = VF_r K_6 K_T = 1 \cdot 7000 \cdot 1 \cdot 1,8 = 12600 \text{ Н.}$$

3 Визначаємо скоректовану розрахункову довговічність вальниці.

Враховуючи вірогідність безвідмовної роботи 90% (більшість вальниць), відсутність перекосу кілець і хороші умови змащування, з табл. Д.47, Д.48 приймаємо коригувальні коефіцієнти $a_1 = 1$, $a_{23} = 1$, показник ступеня p для кулькових вальниць $p = 3$.

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = 1 \cdot 1 \frac{10^6}{60 \cdot 500} \left(\frac{108 \cdot 10^3}{12600} \right)^3 = 21200 \text{ год}$$

Висновок: Довговічність вальниці 412 при даному режимі роботи дорівнює 21200 год.

Приклад 2. Перевірити придатність однорядної кулькової вальниці 210 встановленої на тихохідному валу одноступінчастого циліндричного редуктора з косими зубцями (рис. 10.4), якщо: осьове навантаження $F_a = 1,2$ кН; найбільше радіальне навантаження $F_r = 3,3$ кН; частота обертання вала $n = 200$ хв⁻¹. Режим роботи редуктора помірні поштовхи; необхідна довговічність вальниці при 95% надійності $L'_{5ah} = 20000$ ч; температурний режим вальничного вузла $t < 100^0$ С, можливі перекося коліс, умови змащування погані.

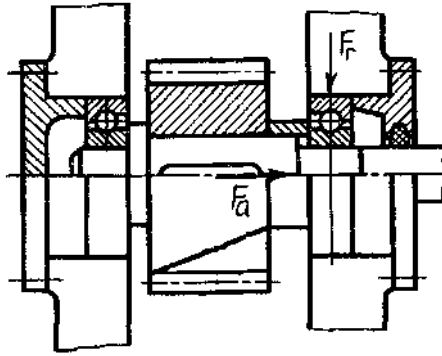


Рис. 10.4.

Дано:

Вальниця -210

$F_r = 3,3$ кН

$F_a = 1,2$ кН

$n = 200$ хв⁻¹

$t < 100^0$ С

$L'_{5ah} = 20000$ год

Помірні поштовхи

Надійність 95%

Рішення

1 З табл. Д.44 випикуємо основні силові і геометричні параметри кулькової вальниці 210:

$C = 35,1$ кН; $C_0 = 19,8$ кН; $d = 50$ мм; $D = 90$ мм; $B = 20$ мм.

2 Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження за формулою:

$$P = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$$

Заздалегідь визначаємо:

а) відношення $F_a/VF_r = 1,2 \cdot 10^3 / 1,3,3 \cdot 10^3 = 0,3654$

б) відношення $F_a/C_0 = 1,2 \cdot 10^3 / 19,8 \cdot 10^3 = 0,061$ і з табл. Д.42

$L_{5ah} - ?$

методом лінійної інтерполяції визначаємо коефіцієнт впливу осьового навантаження e . З табл. Д.42 значення цього відношення знаходиться між значеннями 0,056 і 0,084, яким відповідають значення коефіцієнта e 0,26 і 0,28. Позначивши значення відносин F_a/C_0 і коефіцієнтів e довільними буквами, запишемо в математичному виразі:

$$\begin{array}{ll} 0,056 - a & 0,26 - e_1 \\ 0,061 - b & x - e \\ 0,084 - c & 0,28 - e_2 \end{array}$$

$$\text{Тоді } e = e_2 - (c - b) \frac{e_2 - e_1}{c - a} = 0,28 - (0,084 - 0,061) \frac{0,28 - 0,26}{0,084 - 0,056} = 0,264$$

Для $e = 0,264$ з табл. Д.42 подібним способом (методом лінійної інтерполяції) визначаємо коефіцієнт осьового навантаження $Y = 1,58$. Порівнюємо F_a/VF_r з e . Оскільки відношення $F_a/VF_r = 0,3654 > e = 0,264$, то з табл. Д.42 $X = 0,56$ $Y = 1,58$.

в) приймаємо $V = 1$, оскільки обертається внутрішнє кільце; з табл. Д.40 приймаємо $K_T = 1$; з табл. Д.39 враховуючи режим роботи редуктора, приймаємо $K_\delta = 1,3$. По формулі визначення еквівалентного навантаження одержуємо:

$$P = (0,56 \cdot 1,3,3 \cdot 10^3 + 1,58 \cdot 1,2 \cdot 10^3) \cdot 1 \cdot 1,3 = 4867 \text{ Н.}$$

3 Визначаємо скоректовану розрахункову довговічність вальниці.

Враховуючи вірогідність безвідмовної роботи 95%, можливість перекосу кілець і погані умови змащування, з табл. Д.47 і Д.48 приймаємо коригувальні коефіцієнти $a_1 = 0,62$, $a_{23} = 0,75$, показник ступеня p для кулькових вальниць $p = 3$.

$$L_{5ah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = 0,62 \cdot 0,75 \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left(\frac{31,5 \cdot 10^3}{4867} \right)^3 = 14531 \text{ год.}$$

4 Оцінюємо придатність вальниці.

Враховуючи умову вибору вальниці, маємо: $L_{5ah} = 14531 \text{ год} < L'_{5ah} = 20000 \text{ год}$ - дана вальниця не придатна.

Приклад 3. Провести вибір вальниць для швидкохідного вала редуктора (див. рис. 10.4), якщо: діючі радіальні навантаження $F_{r1} = 4,2 \text{ кН}$ $F_{r2} = 5 \text{ кН}$; осьове навантаження $F_a = 2 \text{ кН}$, і направлена у бік правої опори; діаметр вала під вальниці $d = 50 \text{ мм}$; частота обертання вала $n = 975 \text{ хв}^{-1}$; режим роботи редуктора помірні поштовхи; температурний режим $t < 100^\circ \text{ С}$; необхідна довговічність вальниць $L'_{10ah} = 18000 \text{ ч}$, перекіс кілець відсутній, умови змащування хороші.

<i>Дано:</i>	<i>Рішення</i>
$F_{r1} = 4,2 \text{ кН}$	1 Призначаємо тип вальниці.
$F_{r2} = 5 \text{ кН}$	При призначенні типу вальниці необхідно враховувати чинники, що впливають на її вибір, і ознайомитися з характеристиками вальниць.
$F_a = 2 \text{ кН}$	Рекомендується починати з кулькової радіальної вальниці, яка не дорога, не дефіцитна і здатна сприймати осьові навантаження. Можна так само скористатися рекомендаціями, які по відношенню $F_a/F_{r\max}$, дозволяють заздалегідь призначити тип вальниці див. табл. Д.43. Попередньо приймаємо 310 радіальну кулькову вальницю для якої з табл. Д.44 $C = 65,8 \text{ кН}$; $C_0 = 36 \text{ кН}$; $d = 50 \text{ мм}$;
$d = 50 \text{ мм}$	
$n = 975 \text{ хв}^{-1}$	
$t < 100^\circ \text{ С}$	
$L'_{10ah} = 18000 \text{ ч}$	
Помірні поштовхи	
Вальниця -?; L'_{10ah} -?	
$D = 110 \text{ мм}$; $B = 27 \text{ мм}$; $n_{гр} = 6,3 \text{ тис. хв}^{-1}$.	

2 Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження за формулою:

$$P = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T$$

Розрахунок ведемо для найбільш навантаженої вальниці. Заздалегідь визначаємо відношення $F_a/F_{r\max} = 2000/5000 = 0,4$; $F_a/C_0 = 2000/36000 = 0,055$ і з табл. Д.42 методом лінійної інтерполяції визначаємо коефіцієнт впливу осьового навантаження $e = 0,255$ коефіцієнт осьового навантаження $Y = 1,75$. Оскільки відношення $F_a/VF_{r\max} = 0,4 > e = 0,255$, тоді з табл. Д.42 коефіцієнти радіального і осьового навантаження $X = 0,56$ і $Y = 1,75$. Приймаємо $V = 1$, оскільки обертається внутрішнє кільце. З табл. Д.40 приймаємо $K_T = 1$; з табл. Д.39 враховуючи режим роботи редуктора, приймаємо $K_\delta = 1,3$. За формулою визначення еквівалентного навантаження одержуємо:

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 5000 \cdot + 1,75 \cdot 2000) \cdot 1 \cdot 1,3 = 8190 \text{ Н.}$$

3 Визначаємо розрахункову скориговану динамічну вантажопідйомність вальниці. Враховуючи вірогідність безвідмовної роботи 90% (більшість вальниць), відсутність перекосу кілець і хороші умови змащування, з табл. Д.47, Д.48 приймаємо коригувальні коефіцієнти $a_1 = 1$, $a_{23} = 1$, показник ступеня p для кулькових вальниць $p = 3$.

$$C_{10a} = P \cdot p \sqrt[3]{\frac{L_{10ah} \cdot 60 \cdot n}{10^6 (a_1 a_{23})}} = 8190 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{18000 \cdot 60 \cdot 975}{10^6 \cdot 1 \cdot 1}} = 83303 \text{ Н}$$

4 Оцінюємо придатність вибраної вальниці.

Враховуючи умови вибору вальниці за динамічною вантажопідйомністю:

$C_{Sa} \leq C$; $n \leq n_{np}$, маємо $C_{10a} = 83303 \text{ Н} > C = 65800 \text{ Н}$ – вибрана вальниця не підходить.

Приймаємо кулькову радіальну вальницю важкої серії – 410, для якої:

$C = 87,1 \text{ кН}$; $C_0 = 52 \text{ кН}$; $d = 50 \text{ мм}$; $D = 130 \text{ мм}$; $B = 31 \text{ мм}$; $n_{np} = 5 \text{ тис. хв}^{-1}$. Розрахунок

повторюємо: $F_a/C_0 = 2 \cdot 10^3 / 52 \cdot 10^3 = 0,038$; з табл. Д.37 методом лінійної інтерполяції

визначаємо коефіцієнт впливу осьового навантаження $e = 0,234$ коефіцієнт осьового

навантаження $Y = 1,81$. Оскільки відношення $F_a/VF_{rmax} = 0,4 > e = 0,234$, тоді з

табл. Д.42 коефіцієнти радіального і осьового навантаження $X = 0,56$ і $Y = 1,81$;

$V = 1$; з табл. Д.40, Д.39 $K_T = 1$; $K_6 = 1,3$. Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 5000 + 1,81 \cdot 2000) \cdot 1 \cdot 1,3 = 8346 \text{ Н.}$$

Розрахункова скорегована динамічна вантажопідйомність вальниці

$$C_{10a} = P \cdot p \sqrt[3]{\frac{L_{10ah} \cdot 60 \cdot n}{10^6 (a_1 a_{23})}} = 8346 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{18000 \cdot 60 \cdot 975}{10^6 \cdot 1 \cdot 1}} = 84889 \text{ Н.}$$

Оцінюємо придатність вальниці $C_{10a} = 84889 \text{ Н} < C = 87100 \text{ Н}$;

$n = 975 \text{ хв}^{-1} < n_{np} = 5000 \text{ хв}^{-1}$ – вибрана вальниця підходить.

5 Визначаємо розрахунковий скоригований ресурс вибраної вальниці:

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = 1 \cdot 1 \frac{10^6}{60 \cdot 975} \left(\frac{87,1 \cdot 10^3}{8346} \right)^3 = 19430 \text{ год} > L'_{10ah} = 18000 \text{ год}$$

– вибрана вальниця із запасом забезпечить необхідну довговічність.

Відповідь: Вальниця -410; $L_{10ah} = 19430 \text{ год}$.

Приклад 4. Провести вибір вальниць для швидкохідного вала редуктора

(див. рис. 10.5). Сили, що діють в зачепленні: колова - $F_t = 3 \text{ кН}$; радіальна - $F_r = 1$

кН; осьова - $F_a = 0,5 \text{ кН}$; $d = 40 \text{ мм}$; $d_1 = 100 \text{ мм}$; $b_1 = 45 \text{ мм}$; $c_1 = 85 \text{ мм}$; робоча темпе-

ратура вальниць $60 \text{ }^\circ\text{C}$, навантаження з помірними поштовхами; необхідна довго-

вічність вальниць $L'_{10ah} = 25000 \text{ год}$; частота обертання вала $n = 1475 \text{ хв}^{-1}$; умови

роботи вальничного вузла звичайні.

Дано:

$$F_t = 3 \text{ кН}$$

$$F_r = 1 \text{ кН}$$

$$F_a = 0,5 \text{ кН}$$

$$d = 40 \text{ мм}$$

$$d_1 = 100 \text{ мм}$$

$$b_1 = 45 \text{ мм}$$

$$c_1 = 85 \text{ мм}$$

$$n = 1475 \text{ хв}^{-1}$$

$$t = 60^\circ \text{С}$$

$$L'_{10ah} = 25000 \text{ год}$$

Помірні поштовхи

Вальниця -?; L_{10ah} -?

Рішення

1 Визначаємо типорозмір вальниці.

Заздалегідь приймаємо радіально-упорну роликову конічну вальницю середньої серії з кутом $\alpha = 12^\circ$; Умовне позначення 7308, для якої з табл. Д.49:

$$C = 66 \text{ кН}, C_0 = 47,5 \text{ кН}; d=40 \text{ мм}; D=90 \text{ мм};$$

$$T = 25,25 \text{ мм}; \text{ при рідкому мастилі } n_{\text{гр}} = 4000 \text{ хв}^{-1},$$

$e = 0,28$; $Y = 2,16$; $Y_0 = 1,18$. Схема встановлення вальниць «у розпір». 2 Складаємо розрахункову схему навантаження вала і визначаємо реакції опор (рис. 10.5).

Відстань від торця вальниці до точки прикладання радіальної реакції - a визначаємо за формулою:

$$a = 0,5T + [(d + D)/6] \cdot e = 0,5 \cdot 25,25 + (40 + 90) / 6 \cdot 0,28 \approx 19 \text{ мм}$$

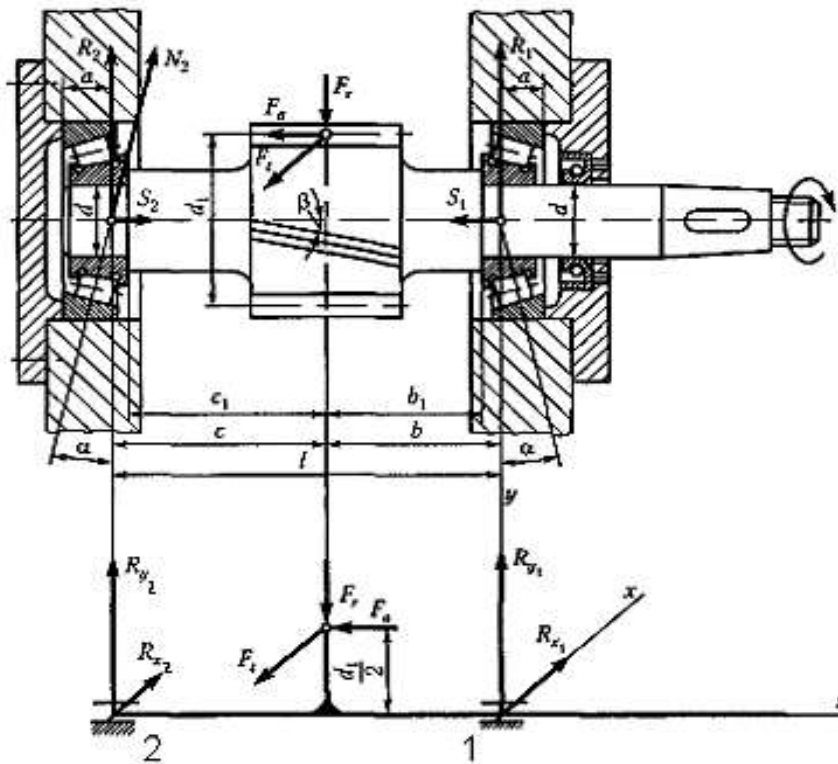


Рис. 10.5.

Визначаємо розміри c і b , що визначають положення точок додатку радіальних реакцій вальниць (див. рис. 10.5)

$$c = c_1 + T - a = 85 + 25,25 - 19 = 91 \text{ мм}; b = b_1 + T - a = 45 + 25,25 - 19 \approx 51 \text{ мм}.$$

Визначаємо реакції опор у двох взаємоперпендикулярних площинах:

Вертикальна площина (YOZ)

$$\sum M_1 = 0; R_{y2}(c+b) - F_r b - F_a d_1/2 = 0;$$

$$R_{y2} = (F_r b + F_a d_1/2)/(c+b) = (1000 \cdot 51 + 500 \cdot 100/2)/(91+51) = 535 \text{ Н}.$$

$$\sum M_2 = 0; -R_{y1}(c+b) + F_r c - F_a d_1/2 = 0;$$

$$R_{y1} = (F_r c - F_a d_1/2)/(c+b) = (1000 \cdot 91 - 500 \cdot 100/2)/(91+51) = 465 \text{ Н}.$$

Перевірка

$$\sum Y = 0; R_{y2} - F_r + R_{y1} = 0; 535 - 1000 + 465 = 0; 0 = 0 - \text{реакції визначені вірно}.$$

Горизонтальна площина (ХОУ)

$$\sum M_1=0; R_{x2}(c+b) - Ft b = 0;$$

$$R_{x2}= Ft b/(c+b) = 300051/(\cdot 91+51) = 1078 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2=0; -R_{x1}(c+b) + Ft c = 0;$$

$$R_{x1}= Ft c/(c+b) = 300091/(\cdot 91+51) = 1922 \text{ Н.}$$

Перевірка

$$\sum Y = 0; R_{x2} - Ft + R_{x1} = 0; 1078 - 3000 + 1922 = 0; 0 = 0 - \text{реакції визначені вірно.}$$

Визначаємо сумарні реакції опор:

$$R_1 = F_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1922^2 + 465^2} = 1978 \text{ Н;}$$

$$R_2 = F_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1078^2 + 532^2} = 1202 \text{ Н.}$$

3 Визначаємо осьові складові від радіальних

навантажень і розрахункові осьові навантаження, що діють на вальницю

Осьові складові ($e = 0,28$ – значення вибране з довідника див. п. 1)

$$S_1 = e F_{r1} = 0,28 \cdot 1978 = 554 \text{ Н; } S_2 = e F_{r2} = 0,28 \cdot 1202 = 337 \text{ Н.}$$

Розрахункові осьові навантаження

Використовуючи розрахункову схему і формули, наведені у табл. 8.3 маємо:

$$S_1 = 554 \text{ Н} > S_2 = 337 \text{ Н, і } F_a = 500 \text{ Н} > 0, \text{ тоді}$$

$$F_{a1} = S_1 = 554 \text{ Н; } F_{a2} = F_a + S_1 = 500 + 554 = 1054 \text{ Н.}$$

4 Визначаємо еквівалентні динамічні навантаження P_1 і P_2 вальниць

Заздалегідь приймаємо $V=1$, оскільки обертається внутрішнє кільце. З табл. Д.40 приймаємо $K_T = 1$, з табл. Д.39 враховуючи режим роботи редуктора, приймаємо $K_\phi = 1,3$.

Права вальниця

Визначаємо відношення $F_{a1}/VF_{r1} = 554/1 \cdot 1978 = 0,88$, що більше за $e = 0,28$; тому за табл. Д.49 $X = 0,4$, $Y = 2,16$ (вибрано раніше з довідника).

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_{a1}) \cdot K_\phi \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1978 + 2,16 \cdot 554) \cdot 1 \cdot 1,3 \approx 2599 \text{ Н}$$

Ліва вальниця

Визначаємо відношення $F_{a2}/VF_{r2} = 1054/1 \cdot 1202 = 0,28$, яке рівне $e = 0,28$; тому за табл. Д.49 $X = 0,4$, $Y = 2,16$.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження

$$P_2 = (XVF_{r2} + YF_{a2}) \cdot K_\phi \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1202 + 2,16 \cdot 1054) \cdot 1 \cdot 1,3 \approx 3612 \text{ Н.}$$

5 Визначаємо розрахунковий скоригований ресурс для більш навантаженої (лівої) вальниці:

Враховуючи 90% ресурс вальниці і звичайні умови роботи і змащування, з табл. Д.47, Д.48 приймаємо: $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,65$. Показник ступеня p для роликів вальниць $p = 10/3$.

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P = 1 \cdot 0,65 \frac{10^6}{60 \cdot 1475} \left(\frac{66 \cdot 10^3}{3612} \right)^{10/3} = 116883 \text{ ч} > L_{10ah} =$$

25000 год – вибрана вальниця значно перевищує заданий ресурс. Рекомендується змінити серію або тип вальниці і розрахунок повторити (пропонується виконати самостійно).

6 Перевіряємо вибрану вальницю за статичною вантажопідйомністю з урахуванням полуторного перевантаження (див. початкові дані і табл. Д.49)

Еквівалентне статичне навантаження

З табл. Д.49 $X_0 = 0,5$ (див. примітку), $Y_0 = 1,18$.

$$P_{01} = (X_0 F_{r1} + Y_0 F_{a1}) \cdot 1,5 = (0,5 \cdot 1978 + 1,18 \cdot 554) \cdot 1,5 = 2464 \text{ Н} < C_0 = 47500 \text{ Н} - \text{умова}$$

$P_0 \leq C_0$ виконується.

$$P_{02} = (X_0 F_{r2} + Y_0 F_{a2}) \cdot 1,5 = (0,5 \cdot 1202 + 1,18 \cdot 1054) \cdot 1,5 = 2767 \text{ Н} < C_0 = 47500 \text{ Н} -$$

умова $P_0 \leq C_0$ виконується.

Відповідь: $L_{10ah} = 116883 \text{ год}$; вальниця -7308.

Завдання для самостійної роботи
(розрахункові)

Завдання 1. Вибрати вальницю

Початкові дані

№ вар.	d, мм	Навантаження			Напрямок осевого навантаження	n, хв ⁻¹	Задана довговічність L _{0h} , тис. годин.	Рухливість кілець	Температурний режим	Характер навантаження
		Радіальна, кН		Осьова, кН						
		F _{r1}	F _{r2}	F _a						
1.	40	3,0	3,2	1,0	→	750	12,0	Внутрішнє	80°C	Помірні поштовхи
2.	45	2,5	2,0	0,8	←	930	16,0			
3.	50	3,56	3,6	1,3	→	975	18,0			
4.	55	7,0	4,2	1,5	←	1200	20,0			
5.	60	4,5	3,62	1,6	→	860	10,0			
6.	70	2,0	2,25	0,85	←	730	8,0			
7.	75	2,5	2,2	0,9	→	600	12,0			
8.	80	3,2	4,0	1,6	←	650	18,0			
9.	85	3,6	4,2	1,5	→	700	20,0			
10.	90	3,8	4,5	1,43	←	800	5,0			
11.	100	4,2	4,6	1,6	→	960	2,5			
12.	40	4,6	5,0	1,8	←	950	10,0			
13.	60	5,0	5,5	2,0	→	1110	12,0			
14.	45	5,6	4,8	1,65	←	1255	8,0			
15.	55	5,8	6,2	1,7	→	1300	6,0			
16.	75	6,0	6,2	1,25	←	500	10,0			
17.	85	6,25	6,5	1,82	→	400	8,0			
18.	90	6,6	5,68	2,4	←	300	20,0			
19.	100	1,2	1,0	0,5	→	200	25,0			
20.	50	6,8	7,0	2,6	←	450	12,0			
21.	55	7,0	6,85	2,55	→	620	8,0			
22.	65	7,25	7,86	2,65	←	750	12,0			
23.	75	7,5	8,0	3,0	→	550	16,0			
24.	85	8,5	8,65	3,2	←	950	12,0			
25.	45	8,67	8,5	3,15	→	1050	16,0			
26.	40	9,0	8,57	3,3	←	1000	10,0			
27.	60	9,28	8,77	3,4	→	1250	12,0			
28.	80	9,53	8,64	2,8	←	1100	8,0			
29.	50	10,0	8,67	1,2	→	735	22,0			
30.	70	12,5	10,0	4,0	←	620	8,0			
Додаткові дані для всіх варіантів										
Схема встановлення вальниць «у розпір»										

Примітки: 1. Номер варіанту визначається за журналом групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Тема 11. ВИБІР МУФТ

Загальні відомості

У сучасному машинобудуванні більшість машин складаються з складальних одиниць (вузлів) і механізмів. Для забезпечення кінематичного і силового зв'язку вали вузлів з'єднують муфтами.

Муфти - це пристрої (складальні одиниці), які залежно від призначення і конструкції можуть виконувати ряд основних і додаткових функцій.

Основне призначення муфт: з'єднання кінців складених валів або кінців валів окремих машин і механізмів; передача крутного моменту без зміни його величини уздовж осі.

Додатковими функціями муфт є: компенсація невеликих, різних перекосів валів, які можуть виникнути в результаті неточності виготовлення, монтажу, температурних деформацій, дії навантажень, конструктивних особливостей машини або механізму; зменшення динамічних і вібраційних навантажень; обертання машин і механізмів від перевантажень; включення і виключення машин і механізмів.

У загальному випадку муфта складається з ведучої та веденої напівмуфт і з'єднуючих елементів.

У сучасному машинобудуванні застосовують велику кількість муфт, багато хто з яких стандартизовані.

Вибір муфт

Стандартні та нормалізовані муфти не розраховують. Їх, як правило, вибирають, як і вальниці кочення, за таблицями довідників або каталогів.

Вибір стандартних і нормалізованих муфт полягає у виборі необхідного типорозміру муфти з каталогу по обертальному моменту.

Основною характеристикою муфт є обертальний момент T , що передається. Конкретний типорозмір муфти вибирається залежно від призначення, конструктивних особливостей приводу і умов експлуатації по таблицях згідно умови:

$$T_p = K_p T_n \leq T_{\text{табл}},$$

де T_p – розрахунковий момент, що передається муфтою, Н·м; K_p – коефіцієнт режиму робіт приймається $K_p = 1,0 \dots 1,5$ – для машин з невеликими масами і незначним навантаженням (конвеєри, верстати); $K_p = 1,5 \dots 2,0$ – для машин з середніми масами і середнім навантаженням (компресори, помпи, деревообробні верстати); $K_p = 2,0 \dots 3,0$ – для машин з великими масами і значним навантаженням (молоти, дробарки, прокатні стани, крани); T_n – номінальний обертальний момент при сталому режимі роботи на відповідному валу, Н·м; $T_{\text{табл}}$ – паспортний (табличний) момент, для даного типу муфти, Н·м.

При виборі муфти також необхідно враховувати діаметр, довжину і форму кінців валів, що з'єднуються, режим роботи, відповідальність машини або механізму, характер руху (реверсивний, не реверсивний), швидкохідність, вимоги до маси, габаритів, конструктивні особливості приводу, характеристику муфти.

Стандарт передбачає виконання муфт двох типів, з циліндричними і конічними посадочними отворами, двох виконань: для довгих і коротких кінців валів, а також допускає поєднання напівмуфт з різними діаметрами посадочних отворів d і форм.

Перед вибором муфти необхідно ознайомитися з її конструкцією і характеристикою [11].

Муфти відповідальних машин і механізмів, а також самостійно виготовлені, підлягають розрахунку на міцність, жорсткість, зносостійкість.

Характеристика муфт і їх розрахунок приводяться в довідковій літературі.

Вибір муфт це як правило комплексні завдання, так як дуже часто приходить визначати діаметр вала, застосовуючи розрахунки валів, а також визначати кінематичні та силові параметри.

Приклади розрахунків

Приклад 1. Записати умови вибору і вибрати муфту, яка з'єднає тихохідний вал машини рис. 11.1, якщо: привод і робочій орган машини встановлені на загальній жорсткій рамі; потужність двигуна $N_{дв}=15кВт$, вуглова швидкість вала двигуна $\omega_{дв}=102с^{-1}$; передавальне число редуктора $u_{ред.}=10$; допустиме напруження на кручення матеріалу вала $[\tau]_{кр}=70$ МПа; коефіцієнт режиму роботи $K_p=1,5$.

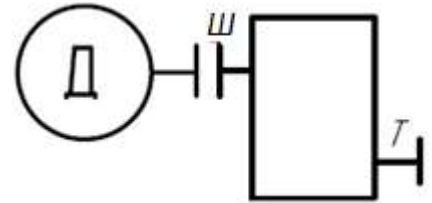


Рис. 11.1.

Дано:

$$N_{дв}=15кВт$$

$$\omega_{дв}=102 с^{-1}$$

$$u_{ред.}=10$$

$$[\tau]_{кр}=70 МПа$$

$$K_p=1,5$$

Рішення

1 Записуємо умову вибору муфти з урахуванням вала

$$T_{р.т.в} = K_p T_{н.т.в} \leq T_{табл.}$$

2 Визначаємо невідомі.

2.1 Визначаємо момент на швидкохідному валу

$$T_{ш.в} = \frac{N_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{15000}{102} = 147 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2.2 Визначаємо номінальний момент на тихохідному валу

$$T_{н.т.в} = T_{ш.в} u_{ред.} = 147 \cdot 10 = 1470 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

2.3 Визначаємо розрахунковий момент на тихохідному валу

$$T_{р.т.в} = K_p T_{н.т.в} = 1,5 \cdot 1470 = 2205 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крім розрахункового моменту при виборі муфти потрібно знати діаметр вала для якого вибирається муфта.

2.4 З умови міцності на кручення визначаємо діаметр тихохідного вала

Умова міцності вала на кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T \cdot 10^3}{0,2d^3} \leq [\tau]_{кр}, \text{ звідки}$$

$$d_{т.в} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{р.т.в} \cdot 10^3}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{2205 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 70}} = 54 \text{ мм}$$

3. Вибраємо муфту

Враховуючи, що привод та робочий орган машини знаходяться на загальній рамі можна спочатку за табл. Д.50 спробувати вибрати муфту пружну втулково-пальцеву, враховуючи умову вибору муфти, розрахунковий момент на тихохідному валу та його діаметр. Із таблиці бачимо, що найближче більше значення моменту $T_{\text{табл}} = 4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а діаметр вала повинен бути в діапазоні $d = 80 \dots 95 \text{ мм}$, це на багато більш ніж розрахунковий діаметр тихохідного вала $d_{\text{т.в}} = 54 \text{ мм}$.

Спробуємо за табл. Д.51 вибрати зубчасту муфту. З таблиці бачимо що найкраще підходить зубчаста муфта № 3 у якої $T_{\text{табл}} = 3150 \text{ Н}\cdot\text{м} > T_{\text{р.т.в}} = 2205 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а діаметр вала може бути в діапазоні $d = 40 \dots 60 \text{ мм}$, в який входить наш розрахунковий діаметр тихохідного вала.

Відповідь: Муфта зубчаста №3 з $T_{\text{табл}} = 3150 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d = 40 \dots 60 \text{ мм}$.

Приклад 2. Оцінити можливість застосування муфти пружної втулково-пальцевої, що з'єднує вихідний вал редуктора приводу з робочим валом машини рис. 11.2, якщо: потужність двигуна $N_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 960 \text{ хв}^{-1}$; допустиме напруження на кручення матеріалу вала $[\tau]_{\text{кр}} = 50 \text{ МПа}$; передавальне число пасової передачі $u_{\text{п.п}} = 2$; передавальне число редуктора $u_{\text{ред}} = 3$; коефіцієнт динамічності $K_p = 1,8$; табличний момент $T_{\text{таб}} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$; табличний діаметр $d_{\text{тб}} = 40 \text{ мм}$.

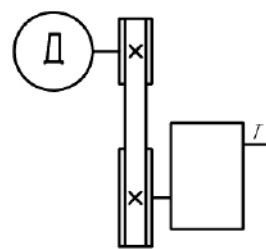


Рис. 11.2

Дано:

$N_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$
 $n_{\text{дв}} = 960 \text{ хв}^{-1}$
 $u_{\text{п.п}} = 2$; $u_{\text{ред}} = 3$
 $[\tau]_{\text{кр}} = 50 \text{ МПа}$
 $K_p = 1,8$; $T_{\text{таб}} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$
 $d_{\text{тб}} = 40 \text{ мм}$

Рішення

- 1 Записуємо умову вибору муфти з урахуванням вала
 $T_{\text{р.т.в}} = K_p T_{\text{н.т.в}} \leq T_{\text{табл}}$.
- 2 Визначаємо невідомі.
- 2.1 Визначаємо момент на валу двигуна

Муфта –?

$$T_{\text{дв}} = 9,55 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9,55 \frac{5500}{960} \approx 55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.2 Визначаємо номінальний момент на тихохідному валу редуктора

$$T_{\text{н.т.в}} = T_{\text{дв}} u_{\text{п.п}} u_{\text{ред}} = 55 \cdot 2 \cdot 3 = 330 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.3 Визначаємо розрахунковий момент на тихохідному валу

$$T_{\text{р.т.в}} = K_p T_{\text{н.т.в}} = 1,8 \cdot 330 = 594 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4 З умови міцності на кручення визначаємо розрахунковий діаметр тихохідного вала
 Умова міцності вала на кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T \cdot 10^3}{0,2 d^3} \leq [\tau]_{\text{кр}}, \text{ звідки}$$

$$d_{\text{т.в}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{р.т.в}} \cdot 10^3}{0,2 [\tau]_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{594 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 50}} = 39 \text{ мм} \text{ приймаємо } d_{\text{т.в}} = 40 \text{ мм}.$$

3. Оцінюємо можливість застосування муфти

Порівнюючи розрахункові та табличні значення маємо:

$$T_{\text{р.т.в}} = 594 \text{ Н}\cdot\text{м} > T_{\text{таб}} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м} - \text{муфта не підходить};$$

$$d_{т.в} = 40\text{мм} = d_{таб} = 40\text{ мм} - \text{муфта підходить.}$$

Висновок: Муфта не підходить, так як розрахунковий момент перевищує табличний.

Завдання для самостійної роботи

(розрахункові)

Завдання 1. Вибрати муфту, яка з'єднає тихохідний вал редуктора з робочим валом машини рис. 11.3.

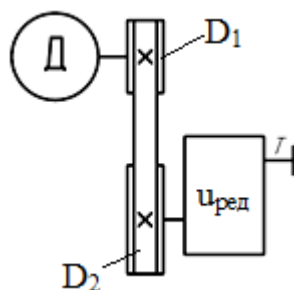


Рис. 11.3

Початкові данні

№ вар.	$N_{дв}$, кВт	$n_{дв}$, хв ⁻¹ ;	D_1 , мм	D_2 , мм	$u_{ред}$	$[\tau]_{кр}$, МПа	K_p
1.	10	750	100	300	3	35	2,0
2.	11	850	120	360	4	40	1,5
3.	15	950	140	420	5	45	1,2
4.	17	1000	160	480	6	50	1,3
5.	20	1100	180	360	8	60	1,4
6.	5	1200	200	600	10	75	1,6
7.	7	1500	250	500	3	80	1,8
8.	10	750	100	300	3	35	2,2
9.	11	850	120	360	4	40	2,0
10.	15	950	140	420	5	45	1,5
11.	10	1000	160	480	6	50	1,2
12.	5	1100	180	360	8	60	1,3
13.	8	1200	200	600	10	75	1,4
14.	5	1500	250	500	3	80	1,6
15.	11	750	100	300	3	35	1,8
16.	10	850	120	360	4	40	2,2
17.	15	950	140	420	5	45	2,0
18.	18	1000	160	480	6	50	1,5
19.	20	1100	180	360	8	60	1,2
20.	10	1200	200	600	10	75	1,3
21.	5	1500	250	500	3	80	1,4
22.	15	750	100	300	3	35	1,6
23.	10	750	100	300	3	35	2,0
24.	11	850	120	360	4	40	1,5
25.	5	950	140	420	5	45	1,2
26.	10	1000	160	480	6	50	1,3
27.	15	1100	180	360	8	60	1,4
28.	5	1200	200	600	10	75	1,6
29.	20	1500	250	500	3	80	1,8
30.	15	750	100	300	5	35	2,2

Додаткові данні

Варіанти 1...5,11...15, 21..25

Привод і робочий орган розташовані на одній рамі

Варіанти 6...10,16...20, 26..30

Привод і робочий орган розташовані на різних рамах

Примітка:1. Номер варіанту визначається за журналом групи. 2. Після 30 варіанту номер подальших варіантів визначається підсумовуванням цифр номера по журналу (наприклад № по журналу 45, номер варіанту-4+5=9. 9-й варіант.

Завдання 2. Оцінити можливість застосування муфти, що з'єднує вихідний вал редуктора з робочим валом машини

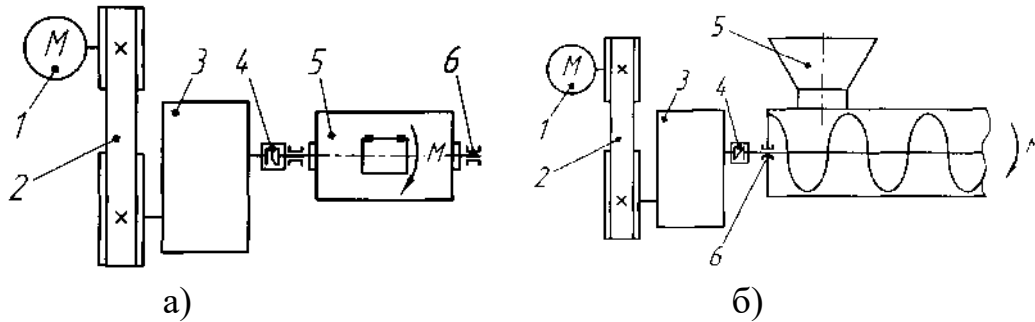


Рис. 11.4. Схеми приводів машин:

а) – галтувального барабану; б) шнекового змішувача; 1-двигун; 2-пасова передача; 3-редуктор; 4, а) – муфта компенсуюча –зубчаста; 4, б) – муфта пружна – МПВП; 5, а) – галтувальний барабан; 5, б) – змішувач; 6-вальниця ковзання

Початкові данні

№ вар.	$N_{дв},$ кВт	$n_{дв},$ хв ⁻¹ ;	$u_{п.п}$	$u_{ред}$	$[\tau]_{кр},$ МПа	K_p	$T_{таб},$ Н·м	$d_{таб},$ мм	Рис. 11.4
1.	10	750	2	3	35	1,4	710	40	а)
2.	11	850	3	4	40	1,6	1400	40...50	
3.	15	950	2,5	5	45	1,8	3150	40...60	
4.	17	1000	4	6	50	2,2	5600	45...75	
5.	20	1100	3	8	60	2,0	8000	50...90	
6.	5	1200	2,5	10	75	1,5	500	40...45	б)
7.	7	1500	3	3	80	1,2	710	45...55	
8.	10	750	3,5	3	35	1,3	1000	50...70	
9.	11	850	2	4	40	1,4	2000	63...85	
10.	15	950	3	5	45	1,4	4000	80...95	
11.	10	1000	2,5	6	50	1,6	710	40	а)
12.	5	1100	4	8	60	1,8	1400	40...50	
13.	8	1200	3	10	75	2,2	3150	40...60	
14.	5	1500	2,5	3	80	1,4	5600	45...75	
15.	11	750	3	3	35	1,6	8000	50...90	
16.	10	850	3,5	4	40	1,8	500	40...45	б)
17.	15	950	2	5	45	2,2	710	45...55	
18.	18	1000	3	6	50	2,0	1000	50...70	
19.	20	1100	2,5	8	60	1,5	2000	63...85	
20.	10	1200	4	10	75	1,2	4000	80...95	
21.	5	1500	3	3	80	1,3	710	40	а)
22.	15	750	2,5	3	35	1,4	1400	40...50	
23.	10	750	3	3	35	1,4	3150	40...60	
24.	11	850	3,5	4	40	1,6	5600	45...75	
25.	5	950	2	5	45	1,8	8000	50...90	
26.	10	1000	3	6	50	2,2	500	40...45	б)
27.	15	1100	2,5	8	60	2,0	710	45...55	
28.	5	1200	4	10	75	1,5	1000	50...70	
29.	20	1500	3	3	80	1,2	2000	63...85	
30.	15	750	2,5	5	35	1,3	4000	80...95	

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ І РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малащенко В. О. Деталі машин. Конспект лекцій: підручник. Львів: Новий Світ-2000, 2026. 192 с.
2. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: навч. посіб. Львів: Новий Світ-2000, 2025, 264 с.
3. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник. Київ: Кондор, 2024. 594 с.
4. Борозенець Г. М., Павлов В. М., Семак І. В. Деталі машин: навч. посіб. Київ: Кондор, 2024. 220 с.
5. Гайдамака А. В. Деталі машин : підручник. Харків: НТУ ХПІ, 2023. 316 с.
6. Пастух, І. М. Харжевський В. О., Олександренко В. П. Деталі машин. Курсове проектування: навч. посіб. Хмельницький: ХНУ, 2023. 242 с.
7. Борозенець Г. М., Павлов В. М., Семак І. В. Деталі машин: навч. посіб. Київ: Кондор, 2021. 220 с.
8. Ванін В. В., Блюк А. В., Гнітецька Г. О. Оформлення конструкторської документації: навч. посібн. 6-те вид., стереотипне. Київ: Каравела , 2021. 200 с.
9. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навч. посіб. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
10. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання. Харків: НТУ ХПІ, 2020. 275 с.
11. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування: навч. посіб. Львів: Новий Світ-2000, 2018. 264 с.
12. Костюк В. С., Валиулін Г. Р., Костюк Є. В. Прикладна механіка та основи конструювання: навч. посіб. Київ: Кондор, 2018. 226 с.
13. Невдаха Ю. А., Пирогов В. В., Невдаха А. Ю., Пукалов В. В. Деталі машин. Курсове проектування. Частина І: навч. посіб. Кропивницький: Лисенко В. Ф., 2018. 252 с.
14. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-ге вид., переробл. Кривий Ріг: ФОП Чернявський Д. О., 2015. 492 с.
15. Каталоги редукторів, мотор-редукторів, кранів, лебідок, двигунів та ін. URL: <https://reduktorntc-k.com.ua/produkt/red&m-red/red&m-red.shtm#> (дата звернення: 06.02.2026).
16. Каталоги електродвигунів, редукторів, насосів и др. URL: <http://electromotor.com.ua/katalog-tovarov/filtr> (дата звернення: 06.02.2026).
17. Електродвигуни. URL: <https://kahovka.all.biz/uk/zagalnopromyslovi-elektrovyguny-mcg486> (дата звернення: 06.02.2026).

Послідовність виконання і вимоги до виконання практичного завдання

1. Записати умову завдання в скороченій формі у вигляді «Дано» або «Початкові дані». Наприкінці умови під межею зазначається, що необхідно знайти. Під час запису умови завдання задані та ті, що підлягають визначенню, величини замінюються буквеними позначеннями (див. додаток Б). Умова завдання відокремлюється від решти частини вертикальною лінією, розташованою праворуч від скороченого запису.
2. Виконати рисунок або схему (якщо вони не додаються до завдання) з необхідною і достатньою кількістю видів, розрізів, умовних позначень, розмірів, діючих навантажень та інших параметрів. Рисунки і схеми виконуються від руки ручкою. Під час позначення на рисунку або схемі розмірів, навантажень та інших параметрів необхідно користуватися буквеними позначеннями відповідних величин. Розміри проставляються в міліметрах без зазначення одиниці вимірювання в кінці.
3. Під рисунком або схемою посередині записується слово «Рішення», під яким наводяться розрахункові формули та виконуються розрахунки. Порядок виконання рішення може бути різним: наприклад, спочатку записуються всі розрахункові формули, а потім визначаються невідомі, або формула записується і відразу обчислюється шукане значення. Порядок виконання розрахунків такий: спочатку записується формула в буквенному вигляді, потім замість букв підставляються числові значення без зазначення одиниць вимірювання, після чого записується результат із одиницями вимірювання в системі СІ. Буквене позначення величини має бути однаковим у межах розрахунку. Проміжні обчислення не наводяться. Розрахунки повинні супроводжуватися короткими поясненнями щодо прийнятих коефіцієнтів, величин, конструктивних рішень із посиланнями тощо.
4. Наприкінці завдання необхідно записати відповідь (якщо це проектний розрахунок) або висновок (якщо це перевірочний розрахунок). Допускається записувати висновок одразу після обчислень у ході розв'язання завдання.

Послідовність виконання практичних завдань наведена в розглянутих прикладах цих методичних вказівок.

Позначення деяких величин

- Q – навантаження;
 F – сила (загальне позначення); навантаження; площа;
 F_t – колова сила; тангенціальна сила;
 F_r – радіальна (розпір) сила;
 F_n – нормальна сила;
 P – сила; навантаження, крок різьби;
 M - момент сили (загальне позначення);
 T – обертальний, крутний момент;
 $M_{зг}$ - згинальний момент в поперечному перетині бруса;
 M_x, M_y - згинальний момент в поперечному перетині бруса відповідно щодо осі x або y ;
 $M_{екв}$ - еквівалентний момент по прийнятій гіпотезі міцності;
 N - потужність; подовжня сила в поперечному перетині бруса;
 σ - нормальна напруження (загальне позначення);
 $\sigma_p; \sigma_{сж}; \sigma_{и(F)}; \sigma_{см}$ - нормальна напруження відповідно при розтягуванні, стисненні, вигині, зім'яло;
 $\sigma_{екв}$ - еквівалентна напруження по прийнятій для розрахунку гіпотезі міцності;
 $\sigma_{мц}$ - межа міцності (загальне позначення);
 σ_T - межа текучості;
 $\sigma_{.1}$ - межа витривалості на вигин при симетричному циклі зміни напружень;
 σ_0 - межа витривалості на вигин при пульсуючому циклі зміни напружень;
 σ_H – контактне напруження;
 $[\sigma]$ – нормальне допустиме напруження, (загальне позначення);
 $[\sigma]_p; [\sigma]_{сж}; [\sigma]_{и}; [\sigma]_F; [\sigma]_{см}$ - допустимі напруження, відповідно при розтягуванні, стисненні, згині, зминанні;
 $[\sigma]_H$ – контактна напруження, що допускається;
 τ - дотична напруження (загальне позначення);
 $\tau_{зр}$ - дотична напруження при зрізі;
 τ_T - межа текучості при крученні (чистому зрушенні);
 $\tau_{.1}$ – межа витривалості на кручення при симетричному циклі зміни напружені;
 τ_0 – межа витривалості на кручення при пульсуючому циклі зміни напружені;
 $[\tau]$ - дотична напруження, що допускається (загальне позначення);
 $[\tau]_{кр}; [\tau]_{ср}$ - напруження, що допускається, відповідно при крученні і зрізі;
 p – тиск;
 q – інтенсивність розподіленого навантаження, навантаження на одиницю довжини контактної лінії;
 $[q]$ – розподілене допустиме навантаження;
 $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;
 E - модуль подовжньої пружності;
 G – модуль зрушення; вага; сила тяжіння;
 v - лінійна швидкість; колова швидкість;

ω - кутова швидкість;
 n - частота обертання (кутова швидкість в об/хв); коефіцієнт запасу міцності;
 кількість виробів;
 g - прискорення вільного падіння;
 L, l - довжина;
 H, h - висота;
 B, b - ширина;
 D, d - діаметр;
 r - радіус; коефіцієнт асиметрії циклу;
 δ - товщина;
 S, s - товщина; хід різьби; крок;
 A, a - міжосьова відстань передачі (зубчатої, ремінної і т. д.); площа;
 m - модуль зубчатого зачеплення;
 m_n - нормальний модуль зубчатого зачеплення;
 $m_s(m_t)$ - модуль, торця зубчатого зачеплення; осьовий модуль черв'ячного зачеплення;
 J_x, J_y - осьовий момент інерції поперечного перетину відповідно щодо осі x або y ;
 J_p - полярний момент інерції поперечного перетину бруса;
 W_x, W_y - осьовий момент опору перетину відповідно щодо осі x або y ;
 W_p - полярний момент опору;
 z - кількість виробів; число зубців;
 i - передавальне відношення передачі; кількість виробів; число витків пружини;
 u - передавальне число пари зубчатих коліс;
 z - індекс циліндричної гвинтової пружини
 HB - твердість по Брінелю;
 HRC_e - твердість по Роквеллу (шкала С);
 HV - твердість по Віккерсу;
 HSh - твердість по Шору;
 α - коефіцієнт лінійного розширення; кут зачеплення, кут профілю різьби, зубця; кут обхвату шківа ременем;
 β - кут нахилу зубців
 ε - лінійна деформація; коефіцієнт ковзання; коефіцієнт перекриття в зубчатих передачах; масштабний чинник;
 η - коефіцієнт корисної дії (ККД);
 f - коефіцієнт тертя ковзання;
 μ - коефіцієнт Пуассона; динамічна в'язкість;
 ρ - кут тертя; щільність; радіус кривизни в зубчатих передачах;
 φ - кут підйому гвинтової лінії; кут закручування;
 Примітка 1. Позначення величин в межах розрахунку повинні бути однакові.
 Примітка 2. Не приведені позначення величин зустрічаються при розгляді тем теоретичної і практичної частин дисципліни.
 Примітка 3. При складанні нових формул необхідно для позначень величин, користуватися буквами латинського і грецького алфавіту з подальшою розшифровкою кожного позначення.

Алфавіти

Таблиця В.1

Латинський алфавіт

Рукописні букви	Вимова	Рукописні букви	Вимова	Рукописні букви	Вимова
<i>A a</i>	а	Jj	йот	Ss	ес
<i>B b</i>	бе	Kk	ка	Tt	тэ
<i>C c</i>	це	Ll	эль	Uu	у
<i>D d</i>	де	Mm	эм	Vv	ве
<i>E e</i>	е	Nn	эн	Ww	дубль ве
<i>F f</i>	эф	Oo	о	Xx	икс
<i>G g</i>	ге	Pp	пэ	Yy	игрек
<i>H h</i>	аш	Qq	ку	Zz	зэт
<i>I i</i>	и	Rr	эр		

Таблиця В.2

Грецький алфавіт

Рукописні букви	Вимова	Рукописні букви	Вимова	Рукописні букви	Вимова
<i>A a</i>	альфа	<i>I ι</i>	йота	<i>Ρ ρ</i>	ро
<i>B β</i>	бета	<i>Κ κ</i>	капа	<i>Σ σ</i>	сігма
<i>Γ γ</i>	гама	<i>Λ λ</i>	ламбда	<i>Τ τ</i>	тау
<i>Δ δ</i>	дельта	<i>Μ μ</i>	мю	<i>Υ υ</i>	ипсилон
<i>E ε</i>	епсілон	<i>Ν ν</i>	ню	<i>Φ φ</i>	фі
<i>Z ζ</i>	дзета	<i>Ξ ξ</i>	ксі	<i>Χ χ</i>	хі
<i>Η η</i>	эта	<i>Ο ο</i>	омікрон	<i>Ψ ψ</i>	псі
<i>Θ θ</i>	тхета	<i>Π π</i>	пі	<i>Ω ω</i>	омега

КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗАСТОСУВАННЯ МІЖНАРОДНОЇ СИСТЕМИ ОДИНИЦЬ (СІ) В РОЗРАХУНКАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Нині в усіх галузях науки, техніки та народного господарства, а також у навчальному процесі застосовують Міжнародну систему одиниць SI (Système International d'Unités).

Таблиця Г.1

Деякі одиниці в системі СІ

Найменування величин	Одиниця вимірювання	Скорочене позначення	
		кирилиця	латинське
Основні одиниці			
Довжина	Метр	м	m
Маса	Кілограм	кг	kg
Час	Секунда	сек	s
Термодинамічна температура	Кельвін	К	K
Додаткові одиниці			
Плоский кут	Радіан	радіан	rad
Похідні одиниці			
Площа	Квадратний метр	м ²	m ²
Об'єм, місткість	Кубічний метр	м ³	m ³
Статичний момент і момент опору плоского перетину	Кубічний метр	м ³	m ³
Момент інерції плоского перетину	Метр в четвертому ступені	м ⁴	m ⁴
Щільність	Кілограм на кубічний метр	кг/м ³	kg/m ³
Швидкість	Метр за секунду	м/с	m/s
Кутова швидкість	Радіан за секунду	рад/с, с ⁻¹	rad/s s ⁻¹
Прискорення	Метр на секунду в квадраті	м/с ²	m/s ²
Кутове прискорення	Радіан на секунду в квадраті	рад/с ² , с ⁻²	rad/s ² , s ⁻²
Сила	Ньютон	Н	N
Напруження (механічний тиск)	Ньютон на квадратний метр	Па (Н/м ²)	Pa (N/m ²)
Потужність	Ват	Вт	W
Питома вага	Ньютон на куб. метр	Н/м ³	N/m ³
Момент інерції (динамічний)	Кілограм-метр в квадраті	кгм ²	kg·m ²

Примітка. Окрім температури Кельвіна допускається застосовувати температуру Цельсія (позначення t), що виражається в градусах Цельсія (позначення російське і міжнародне °С).

Приставки, що найбільш вживаються, для утворення кратних і долинних одиниць

Приставка	Скорочене позначення	Числове значення	Приставка	Скорочене позначення	Числове значення
Мега	М	10^6	Деци	д	10^{-1}
Кіло	к	10^3	Санті	з	10^{-2}
Гекто	г	10^2	Міллі	м	10^{-3}
Дека	так	10	Мікро	мкм	10^{-6}

Примітка 1. Не допускається застосування двох приставок до простого найменування одиниці, наприклад мега кілоньютон;

Примітка 2. Не можна застосовувати приставки до найменувань таких одиниць, які позначають кратну або долинну одиниці, наприклад в тонні до центнера.

Переведення деяких старих і позасистемних одиниць в одиниці СІ

Старі і позасистемні одиниці	Одиниці системи СІ
Одиниці довжини	
1 міліметр, мм	10^{-3} м;
1 сантиметр, см	10^{-2} м
1 мікрон, мк	1 мікромметр, мкм = 10^{-6} м
1 м = 1000 мм = 100 см; 1 см = 10 мм; 1 мкм = 0,001 мм (10^{-3} мм)*	
Одиниці площі	
1 квадратний міліметр, мм ²	10^{-6} м ²
1 квадратний сантиметр, см ²	10^{-4} м ²
Одиниці статичного моменту і моменту опору плоского перетину	
1 сантиметр в кубі, см ³	10^{-6} м ³
Одиниці моменту інерції плоского перетину	
1 сантиметр в четвертому ступені, см ⁴	10^{-8} м ⁴
Одиниці маси	
1 тонну, Т	1000 кг
1 кг = 1000 г*	
Одиниці кутової швидкості	
1 оборот в хвилину, об/хв(мін ⁻¹)	$\pi/180$ рад/с
1 оборот в секунду, об/с	2 π рад/с
Одиниці сили, навантаження, ваги	
1 кілограм – сила, кГ; кгс	$9,80665 \approx 9,81 \approx 10$ Н
1 тонну – сила, Т; тс	$9806,65 \approx 9810 \approx 104$ Н
Одиниці моменту сили, пари сил	
1 кілограм – сила – метр, кГм; ·кгсм	$9,80665 \approx 9,81 \approx 10$ Н·м
1 кілограм – сила –сантиметр, кГсм; ·кгссм	$0,0980665 \approx 0,0981 \approx 0,1$ Н·м
1 Нм = 1000Нмм*	
Одиниці роботи, енергії	
1 кілограм – сила - метр, кГм; ·кгсм	$9,80665 \approx 9,81 \approx 10$ Дж
1 кВтч = $3,6 \cdot 10^6$ Дж*	

Одиниці потужності	
1 кілограм – сила – метр секунду, кг·м/с; кг·см/с	9,80665 Вт ≈ 9,81 Вт ≈ 10 Вт
1 кінську силу, л.с.	735, 499 ≈ 735,5 ≈ 736Вт
1 кВт = 102 кг·см = 1,36 л.с*	
Одиниці механічного напруження, тиску	
1 кілограм – сила на квадратний сантиметр, кг/см ² ; кгс/см ²	98066,5 9,81104 Па ≈ 0,1МПа
1 кілограм –сила на квадратний міліметр, кг/мм ² ; кгс/мм ²	9806650 9,81106 Па 10 МПа
1 атмосфери, ат	98066,59,81104 ≈Па ≈ 0,1МПа
1 ат = 1кгс/см ² ; 1 Н/мм ² = 1 МПа*	
Одиниці динамічної в'язкості	
1 пуаз, пз	0,1 Пас
1 сантипуаз, спз	0,001 Пас
Одиниці кінематичної в'язкості	
1 стокс, ст	1,010-4 ·м ² /с
1 сантистокс, сст	1,010-6 ·м ² /с
1 сст = 1 мм ² /с = 1,010 ⁻⁶ м ² /с*	
Одиниці коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі	
1 кілокалорію на квадратну метр- годину – градус ккал/м ² чград	1,163 Вт/м ² °С
Одиниці коефіцієнта теплопровідності	
1 кілокалорію на метр- годину – градус ккал/мчград	1,163 Вт/м °С
Одиниці кількості теплоти	
1 кілокалорію, ккал	≈ 4,187103 ≈ 4103 Дж
Одиниці об'єму	
1 літр, л	10 ⁻³ м ³
1000 л = 1 м ³ *	

Примітка. * - додаткові співвідношення часто використовувани при розрахунках

**Додаток Д
(довідкове)**

ДОВІДКОВІ ТАБЛИЦІ

Таблиця Д.1

Значення E, G, μ, ρ для деяких матеріалів при 20 °С

Матеріал	Модуль подовжньої пружності E , МПа	Модуль зрушення $G \cdot 10^4$, МПа	Коефіцієнт Пуассона μ	Температурний коефіцієнт лінійного розширення $\alpha \cdot 10^{-6}$ °С ⁻¹	Щільність ρ_m , кг/м ³
Сталь	(1,90 ... 2,15)10 ⁵	7,8 ... 8,30	0,25 ... 0,3	10 ... 13	7,7 ... 7,8
Сірий Чавун	(0,78 ... 1,47) 10 ⁵	4,42	0,23 ... 0,27	8,7 ... 11	7,0 ... 7,1
Бронза олов'яна	(0,74 ... 1,22)1 0 ⁵	-	0,32 ... 0,35	17 ... 22	8,6 ... 8,8
Бронза безолов'яна	(1,03 ... 1,18)·10 ⁵	-	-	17 ... 22	8,6 - 8,8
Латунь алюмінієва	(0,98 ... 1,08)·10 ⁵	3,63 ... 3,92	0,32 ... 0,34	17 ... 22	8,2 ... 8,5
Алюмінієві сплави	(6,87 ... 7,07) 10 ⁴	2,65	0,33	22 ... 24	2,6 ... 2,7
Текстоліт	(5,88 ... 9,81)·10 ³	-	-	20 ... 40	1,25 ... 1,4
Гетінакс	(9,81 ... 17,7)·10 ³	-	-	17 ... 25	1,17 ... 1,37
Капрон	(1,37 ... 1,96)·10 ³	-	-	-	1,14 ... 1,37

Таблиця Д.2

Допустимі напруження для зварних з'єднань

Зварка	Допустимі напруження зварних швів		
	на розтягнення $[\sigma]'_p$	на згин $[\sigma]'_zг$	на зріз $[\tau]'_zр$
Автоматична, напіваавтоматична під шаром флюсу, ручна, електродами Е42А і Е50А, в середовищі захисного газу, контактна стикова	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручна електродами Е42, Е50, газова зварка	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Ручна електродами Е34	$0,75[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактна точкова	—	—	$0,5[\sigma]_p$

Примітка 1. Прийняті норми напружень, що допускаються, відносяться до низько і середньовуглицевих сталей, а також низьколегованих (типу 14ГС, 09Г2С, 09Г2, 15ГС, 15ХСНД і ін.);

Примітка 2. $[\sigma]_p = \sigma_T/n$ – допустимі напруження, для матеріалу деталей, що з'єднуються, при статичному навантаженні. Для металевих конструкцій запас міцності $n = 1,4 \dots 1,6$. Більше значення відноситься для важких режимів навантаження.

При змінних навантаженнях міцність зварних з'єднань знижується (вплив термічних зон, технологічних дефектів). Розрахунок зварювальних з'єднань при змінних навантаженнях виконують по тих же формулах, що і при статичних навантаженнях, допустимі напруження зварних швів, при статичних навантаженнях помножують на коефіцієнт змінного навантаження γ . При змінних навантаженнях рекомендується розраховувати міцність не тільки зварного шва але і самих деталей в зоні цього шва. Допустимі напруження, для деталей в зоні шва помножують також на коефіцієнт γ визначуваний за формулою:

$$\gamma = 1/[(0,6 K_{\text{эф}} 0,2) - (0,6 K_{\text{эф}} 0,2) R]71$$

де $R = \sigma_{\text{min}}/\sigma_{\text{max}}$ або $\tau_{\text{min}}/\tau_{\text{max}}$ – коефіцієнт асиметрії циклу напружень;

$K_{\text{эф}}$ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень, приймається з табл. Д.4, Д.5.

Таблиця Д.3

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень (для швів і деталей)

Розрахунковий елемент	$K_{\text{эф}}$ при зварюванні, електродугою	
	Низьковуглицева сталь	Низьколегована сталь
Деталь в місці переходу до стикового шва	1,5	1,9
Те ж, до лобового шва	2,7	3,3
» до флангового шва	3,5	4,5
Стикові шви з повним проваром	1,2	1,4
Кутові лобові шви	2,0	2,0
Те ж, флангові шви	3,5	4,5

Таблиця Д.4

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень (для швів і деталей) при контактному зварюванні

Марка сталі	Стан зразка	Товщина, мм	$K_{\text{эф}}$ при точках	
			Що пов'язують	Робочих
Сталь 10	Нормалізація	3+3	1,4(1,25)	7,5(5)
Сталь 30ХГСА	Відпуск	1,5+1,5	1,35	12
Титановий сплав ВТ1	В стані постачання	1,5+1,5	2,0(1,3)	10(5)
Алюмінієвий сплав Д16Т	Те ж	1,5+1,5	2,0(1,3)	5(2,25)

Примітка. У дужках даний коефіцієнт для стикового і шовного зварювання

Таблиця Д.5

Допустимий коефіцієнти запасу міцності різьбових з'єднань

$[n]$ при неконтрольованому затягуванні						
Сталь	Постійна навантаження			Змінне навантаження		
	Діаметр різьби d , мм			Діаметр різьби d , мм		
	від 6 до 16	пон. 16 до 30	пон. 30 до 60	від 6 до 16	пон. 16 до 30	пон. 30 до 60
Вуглецева	5 ... 4	4 ... 2,5	2,5 ... 1,6	10 ... 6,5	6,5	6,5 ... 5
Легована	6,6 ... 5	5 ... 3,3	3,3	7,5 ... 5	5	5 ... 4

$[n] = 1,5 \dots 2,5$ при контрольованому затягуванні

Допустимі напруження різбових з'єднань, МПа

Вид навантаження		Рекомендовані значення			
Розтягуюче зовнішнє навантаження:					
без затягування болтів		$[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$			
Поперечне зовнішнє навантаження:					
болти поставлені без зазору		$[\tau]_{зр} = 0,4\sigma_T$ (статична)			
		$[\tau]_{зр} = 0,2 \dots 0,3\sigma_T$ (змінне)			
Міцність деталей в стику		$[\sigma]_{зм} = 0,8\sigma_T$ – сталь			
		$[\sigma]_{зм} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_T$ – Чавун			
		$[\sigma]_{зм} = 1,2\sigma_T$ – бетон			
		$[\sigma]_{зм} = 2,4\sigma_T$ – дерево			
Ходові і вантажні гвинти по зносостійкості					
сталь+бронза	сталь+Чавун	сталь+сталь	гайка-сталь	гайка-бронза	гайка-чавун
$[\sigma]_{зм} = 10 \dots 13$	$[\sigma]_{зм} = 4,5 \dots 8$	$[\sigma]_{зм} = 7,5 \dots 13$	$[\tau]_{зр} = 0,2\sigma_T$	$[\tau]_{зр} = 20 \dots 25$	$[\tau]_{зр} = 20 \dots 30$

Таблиця Д.7

Різьба метрична (ISO 261:1998)

у міліметрах

Номінальний діаметр різби d	Різьба з крупним кроком			Різьба з дрібним кроком		
	p	d ₁	d ₂	p	d ₁	d ₂
M6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
M 8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
M10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
M12	1,75	10,106	10,863	1,25	10,647	11,188
(M14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
M16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
(M18)	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
M20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
(M22)	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
M24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(M27)	3	23,752	25,051	2	24,835	25,701
M30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
(M33)	3,5	29,211	30,727	2	30,835	31,701
M36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051
M(39)	4	34,670	36,402	3	35,752	37,051
M42	4,5	37,129	39,077	3	38,752	40,051
M(45)	4,5	40,129	42,077	3	41,752	43,051
M48	5	42,587	44,752	3	44,752	46,051
(M52)	5	46,587	48,752	3	48,752	50,051
M56	5,5	50,046	52,428	3	52,752	54,051
(M60)	5,5	54,046	56,428	3	56,752	58,051
M64	6	57,505	60,103	3	60,752	62,051
(M68)	6	61,505	64,103	3	64,752	66,051

Примітка. Значення, поміщені в дужки по можливості не застосовувати.

Допустимі напруження $[\sigma]_{зм}$ шпонкових з'єднань, МПа

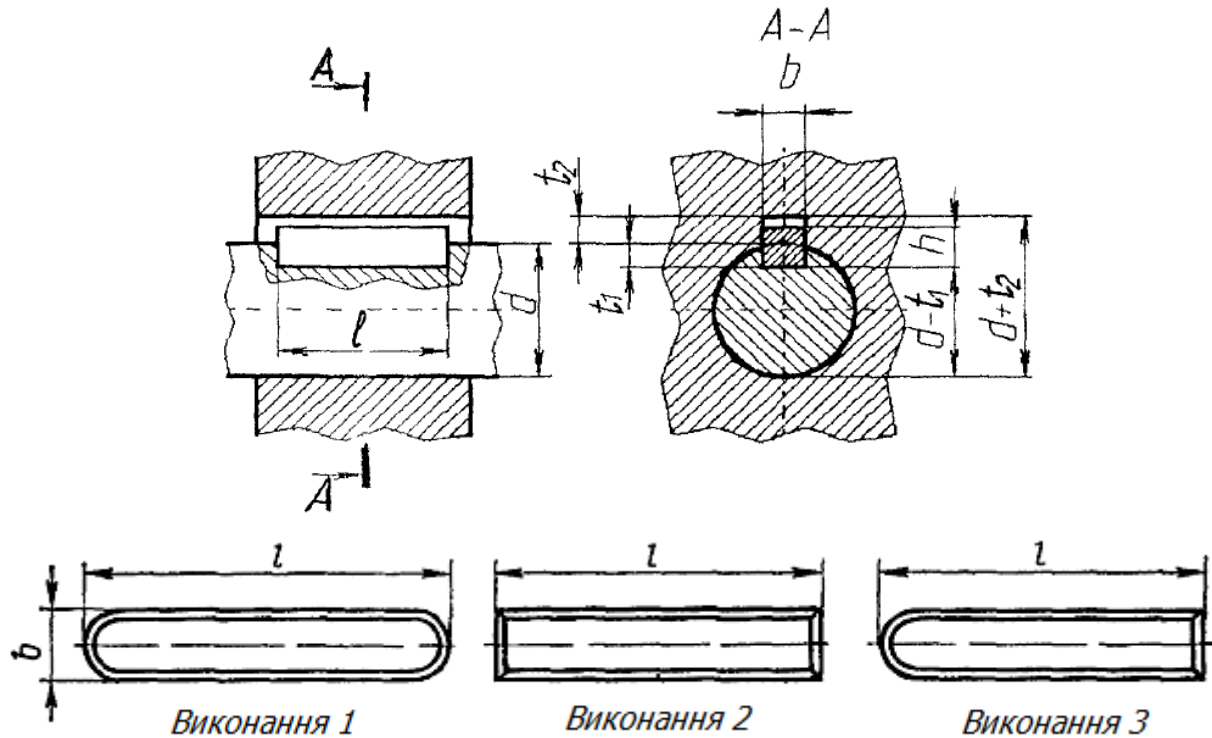
Вид з'єднання	Матеріал маточини	Характер навантаження	
		Постійна	Змінне
Нерухоме	Сталь	150	100
	Чавун	90	60
Рухоме	Сталь	50	30
$[\tau]_{зр} = 70 \dots 100$ МПа Велике значення приймають при постійному навантаженні			

Допустимі напруження $[\sigma]_{зм}$ шліцьових з'єднань, МПа

Вид з'єднання	Умови експлуатації	Поверхня зубців	
		Без термообробки	З термообробкою
Нерухоме	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Рухоме без навантаження (наприклад, коробки швидкостей)	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Рухоме під навантаженням (наприклад карданні вали автомобілів)	а	-	3...10
	б	-	5...15
	в	-	10...20

Примітка. а- важкі умови експлуатації - навантаження знаком мінус з ударами; вібрації великої частоти і амплітуди; погані умови мастила в рухомих з'єднаннях; невисока точність виготовлення; б- умови експлуатації середні; в- умови експлуатація хороші. Менші значення- для легких режимів навантаження.

Шпонки призматичні (ISO/R 773:1996, DIN 6885)

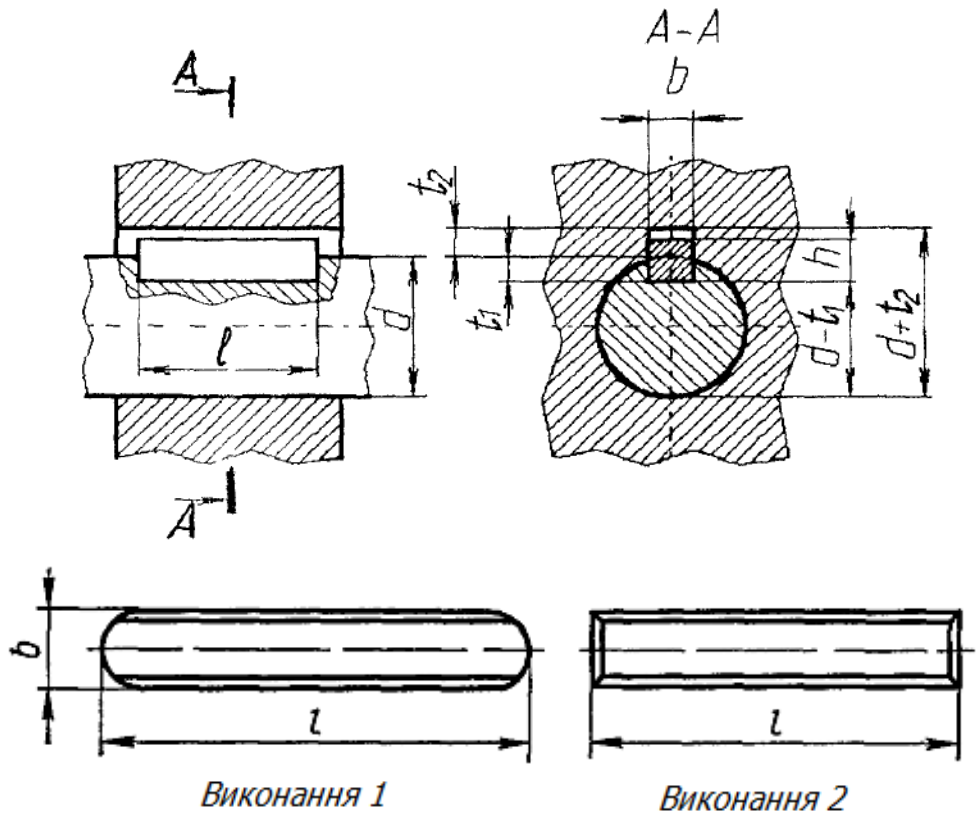


у міліметрах

Діаметр вала		Розміри		Глибина пазу		Довжина L		Радіус r		Фаска c	
пон.	до	b	h	вал	маточина	пон.	до	пон.	до	пон.	до
				t	t_1						
8	10	3	3	1,8	1,4	6	36	0,08	0,16	0,16	0,25
10	12	4	4	2,5	1,8	8	45				
12	17	5	5	3	2,3	10	56				
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70	0,16	0,25	0,25	0,4
22	30	8	7	4	3,3	18	90				
30	38	10	8	5	3,3	22	110	0,25	0,4	0,4	0,6
38	44	12	8	5	3,3	28	140				
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160				
50	58	16	10	6	4,3	45	180				
58	65	18	11	7	4,4	50	200				
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220	0,4	0,6	0,6	0,8
75	85	22	14	9	5,4	63	250				
85	95	25	14	9	5,4	70	280				
95	110	28	16	10	6,4	80	320				
110	130	32	18	11	7,4	90	360				
130	150	36	20	12	8,4	100	400	0,7	1,0	1,0	1,2
150	170	40	22	13	9,4	100	400				
170	200	45	25	15	10,4	110	450				

Примітка. Приклад позначення і стандартний ряд довжин, приведені в примітці табл. Д.11

Шпонки призматичні високі (DIN 6885-1, PN 85001)



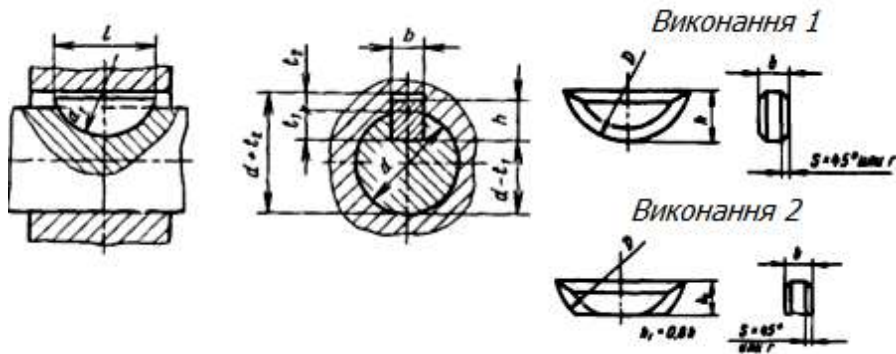
Розміри у міліметрах

Діаметр вала		Розміри		Глибина пазу		Довжина L		Радіус r		Фаска c	
пон.	до	b	h	вал	маточина	пон.	до	пон.	до	пон.	до
				t	t_1						
30	38	10	9	5,5	3,8	22	110	0,25	0,4	0,4	0,6
38	44	12	11	7	4,4	28	150				
44	50	14	12	7,5	4,9	36	160				
50	58	16	14	9	5,4	45	180	0,4	0,6	0,6	0,8
58	65	18	16	10	6,4	50	200				
65	75	20	18	11	7,4	56	220				
75	85	22	20	12	8,4	63	250				
85	95	25	22	13	9,4	70	280	0,7	1,0	1,0	1,2
95	110	28	25	15	10,4	80	320				
110	130	32	28	17	11,4	90	360				
130	150	36	32	20	12,4	100	400				
150	170	40	36	22	14,4	100	400				
170	200	45	40	25	15,4	110	450				

Примітка 1. Матеріал - сталь чистотянута для шпонок з тимчасовим опором розриву не менше 500- 600 МПа.

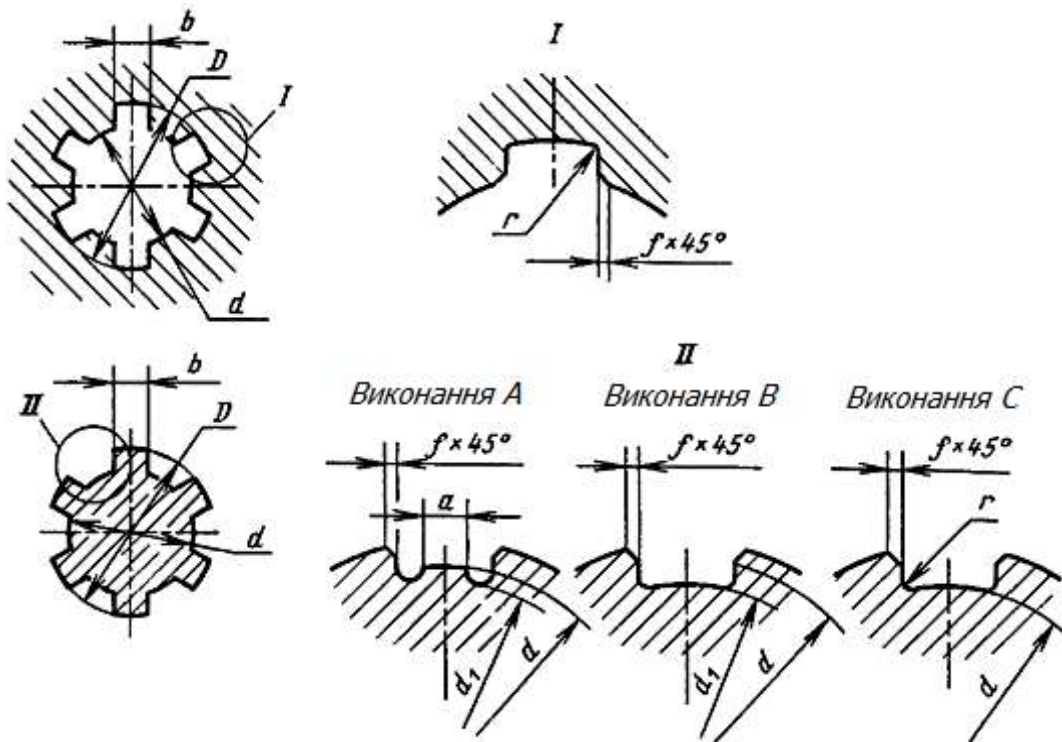
Примітка 2. Ряд довжин l по ГОСТ8789-68: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450.

Шпонки сегментні (ISO 3912, DIN 6888, PN 85008)



Діаметр вала d		Розміри шпонок						Маса, кг	Глибина пазу	
Що передає крутний момент	Що фіксують елементи	b	h	d_1	l	с або r			вала	маточини
						наіб.	наім.			
Пон. 6 до 8	Пон. 10 до 12	2	2,6	7	6,8	0,16	0,25	0,204	1,8	1,0
		2	3,7	10	9,7			0,414	2,9	
		2,5	3,7	10	9,7			0,510	2,9	
Пон. 8 до 10	Пон. 12 до 17	3	3,7	10	9,7	0,16	0,25	0,612	2,5	1,4
			5	13	12,6			1,05	3,8	
			6,5	16	15,7			1,60	5,3	
Пон. 10 до 12	Пон. 17 до 22	4	5	13	12,6	0,25	0,4	1,40	3,5	1,8
			6,5	16	15,7			2,12	5	
			7,5	19	18,6			3,24	6	
			9	22	21,6			4,10	7,5	
Пон. 12 до 17	Пон. 22 до 30	5	6,5	16	15,7	0,25	0,4	2,68	4,5	2,3
			7,5	19	18,6			4,04	5,5	
			9	22	21,6			5,66	7	
			10	25	24,5			6,90	8	
Пон. 17 до 22	Пон. 30 до 38	6	9	22	21,6	0,25	0,4	6,78	6,5	2,8
			10	25	24,5			8,48	7,5	
			11	28	27,3			10,3	8,5	
			13	32	31,4			14,5	10,5	
Пон. 22 до 30	Пон. 38 до 44	8	11	28	27,3	0,4	0,6	13,8	8	3,3
			13	32	31,4			19,3	10	
			15	38	37,1			25,4	12	
Пон. 30 до 38	Пон. 44 до 50	10	13	32	31,4	0,4	0,6	24,1	10	3,3
			15	38	37,1			32,3	12	
			16	45	43,1			39,5	13	
			17	55	50,8			45,2	14	
Пон. 38 до 44	Пон. 50 до 58	12	19	65	59,1			62,1	16	3,3

З'єднання шліцьові (зубчаті) прямобочні (ISO 4156, DIN 5480, PN-M 85017)

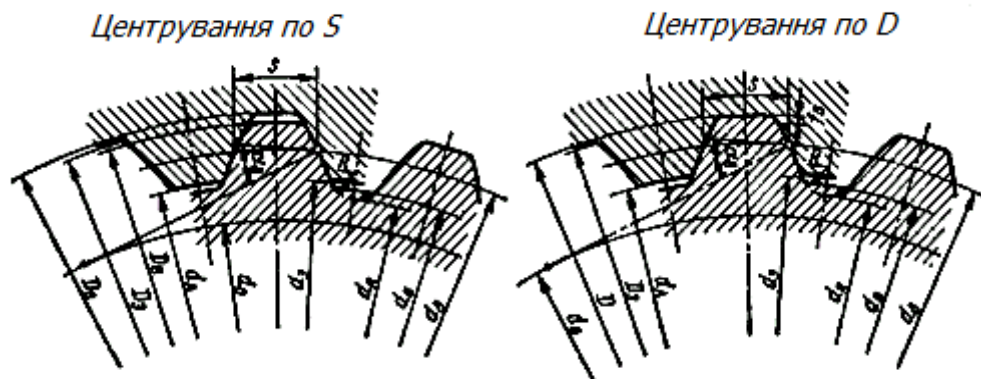


Номінальний розмір $z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1	a	f		r , не більш ш
					не менш		ном. роз- мір	пред. відкл.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Легка серія									
6× 23 × 26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6× 26 × 30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6× 28 × 32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8× 32 × 36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8× 36 × 40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8× 42× 46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8× 46× 50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8× 52× 58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8× 56× 62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8× 62× 68	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10× 72× 78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10× 82× 88	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10× 92× 98	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10× 102× 108	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10× 102× 120	10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5

Середня серія									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6×13×16	6	13	16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	6	16	20	4	14,54	-	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	6	18	22	5	16,7	-	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	6	21	25	5	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6	23	28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	6	28	34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	8	32	38	6	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	8	36	42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	8	46	54	9	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,5	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	8	62	72	12	57,8	2,4	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	10	72	82	12	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	10	82	92	12	77,1	3,0	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	10	92	102	14	87,3	4,5	0,5	+0,3	0,5
10×102×112	10	102	112	16	97,7	6,3	0,5	+0,3	0,5
10×112×125	10	112	125	18	106,3	4,4	0,5	+0,3	0,5
Важка серія									
10×18×23	10	18	23	3	15,6	-	0,3	+0,2	0,2
10×21×26	10	21	26	3	18,5	-	0,3	+0,2	0,2
10×23×29	10	23	29	4	20,3	-	0,3	+0,2	0,2
10×26×32	10	26	32	4	23,0	-	0,4	+0,2	0,3
10×28×35	10	28	35	4	24,4	-	0,4	+0,2	0,3
10×32×40	10	32	40	5	28,0	-	0,4	+0,2	0,3
10×36×45	10	36	45	5	31,3	-	0,4	+0,2	0,3
10×42×52	10	42	52	6	36,9	-	0,4	+0,2	0,3
10×46×56	10	46	56	7	40,9	-	0,5	+0,3	0,5
16×52×60	16	52	60	5	47,0	-	0,5	+0,3	0,5
16×56×65	16	56	65	5	50,6	-	0,5	+0,3	0,5
16×62×72	16	62	72	6	56,1	-	0,5	+0,3	0,5
16×72×82	16	72	82	7	65,9	-	0,5	+0,3	0,5
20×82×92	20	82	92	6	75,6	-	0,5	+0,3	0,5
20×92×102	20	92	102	7	85,5	-	0,5	+0,3	0,5
20×102×115	20	102	115	8	98,7	-	0,5	+0,3	0,5
20×112×125	20	112	125	9	104	-	0,5	+0,3	0,5

Примітка. При центруванні але внутрішньому діаметру застосовують виконання А і З, при центруванні по зовнішньому діаметру і бічним граням шлиців- виконання В.

З'єднання шліцьові (зубчаті) евольвентні (PN-ISO 4156:1999, DIN 5480)



Зов. D	$m = 1$		$m = 1,5$		$m = 2$		$m = 2,5$		$m = 3,5$		$m = 5$		$m = 10$	
	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
30	28	0,5	18	0,75	14	0								
32	30	0,5	20	0,25	14	1								
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25						
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25						
40	38	0,5	26	-0,25	18	1	14	1,25						
42			26	0,75	20	0	16	-0,25						
45			28	0,75	22	-0,5	16	1,25						
50			32	0,25	24	0	18	1,25						
55			36	-0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25				
60			38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25				
65					32	-0,5	24	1,25	18	-0,75				
70					34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5		
75					36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	0		
80					38	1	30	1,25	22	-0,25	14	2,5		
85							32	1,25	24	-1,25	16	0		
90							34	1,25	24	1,25	16	2,5		
95							36	1,25	26	0,25	18	0		
100							38	1,25	28	-0,75	18	2,5		
110							42	1,25	30	0,75	20	2,5		
120							46	1,25	34	-1,25	22	2,5		
130							50	1,25	36	0,25	24	2,5		
140									38	1,75	26	2,5		
150									42	-0,25	28	2,5	14	0
160									44	1,25	30	2,5	14	5
170									48	-0,75	32	2,5	16	0
180									50	0,75	34	2,5	16	5
190											36	2,5	18	0
200											38	2,5	18	5

Примітка: x - зміщення вихідного контуру рейки; $f = 0,1m$ - величина фаски.

Рекомендовані значення передаточних чисел різних передач

Передача	<i>и</i>	
	Закрита	Відкрита
Зубчата одноступінчаста		
з циліндричними колесами	2...6,3	3...6,3
з конічними колесами	2...4	–
Зубчата двоступінчаста:		
З циліндричними колесами	6,3...40	–
Планетарна		
з однорядним сателітом	3,15...6,3	–
з роздвоєним сателітом	6,3...18	–
Черв'ячна закрита	8...60	–
Ланцюгова	2...6	–
Пасова		
Плоским пасом	–	2...4
клиновим пасом	–	2...5
поліклинова	–	2...8

Наближене значення приватних ККД

Передача, складальна одиниця	ККД	
	Закрита	Відкрита
Зубчаста:		
з циліндричними колесами	0,96...0,98*	0,93...0,95
з конічними колесами	0,95...0,97*	0,92...0,94
Планетарна:		
з однорядним сателітом	0,9...0,95*	–
з роздвоєним сателітом	0,85...0,92*	–
Хвильова	0,8...0,92*	–
Черв'ячна	0,95(1- $i/200$)*	–
Ланцюгова	0,97*	0,92...0,95*
З плоским пасом, поліклинова	–	0,97*
Клинопасова	–	0,96*
Опора кочення	0,99...0,995	
Опора ковзання	0,98...0,99	
Муфта	0,98	

Примітка: * - значення приведені з урахуванням втрат в опорах

Електродвигуни асинхронні 4А закритого типу

Потужність, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв											
	3000			1500			1000			750		
	Типо-розмір	s, %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо-розмір	s, %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо-розмір	s, %	$\frac{T_{II}}{T_H}$	Типо-розмір	s, %	$\frac{T_{II}}{T_H}$
0,55	63B2	8,5	2,0	71A4	7,3	2,0	71B6	10	2,0	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	1,8
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	1,4
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8	160S6	2,7	160M8	2,5	1,2		
15	160S2	2,1	1,4	160S4	2,3	160M6	2,6	180M8	2,5			
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2	180M6	2,7	200M8	2,3			
22	180S2	2,0		180S4	2,0	200M6	2,8	200L8	2,7			
30	180M2	1,9		180M4	1,9	200L6	2,1	225M8	1,8			
37	200M2	1,9		200M4	1,7	225M6	1,8	250S8	1,5			

Примітка: 1. Приклад умовного позначення електродвигуна потужністю 11 кВт, синхронна частота обертання 1500 об/хв

Електродвигун 4A132M4У3

Примітка 2. Значення символів в умовних позначеннях: цифра 4 указує порядковий номер серії, буква А- ряд двигуна- асинхронний. Наступні за буквою А числа (двох- або тризначні) відповідають висоті осі обертання, мм; букви L, S і M відносяться до настановних розмірів по довжині станини; букви А і В – умовні позначення довжини сердечника статора. Цифри 2, 4, 6 і 8 означають число полюсів. Останні два знаки У3 показують, що двигун призначений для експлуатації в зоні помірного клімату

Примітка 3. В графі s вказане ковзання %; у графі T_{II}/T_H дані значення відношення величин пускового і номінального моментів, що обертаються.

Механічні властивості сталей деяких марок , які використовуються для виготовлення зубчатих коліс з твердістю < НВ 350

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм	Межа прочності, МПа	Межа текучості σ_T , МПа	Твердість НВ	Термообробка
1	2	3	4	5	6
35	До 100	510	270	140...187	Нормалізація
	100...300	590	260		
	300...500	470	240		
	500...750	450	230		
40	До 100	550	280	152...207	
	100...300	530	270		
	300...500	510	260		
	500...700	490	250		
45	До 100	590	300	167...217	
	100...300	570	290		
	300...500	550	280		
	500...700	530	270		
45	40...60	780...880	540	223...250	Поліпшення
	60...90	730...830	440	207...236	
	90...120	680...780	390	194...222	
	180...250	640...740	340	180...207	
50	До 100	610	320	180...229	Нормалізація
	100...300	590	300		
	300...500	570	290		
	До 200	790	540	258...310	Поліпшення
55	До 100	650	330	185...229	Нормалізація
	100...300	630	320		
	300...500	610	310		
30ХГС	До 60	980	840	215...229	Нормалізація
	100...160	890	690		
	160...250	790	640		
35Х	До 60	940	740	190...241	Нормалізація
	60...100	740	490		
	100...200	690	440		
40Х	До 60	980	790	200...230	Нормалізація
	100...200	760	490		
	200...300	740	490		
	300...600	690	440		
40Х	До 120	880...980	690	257...285	Поліпшення
	120...150	830...930	590	243...271	
	150...180	780...880	540	230...257	
	180...250	730...830	490	215...243	

40ХН	До 60	980	790	220...250	Нормалізація
	60...100	840	590		
	100...300	790	570		
	300...500	740	550		
40ХН	До 150	880...980	690	265...295	Поліпшення
	150...180	830...930	590	250...280	
	180...250	790...880	540	235...265	
Відливання з вуглецевої і легованої сталі					
35Л	-	490	270	≥ 145	Нормалізація
40Л	-	520	290	≥ 147	
45Л	-	540	310	≥ 153	
50Л	-	570	330	≥ 174	
55Л	-	590	340	155-217	
40ГЛ	-	630	320	≥ 174	
35ГЛ	-	590	340	≥ 174	Поліпшення
35ХГСЛ	-	790	590	≥ 202	
35ХНЛ	-	690	490	219-269	
40Г2Л	-	630	320	190-225	

Таблиця Д.19

Механічні властивості сталей деяких марок, які використовуються для виготовлення зубчатих коліс з твердістю НВ ≥350

Марка сталі	Термообробка	Твердість поверхонь зубців HRC	Механічні характеристики матеріалу серцевини зубців	
			σ_y	σ_T
			МПа	
20	Цементация	58...63	410	240
20Г		58...63	450	270
12ХН2		56...58	780	590
15Х		58...63	690	490
18ХГТ		58...60	980	830
20Х		54...62	780	640
40	Поверхнєве загартування	38...52	550	270
45		45...55	590	330
50		50...57	620	340
40Х		50...55	740	490
40ХН		51...57	790	490
38ХЮ	Азотування	50...65	880	740
38ХМЮА		50...65	980	830
35Х	Ціанування	48...55	830	590
40Х		48...56	880	640
40ХН		50...54	900	690

Нормальні лінійні розміри ISO 286-1:2010

мм

Р я д и					Р я д и					Р я д и				
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Др.	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Др.	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Др.
10	10	10	10	10,2	40~	40	40	40	41	160	160	160	160	165
			10,5	10,8				42	44				170	175
		11	11	11			45	45	46			180	180	185
			11,5	11,8				48	49				190	195
	12	12	12	12,5		50	50	50	52		200	200	200	205
			13	13,5				53	55				210	215
		14	14	14,5			56	56	58			220	220	230
			15	15,5				60	62				240	240
16	16	16	16	16,5	63	63	63	63	65	250	250	250	250	270
			17	17,5				67	70				260	290
		18	18	18,5			71	71	73			280	280	310
			19	19,5				75	78				300	315
	20	20	20	20,5		80	80	80	82		320	320	320	330
			21	21,5				85	86				340	350
		22	22	23			90	90	92			360	360	370
			24	24				95	98				380	390
25	25	25	25	27	100	100	100	100	102	400	400	400	400	410
			26	26				105	108				420	440
		28	28	29			110	110	112			450	450	460
			30	31				120	115				480	490
	32	32	32	33		125	125	125	118		560	500	500	515
			34	35				130	135				530	545
		36	36	37			140	140	145			560	560	580
			38	39				150	155				600	615

Примітка. При виборі розмірів перевага повинна віддаватися рядах з більшою градацією (ряд Ra5) слід надавати перевагу ряду Ra10 тощо). При виборі розмірів більше 600 значення Ra приймати за тими ж рядами але на порядок вище. Наприклад: розрахункове значення-73,5 мм користуючись таблицею, приймаємо значення за рядом Ra 20 - 71 мм.

Таблиця Д.21

Рекомендовані поєднання марок сталей для шестерні і колеса при твердості не більше HB 350

Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
45	35	50Г	45	30ХГС	35Х 40Х 40ГЛ
	35Л		50Л		
	40Л		55Л		
	40		50Г		
	45		(Ст. 6)		
50	35				
	45Л (Ст. 5)				
55	45	35Х або 40Х	50	40ХН	35Х 40Х 55Л 40ГЛ
	55Л		55		
	(Ст. 6)		55Л		
			35ГЛ		
			40ГЛ		

Таблиця Д.22

**Значення коефіцієнта ширини зубчатого колеса щодо міжосьової відстані Ψ_a
(ISO 6336-1:2019)**

Ψ_a	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25
Прямозубі передачі	$\Psi_a=0,125\dots0,25$											
Косозубі передачі	$\Psi_a=0,25\dots0,4$											
Шевроні передачі	$\Psi_a=0,5\dots1,25$											

Таблиця Д.23

Значення модулів евольвентних передач (ISO 54:1996)

Модуль m_n , мм											
1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	
1-й ряд	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	25	32	40	
2-й ряд	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	22,0	28	36	45	

Примітка. Перевагу першого ряду значень слід віддавати другому

Таблиця Д.24

**Значення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження по довжині
зубця, $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$**

$T_{bd}=b/d_1$	При твердості шестерні або колеса <350НВ			При твердості шестерні і колеса >350НВ		
	I	II	III	I	II	III
0,2	1,08	1,01	1,00	1,10	1,02	1,00
0,4	1,22	1,05	1,02	1,24	1,06	1,02
0,6	1,40	1,08	1,03	1,46	1,10	1,04
0,8	1,70	1,12	1,05	1,80	1,15	1,07
1,0	2,03	1,17	1,09	2,10	1,23	1,10
1,2	-	1,22	1,11	-	1,36	1,14

Примітка. Графа I відноситься до випадку консольного розташування зубчатих коліс, II- до несиметричного розташування, III- до симетричного розташування; T_{bd} - коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса щодо діаметру

Таблиця Д.25

**Значення міжосьових відстаней циліндричних зубчатих
редукторів (ISO 6336-1:2019)**

Міжосьова відстань a_w , мм										
1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	225	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	-
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	-	-

Примітка. Перевагу першого ряду значень слід віддавати другому

Значення коефіцієнтів $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубих та шевронних передач

Ступінь точності	Колова швидкість V , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,2	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	—	—
9	1,1	1,16	—	—	—

Примітка. Для прямозубих коліс $K_H, K_{F\alpha} = 1$.

Таблиця Д.27

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

Передача	Твердість HV поверхонь зубців	Колова швидкість V , м/с			
		до 5	10	15	20
		Ступінь точності			
		8		7	
Прямозуба	≤ 350	1,05	—	—	—
	> 350	1,10	—	—	—
Косозуба та шеврона	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблиця Д.28

Значення коефіцієнтів форми зубця Y_F для некоригованого зовнішнього зачеплення (ISO 6336:2019)

z або z_c	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 і більш
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблиця Д.29

Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Ступінь точності	Твердість HV поверхонь зубців	Колова швидкість V , м/с		
		3	3-8	8-12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

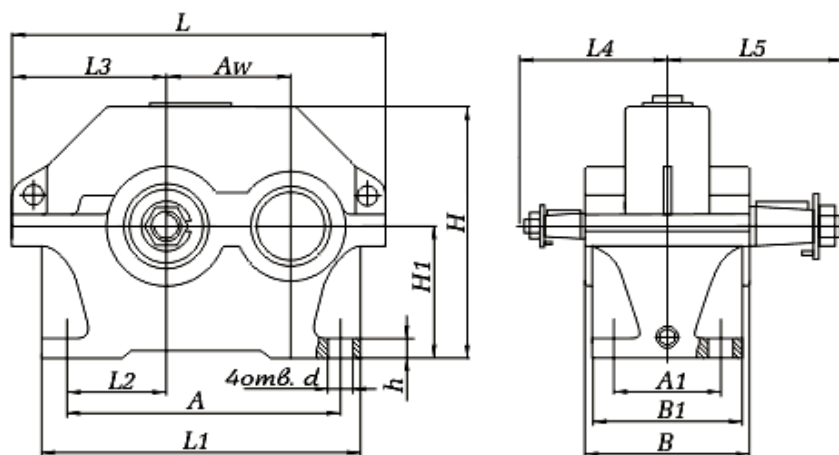
Примітка. У чисельнику вказані значення K_F для прямозубих передач, в знаменнику — для косозубих.

Редуктори циліндричні одноступінчасті

Основні технічні характеристики редукторів 1ЦУ

Найменування технічних характеристик		Типорозмір редуктора			
		1ЦУ-100	1ЦУ-160	1ЦУ-200	1ЦУ-250
Передатні числа		2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3			
Що допускається радіальна консольна навантаження, Н	на швидкохідному валу	630	1250	2800	4000
	на тихохідному валу	2240	4500	6300	9000
Номінальний крутний момент на тихохідному валу, Н·м		315	1250	2500	5000
Частота обертання швидкохідного валу (не більше), хв ⁻¹		1500			
ККД		0,98			
Маса, кг		27	78	135	250

Габаритні і приєднувальні розміри редукторів 1ЦУ



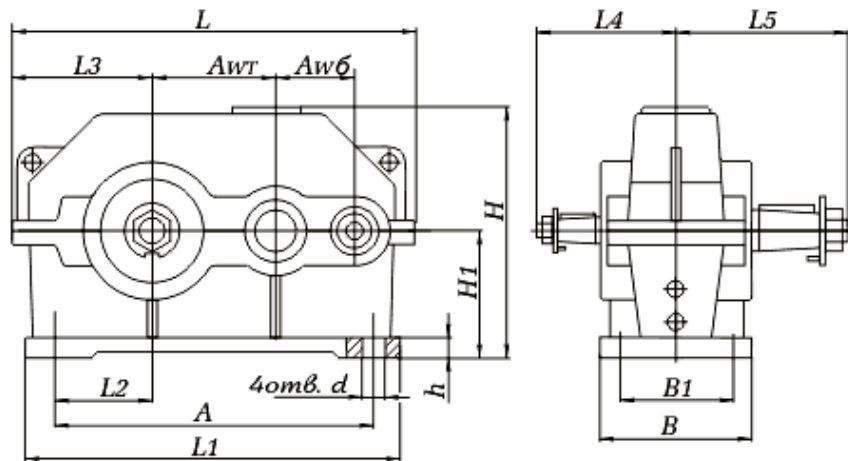
Редуктор	Aw	A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	d
1ЦУ-100	100	224	95	140	132	224	112	22	315	265	85	132	136	155	15
1ЦУ-160	160	355	125	185	175	335	170	28	475	405	136	195	218	218	24
1ЦУ-200	200	437	165	212	200	425	212	36	670	580	165	236	230	265	24
1ЦУ-250	250	545	185	265	250	530	265	40	710	615	212	290	280	315	28

Редуктори циліндричні двоступінчасті

Основні технічні характеристики редукторів 1Ц2У

Найменування технічних характеристик		Типорозмір редуктора				
		1Ц2У-100	1Ц2У-125	1Ц2У-160	1Ц2У-200	1Ц2У-250
Передаточні числа		8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40				
Допустиме радіальне консольне навантаження, Н	на швидкохідному валу	500	750	1000	2240	3150
	на тихохідному валу	4500	6300	9000	12500	18000
Номінальний обертальний момент на тихохідному валу, Н·м		315	630	1250	2500	5000
Частота обертання швидкохідного валу (не більше), хв ⁻¹		1500				
ККД		0,97				
Маса, кг		20	32	95	170	320

Габаритні і приєднувальні розміри редукторів 1Ц2У



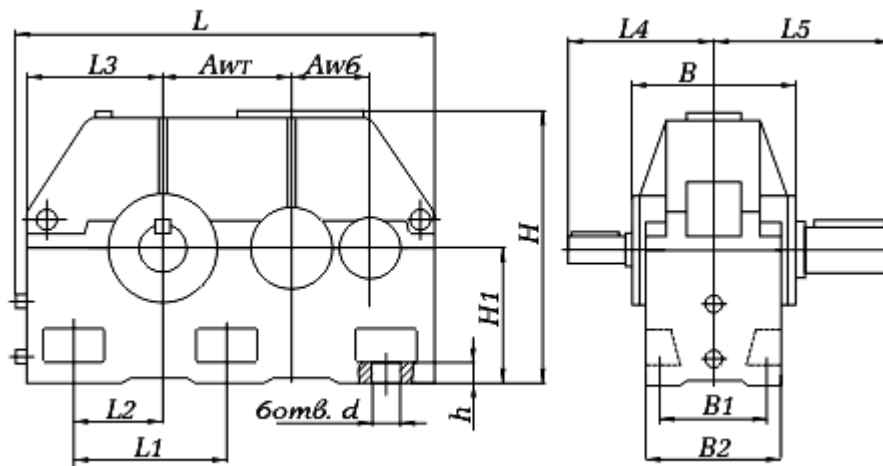
Редуктор	A_{WT}	A_{WB}	A_I	B	B_I	H	H_I	h	L	L_I	L_2	L_3	L_4	L_5	d
1Ц2У-100	100	80	290	145	109	225	112	20	386	325	85	132	136	165	15
1Ц2У-125	125	80	335	165	125	270	132	22	440	375	106	155	145	206	19
1Ц2У-160	160	100	425	195	140	335	170	24	545	475	135	195	170	224	24
1Ц2У-200	200	125	515	230	165	420	212	30	670	580	165	236	212	280	24
1Ц2У-250	250	160	670	280	218	515	265	32	825	730	212	290	265	335	28

Редуктори циліндричні двоступінчасті (з міжосьовою відстанню тихохідної ступені до 500 мм)

Основні технічні характеристики редукторів 1Ц2У, 1Ц2Н

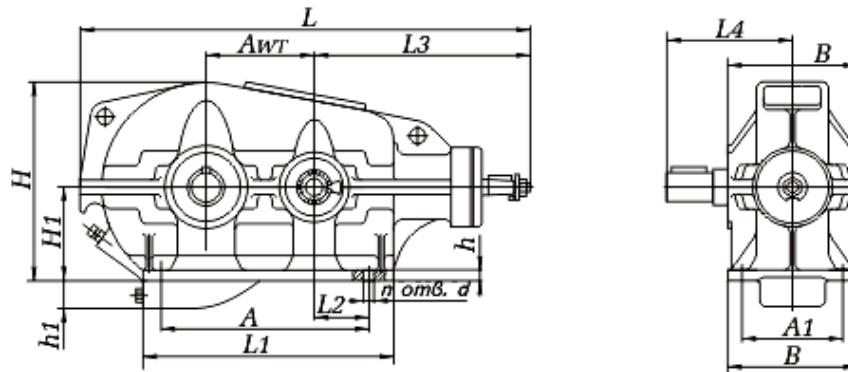
Найменування технічних характеристик		Типорозмір редуктора				
		1Ц2У-315	1Ц2У-355	1Ц2У-400	1Ц2Н-450	1Ц2Н-500
Передаточні числа		8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40;50				
Допустиме радіальне консольне навантаження, Н	на швидкохідному валу	3500	4200	4800	8200	10000
	на тихохідному валу	30000	40000	45000	71000	10000
Номінальний обертальний момент на тихохідному валу, Н·м		14000	20000	28000	40000	56000
Частота обертання швидкохідного валу (не більше), хв ⁻¹		1500				
ККД		0,98		0,97		
Маса, кг		510	700	930	1530	2090

Габаритні і приєднувальні розміри редукторів 1Ц2У



Редуктор	A_{WT}	A_{WB}	A_I	B	B_1	H	H_1	h	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d
1Ц2У-315	315	200	395	260	318	685	335	35	1030	370	215	360	300	420	28
1Ц2У-355	355	225	435	280	360	740	375	35	1160	425	250	400	320	440	28
1Ц2У-400	400	250	475	330	420	835	425	42	1300	475	280	450	380	500	35
1Ц2Н-450	450	280	630	515	590	955	475	50	1460	530	310	500	500	650	35
1Ц2Н-500	500	315	700	580	650	1055	530	60	1650	615	360	565	530	690	42

Редуктори конічно-циліндричні двоступінчасті Тип КЦ1

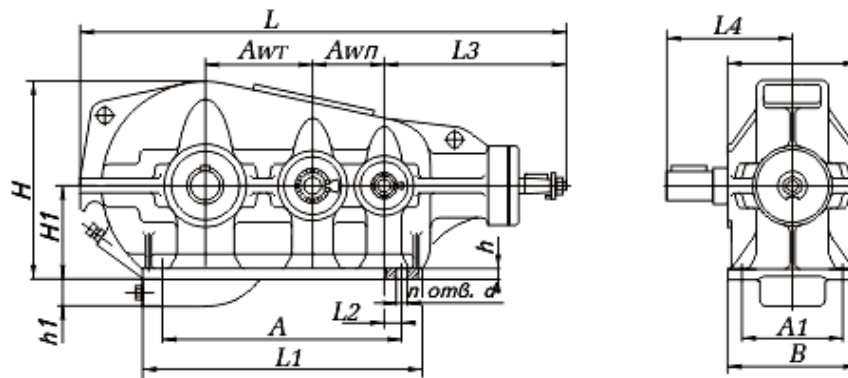


Найменування технічних характеристик	Типорозмір редуктора				
	КЦ1-200	КЦ1-250	КЦ1-300	КЦ1-400	КЦ1-500
Передаточні числа	6,3; 10; 14; 20; 28				
Допустиме консольне навантаження на тихохідному валу, Н	5100	7000	12000	18000	25000
Номінальний крутний момент на вихідному валу, Нм	520	1200	2100	5300	9000
ККД	0,94				
Маса, кг	186	391	474	980	1740

Габаритні і приєднувальні розміри редукторів

Редуктор	A_{wT}	A	A_1	B	H	H_1	h	h_1	L	L_1	L_2	L_3	L_4	d	n
КЦ1-200	200	375	250	300	435	225	20	-	900	480	85	460	247	17	4
КЦ1-250	250	480	325	375	515	265	25	-	1170	600	120	625	320	22	4
КЦ1-300	300	545	350	450	607	315	25	-	1275	680	120	625	385	22	6
КЦ1-400	400	810	450	526	705	320	35	95	1705	930	212	848	452	26	8
КЦ1-500	500	990	550	630	877	400	40	100	2085	1160	250	1030	544	33	8

Редуктори конічно-циліндричні триступінчасті Тип КЦ2



Найменування технічних характеристик	Типорозмір редуктора			
	КЦ2-500	КЦ2-750	КЦ2-1000	КЦ2-1300
Передаточні числа	28; 45; 71; 112; 180			
Допустиме консольне навантаження на тихохідному валу, Н	11500	15500	28000	75000
Номінальний крутний момент на вихідному валу, Нм	2300	6750	16500	37500
ККД	0,91			
Маса, кг	490	1240	2658	5100

Габаритні і приєднувальні розміри редукторів

Редуктор	A_{wT}	$A_{wП}$	A	A_1	B	H	H_1	h	h_1	L	L_1	L_2	L_3	L_4	d	n
КЦ2-500	300	200	705	300	350	600	315	25	-	1300	830	90	460	327	22	6
КЦ2-750	450	300	1120	470	550	765	335	35	130	1883	1260	120	625	464	33	10
КЦ2-1000	600	400	1530	600	690	956	400	40	200	2482	1700	165	848	615	33	10
КЦ2-1300	800	500	2020	740	850	1282	530	50	240	3178	2200	220	1030	790	39	10

Механічні характеристики деяких марок сталей, які використовуються для виробництва валів

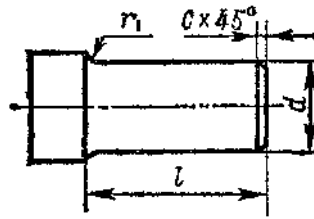
Марка сталі	Діаметр заготовки, мм, не менше	Твердість НВ, не нижче	$\sigma_{\text{мц}}$	$\sigma_{\text{пл}}$	$\tau_{\text{пл}}$	σ_{-1}	τ_{-1}	Термообробка*
			МПа					
Сталь 45	Будь-який	200	560	280	150	250	150	П
	120	240	800	550	300	350	210	П
	80	270	900	650	390	380	230	П
Сталь 40Х	Будь-який	200	730	500	280	320	200	П
	200	240	800	650	390	360	210	П
	120	270	900	750	450	410	240	П
Сталь 40ХН	Будь-який	240	820	650	390	360	210	П
	200	270	920	750	450	420	250	П
Сталь 20Х	120	240	850	630	240	420	240	Ц,Г, НВ
Сталь 12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210	Ц,Г, НВ

* Примітка: прийняті такі позначення: П - поліпшення; Ц - цементація; Г - гартування; НВ - низький відпуск

Усереднені значення допустимих напружень для валів та осей, МПа

Матеріал валу	$\sigma_{\text{мц}}$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Сталь вуглецева	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легована	800	130	75
	1000	150	90

Основні розміри циліндричних кінців валів (ISO/R 775:1969)



у міліметрах

Діаметр d для ряду		Довжина l для виконання		r_1	c
1-го	2-го	1	2		
10, 11	–	23	20	0,6	0,4
12, 14	–	30	25	1,0	0,6
16, 18	19	40	28	1,0	0,6
20, 22	24	50	36	1,6	1,0
25, 28	–	60	42	1,6	1,0
32, 36	30, (35), 38	80	58	2,0	1,6
40, 45	42 48	110	82	2,0	1,6
50, 55	(52), (56)	110	82	2,5	2,0
60, 70	63, 65, (71), 75	140	105	2,5	2,0
80, 90	85,95	170	130	3,0	2,5
100, 110, 125	120	210	165	3,0	2,5
140	130, 150	250	200	4,0	3,0
160, 180	170	300	240	4,0	3,0
200, 220	190	350	280	5,0	4,0
250	240, 260	410	330	5,0	4,0
280, 320	300	470	380	5,0	4,0

Примітка. У дужках вказані не рекомендовані значення.

Таблиця Д.38.

Значення $[p]$ і $[pv]$ для вальниць ковзання

Матеріал вкладиша	$v, м/с$	$[p], МПа$	$[pv], МПа·м/с$	Призначення область застосування
АЧС-1	2	0,05	0,1	Для роботи із загартованими і нормалізованими валами
	0,2	9	1,8	
АЧС-2	3	0,1	0,3	
	0,75	6,0	4,5	
АЧС-3	3	0,1	0,3	Для роботи з незагартованими валами
	0,75	6	4,5	
АЧВ-1	5	0,5	2,5	Для роботи із загартованими і нормалізованими валами
	1	12	12	
АЧВ-2	5	0,5	2,5	Для роботи з незагартованими валами
	1	12	12	

Матеріал вкладиша	$\nu, \text{м/с}$	$[p], \text{МПа}$	$[p\nu] \text{МПа}\cdot\text{м/с}$	Призначення область застосування
БрОФ10-1	10	15	15	Металоріжучі верстати, насоси, прокатне устаткування, редуктори
БрАЖ9-4	8	15	12	
БРОЦС 6-6-3	8	4...6	4...6	
БрС30	10...12	20	30...90	Великі знакозмінні навантаження, недосконале мастило.
ЛКС80-3-3	2	12	10	Крани, залізничний рухомий склад, екскаватори, дробарки, вкладиші шлаковозів, чавуновозів, шпинделі металоріжучих верстатів
Б83, Б89	60	25	200...100	Великі навантаження. Парові турбіни, електромашини, турбокомпресори, приводи прокатних станів
Б16	6	15	10...50	Великі навантаження. Відцентрові насоси, редуктори, шестерінчасті кліті прокатних станів, металоріжучі верстати, електродвигуни - потужністю 250...750 кВт, компресори

Таблиця Д. 39

Значення коефіцієнта безпеки K_6 залежно від характеру навантаження і області застосування вальниць кочення

Характер навантаження	K_6	Область застосування
Легкі поштовхи; короткочасні перевантаження до 125% номінального (розрахункової) навантаження	1,0...1,2	Прецизійні зубчаті передачі. Металоріжучі верстати (окрім стругальних, довбальних і шліфувальних) гігроскопи. Механізми підйому кранів. Електроталі і монорельсові візки. Лебідки з механічним приводом. Електродвигуни малої і середньої потужності. Легкі вентилятори і повітрорудки.
Помірні поштовхи; вібраційне навантаження; короткочасні перевантаження до 150% номінального (розрахункової) навантаження	1,2...1,5	Зубчаті передачі. Редуктори всіх типів. Букси рейкового рухомого складу. Механізми пересування візків, кранів. Механізми повороту, кранів, а також зміни вильоту стріли. Шпинделі шліфувальних верстатів. Електрошпинделі. Колеса легкових автомобілів, автобусів, мотоциклів, моторолерів. Сільськогосподарські машини.
Те ж, в умовах підвищеної надійності	1,5...1,8	Центрифуги і сепаратори. Букси і тягові двигуни електровозів. Механізми пересування кранів. Колеса вантажних машин, тракторів, тяга-

Характер навантаження	K_6	Область застосування
		чів, локомотивів, кранів і дорожніх машин. Могутні електричні машини. Енергетичне устаткування.

Продовження табл. Д.39

Характер навантаження	K_6	Область застосування
Навантаження із значними поштовхами і вібраціями; короточасні перевантаження до 200% номінального (розрахункової) навантаження	1,8...2,5	Зубчаті колеса. Дробарки і копри. Корбовогоноккові механізми. Кульові і ударні млини. Вальняння прокатних станів. Могутні вентилятори і ексгаустери.
Навантаження з сильними ударами і короточасні перевантаження до 300% номінального (розрахункової) навантаження	2,5...3,0	Важкі кувальні машини. Лісопильні рами. Холодильне устаткування. Робочі роликові конвеєри великосортних станів, блюмінгів і слябінгів. Молоткові млини, дробарки.

Таблиця Д. 40

Значення температурного коефіцієнта K_T

Робоча температура вальниці °C	≤100	125	150	175	200	225	250	350
Температурний коефіцієнт K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

Примітка. При температурі $t > 120^0$ C із-за структурних змін в металі необхідне застосування спеціальних матеріалів для виготовлення вальниць.

Таблиця Д.41

Рекомендовані значення базового ресурсу вальниць кочення L_{10ah} для різних типів машин

Тип машини і характер експлуатації	L_{10ah} , година
Прилади і механізми, використовувані періодично, сільськогосподарські машини, побутові прилади	500...4000
Механізми, використовувані протягом коротких періодів часу, монтажні крани, будівельні машини	4000...8000
Відповідальні механізми, що працюють з перервами (допоміжні механізми на силових станціях, конвеєри для потокового виробництва, ліфти, нечасто використовувані металообробні верстати)	8000...12000 тощо
Машини для однозмінної роботи з неповним навантаженням (стаціонарні електродвигуни, редуктори, дробарки)	12000...20000
Машини для однозмінної роботи з повним завантаженням (металоріжучі верстати, деревообробні верстати) устаткування загального машинобудування, підйомні крани, вентилятори, сепаратори, центрифуги, поліграфічне устаткування)	20000...30000
Машини для цілодобового використання (компресори, насоси, шахтні підйомники, стаціонарні електромашини, судові приводи, прокатні стани, текстильні машини)	40000...50000
Гідроелектростанції, печі, що обертаються, двигуни морських суден	60000...100000
Безперервно працюючі машини з високим навантаженням (устаткування папероробних фабрик, енергетичні встановлення, шахтні насоси, грибні вали морських суден)	100000

Значення X і Y для вальниць

<i>Кулькові радіальні однорядні і дворядні</i>													
F_a/C_0	$F_a/VF_r \leq e$				$F_a/VF_r \geq e$				e				
	X		Y		X		Y						
0,014	1		0		0,56		2,30		0,19				
0,028							1,99		0,22				
0,056							1,71		0,26				
0,084							1,55		0,28				
0,11							1,45		0,30				
0,17							1,31		0,34				
0,28							1,15		0,38				
0,42							1,04		0,42				
0,56							1,00		0,44				
<i>Радіально-упорні, конічні та радіальні, що самовстановлюються роликів вальниць</i>													
Однорядні					Дворядні					e			
$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r \geq e$			$F_a/VF_r \geq e$		$F_a/VF_r \leq e$						
X	Y	X	Y		X	Y	X	Y					
1	0	0,4	0,4·ctg α		1	0,45·ctg α	0,67	0,67·ctg α	1,5·tg α				
<i>Радіально-упорні шариковальниць</i>													
α	$i \cdot F_a/C_0$	Однорядні				Дворядні				e			
		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r \geq e$		$F_a/VF_r \geq e$		$F_a/VF_r \leq e$					
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y				
12	0,014	1	0	0,45	1	1,81	2,08	0,74	2,94	0,30			
	0,029									1,62	1,84	2,63	0,34
	0,057									1,46	1,60	2,37	0,37
	0,086									1,34	1,52	2,18	0,41
	0,11									1,22	1,39	1,98	0,45
	0,17									1,13	1,30	1,84	0,48
	0,29									1,04	1,20	1,69	0,52
	0,43									1,01	1,16	1,64	0,54
	0,57									1,00	1,16	1,62	0,54
15	0,015	1	0	0,44	1	1,47	1,65	0,72	2,39	0,38			
	0,029									1,40	1,57	2,28	0,40
	0,058									1,30	1,46	2,11	0,43
	0,087									1,23	1,38	2,00	0,46
	0,12									1,19	1,34	1,93	0,47
	0,17									1,12	1,26	1,82	0,50
	0,29									1,02	1,14	1,66	0,55
	0,44									1,00	1,12	1,63	0,56
	0,58									1,00	1,12	1,63	0,56

18	1	0	1	0,43	1,00	0,02	0,70	1,63	0,57
19				0,41	0,87	0,92			
20				0,67	1,44	0,68			
24									
25									
26									
30									
35, 36				0,78	0,63	1,24	0,80		
40				0,66	0,60	1,07	0,95		
	0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14			
Примітка. i – число рядів тіл кочення									

Таблиця Д.43.

Рекомендація по вибору радіально-упорних кулькових вальниць

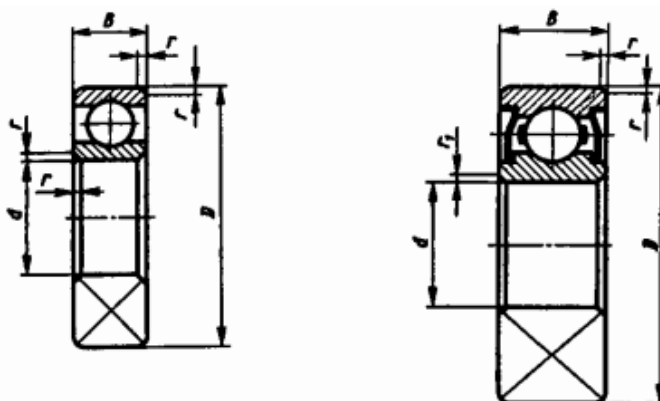
Відношення $F_a/F_{гmax}$	Конструктивне позначення і кут контакту	Осьова складова радіального навантаження S в долях від $F_{гmax}$	Примітка
0,35...0,8	36000; $\alpha=12^\circ$	0,3 $F_{гmax}$	Допустимо використання особливо легкої і надлегкої серій При вельми високих швидкостях легка серія переважно. Для високих швидкостей вальниця з даним кутом контакту непридатна
0,81...1,2	46000; $\alpha=26^\circ$	0,6 $F_{гmax}$	
Пон.1,2	66000; $\alpha=36^\circ$	0,9 $F_{гmax}$	

Примітка. При $F_a/F_{гmax} < 0,35$ застосовують однорядні радіальні кулькові вальниці

Таблиця Д.44

Кулькові радіальні однорядні вальниці

Розміри, мм



Відповідно стандарту
100-200-300-400 (ISO 5753:2009) 80100-80200 (ISO 5753:2009)

продовження табл.Д.44

Умовне позначення	d	D	B	r	Вантажопідйомність, кН		$n_{пр}$, тис.хв ⁻¹	
					Динамічна, C	Статична, C_0		
Особо легка серія								
105		25	47	12	1,0	11,2	5,6	10
106		30	55	13	1,5	13,3	6,8	10
107		35	62	14	1,5	15,9	8,5	8
108	80108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	8
109	—	45	75	16	1,5	21,2	12,2	8
110	—	50	80	16	1,5	21,6	13,2	8
111	—	55	90	18	2	28,1	17	8
112	—	60	95	18	2	29,6	18,3	8
113	—	65	100	18	2	30,7	19,6	3,3
114	—	70	110	20	2	37,7	24,5	6,3
115	—	75	115	20	2	39,7	26,0	5
116	—	80	125	22	2	47,7	31,5	5
117	—	85	130	22	2	49,4	33,5	5
118	—	90	140	24	2,5	57,2	39,0	4
119	—	95	145	24	2,5	60,5	41,5	4
120	—	100	150	24	2,5	60,5	41,5	4
Легка серія								
205		25	52	15	1,5	14,0	6,95	12,5
206		30	62	16	1,5	19,5	10,0	12,5
207		35	72	17	1,5	25,5	13,7	10
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8	10
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6	8
209A	—	45	85	19	2	36,4	20,1	8
210	—	50	90	20	2	35,1	19,8	8
211	—	55	100	21	2,5	43,6	25,0	6,3
212	80212	60	ПО	22	2,5	52,0	31,0	6,3
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	5
214	—	70	125	24	2,5	61,8	37,5	5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	5
216	—	80	140	26	3	70,2	45,0	5
217	—	85	150	28	3	83,2	53,0	5
217A	—	85	150	28	3	89,5	56,5	5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0	4
219	—	95	170	32	3,5	108,0	69,5	4
219A	—	95	170	32	3,5	115,0	74,0	4
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0	4

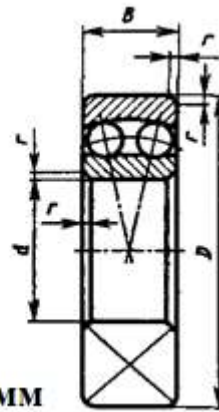
продовження табл.Д.44

Умовне позначення	d	D	B	r	Вантажопідйомність, кН		$n_{пр}$, тис.хв ⁻¹	
					Динамічна, C	Статична, C_0		
Середня серія								
305	25	62	15	2	22,5	11,4	10	
306	30	72	17	2	28,1	14,6	8	
307	35	80	19	2	33,2	18,0	8	
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4	8	
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	6,3	
310	50	110	27	3	65,8	36,0	6,3	
311	55	120	29	3	71,5	41,5	6,3	
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0	5	
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0	5	
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0	5	
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5	4	
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0	4	
316K5	80	170	39	3,5	130,0	89,0	4	
317	85	180	41	4	133,0	90,0	4	
318	90	190	43	4	143,0	99,0	3,2	
319	95	200	45	4	153,0	110	3,2	
319K5	95	200	45	4	161,0	120,0	3,2	
320	100	215	47	4	174,0	132,0	3,2	
Важка серія								
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4	8	
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7	6,3	
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6	6,3	
408	40	110	27	3	63,7	36,5	6,3	
409	45	120	29	3	76,1	45,5	6,3	
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0	5	
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0	5	
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0	4	
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1	4	
414	70	180	42	4	143,0	105,0	4	
415	75	190	45	4	155,0	115,0	4	
416	80	200	48	4	163,0	125,0	4	
417	85	210	52	5	174,0	135,0	4	

Примітка. Приклад позначення кулькової радіальної вальниці важкої серії з посадочним діаметром внутрішнього кільця на вал $d = 50$ мм.

Вальниця 410 ISO 5753:2009

Кулькові радіальні сферичні дворядні вальниці (ISO 15:1998)



Розміри, мм

Умовне позначення	d	D	B	r	Вантажопідіймальність, кН		e	Y*	Y ₀	P _{пр} , тис.хв ⁻¹
					C	C ₀				
Легка вузька серія										
1208	40	80	18	2	19,0	8,55	0,22	2,87/4,44	3,01	10
1209	45	85	19	2	21,6	9,65	0,21	2,97/4,6	3,11	8
1210	50	90	20	2	22,9	10,8	0,21	3,13/4,85	3,28	8
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,2	3,23/5,0	3,39	6,3
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,19	3,41/5,27	3,57	6,3
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,17	3,71/5,73	3,68	5
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,18	3,51/5,43	3,88	5
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,18	3,6/5,57	3,77	5
1216	80	140	26	3	39,7	23,5	0,16	3,94/6,11	4,13	5
1217	85	150	28	3	48,8	28,5	0,17	3,69/5,71	3,87	4
1218	90	160	30	3	57,2	32,0	0,17	3,76/5,82	3,94	4
1220	100	180	34	3,5	63,7	37,0	0,17	3,68/5,69	4,81	3,2
Середня вузька серія										
1305	25	62	17	2,0	17,8	6,0	0,28	2,26/3,49	3,36	8
1306	30	72	19	2,0	21,2	7,7	0,26	2,46/3,8	2,58	8
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,25	2,57/3,98	2,69	8
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,24	2,61/4,05	2,74	8
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,24	2,54/3,93	2,66	6,3
1310	50	110	27	3	43,6	17,5	0,24	2,69/4,14	2,8	6,3
1311	55	120	29	3	50,7	23,5	0,23	2,7/4,17	2,82	5
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,23	2,8/4,83	2,93	5
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,23	2,79/4,31	2,92	5
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,22	2,81/4,35	2,95	4
1315	75	160	35	3,5	79,3	38,5	0,22	2,84/4,39	2,97	4
1316	80	170	37	3,5	88,4	42,0	0,22	2,92/4,52	3,06	4
1317	85	180	41	4	97,5	48,5	0,22	2,90/4,49	3,04	4

продовження табл. Д.45

Умовне позначення	d	D	B	r	Вантажопідйомність, кН		e	Y^*	Y_0	$n_{грн},$ ТИС.ХВ ⁻¹
					C	C_0				
Середня широка серія										
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46/2,25	1,52	6,3
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51/2,33	1,58	6,3
1610	50	110	40	3	67,7	23,6	0,43	1,48/2,29	1,55	5
1611	55	120	43	3	76,1	28,0	0,41	1,53/2,36	1,6	5
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,4	1,56/2,41	1,63	4
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65/2,55	1,73	4
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68/2,59	1,76	4
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68/2,61	1,76	3,2

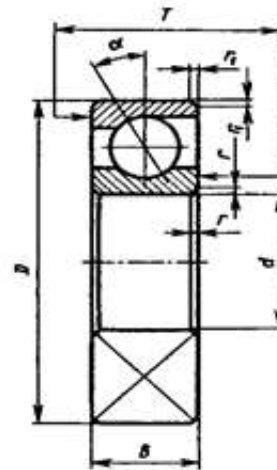
Примітка. * Значення Y : у чисельнику для $F_a/VF_r \leq e$, в знаменнику $F_a/VF_r \geq e$.

При $F_a/VF_r \leq e$ $X=1,0$; при $F_a/VF_r \geq e$ $X=0,65$. Приклад позначення дворядної сферичної радіальної кулькової вальниці середньої широкої серії з посадочним діаметром внутрішнього кільця на вал $d = 50$ мм.

Вальниця 1610 ISO 15:1998

Таблиця Д.46.

Кулькові радіально-упорні однорядні вальниці (ISO 492:2014)



Розміри, мм

Умовне позначення	d	D	B	T	r	r_1	Вантажопідйомність, кН		$n_{гран},$ ТИС.ХВ ⁻¹
							C	C_0	
Легка вузька серія $\alpha = 12^\circ$									
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2	10
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1	8
36210	50	90	20	20	2	1	43Д	27,0	8
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2	8
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3	6,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8	5
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0	5

продовження табл. Д.46

Умовне позначення	d	D	B	T	r	r_1	Вантажопідйомність, кН		$n_{\text{гран}}, \text{ тис.хв}^{-1}$
							C	C_0	
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8	4
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0	4
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0	4
Середня вузька серія $\alpha = 26^\circ$									
46308	40	90	23	–	2,5	1,2	50,8	31,1	6,3
6309	45	100	25	–	2,5	1,2	61,4	37,0	5
46310	50	110	27	–	3	1,5	71,8	44,0	5
46312	60	130	31	–	3,5	2	100,0	65,3	5
46313	65	140	33	–	3,5	2	113,0	75,0	4
46314	70	150	35	–	3,5	2	127,0	85,3	3,2
46316	80	170	39	–	3,5	2	136,0	99,0	3,2
46318	90	190	43	–	4	2	165,0	122,0	2,5
46320	100	215	47	–	4	2	213,0	177,0	2,5
Важка вузька серія $\alpha = 36^\circ$									
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3	5
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3	5
66410	50	130	31		3,5	2	98,9	60,1	3,2
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5	2,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0	1,6
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0	1,25

Примітка. Приклад позначення однорядної радіально - упорної вальниці середньої вузької серії з посадочним діаметром внутрішнього кільця на вал $d = 50$ мм.

Вальниця 46310 ISO 492:2014

Таблиця Д.47.

Коригуючий коефіцієнт надійності a_1

Надійність S %	90	95	96	97	98	99
Позначення ресурсу	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

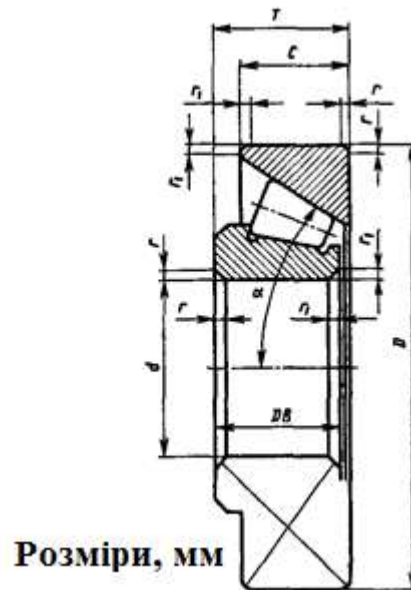
Таблиця Д.48.

Коригуючий коефіцієнт матеріалу і мастила a_{23} (середнє значення)

Тип вальниці	Умови застосування		
	1	2	3
Кулькові вальниці (окрім сферичних)	0,75	1,0	1,3
Роликові конічні вальниці	0,65	0,9	1,2
Роликові вальниці циліндричні і кулькові вальниці сферичні	0,55	0,8	1,1
Роликові вальниці сферичні	0,35	0,6	0,9

Примітка. 1 - звичайні умови роботи (наявність гідродинамічного режиму змащування не гарантовано, звичайний матеріал елементів вальниці, із зазвичайною технологією виготовлення, невеликі перекося кілець, 2 - гарантовано наявність гідродинамічного режиму змащування і невеликі перекося кілець, 3 - ті ж умови змащування і застосування сталей підвищеної якості (електрошлакової або вакуумної переплавки).

Роликові конічні однорядні вальниці (ISO 355:2019)



Умовне позначення	d	D	T	B	c	r	r_1	Вантажопід- йомність, кН		e	Y	Y_0	$n_{\text{Гран}}$, тис. хв ⁻¹
								C	C_0				
Легка серія $\alpha = 12^\circ \div 18^\circ$													
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86	5
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8	5
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88	5
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,8	4
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94	4
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89	3,2
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85	3,2
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78	3,2
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109	0,43	1,38	0,76	2,5
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125	0,38	1,56	0,86	2,5
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131	0,41	1,48	0,81	2,5
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146	0,41	1,49	0,82	2,5
Середня серія $\alpha = 10^\circ \div 14^\circ$													
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66	47,5	0,28	2,16	1,18	4
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83	60	0,28	2,16	1,19	4
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100	75	0,31	1,94	1,06	4
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107	81,5	0,33	1,8	0,99	3,2
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128	96,5	0,3	1,97	1,08	3,2
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146	112	0,3	1,97	1,08	3,2
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170	137	0,31	1,94	1,08	3,2
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180	148	0,33	1,93	1,06	2,5
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230	196	0,31	1,91	1,05	2
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250	201	0,32	1,88	1,03	2

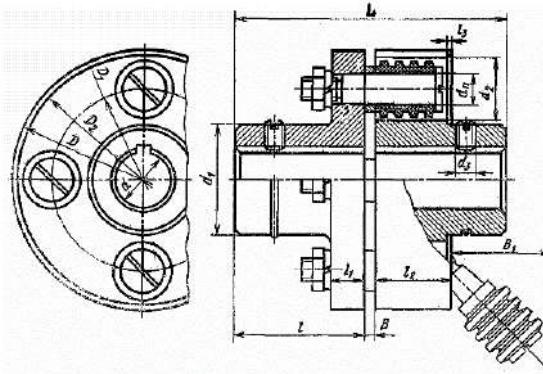
Умо- вне позна- чення	d	D	T	B	c	r	r ₁	Вантажопід- йомність, кН		e	Y	Y ₀	Ппр, тис. хв ⁻¹
								C	C ₀				
Середня широка серія $\alpha = 11^{\circ} \dots 16^{\circ}$													
7608	40	90	35,25	33	29	2,5	0,8	90	67,5	0,3	2,03	1,11	4
7609	45	100	38,25	36	31	2,5	0,8	114	90,5	0,29	2,06	1,13	4
7611	55	120	45,5	44	37	3,0	1,0	160	140	0,32	1,85	1,02	3,2
7612	60	130	48,5	47	39	3,5	1,2	186	157	0,3	1,97	1,08	3,2
7613	65	140	51,0	48	41	3,5	1,2	210	168	0,33	1,83	1,01	3,2
7614	70	150	54,0	51	43	3,5	1,2	240	186	0,35	1,71	0,94	2,5
7615	75	160	58,0	55	47	3,5	1,2	280	235	0,3	1,99	1,20	2,5
7616	85	170	61,5	59	49	3,5	1,2	310	290	0,32	1,89	1,04	2
7618	90	180	67,5	67	54	4,0	1,5	370	365	0,3	1,99	1,2	2
7620	100	215	77,5	73	61	4,0	1,5	460	460	0,31	1,91	1,65	1,6
Легка широка серія $\alpha = 12^{\circ} \dots 16^{\circ}$													
7508	40	80	24,75	24	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87	4
7509	45	85	24,75	24	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79	4
7510	50	90	24,75	24	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78	4
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92	3,2
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84	3,2
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110	98,0	0,37	1,62	0,89	3,2
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125	101	0,39	1,55	0,85	3,2
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130	108	0,41	1,48	0,81	2,5
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143	126	0,40	1,49	0,82	2,5
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162	141	0,39	1,58	0,85	2
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190	171	0,39	1,55	0,85	2
7519	95	170	45,5	46	37	3,5	1,2	230	225	0,38	1,56	0,85	2
7520	100	180	49,0	46	39	3,5	1,2	250	236	0,41	1,49	0,82	1,6
Легка широка серія $\alpha = 12^{\circ} \dots 16^{\circ}$													
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0	0,4	1,5	0,8	3,2
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100	0,4	1,5	0,8	3,2
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120	0,4	1,5	0,8	3,2
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157	130	0,43	1,4	0,8	3,2
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176	155	0,43	1,4	0,8	2,5
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201	180	0,41	1,4	0,8	2
7520A	100	180	49,0	46	39	3,5	1,2	297	280	0,35	1,7	0,9	1,6

Примітка 1. $X_0 = 0,5$.

Примітка 2. Приклад позначення роликів конічної однорядної радіально – упорної вальниці легкої широкої серії з посадочним діаметром внутрішнього кільця на вал $d = 55$ мм.

Вальниця 7511A ISO 355:2019

Муфта пружна втулкова-пальцева (МПВП) ДСТУ 2128 – 93* (довідковий)



Т, Н·м	$\rho_{\max}, \text{XB}^{-1}$	Розміри в мм										
		d		D не більш	L не більш				l			
		1-й ряд	2-й ряд		виконання							
				1	2	3	4	1	2	3	4	
6,3	8800	9		71	43		43	–	20	–	13	–
		10,11			49	43	49	–	23	20	16	–
16	7600	12,14		75	63	53	63	–	30	25	20	
		16			83	59	83	59	40	28	30	18
31,5	6350	16,18		90	84	60	84	60				
63	5770	20,22		100	104	76	104	76	50	36	38	24
125	4600	25,28	30	120	125	89	125	89	60	42	44	26
					165	121	165	121	80	58	60	38
250	3800	32,36	35,38	140	225	169	225	169	110	82	85	56
500	3600	40,45	42									
710	3000	45,50	48,55	190	226	170	226	170	140	105	107	72
		56										
1000	2850	50,56	55	220	286	216	286	216	170	130	135	95
		63	60,65,70									
2000	2300	63,71	65,70,75	250	348	268	348	268	210	170	170	125
		80,90	85									
4000	1580	80,90	85,95	320	350	270	350	270	250	200	205	155
		8000	1450									
16000	1150	100,110	120	400	432	352	432	352	300	240	245	185
		125										
		125	120	500	435	355	432	352	250	200	205	155
		140	130,150	500	515	415	515	415	300	240	245	185
		160	–	500	615	495	615	495	300	240	245	185

Примітка 1. * Скасовано з 01.01.2026 р.

Примітка 2. Напівмуфти можуть виконуватись: виконання 1, 2 - з циліндричними отворами для довгих та коротких кінців валів; виконання 3, 4 - з конічними отворами для довгих та коротких кінців валів;

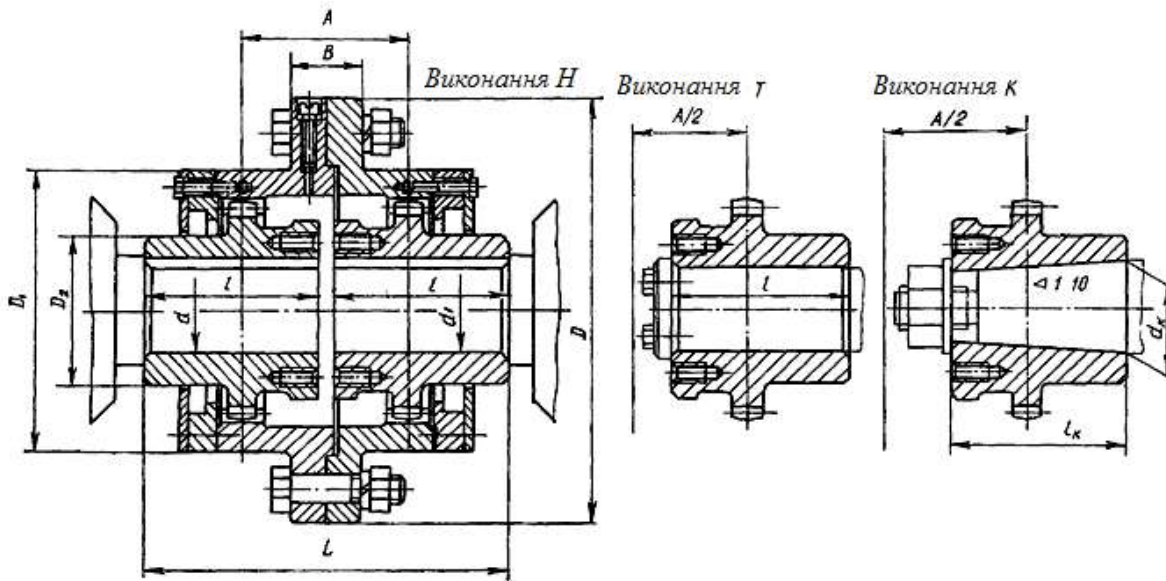
Примітка 3. Приклад умовного позначення пружної втулково-пальцевої муфти з номінальним крутним моментом 250 Н·м. діаметром посадкового отвору $d = 40$ мм, виконання 1, кліматичного виконання У і категорії 3:

Муфта пружна втулково-пальцева 250-40-1 У3 ДСТУ 2128 – 93 (довідковий)

Те ж з номінальним крутним моментом 250 Н·м. Одна з напівмуфт діаметром $d = 32$ мм, виконання 1, інша-діаметром $d = 40$ мм, виконання 4, кліматичного виконання Т і категорії 2:

Муфта пружна втулково-пальцева 250-32-1-40-4 Т2 ДСТУ 2128 – 93 (довідковий)

Основні параметри муфти зубчастої ДСТУ 2742-94*(довідковий)



Номер муфти	T , Н·м	мм										n_{max} , ХВ ⁻¹
		d	d_k	d_1	D	D_1	L		l	l_k	А, не менш	
							МЗ	МПЗ				
1.	710	40	38	60	170	110	115	115	55	55	49	6300
2.	1400	40...50	55	70	185	125	145	145	70	80	75	5000
3.	3150	40...60	55	90	220	150	170	175	85	80	95	4000
4.	5600	45...75	75	100	250	175	215	215	105	105	125	3350
5.	8000	50...90	95	120	290	200	265	240	115	130	145	2800
6.	11800	60...105	—	130	320	230	255	260	125	—	160	2500
7.	19000	65...120	120	150	350	260	285	290	140	165	185	2120
8.	23600	80...140	150	170	380	290	325	330	160	200	210	1900
9.	30000	80...160	—	190	430	330	335	340	165	—	220	1700
10.	50000	80...180	—	210	490	390	365	370	180	—	245	1400

Примітка 1. * Скасовано з 01.01.2026 р.

Примітка 2. Тип муфти МЗ – для безпосереднього з'єднання валів; МЗП – для з'єднання валів із застосуванням проміжного валу.

Примітка 3. Виконання напівмуфт: Н – без торцевого кріплення на валу; Т – з торцевим кріпленням на валу; К – з конічним отвором.

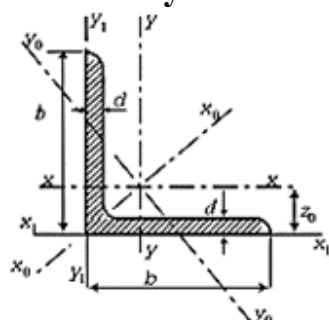
Примітка 4. Діаметр вала d з інтервалу розмірів приймається згідно з табл. В.12;

Примітка 5. Приклад позначення муфти зубчастої, що передає крутний момент

$M_{кр} = 1400$ Н·м, посадочним діаметром $d = 50$ мм, без торцевого кріплення на валу:

Муфта зубчаста 1000 – 50 – Н ДСТУ 2742-94(довідковий)

Кутики сталеві гарячекатані рівнополочні (витяг з ДСТУ 2251:2018)



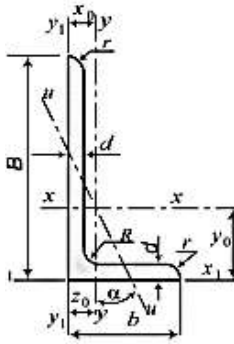
Позначення:

- b - ширина полиці;
 d - товщина стінки;
 J - момент інерції;
 i - радіус інерції;
 z_0 - відстань від центра ваги до зовнішніх граней полиць

Номер профілю	b	d	Площа перерізу, см ²	Довідкові величини для осей								Маса 1м, кг
				x-x		x0-x0		y0-y0		x1-x1	z0, см	
				J _x , см ⁴	i _x , см	J _{x0 max} , см ⁴	i _{x0 max} , см	J _{y0 min} , см ⁴	i _{y0 min} , см			
2	20	3	1,13	0,40	0,59	0,63	0,75	0,17	0,39	0,81	0,60	0,89
		4	1,46	0,50	0,58	0,78	0,73	0,22	0,38	1,09	0,64	1,15
2,5	25	3	1,43	0,81	0,75	1,29	0,95	0,34	0,49	1,57	0,73	1,12
		4	1,86	1,03	0,74	1,62	0,93	0,44	0,48	2,11	0,76	1,46
2,8	28	3	1,62	1,16	0,85	1,84	1,07	0,48	0,55	2,20	0,80	1,27
3	30	3	1,74	1,45	0,91	2,30	1,15	0,60	0,59		0,85	1,36
		4	2,27	1,84	0,90	2,92	1,13	0,77	0,58		0,89	1,78
3,2	32	3	1,86	1,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,63	3,26	0,89	1,46
		4	2,43	2,26	0,96	3,58	1,21	0,94	0,62	4,39	0,94	1,91
3,5	35	3	2,04	2,35	1,07	3,72	1,35	0,97	0,69		0,97	1,60
		4	2,67	3,01	1,06	4,76	1,33	1,25	0,68		1,01	2,10
		5	3,28	3,61	1,05	5,71	1,32	1,52	0,68		1,05	2,58
4	40	3	2,35	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35	1,09	1,85
		4	3,08	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53	1,13	2,42
		5	3,79	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73	1,17	2,97
4,5	45	3	2,65	5,13	1,39	8,13	1,75	2,12	0,89	9,04	1,21	2,08
		4	3,48	6,63	1,38	10,50	1,74	2,74	0,89	12,10	1,26	2,73
		5	4,29	8,03	1,37	12,70	1,72	3,33	0,88	15,30	1,30	3,37
5	50	3	2,96	7,11	1,55	11,30	1,95	2,95	1,00	12,40	1,33	2,32
		4	3,89	9,21	1,54	14,60	1,94	3,80	0,99	16,60	1,38	3,05
		5	4,80	11,20	1,53	17,80	1,92	4,63	0,98	20,90	1,42	3,77
		6	5,69	13,07	1,52	20,72	1,91	5,43	0,98		1,46	4,47
5,6	56	4	4,38	13,10	1,73	20,80	2,18	5,41	1,11	23,30	1,52	3,44
		5	5,41	16,00	1,72	25,40	2,16	6,59	1,10	29,20	1,57	4,25
6,3	63	4	4,96	18,90	1,95	29,90	2,45	7,81	1,25	33,10	1,69	3,90
		5	6,13	23,10	1,94	36,60	2,44	9,52	1,25	41,50	1,74	4,81
		6	7,28	27,10	1,93	42,90	2,43	11,20	1,24	50,00	1,78	5,72
7	70	4,5	6,20	29,0	2,16	46,0	2,72	12,0	1,39	51,0	1,88	4,87
		5	6,86	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	56,7	1,90	5,38
		6	8,15	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,38	68,4	1,94	6,39
		7	9,42	43,0	2,14	68,2	2,69	17,8	1,37	80,1	1,99	7,39
		8	10,70	48,2	2,13	76,4	2,68	20,0	1,37	91,9	2,02	8,37
7,5	75	5	7,39	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6	2,02	5,80
		6	8,78	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9	2,06	6,89
		7	10,10	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	98,3	2,10	7,96
		8	11,50	59,8	2,28	94,9	2,87	24,8	1,47	113,0	2,15	9,02
		9	12,80	66,1	2,27	105,0	2,86	27,5	1,46	127,0	2,18	10,10
8	80	5,5	8,63	52,7	2,47	83,6	3,11	21,8	1,59	93,2	2,17	6,78
		6	9,38	57,0	2,47	94,0	3,11	23,5	1,58	102,0	2,19	7,36
		7	10,80	65,3	2,45	104,0	3,09	27,0	1,58	119,0	2,23	8,51
		8	12,30	73,4	2,44	116,0	3,08	30,3	1,57	137,0	2,27	9,65
9	90	6	10,60	82,1	2,78	130,0	3,50	34,0	1,79	145,0	2,43	8,33
		7	12,30	94,3	2,77	150,0	3,49	38,9	1,78	169,0	2,47	9,64
		8	13,90	106,0	2,76	168,0	3,48	43,8	1,77	194,0	2,51	10,90
		9	15,60	118,0	2,75	186,0	3,46	48,6	1,77	219,0	2,55	12,20

Номер профілю	b	d	Площа перерізу, см ²	Довідкові величини для осей								Маса 1м, кг
				x-x		x ₀ -x ₀		y ₀ -y ₀		x ₁ -x ₁	z ₀ , см	
				J _x	i _x	J _{x0 max}	i _{x0 max}	J _{y0 min}	i _{y0 min}	J _{x1}		
				см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴		
10	100	6,5	12,80	122,0	3,09	193,0	3,88	50,7	1,99	214,0	2,68	10,10
		7	13,80	131,0	3,08	207,0	3,88	54,2	1,98	231,0	2,71	10,80
		8	15,60	147,0	3,07	233,0	3,87	60,9	1,98	265,0	2,75	12,20
		10	19,20	179,0	3,05	284,0	3,84	74,1	1,96	333,0	2,83	15,10
		12	22,80	209,0	3,03	331,0	3,81	86,9	1,95	402,0	2,91	17,90
		14	26,30	237,0	3,00	375,0	3,78	99,3	1,94	472,0	2,99	20,60
		16	29,70	264,0	2,98	416,0	3,74	112,0	1,94	542,0	3,06	23,30
11	110	7	15,20	176,0	3,40	279,0	4,29	72,7	2,19	308,0	2,96	11,90
		8	17,20	198,0	3,39	315,0	4,28	81,8	2,18	353,0	3,00	13,50
12,5	125	8	19,7	294	3,87	467	4,87	122	2,49	516	3,36	15,5
		9	22,0	327	3,86	520	4,86	135	2,48	582	3,40	17,3
		10	24,3	360	3,85	571	4,84	149	2,47	649	3,45	19,1
		12	28,9	422	3,82	670	4,82	174	2,46	782	3,53	22,7
		14	33,4	482	3,80	764	4,78	200	2,45	916	3,61	26,2
		16	37,8	539	3,78	853	4,75	224	2,44	1051	3,68	29,6
14	140	9	24,7	466	4,34	739	5,47	192	2,79	818	3,78	19,4
		10	27,3	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911	3,82	21,5
		12	32,5	602	4,31	957	5,43	248	2,76	1097	3,90	25,5
16	160	10	31,3	774	4,96	1229	6,25	319	3,19	1356	4,30	24,7
		11	34,4	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494	4,35	27,0
		12	37,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633	4,39	29,4
		14	43,3	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911	4,47	34,0
		16	49,1	1175	4,89	1866	6,17	485	3,14	2191	4,55	38,5
		18	54,8	1299	4,87	2061	6,13	537	3,13	2472	4,63	43,0
		20	60,4	1419	4,85	2248	6,10	589	3,12	2756	4,70	47,4
18	180	11	38,8	1216	5,60	1933	7,06	500	3,59	2128	4,85	30,5
		12	42,2	1317	5,59	2093	7,04	540	3,58	2324	4,89	33,1
20	200	12	47,1	1823	6,22	2896	7,84	749	3,99	3182	5,37	37,0
		13	50,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452	5,42	39,9
		14	54,6	2097	6,20	3333	7,81	861	3,97	3722	5,46	42,8
		16	62,0	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4264	5,54	48,7
		20	76,5	2871	6,12	4560	7,72	1182	3,93	5355	5,70	60,1
		25	94,3	3466	6,06	5494	7,63	1438	3,91	6733	5,89	74,0
		30	111,5	4020	6,00	6351	7,55	1688	3,89	8130	6,07	87,6
22	220	14	60,4	2814	6,83	4470	8,60	1159	4,38	4941	5,93	47,4
		16	68,6	3175	6,81	5045	8,58	1306	4,36	5661	6,02	53,8
25	250	16	78,4	4717	7,76	7492	9,78	1942	4,98	8286	6,75	61,5
		18	87,7	5247	7,73	8337	9,75	2158	4,96	9342	6,83	68,9
		20	97,0	5765	7,71	9160	9,72	2370	4,94	10401	6,91	76,1
		22	106,1	6270	7,69	9961	9,69	2579	4,93	11464	7,00	83,3
		25	119,7	7006	7,65	11125	9,64	2887	4,91	13064	7,11	94,0
		28	133,1	7717	7,61	12244	9,59	3190	4,89	14674	7,23	104,5
		30	142,0	8177	7,59	12965	9,56	3389	4,89	15753	7,31	111,4

**Кутики сталеві гарячекатані нерівнополичні
(витяг з ДСТУ 8769:2018)**

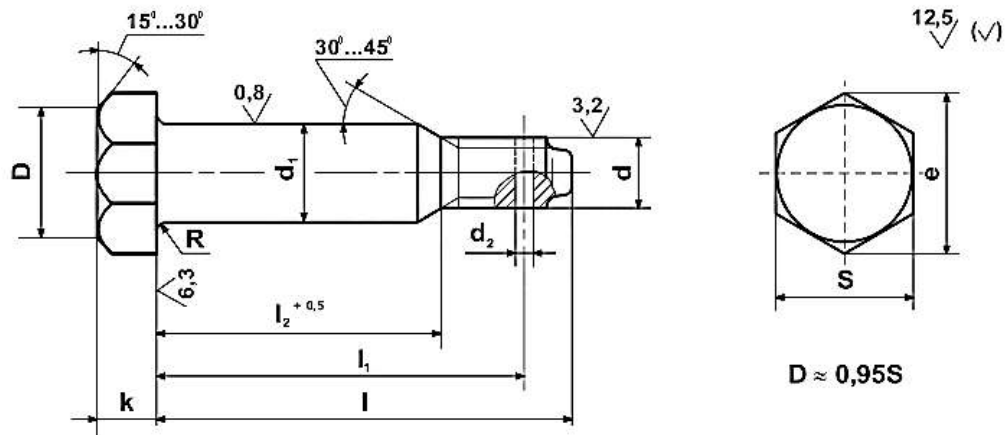


Позначення:
 У - ширина більшої полиці;
 b - ширина меншої полиці;
 d - товщина стінки;
 J - момент інерції;
 i - радіус інерції;
 x₀, y₀ - відстань від центра ваги до
 зовнішніх граней полиць

Номер профілю	Розміри, мм			Площа перерізу, см ²	J _x , см ⁴	i _x , см	J _y , см ⁴	i _y , см	J _{u min} , см ⁴	i _{u min} , см	Кут нахилу осі u, tg α	J _{x1} , см ⁴	J _{y1} , см ⁴	x ₀ , см	y ₀ , см	Маса 1 м, кг
	B	b	d													
2.5/1.6	25	16	3	1.16	0.7	0.78	0.22	0.44	0.13	0.3	0.392			0.42	0.86	0.91
3.2/2	32	20	3	1.49	1.52	1.01	0.46	0.55	0.28	0.43	0.382			0.49	1.08	1.17
			4	1.94	1.93	1.00	0.57	0.54	0.35	0.43	0.374			0.53	1.12	1.52
4/2.5	40	25	3	1.89	3.06	1.27	0.93	0.7	0.56	0.54	0.385			0.59	1.32	1.48
			4	2.47	3.93	1.26	1.18	0.69	0.71	0.54	0.381			0.63	1.37	1.94
			5	3.03	4.73	1.25	1.41	0.68	0.86	0.53	0.374			0.66	1.41	2.37
5/3.2	50	32	3	2.42	6.18	1.6	1.99	0.91	1.18	0.7	0.403			0.72	1.6	1.9
5.6/3.6	56	36	4	3.58	11.4	1.78	3.7	1.02	2.19	0.78	0.406	23.2	6.25	0.84	1.82	2.81
			5	4.41	13.8	1.77	4.48	1.01	2.66	0.78	0.404	29.2	7.91	0.88	1.86	3.46
6.3/4	63	40	4	4.04	16.3	2.01	5.16	1.13	3.07	0.87	0.397	33.0	8.51	0.91	2.03	3.17
			5	4.98	19.9	2.00	6.26	1.12	3.72	0.86	0.396	41.4	10.8	0.95	2.08	3.91
			6	5.90	23.3	1.99	7.28	1.11	4.36	0.86	0.393	49.9	13.1	0.99	2.12	4.63
			8	7.68	29.6	1.96	9.15	1.09	5.58	0.85	0.386	66.9	17.9	1.07	2.20	6.03
7/4.5	70	45	5	5.59	27.8	2.23	9.05	1.27	5.34	0.98	0.406	56.7	15.2	1.05	2.28	4.39
7.5/5	75	50	6	7.25	40.9	2.38	14.6	1.42	8.48	1.08	0.435	83.9	25.2	1.21	2.44	5.69
			8	9.47	52.4	2.35	18.5	1.40	10.9	1.07	0.430	112	34.2	1.29	2.52	7.43
8/5	80	50	5	6.36	41.6	2.56	12.7	1.41	7.58	1.09	0.387	84.6	20.8	1.13	2.60	4.99
			6	7.55	49.0	2.55	14.8	1.40	8.88	1.08	0.386	102	25.2	1.17	2.65	5.92
9/5.6	90	56	5.5	7.86	65.3	2.88	19.7	1.58	11.8	1.22	0.384	132	32.2	1.26	2.92	6.17
			6	8.54	70.6	2.88	21.2	1.58	12.7	1.22	0.384	145	35.2	1.28	2.95	6.70
			8	11.18	90.9	2.85	27.1	1.56	16.3	1.21	0.380	194	47.8	1.36	3.04	8.77
10/6.3	100	63	6	9.59	98.3	3.20	30.6	1.79	18.2	1.38	0.393	198	49.9	1.42	3.23	7.53
			7	11.1	113	3.19	35.0	1.78	20.8	1.37	0.392	232	58.7	1.46	3.28	8.70
			8	12.6	127	3.18	39.2	1.77	23.4	1.36	0.391	266	67.6	1.50	3.32	9.87
			10	15.5	154	3.15	47.1	1.75	28.3	1.35	0.387	333	85.8	1.58	3.40	12.1
11/7	110	70	6.5	11.4	142	3.53	45.6	2.00	26.9	1.53	0.402	286	74.3	1.58	3.55	8.98
			8	13.9	172	3.51	54.6	1.98	32.3	1.52	0.400	353	92.3	1.64	3.61	10.9
12.5/8	125	80	7	14.1	227	4.01	73.7	2.29	43.4	1.76	0.407	452	119	1.80	4.01	11.0
			8	16.0	256	4.00	83	2.28	48.8	1.75	0.406	518	137	1.84	4.05	12.5
			10	19.7	312	3.98	100	2.26	59.3	1.74	0.404	649	173	1.92	4.14	15.5
			12	23.4	365	3.95	117	2.24	69.5	1.72	0.400	781	210	2.00	4.22	18.3
14/9	140	90	8	18.0	364	4.49	120	2.58	70.3	1.98	0.411	727	104	2.03	4.49	14.1
			10	22.2	444	4.47	146	2.56	85.5	1.96	0.409	911	245	2.12	4.58	17.5
16/10	160	100	9	22.9	606	5.15	186	2.85	110	2.20	0.391	1221	300	2.23	5.19	18.0
			10	25.3	667	5.13	204	2.84	121	2.19	0.390	1359	335	2.28	5.23	19.8
			12	30.0	784	5.11	239	2.82	142	2.18	0.388	1634	405	2.36	5.32	23.6
			14	34.7	897	5.08	272	2.80	162	2.16	0.385	1910	477	2.43	5.40	27.3
18/11	180	110	10	28.3	952	5.80	276	3.12	165	2.42	0.375	1933	444	2.44	5.88	22.2
			12	33.7	1123	5.77	324	3.10	194	2.40	0.374	2324	537	2.52	5.97	26.4
20/12.5	200	125	11	34.9	1449	6.45	446	3.58	264	2.75	0.392	2920	718	2.79	6.50	27.4
			12	37.9	1568	6.43	482	3.57	285	2.74	0.392	3189	786	2.83	6.54	29.7
			14	43.9	1801	6.41	551	3.54	327	2.73	0.390	3726	922	2.91	6.62	34.4
			16	49.8	2026	6.38	617	3.52	367	2.72	0.388	4264	1061	2.99	6.71	39.1

Болти із шестигранною зменшеною головкою класу точності А для отворів з під розгортки (витяг з ISO 898-1, DIN 609)

Виконання 1 (Виконання 1а - без отвору під шплинт)



Номинальний діаметр різьби d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
Крок різьби	крупний	1	1,25	1,5	1,75	2		2,5			3	3,5	4	4,5	5
	дрібний	-	1	1,25		1,5					2		3		
Діаметр стержня d_1	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	32	38	44	50
Розмір під ключ S	10	12	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41	50	60	70

Примітка. Розміри болтів у дужках, застосовувати не рекомендується.