

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і
технічного сервісу

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

для самостійної роботи студентів денної та заочної форм навчання
за напрямом підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання
агропромислового виробництва» і 6.010104 «Професійна освіта
Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства»
(Модуль № 8 Нероз'ємні з'єднання)

МИКОЛАЇВ
2015

УДК 681

ББК 34.42

Д 38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 26.03.2015 р., протокол № 7.

Укладач:

О. В. Баранова – асистент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації та технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

Г. О. Іванов – канд.тех.наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет;

В. С. Наливайко – канд.тех.наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2015

ЗМІСТ

Модуль № 8 Нероз'мні з'єднання.....	4
8.1. Загальні відомості.....	4
8.1.2. Конструкція і розрахунок на міцність стикових з'єднань.....	5
8.2. Конструкція і розрахунок напусткових і таврових з'єднань.....	6
8.2.1. Конструкція і розрахунок напусткових з'єднань.....	6
8.2.2. Конструкція і розрахунок таврових з'єднань.....	7
8.2.3. Допустимі напруження для зварних з'єднань.....	9
8.3. Заклепкові з'єднання.....	9
8.3.1. Загальні відомості.....	9
8.3.2. Розрахунок заклепкових з'єднань.....	11
8.4. Паяні та клейові з'єднання.....	12
8.4.1. Паяні з'єднання.....	12
8.4.2. Клейові з'єднання.....	14
8.5. Запитання для самоперевірки.....	15
8.6. Тестові завдання.....	17
Література.....	55

МОДУЛЬ 8

НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

8.1. Загальні відомості

В даний час засвоєна зварка всіх конструкційних сталей, чавуну алюмінієвих сплавів і кольорових металів, пластмас. Зварка дозволяє сполучати деталі, а також виготовляти самі деталі або їх заготовки замінюючи литво. Литі деталі мають масу в 2...3 рази більше, ніж зварні. Зварні конструкції витіснили клепані як з машинобудування, так і з будівництва. Зварні з'єднання – найраціональніший і поширеніший вид нероз'ємних з'єднань, що наближає формою складові деталі до цілих; їх широко застосовують в будівництві та машинобудуванні.

Розроблено багато видів зварки: ручна, автоматична під шаром флюсу, електроконтактна, електронопромінева у вакуумній камері та ін.

Переваги зварних з'єднань:

- можливість отримання виробів великих розмірів (кузови автомобілів, резервуари, ферми, мости та ін.);
- зниження маси в порівнянні з литими деталями до 30...50%, з клепаними – до 20%;
- зниження вартості виготовлення складних деталей в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва;
- мала трудомісткість, невисока вартість обладнання.

До **недоліків** зварних конструкцій відносяться:

- поява залишкових напружень в зварюваних елементах, викривлення, погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень;
- складність і трудомісткість контролю якості зварних швів (візуального, ультразвукового, рентгенівського та ін.);
- місцевий нагрів викликає в зоні термічного впливу зміну механічних властивостей металу.

8.1.2. Конструкція і розрахунок на міцність стикових з'єднань

Стикове зварне з'єднання є найпростішим і надійним. Його застосовують скрізь, де допускає конструкція деталі. Залежно від товщини елементів, що сполучаються, з'єднання виконують з обробкою або без обробки кромek (рис. 8.1). При товщині до 8 мм обробку не проводять. При середніх і великих товщин проводять односторонню або двосторонню обробку кромek з тим, щоб приварить на всю товщину деталі.

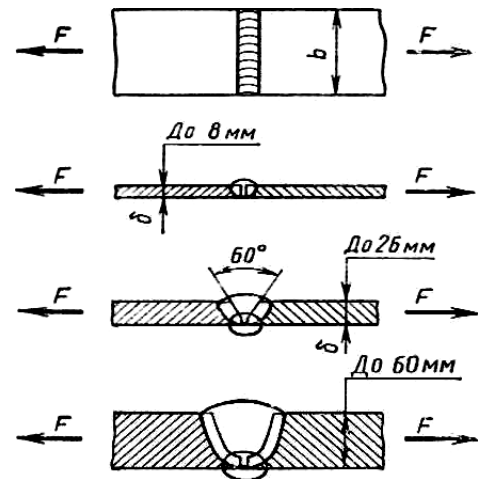


Рис. 8.1

Стикові зварні з'єднання можуть руйнуватися по шву, по зоні термічного впливу, прилеглій до шва ділянка деталі, в якій при зварці відбувається нагрів і зміна механічних властивостей металу. Практикою

встановлено, що при якісній зварці руйнування відбувається по зоні термічного впливу. Тому розрахунок міцності проводиться по перетину основного матеріалу. При розрахунку на розтяг (стиск)

$$\sigma = F / A = F / b \cdot l \langle [\sigma],$$

де l і b – ширина і товщина смуги; $[\sigma]$ – допустиме напруження для зварних з'єднань.

При дії згинаючого моменту

$$\sigma = M / W_{зг}.$$

8.2. Конструкція і розрахунок напукткових і таврових з'єднань

8.2.1. Конструкція і розрахунок напукткових з'єднань

Напукткове з'єднання виконується кутовими швами (рис. 8.2). Залежно від форми поперечного перетину розрізняють кутові шви: нормальні 1, опуклі 3, вигнуті 2. Найбільш поширені нормальні шви.

Основною геометричною характеристикою кутового шва є катет – k . В більшості випадків катет рівний товщині листа.

Залежно від розташування відносно діючої сили розрізняють лобові, флангові (рис. 8.3) та косі шви. Лобовий

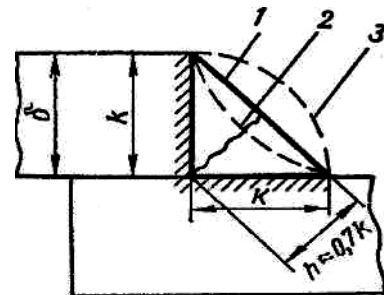


Рис. 8.2

шов розташований перпендикулярно лінії дії сили, а фланговий паралельно.

Основними напруженнями флангового шва є дотичні напруження зрізу в перетині, що проходить по бісектрисі прямого кута.

Висота перетину $h = 0,1k$. Напруження по довжині флангового шва розподіляються нерівномірно: на кінцях шва вони більш ніж в середній частині. На практиці

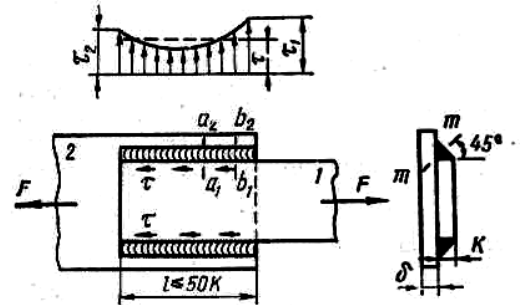


Рис. 8.3

довжину флангових швів обмежують умовою $l_\phi < 50k$. Розрахунок виконують по середній напрузі.

Лобові шви по методиці, прийнятій в інженерній практиці, розраховуються по напруженнях зрізу по перетину, що проходить по бісектрисі прямого кута.

Комбіноване з'єднання лобовими і фланговими швами розраховується на основі принципу розподілу навантаження пропорційно несучої здатності окремих швів. При навантаженні силою отримаємо

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi + 0,7k \cdot l_n} \leq [\tau].$$

8.2.2. Конструкція і розрахунок таврових з'єднань

Таврове з'єднання, в якому елементи з'єднання розташовані у взаємно перпендикулярних площинах. Це з'єднання виконують стиковим швом з обробленням кромки (рис. 8.5, а) або кутовими швами без

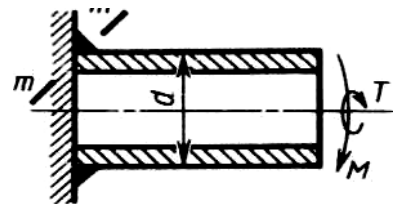
оброблення кромки (рис. 8.5, б). У разі оброблення на всю товщину розрахунок міцності з'єднання проводять по перетину основного матеріалу по нормальних напруженнях

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma_p] \quad \text{або} \quad \sigma_{\text{з}} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{\text{з}}].$$

При зварці без оброблення кромки розрахунок міцності проводять по дотичних напруженнях двох швів. Наприклад при дії розтягуючої сили F

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l} \leq [\tau].$$

При навантаженні крутним моментом круглого елемента. Розглянемо випадок зварки круглого елемента (труби, вала) з листом або круглим фланцем і навантаженого крутним моментом T (рис. 8.4).



При цьому роблять наступні допущення: катет шва

Рис. 8.4

малий в порівнянні з діаметром. Напруження розподілені рівномірно по кільцевому майданчику руйнування шва, рівного $0,7k$, а середній діаметр цього майданчика

$$d_{cp} = d + 0,7k \approx d.$$

Тоді формула для перевірконого розрахунку матиме вигляд

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau].$$

8.2.3. Допустимі напруження для зварних з'єднань

Міцність зварного з'єднання залежить від якості основного матеріалу, визначуваного його здатністю до зварювання, досконалість технологічного

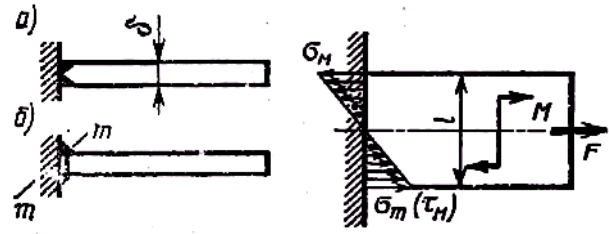


Рис. 8.5

процесу зварки; конструкції з'єднання; характеру діючих навантажень.

Різноманіття чинників, що впливають на міцність зварних з'єднань, а також наближеність і умовність розрахункових формул, викликає необхідність експериментального визначення допустимих напружень. Орієнтовно можна прийняти допустимі напруження зрізу

$$[\tau] = k [\sigma_p],$$

де $k = 0,6 \dots 0,65$ – коефіцієнт, що враховує вид зварки, тип електроду.

Допустимі напруження на розтяг

$$[\sigma_p] = \sigma_T / s.$$

Запас міцності рекомендується приймати в межах $s = 1,4 \dots 1,6$.

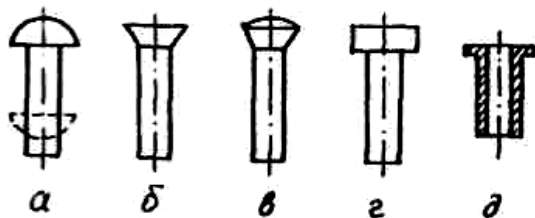
8.3. Заклепкові з'єднання

8.3.1. Загальні відомості

Заклепковим називається нероз'ємне з'єднання, як правило, листових деталей, за допомогою заклепки-стержня з головками на кінцях. Одну з головок, яка називається закладною, виготовляють на заклепці раніше, а

другу (замикаючу) формують при клепанні (рис. 8.5, *a*). Заклепочні з'єднання застосовують у тих випадках, коли недопустиме нагрівання деталей або для з'єднання не зварюваних деталей.

Матеріал заклепок повинен бути достатньо пластичний (для



формування замкаючої головки) і міцний. Для виготовлення заклепок застосовують сталі Ст2, Ст3, 09Г2 та ін.

У практиці машинобудування

застосовують різні види заклепок: з

напівкруглою головкою (ГОСТ 10299-80, рис. 8.5, *a*) – для силових швів; з потайною головкою (ГОСТ 10300-80, рис. 8.5, *б*) – коли недопустимий виступ частин за межі з'єднаних деталей; з плоскою головкою (ГОСТ 14801-85, рис. 8.5, *в*) – для роботи в корозійних середовищах. Існують також напівпорожнисті та порожнисті (ГОСТ 12638-870 – ГОСТ 12640-80, рис.8.5,*д*) заклепки. Листи з'єднують між собою заклепками напустковим (рис. 8.6, *a*) і стиковим з'єднаннями з однією (рис. 8.6, *б*) та двома (рис.8.6,*в*) накладками.

Недоліками заклепочних з'єднань є великі витрати металу і вартість з'єднання.

Досвід експлуатації конструкцій, які мають заклепочні з'єднання, показав, що можливі такі види руйнувань заклепочних з'єднань:

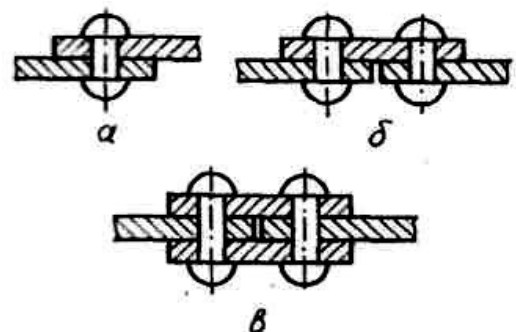


Рис. 8.6

- руйнування стержня заклепки;
- зминання стінок отворів і стержня заклепки;

- руйнування листів, ослаблених отворами.

8.3.2. Розрахунок заклепкових з'єднань

У заклепковому з'єднанні при дії сили F (рис. 8.7) у тілі заклепки виникають напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau_{зр}], \quad (8.1)$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу; d – діаметр стержня заклепки; z – кількість заклепок; $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зрізу.

Необхідно враховувати, що для з'єднання з двома накладками площа зрізу збільшується вдвічі.

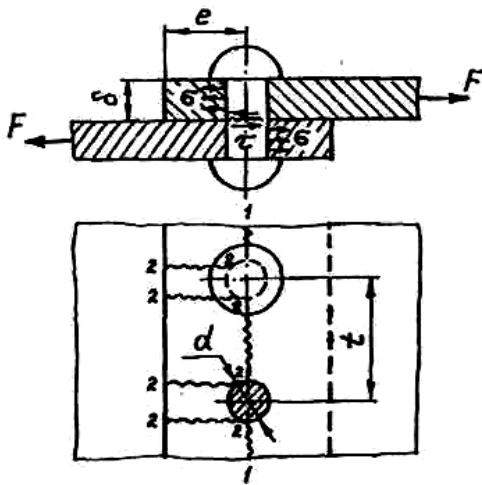


Рис. 8.7

При проектуванні з'єднання з умови (3.1) визначається діаметр заклепки:

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot z \cdot [\tau_{зр}]}}. \quad (8.2)$$

Напруження зминання на стержні заклепки і стінках отворів:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{d \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.3)$$

де $A_{зм}$ – мінімальна площа зминання; δ – мінімальна товщина листів; $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання.

Якщо прийняти достатньо велику кількість заклепок, тобто крок t заклепок буде малий, виникне можливість руйнування листів по ослабленому перерізу 1-1. Умова міцності в цьому випадку матиме вигляд:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta(l - d \cdot z)} \leq [\sigma_p], \quad (8.4)$$

де A – площа перерізу по лінії 1-1; l – довжина з'єднання; $[\sigma_p]$ – допустимі напруження розриву для матеріалу листів.

У випадку, коли заклепки розміщені достатньо близько до краю листів, тобто відстань e (рис. 3.3) мала, можливе руйнування з'єднання по лінії 2-2.

Умова міцності матиме вигляд

$$\tau_{zp}^l = \frac{F}{A_{zp}^l} = \frac{F}{2(e - d/2) \cdot \delta \cdot z} \leq [\tau_{zp}^l], \quad (8.5)$$

де A_{zp}^l – площа зрізу листа; e – відстань до краю листа; $[\tau_{zp}^l]$ – допустимі напруження зрізу для матеріалу листа.

При проектуванні заклепкового з'єднання рекомендується досягати рівноміцності його за всіма критеріями, бо в цьому випадку забезпечується мінімальна металоємкість з'єднання. Наведемо співвідношення для умови рівноміцності заклепки на зріз і зминання в зоні контакту заклепки і отвору, яку можна отримати з умов (8.2) і (8.3)

$$\delta = \frac{\sqrt{\frac{\pi \cdot F \cdot [\sigma_{zp}]}{z}}}{[\sigma_{zm}]}.$$

8.4. Паяні та клейові з'єднання

8.4.1. Паяні з'єднання

Паяні з'єднання – це нероз'ємне з'єднання за рахунок сил молекулярної взаємодії між деталями і припоєм. Припій – це сплав або

метал, який вводиться в розплавленому стані між деталями і має нижчу температуру плавлення, ніж з'єднані деталі. Відмінність паяння від зварювання у відсутності розплавлення деталей, що з'єднуються.

Міцність паяного шва за міцність припою за рахунок розчинення (дифузії) в ньому металу деталей і внаслідок стиснення деформацій у шві.

Пайкою з'єднують деталі різної форми (листи, стержні, труби та ін.) з однорідних або різнорідних матеріалів (чорних і кольорових металів, сплавів, кераміки, скла та ін.). Неметалеві матеріали при цьому попередньо покривають шаром срібла або графіту з наступним покриттям шаром міді гальванічним способом.

Тип паяного з'єднання визначається формою і розміщенням деталей та навантажень і може виконуватись: напуск, стик, тавр та ін.

Припої повинні бути легкоплавкими, мати достатньо високі міцність, пластичність, непроникність. Коефіцієнти лінійного розширення з'єднувальних деталей і припою не повинні сильно різнитися. Найпоширенішими з них є: сплави олова і свинцю ПОС 61, ПОС 40, ПОС 30, ПОС 10 та ін.; олова, свинцю і кадмію (ПОСК); олова, свинцю і сурми (ГОСТ 21930-76*); срібні, олов'яні та олов'яно-свинцеві з вмістом срібла до 10% (ГОСТ 19738-74*); мідно-цинкові сплави.

Розрахунок паяних з'єднань проводять за номінальними напруженнями. Границя міцності на зріз для олов'яно-свинцевих припоїв залежно від матеріалу деталей $\tau_{зр} = 22 \dots 32$ МПа, на розтяг – для більшості марок сталей на 30...40% вище $\tau_{зр}$.

8.4.2. Клейові з'єднання

Клейові з'єднання – це з'єднання неметалевою речовиною за рахунок поверхневого зчеплення (адгезії) і внутрішніх міжмолекулярних зв'язків (когезії) в шарі клею.

Перевагами цих з'єднань є: з'єднання деталей з різнорідних матеріалів, з'єднання тонких листів, менша концентрація напружень, можливість забезпечення герметичності. Основний недолік клейових з'єднань – низька теплостійкість, для більшості клеїв не перевищує 60°C (250°C для теплостійких).

Вибір клею залежить від матеріалів, які потрібно склеїти, і робочих температур. Метали і сплави склеюються між собою і різними неметалевими матеріалами клеями БФ2, БФ4 (розчини синтетичних смол у спирті чи ацетоні), які забезпечують границю міцності при зсуві $\tau_{\sigma} \geq 10$ МПа. Епоксидні клеї ЭД-5, ЭД-6 ($\tau_{\sigma} \geq 4 \dots 5$ МПа) застосовують для склеювання сталі, міді, алюмінію та його сплавів, пластмас. Для склеювання інструмента застосовують клеї на епоксидній основі ТКЛ-75 і ВК-28 (τ_{σ} відповідно дорівнюють 22 та 12 МПа); на основі епоксидних смол, кремнію та органічних матеріалів – ТКМ-75, ВК-13 та інші.

Якість клейового з'єднання значною мірою залежить від способу та якості підготування поверхні. Застосовують механічну, хімічну або одночасно обидві обробки.

8.5. Запитання для самоперевірки

1. Назвіть та охарактеризуйте основні способи з'єднання деталей зварюванням.
2. Які переваги та недоліки зварних з'єднань?
3. Які бувають види зварних з'єднань?
4. Назвіть типи зварних швів. Наведіть приклади.
5. Яка основна умова має бути при розрахунках стикових зварних з'єднань?
6. За якою умовою міцності розраховують кутові зварні шви?
7. Визначте переріз кутового шва, де проходить його руйнування.
8. Наведіть приклади розрахунку на міцність зварного напусткового з'єднання.
9. Наведіть приклад розрахунку на міцність зварного таврового з'єднання.
10. Охарактеризуйте розрахунок на міцність з'єднань, виконаних контактним зварюванням.
11. Від яких факторів залежать допустимі напруження для зварних швів?
12. Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання.
13. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють?
14. Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань.

15. Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їх основних розмірів.
16. Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками?
17. Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання?
18. Яка є різниця в утворенні паяних та клейових з'єднань порівняно із зварними?
19. Які є області застосування паяних і клейових з'єднань, їх переваги та недоліки?
20. Наведіть приклади конструкцій паяних і клейових з'єднань.
21. Від яких конструктивних параметрів залежить міцність паяних і клейових з'єднань?

8.6 Тестові завдання

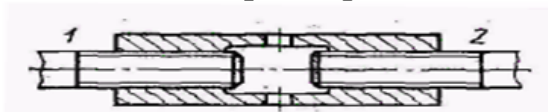
1) Нижче перераховані циліндричні деталі, що використовуються для створення з'єднань.

Які з них не відносяться до різьбових?

1. Штифт
2. Гвинт
3. Шпилька
4. Болт

2) На рисунку показано різьбове стягування. Обертанням середньої деталі за годинною стрілкою забезпечується стягання (зближення) крайніх деталей. При цьому якими повинні бути різьби?

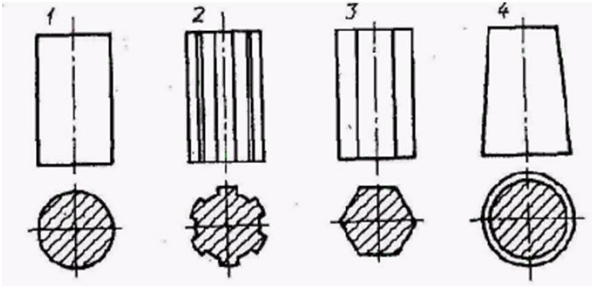
1. Обидві праві.
2. Обидві ліві.
3. Різьба 1 – ліва, різьба 2 – права.
4. Різьба 1 – права, різьба 2 – ліва.



3) Яку з перерахованих різьб слід застосувати в гвинтовому домкраті?

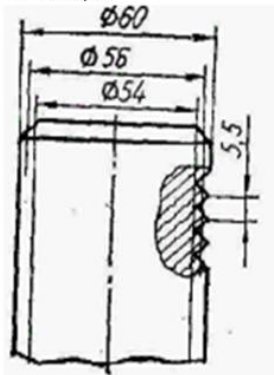
1. Метричну (трикутну)
2. Круглу
3. Трапецеїдальну
4. Наполегливу

4) На якому з приведених на рисунку стержнів не можна нарізувати різьбу?



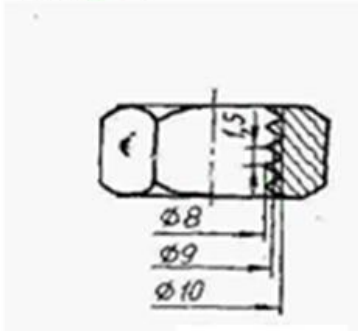
5) На рисунку зображений циліндричний стержень з трикутною метричною різьбою (розміри закруглені до цілих одиниць). Як слід позначити різьбу на кресленні?

1. M54.
2. M56.
3. M60.
4. M5,5.

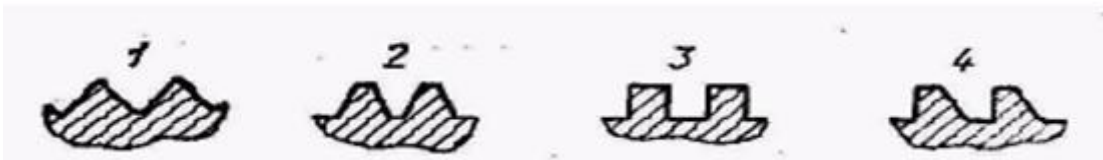


6) На рисунку зображена гайка з трикутною метричною різьбою (розміри закруглені до цілих одиниць). Як слід позначити різьбу на кресленні?

1. M10.
2. M9.
3. M8.
4. M1,5.



7) На рисунку приведені поширені в машинобудуванні профілі різьб. Який з них не стандартизований?

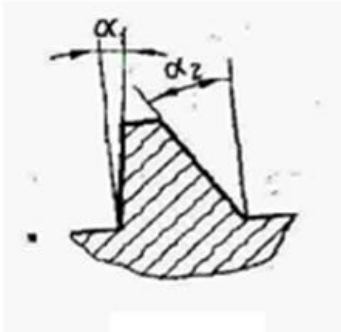


8) Який кут профілю має стандартну трапецеїдальну різьбу?

- 1) $\alpha = 60^\circ$;
- 2) $\alpha = 55^\circ$;
- 3) $\alpha = 30^\circ$;
- 4) $\alpha = 15^\circ$.

9) У стандартній напологливій різьби в скільки разів кут $L1$ менше кута $L2$?

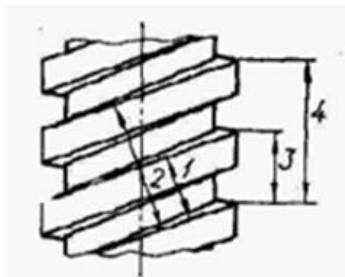
1. У 20 разів.
2. У 10 разів.
3. У 6 разів.
4. У 2 рази.



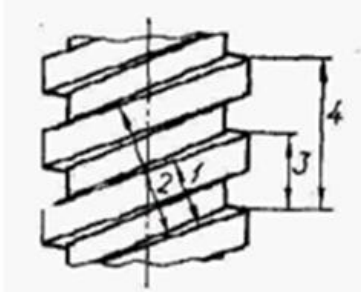
10) Відомо, що у стандартній трикутній метричній різьби кут профілю рівний 60° . Який він у стандартній трикутній дюймовій різьби?

1. Теж рівний 60°
2. Трохи (в межах допуску) відрізняється від 60°
3. Більше 60°
4. Менше 60°

11) На рисунку зображена двозахідна різьба. Яке з вимірювань дає значення кроку різьби?



12) На рисунку зображена двозахідна різьба. Яке з вимірювань дає значення ходу різьби?



13) Однозахідна різьба має крок s . По якій з формул можна розрахувати кут підйому різьби ?

1) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d}$;

2) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d_1}$;

3) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d_2}$;

4) по будь-якій, якщо крок вимірювати на відповідному діаметрі.

14) Різьба має K заходів і крок s . Після якої з формул можна розрахувати кут підйому різьби ? (d_2 - середній діаметр різьби)?

1) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d_2}$;

2) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{Ks}{\pi d_2}$;

3) $\beta = \operatorname{arctg} \frac{s}{K\pi d_2}$;

4) жодна з приведених формул не вірна.

15) Порівнюються різьби основного і дрібного кроку при однаковому зовнішньому діаметрі.

Який з висновків невірний?

1. У дрібній менший кут підйому різьби
2. При дрібній різьби більший (робочий) перетин різьбового стержня
3. Статична несуча здатність дрібної різьби вища, ніж основний
4. Дрібна однозахідна різьба забезпечує більший запас по умові самогальмування, чим основна

16) Яка кількість заходів характерна для кріпильної різьби?

1. Один
2. Два
3. Три
4. Чотири

17) У різьбовій парі (гвинт – гайка) деталі обернулися один щодо одного на один оборот. Як вони змістилися в осьовому напрямі?

1. На величину кроку різьби
2. На величину ходу різьби
3. На величину ходу, збільшеного в число заходів разів
4. На величину ходу, зменшеного в число заходів разів

18) У регулювальному пристрої використовується різьбова пара з двозахідною різьбою та кроком 2мм. Для осьового переміщення, рівного 20мм, скільки разів потрібно повернути гвинт (гайка нерухома)?

1. 20 разів
2. 10 разів
3. 5 разів
4. 2,5 разу

19) Який момент T слід прикласти до однієї з деталей різьбової пари (гвинту або гайці), щоб подолати силу осьового опору Q (без урахування тертя на торці)?

- 1) $T = \frac{1}{2} d_2 Q \operatorname{tg}(\beta + \rho')$;
- 2) $T = d_2 Q \operatorname{tg}(\beta + \rho')$;
- 3) $T = \frac{2Q}{d_2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')$;
- 4) $T = \frac{1}{2} Q \operatorname{tg}(\beta + \rho')$

20) Яку осьову силу Q слід прикласти до однієї з деталей різьбової пари (гвинту або гайці), щоб створити корисний момент T (без урахування тертя на торці)?

- 1) $Q = \frac{2T \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{d_2}$;
- 2) $Q = \frac{2T}{d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}$;
- 3) $Q = \frac{2T \operatorname{tg}(\beta - \rho')}{d_2}$;
- 4) $Q = \frac{2T \operatorname{tg}}{d_2 \operatorname{tg}(\beta - \rho')}$.

21) Кут симетричного профілю різьби, коефіцієнт тертя в різьбі f .

По якій з формул розраховується приведений кут тертя в різьбі ? №?

1) $\rho' = \operatorname{arctg} f \cos \alpha$;

2) $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}$;

3) $\rho' = \operatorname{arctg} \left(f \cos \frac{\alpha}{2} \right)$;

4) $\rho'_1 = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$.

22) Кут симетричного профілю різьби ?; коефіцієнт тертя в різьбі f , кут підйому різьби ?. Як правильно записати умову самогальмування в різьбі (без урахування тертя на торці)?

1) $\beta < \rho$;

2) $\beta > \rho$;

3) $\beta < \rho'$;

4) $\beta > \rho'$

23) По якій формулі розраховується момент тертя на торці гайки (голівки болта)?

1) $T_{TP} = \frac{1}{3} Qf \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$;

2) $T_{TP} = \frac{1}{2} Qf \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$;

3) $T_{TP} = \frac{1}{3} Qf \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1^3 - D_2^3}$;

4) $T_{TP} = \frac{1}{2} Qf \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1^3 - D_2^3}$.

24) Яка з приведених формул для визначення моменту T на гайці (голівки болта) при затягуванні болтового з'єднання до сили Q_z записана з помилкою?

$$1) T \equiv Q \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho') + f \frac{D_{CP}}{d_2} \right];$$

$$2) T \equiv \frac{Q_z}{2} [d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') + f D_{CP}];$$

$$3) T = \frac{Q_z}{2} \left[d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') + f \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} \right];$$

$$4) T = Q_z \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + \frac{f}{3} \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} \right].$$

25) Нижче записані формули, що використовуються для розрахунку коефіцієнту корисної дії ? різьбової пари.

Якою з них слід скористатися для визначення? гвинтового домкрату (з урахуванням тертя на поверхні торця)?

$$1) \eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho')};$$

$$2) \eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho') + f \frac{D_{CP}}{d_2}};$$

$$3) \eta = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho')}{\operatorname{tg}\beta};$$

$$4) \eta = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho')}{\operatorname{tg}\beta + f \frac{D_{CP}}{d_2}}.$$

26) Який із критерій працездатності різьби найбільш ймовірний для ходових (навантажених) гвинтів?

1. зріз витків гвинта
2. зріз витків гайки
3. змінання робочих поверхонь різьби
4. знос робочих поверхонь різьби

27) Нижче приведені формули для перевірочних розрахунків елементів різьби. Якою з них слід перш за все скористатися при перевірці працездатності різьби в болтовому з'єднанні з гайкою, виконаною з матеріалу менш міцного, чим гвинт?

$$1) \tau_{зр} = \frac{Q}{\pi d_1 k H} \leq [\tau]_{зр};$$

$$2) \tau_{зр} = \frac{Q}{\pi d k H} \leq [\tau]_{зр};$$

$$3) \sigma_{зм} = \frac{4Qs}{\pi(d^2 - d_1^2)H} \leq [\sigma]_{зм};$$

$$4) \rho = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)z} \leq [\rho]$$

28) Для визначення потрібного діаметру різьби болта користуються формулою

$$\geq \sqrt{\frac{4P_{роз}}{\pi[\sigma]_{р.б.}}}. \text{ Який діаметр різьби при цьому визначається?}$$

1. Зовнішній d .
2. Середній d_2
3. Внутрішній d_1 .
4. Розрахунковий, декілька більший d_1 .

29) Виконали розрахунок. Яку стандартну метричну різьбу потрібно призначити для з'єднання?

$$\sqrt{\frac{4P_{роз}}{\pi[\sigma]_{п.б.}}} = 14,00 \text{ мм}$$

1. M14.
2. M16.
3. M18.
4. M20.

30) Якою з формул слід скористатися при розрахунках заздалегідь не затягнутого навантажуваного тільки осьовою силою з'єднання?

- 1) $P_{роз} = Q$;
- 2) $P_{роз} = 1,3Q$;
- 3) $P_{роз} = \frac{1,3F}{f}$
- 4) $P_{роз} = 1,3Q_z + xQ$.

31) Якою з формул слід користуватися при розрахунках заздалегідь напруженого (затягнутого) з'єднання, що навантажується тільки зрушуючою силою (болт в отворі поставлений із зазором)?

- 1) $P_{роз} = Q$;
- 2) $P_{роз} = 1,3Q$;
- 3) $P_{роз} = \frac{1,3F}{f}$
- 4) $P_{роз} = 1,3Q_z + xQ$.

32) Якою з формул треба користуватися при розрахунках заздалегідь напруженого (затягнутого) з'єднання, навантажуваного тільки осьовою силою (з урахуванням податливості деталей з'єднання)?

- 1) $P_{роз} = Q$;
- 2) $P_{роз} = 1,3Q$;
- 3) $P_{роз} = \frac{1,3F}{f}$
- 4) $P_{роз} = 1,3Q_z + xQ$.

33) Якою з формул необхідно користуватися при розрахунках заздалегідь напруженого жорсткого (без прокладок) з'єднання, навантаженого тільки осьовою силою?

- 1) $P_{роз} = Q$;
- 2) $P_{роз} = 1,3Q$;
- 3) $P_{роз} = \frac{1,3F}{f}$
- 4) $P_{роз} = 1,3Q_z + xQ$.

34) Як правильно записати умову працездатності болтового з'єднання, що навантажується тільки зрушуючою силою F (болт в отворі стоїть із зазором)?

- 1) $P_{роз} > F$;
- 2) $Q_z > F$;
- 3) $P_{роз} > F$;
- 4) $Q_z f > F$

35) У тілі болта напруженого (затягнутого) з'єднання є дотична напруга. Що викликає цю напругу?

1. Сила попереднього затягування
2. Зрушуючі сили

3. Момент загвинчування гайки

4. Момент тертя в різьбі

36) Болтове з'єднання, що навантажується тільки зрушуючою силою, можна конструктивно створити в двох варіантах: заздалегідь затягнуте з'єднання (болти в отворах стоять із зазором) і заздалегідь не затягнуте з'єднання (болти в отворах стоять без зазорів). Коли вузол буде компактнішим?

1. При першому варіанті

2. При другому варіанті

3. Варіанти рівноцінні

4. Різниця неістотна

37) При визначенні розрахункового навантаження на болт в заздалегідь напруженому (затягнутому) болтовому з'єднанні силу попереднього затягування Q_z завищують в середньому на 30% (коефіцієнт затягування 1,3). Що це враховує?

1. Концентрацію напруги в різьбі

2. Напруга кручення в поперечних перетинах стержня болта

3. Нерівномірність розподілу навантаження по витках різьби

4. Часткове зминання гребінців різьби

38) Від чого залежить коефіцієнт основного навантаження (коефіцієнт податливості стику), використовуваний при визначенні

розрахункового навантаження на болт в напружених (затягнутих) з'єднаннях?

1. Від податливості болта та з'єднаних деталей
2. Від величини зовнішнього навантаження
3. Від величини зусилля затягування
4. Від міцних характеристик матеріалів деталей з'єднання

39) У напруженому (затягуваному) болтовому з'єднанні не спланували опорну поверхню під голівку болта площиною, перпендикулярній осі отвору. Яка напруга виникає в тілі болта?

1. Розтягу
2. Розтягу, кручення
3. Розтягу, згину
4. Розтягу, згину, кручення

40) По якій формулі розраховується коефіцієнт основного навантаження (коефіцієнт податливості стику)?

$$1) \chi = \frac{\lambda_B}{\lambda_B + \lambda_\Phi};$$

$$2) \chi = \frac{\lambda_\Phi}{\lambda_B + \lambda_\Phi};$$

$$3) \chi = \frac{\lambda_B}{\lambda_B - \lambda_\Phi};$$

$$4) \chi = \frac{\lambda_\Phi}{\lambda_B - \lambda_\Phi}$$

\

41)

Що таке податливість болта, фланця (λ_B, λ_Φ)?

1. Деформація від навантаження.
2. Сила, що викликає деформацію.
3. Деформація від одиничної сили.
4. Сила, що викликає одиничну деформацію.

42) Не розкриття стику в болтовому з'єднанні при дії осьової сили забезпечується попереднім затягуванням Q_z . Це попереднє затягування:

1. може бути будь-яким
2. менше сили, що діє
3. рівна силі, що діє
4. більше сили, що діє

43) По якій формулі розраховується сила попереднього затягування Q_z ?

- 1) $Q_z = Q'_z + Q$;
- 2) $Q_z = Q'_z + \chi Q$;
- 3) $Q_z = Q'_z + (1 + \chi)Q$;
- 4) $Q_z = Q'_z + (1 - \chi)Q$

44) Яку рекомендацію використовують при розрахунках з'єднань, які працюють під гідравлічним або газовим тиском?

- 1) $Q'_z \geq 0$
- 2) $Q'_z \approx Q$
- 3) Q'_z повинна забезпечити на стику під навантаженням необхідний тиск;
- 4) Q'_z повинна створювати на стику тертя, що перешкоджає дії зрушуючих сил.

45) Існують наступні способи створення потрібної сили попереднього затягування в болтовому з'єднанні.

Який з них частіше всього використовують в масовому виробництві?

1. загвинчування гайок динамометричними ключами
2. пружне розтягування тіла болта при загвинчуванні гайки
3. нагрів болта (охолодження з'єднаних деталей) при загвинчуванні гайки
4. застосування пружинних шайб

46) По якій з формул визначають розрахункове навантаження на болт, коли враховують пружну податливість болта та з'єднаних деталей?

- 1) $P_{роз} = Q_z + \chi Q$;
- 2) $P_{роз} = 1,3Q_z + \chi Q$;
- 3) $P_{роз} = \chi Q_z + Q$;
- 4) $P_{роз} = \chi Q_z + 1,3Q$.

47) На болтове з'єднання, заздалегідь затягнуте з силою, діє пульсуюча змінна зовнішня осьова сила $0-Q$.

По якій формулі розраховується амплітудна складова напруги в тілі болта ?а?

- 1) $\sigma_a = 0$;
- 2) $\sigma_a = \frac{Q}{2F_B}$;
- 3) $\sigma_a = \frac{\chi Q}{F_B}$;
- 4) $\sigma_a = \frac{\chi Q}{2F_B}$.

48) Болтове з'єднання навантажується циклічно змінною зовнішньою осьовою силою. Стик не жорсткий (з прокладкою). Як слід вести перевірочний розрахунок з'єднання?

1. На запас міцності по амплітудній напрузі
2. На запас міцності по середній напрузі
3. На запас міцності по максимальній напрузі
4. На запас міцності і по амплітудній, і по максимальній напрузі

49) З метою збільшення здатності навантаження болтових з'єднань, що навантажуються зовнішньою силою, яка циклічно діє, застосовують наступні методи. Які з них можуть дати найбільший ефект?

1. підвищення жорсткості стику і зниження жорсткості болта
2. застосування конструкцій деталей з'єднання, що вирівнюють розподіл навантаження між витками, які знаходяться в зачепленні
3. оптимізація профілю різьби (закруглення радіусу профілю витка у основи)
4. технологічні заходи (накатка різьби, обкатка западин та ін.)

50) Із яких сталей в основному виготовляють різьбові деталі на спеціалізованих заводах?

1. низьковуглецевих
2. середньовуглецевих
3. низьколегованих
4. високолегованих

51) При розрахунках на статичну міцність гвинтів напругу, що допускається, розраховують по формулі:

$$[\sigma]_{P.B} = \frac{\sigma_T}{n}. \text{ Запас міцності слід вибрати перш за все з урахуванням чого?}$$

1. Технології виготовлення різьби (нарізана, накатана).
2. Кроку різьби (основний, дрібний).
3. Точність різьби.
4. Розміру різьбової деталі.

52) Розрахунки болтового з'єднання виконані в припущенні, що болт зроблений із сталі 35

($B=540\text{МПа}$; $T=320\text{МПа}$). Який клас міцності повинен бути вказаний в специфікації?

1. 5.6;
2. 5.8;
3. 6.6;
4. 6.8.

53) Що можна віднести до недоліків клемового з'єднання?

1. передає крутний момент і осьову силу за рахунок сил тертя
2. не вимагає шпонки
3. не ослабляє вал
4. дозволяє закріплювати деталь в будь-якому місці на валу

54) Для чого в основному призначено шпонкове з'єднання?

1. Для передачі розтягуючих сил
2. Для передачі зрушуючих сил
3. Для передачі згинального моменту
4. Для передачі крутного моменту

55) Яка з перерахованих шпонок має постійний на робочій довжині перетин?

1. Клинова фрикційна
2. Клинова врізна
3. Призматична звичайна
4. Сегментна

56) Залежно від чого вибирають перетин шпонки за стандартом?

1. Величини передаточного моменту
2. Характеру навантаження
3. Матеріалу шпонки
4. Діаметру валу

57) Яка з перерахованих шпонок дозволяє створювати напружене з'єднання?

1. Призматична
2. Напрямна
3. Фрикційна
4. Сегментна

58) З'єднання якою шпонкою може передавати осьове зусилля?

1. Круглою
2. Призматичною
3. Сегментною
4. Фрикційною

59) У з'єднанні якою шпонкою не потрібна додаткова обробка валу?

1. Клиноюю врізною
2. Клиноюю фрикційною
3. Призматичною
4. Сегментною

60) Як виконуються шпонкові канавки на валах?

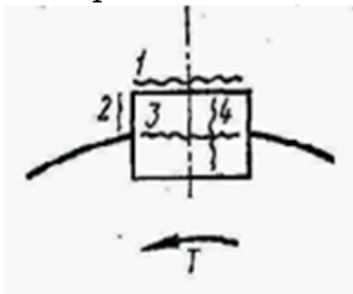
1. Свердленням і розгортанням
2. Фрезеруванням (дисковою і торцевою фрезою)
3. Долбленням
4. Простяганням

61) Що є основним критерієм працездатності ненапруженого шпонкового з'єднання?

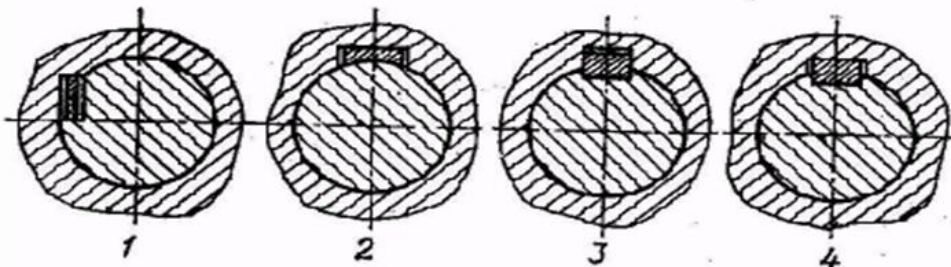
1. Згинальна міцність шпонки
2. Відсутність зминання робочої грані шпонки
3. Міцність шпонки на зріз
4. Міцність шпонки на стиснення

62) У ненапруженому з'єднанні, яке місце шпонки найбільш навантажене?

1. Поверхня 1.
2. Поверхня 2.
3. Перетин 3.
4. Перетин 4.



63) На рисунку показаний поперечний перетин різних шпонкових з'єднань. Яке з них сконструйоване невірно?



64) Яка шпонка більше всього послаблює вал?

1. Призматична
2. Фрикційна
3. Клинова
4. Сегментна

65) По якій формулі слід визначати напругу зминання на робочій грані призматичної шпонки?

1) $\sigma_{3M} \cong \frac{8T}{d_B k l_P}$;

2) $\sigma_{3M} \cong \frac{4T}{d_B k l_P}$;

3) $\sigma_{3M} \cong \frac{2T}{d_B k l_P}$;

4) $\sigma_{3M} \cong \frac{T}{d_B k l_P}$

66) По якій формулі слід визначати момент, який може передати з'єднання з двома направляючими шпонками?

1) $T = \frac{1}{4} d_B k l_P [\rho]$;

2) $T = \frac{1}{2} d_B k l_P [\rho]$;

3) $T = d_B k l_P [\rho]$;

4) $T = 2 d_B k l_P [\rho]$.

67) Яка з вказаних шпонок не відноситься до групи клинових шпонок?

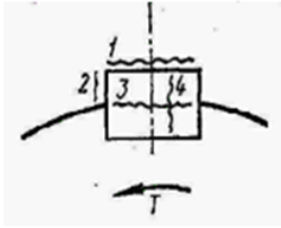
1. Шпонка на «лисці»
2. Сегментна
3. Фрикційна
4. Тангенціальна

68) Порівнюючи напружене шпонкове з'єднання клиновими і ненапружене призматичними шпонками, відзначають, що напружене з'єднання: 1) працює широкою (великою) гранню шпонки; 2) дозволяє передавати і момент, і осьову силу; 3) вимагає огорожі при шпонках з голівкою; 4) викликає радіальний зсув осі ступиці щодо осі валу; 5) без зазору; 6) може створювати перекося. Скільки з перерахованих якостей можна вважати позитивними?

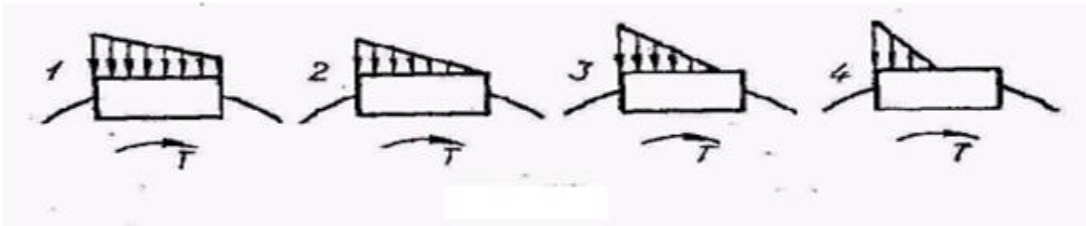
1. Два
2. Три
3. Чотири
4. П'ять

69) У напружених (клиновими шпонками) шпонкових з'єднаннях яке місце шпонки найбільш навантажене?

1. Поверхня 1.
2. Поверхня 2.
3. Перетин 3.
4. Перетин 4.



70) Вкажіть по рисунку, який варіант розподілу напруги на робочій грані шпонки в напруженому з'єднанні береться за розрахунковий?



71) Якою з формул для розрахунку напружених шпонкових з'єднань треба скористатися при визначенні моменту, який можна передати фрикційною шпонкою?

$$1) T \leq \frac{bl_P}{12} \left[b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd_B \right] [\sigma]_{3M};$$

$$2) T \leq \frac{bl_P}{24} \left[2b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd_B \right] [\sigma]_{3M}$$

$$3) T \leq \frac{bl_P}{2} \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd_B [\sigma]_{3M};$$

$$4) T \leq \frac{bl_P}{2} \left(1 + \frac{4}{\pi} f \right) d_B [\sigma]_{3M}.$$

72) Під яким кутом один до одного розташовують зазвичай тангенціальні шпонки?

1. 180°
2. 120°
3. 90°
4. 60°

73) Розрахунок показав, що шпонка в з'єднанні перенапружена. Що слід зробити?

1. Перейти на інший типорозмер шпонки (збільшити перетин $b \cdot h$)
2. Змінити матеріал шпонки
3. Змінити посадку шпонки в ступиці деталі або на валу
4. Збільшити число шпонок

74) Якщо за розрахунком в з'єднанні повинні бути дві різні клинові шпонки, під яким кутом їх слід розміщувати?

1. 180°
2. 120°
3. 90°
4. 60°

75) Вал і ступиця деталі виконані із сталі 45. Підберіть доцільний матеріал для шпонки:

- 1) ст. 3 ($\sigma_T = 240 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 440 \text{ МПа}$);
- 2) ст. 45 ($\sigma_T = 360 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 610 \text{ МПа}$);
- 3) ст. 6 ($\sigma_T = 300 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 600 \text{ МПа}$);
- 4) ст. 55 ($\sigma_T = 390 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 660 \text{ МПа}$).

76) Вкажіть значення напруги зминання для розрахунку шпонкових з'єднань стандартними шпонками, що рекомендуються:

- 1) $[\sigma]_{зМ} = (10:30) \text{ МПа};$
- 2) $[\sigma]_{зМ} = (30:80) \text{ МПа};$
- 3) $[\sigma]_{зМ} = (80:150) \text{ МПа};$
- 4) $[\sigma]_{зМ} = (150:250) \text{ МПа};$

77) Якщо шліцьові з'єднання порівняти зі шпонковими, то яка з цих характеристик не відповідає дійсності?

1. більш технологічні
2. більше ослабляє вал
3. має велику здатність навантаження
4. краще центрує деталь на валу

78) Який профіль шліців не стандартизований?

1. Всі
2. Прямобічний
3. Евольвентний
4. Трикутний

79) Яку з основних характеристик прямобічного шліцьового профілю не включають в стандартне позначення профілю?

1. внутрішній діаметр
2. зовнішній діаметр
3. число шліців
4. ширина шліца

80) Стандарт передбачає три серії з'єднань прямобічного профілю: легку, середню, важку. У чому основна відмінність профілів різних серій?

1. Різний зовнішній діаметр при однаковому внутрішньому
2. Різний внутрішній діаметр при однаковому зовнішньому
3. Різне число зубів при однакових діаметрах
4. Різний матеріал (для важчої серії кращий матеріал)

81) Сталева загартована деталь закріплюється на термічно необробленому валу за допомогою шліцьового з'єднання. Яку систему центрування доцільно призначити?

1. По зовнішньому діаметру
2. По внутрішньому діаметру
3. По бічних гранях
4. Байдуже яку

82) Що є основним критерієм працездатності нерухомого шліцьового з'єднання?

1. Зріз шліців
2. Згин шліців
3. Зминання шліців
4. Знос шліців

83) Яку з основних характеристик евольвентного шліцьового профілю не включають в стандартне позначення профілю?

1. зовнішній діаметр
2. внутрішній діаметр
3. число шліців
4. модуль

84) Проектується рухоме під навантаженням шліцьове з'єднання.

Які профілі можна призначити?

1. Прямобічний, евольвентний, трикутний
2. Прямобічний, евольвентний
3. Прямобічний, трикутний
4. Евольвентний, трикутний

85) Який кут профілю має основна рейка для евольвентних шліців?

- 1) $\alpha = 10^\circ$;
- 2) $\alpha = 20^\circ$;
- 3) $\alpha = 30^\circ$;
- 4) $\alpha = 40^\circ$.

86) З приведених наближених формул для розрахунків шліцьового з'єднання прямобічного профілю вказати записану невірно.

- 1) $T \leq \frac{1}{2} z h l d_{CP} \psi [\sigma]_{3M}$;
- 2) $T \leq \frac{1}{4} z (D - d) l d_{CP} \psi [\sigma]_{3M}$;
- 3) $T \leq \frac{1}{8} z (D^2 - d^2) l \psi [\sigma]_{3M}$;
- 4) $T \leq \frac{1}{8} z (D^2 + d^2) l \psi [\sigma]_{3M}$.

87) Приведені наближені формули для розрахунків різних шліцьових з'єднань. Яку з них слід використовувати для розрахунків з'єднання з евольвентними шліцями?

- 1) $T \leq \frac{1}{2} z h l d_{CP} \psi [\sigma]_{3M}$;
- 2) $T \leq \frac{1}{8} z (D^2 - d^2) l \psi [\sigma]_{3M}$;
- 3) $T \leq \frac{1}{2} z^2 m^2 l \psi [\sigma]_{3M}$;
- 4) $T \leq \frac{1}{4} z^2 (D - d) l m \psi [\sigma]_{3M}$.

88) У формули для розрахунків шліцьових з'єднань входить коефіцієнт

$\psi \cong 0,75$. Що він враховує?

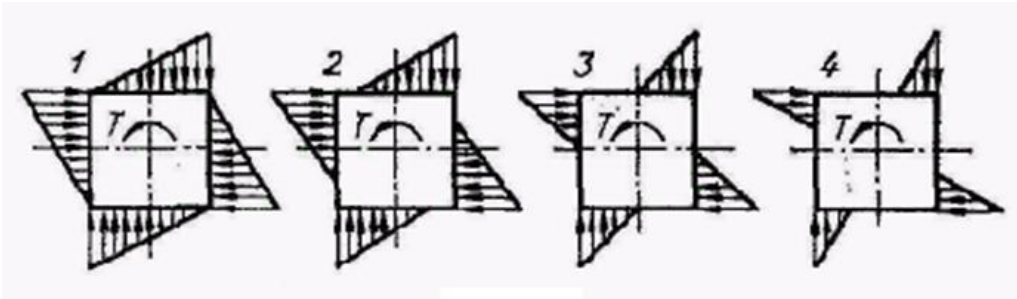
1. Нерівномірність розподілу навантаження по шліцах.
2. Характер навантаження.
3. Характер призначеної посадки.
4. Запас зчеплення.

89) Яке з профільних (безшпоночних) з'єднань ступиці з валом найтехнологічніше?

1. «На шестикутник»
2. «На квадрат»

3. «На трикутник»
4. На основі «рівноосного профілю»

90) Вкажіть, на яку епюру розподіли навантаження по робочій грані орієнтуються при розрахунках ненапруженого з'єднання «на квадрат»:



91) Для розрахунку профільного з'єднання «на квадрат» запропонована формула

$$T \leq \frac{1}{3} b^2 l_p \psi [\sigma]_{3M}. \text{ Що мається на увазі:}$$

1. Рухоме в осьовому напрямі з'єднання.
2. Нерухоме напружене.
3. Нерухоме ненапружене з'єднання.
4. Формула невірна.

92) Для чого призначені клинові з'єднання?

1. Для передачі моменту
2. Для передачі осьового зусилля
3. Для передачі радіального зусилля
4. Для передачі колового зусилля

93) Яке з перерахованих якостей клинових з'єднань обмежило його розповсюдження?

1. сприймає навантаження тільки в осьовому напрямі
2. має просту конструкцію
3. швидко збирається (розбирається)
4. виготовлення деталей пов'язане з доведенням ручної операції

94) Форма клину характеризується двома основними параметрами: типом клину (односкосний, двоскосний) і формою поперечного перетину (бічні робочі грані плоскі або циліндричні). Які мають перевагу?

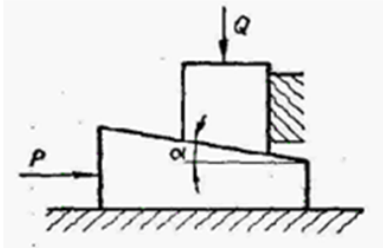
1. Односкосний з плоскими робочими гранями
2. Двоскосний з плоскими робочими гранями
3. Односкосний з циліндричними робочими гранями
4. Двоскосний з циліндричними робочими гранями

95) Клинни роблять з ухилами. Який із них нехарактерне для силових клинових з'єднань?

1. 1 – 100
2. 1 – 40
3. 1 – 30
4. 1 – 10

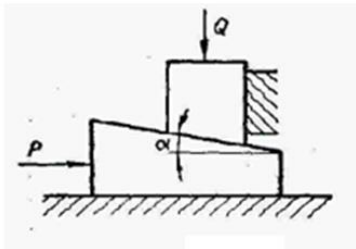
96) На рисунку зображена клинова пара. Якщо сила P – що діє, а сила Q – корисний опір, яке співвідношення між ними (? – кут тертя)?

- 1) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \operatorname{tg}\rho]$;
- 2) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg}\rho]$;
- 3) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \operatorname{tg}\rho]$;
- 4) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) + \operatorname{tg}\rho]$.



97) На рисунку зображена клинова пара. Якщо сила Q – що діє, а сила P – корисний опір, яке співвідношення між ними (– кут тертя)?

- 1) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \operatorname{tg}\rho]$;
- 2) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg}\rho]$;
- 3) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \operatorname{tg}\rho]$;
- 4) $P = Q[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) + \operatorname{tg}\rho]$.



98) Вкажіть умову самогальмування клинового з'єднання.

- 1) $2\alpha \leq \rho$;
- 2) $\alpha \leq \rho$;
- 3) $\alpha \leq 2\rho$;
- 4) $\alpha \leq 4\rho$

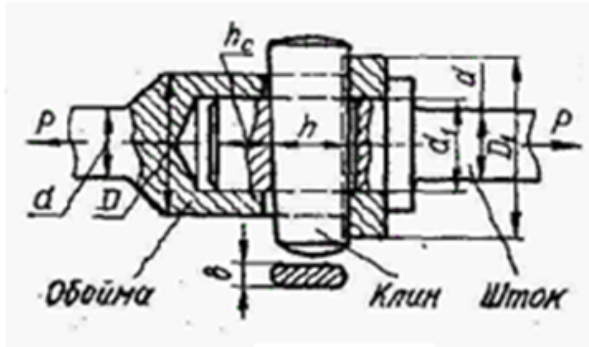
99) На рисунку зображено клинове з'єднання. Його проектування виконується зазвичай по умовних співвідношеннях розмірів:

$$b \approx 0,25d; \quad h \approx 1,8d; \quad d_1 \approx 1,4d;$$

$$D \approx 1,4d_1; \quad D_1 \approx 2d_1; \quad h_c \approx 0,6d.$$

Як вибираються матеріали для деталей з'єднання?

1. Всі деталі з одного матеріалу.
2. Шток міцніший за клин і обойму.
3. Клин міцніше за шток і обойму
4. Обойма міцніша за клин і шток.



100) По якій формулі виконується перевірочний розрахунок на відсутність зминання поверхні контакту клину з штоком в напруженому з'єднанні?

- 1) $\sigma_{зМ} = \frac{1,25P}{db} \leq [\sigma]_{зМ};$
- 2) $\sigma_{зМ} = \frac{1,25P}{d_1b} \leq [\sigma]_{зМ};$
- 3) $\sigma_{зМ} = \frac{1,25P}{D_1b} \leq [\sigma]_{зМ};$
- 4) $\sigma_{зМ} = \frac{1,25P}{(D_1 - d_1)b} \leq [\sigma]_{зМ}.$

101) По якій формулі виконується перевірочний розрахунок згинальної міцності клину ($D_1=2d_1$)?

$$1) \sigma_{зГ} = \frac{9}{4} \frac{Pd_1}{bh^2} \leq [\sigma]_{зГ} ;$$

$$2) \sigma_{зГ} = \frac{8}{4} \frac{Pd_1}{bh^2} \leq [\sigma]_{зГ} ;$$

$$3) \sigma_{зГ} = \frac{6}{4} \frac{Pd_1}{bh^2} \leq [\sigma]_{зГ} ;$$

$$4) \sigma_{зГ} = \frac{5}{4} \frac{Pd_1}{bh^2} \leq [\sigma]_{зГ}$$

102) Чим відрізняються розрахунки на міцність напруженого і ненапруженого клинового з'єднання?

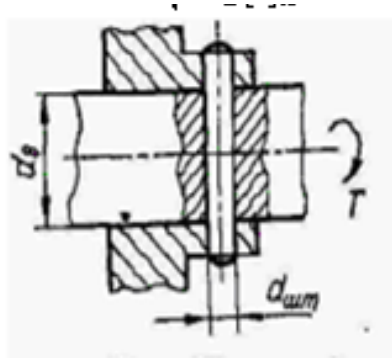
1. Не відрізняються
2. При розрахунку напруженого з'єднання розрахункове навантаження можна знизити
3. При розрахунку напруженого з'єднання розрахункове навантаження завищують до 50%
4. При розрахунку напруженого з'єднання розрахункове навантаження завищують до 100%

103) З якої умови визначають діаметр кріпильного штифта?

1. з умови розрахунку штифта на зминання
2. на стиснення
3. на зріз
4. на згин

104) На рисунку показано закріплення деталі на валу штифтом. По якій формулі визначається діаметр штифта?

- 1) $d_{шт} \geq \sqrt{\frac{8T}{\pi d_B [\tau]_{3P}}}$;
- 2) $d_{шт} \geq \sqrt{\frac{4T}{\pi d_B [\tau]_{3P}}}$;
- 3) $d_{шт} \geq \sqrt{\frac{2T}{\pi d_B [\tau]_{3P}}}$;
- 4) $d_{шт} \geq \sqrt{\frac{T}{\pi d_B [\tau]_{3P}}}$.



105) Якими вважаються з'єднання з гарантованим натягом?

1. Роз'ємними
2. Частково роз'ємними
3. Роз'ємними в деяких випадках
4. Нероз'ємними

106) Який метод збільшує надійність і несучу здатність з'єднань з гарантованим натягом:

1. пресування
2. пресування з підігрівом охоплюючої деталі
3. нагрівання охоплюючої деталі
4. охолодження охоплюваної деталі

107) Для визначення температури нагріву або охолодження деталі, що забезпечує вільну збірку з'єднань з гарантованим натягом, використовується формула

$t^{\circ} = \frac{\delta_{\max} + \delta_o}{\alpha d 10^3} + t^{\circ}_1$. У яких одиницях треба підставляти δ_{\max} і δ_o в цю формулу?

1. У метрах.
2. У сантиметрах.
3. У міліметрах.
4. У мікрометрах.

108) Як можна навантажувати з'єднання з гарантованим натягом?

1. Тільки осьовою силою
2. Крутним моментом
3. Згинаючим моментом
4. Осьовою силою, крутним і згинаючим моментами одночасно

109) Яку з формул, що використовується для розрахунків здатності навантаження циліндричного з'єднання з гарантованим натягом слід використовувати для визначення максимального крутного моменту, який може передати з'єднання?

- 1) $\leq f p \pi d l$;
- 2) $\leq \frac{1}{2} f p \pi d^2 l$;
- 3) $\leq \frac{1}{3} p \pi d l^2$
- 4) такий вираз не приведений

110) У з'єднанні з гарантованим натягом посадочний тиск p і натяг ? зв'язує формула Ляме:

$$p = \frac{\delta}{10^3 d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \text{ (МПа)}; C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2.$$

У яких одиницях підставляється у формулу натяг?

1. У метрах.
2. У сантиметрах.
3. У міліметрах.
4. У мікрометрах.

111) При перевірці міцності з'єднання з гарантованим натягом з'ясувалося, що ступиця недостатньо міцна.

Яка з пропозицій позбавлена фізичного сенсу?

1. збільшити її довжину
2. збільшити довжину і зовнішній діаметр
3. збільшити зовнішній діаметр
4. поліпшити матеріал

112) Як з'єднання з гарантованим натягом впливає на втомну міцність валів?

1. Знижує
2. Підвищує
3. Не впливає
4. Залежно від конструкції може і знижувати й підвищувати

113) При якому з вказаних нижче способів збірки з'єднання з гарантованим натягом слід прагнути до максимальної чистоти обробки контактуючих поверхонь?

1. Пресування

2. Пресування з підігрівом охоплюючої деталі
3. Нагріванням охоплюючої деталі
4. Охолодженням охопленої деталі

114) У з'єднаннях з гарантованим натягом замінюють первинні розміри не посадочні діаметри деталей.

Якщо порожнистий вал замінити суцільним, яким стане зовнішній діаметр ступиці за інших рівних умов?

1. Більше
2. Менше
3. Не зміниться
4. Залежатиме від первинного співвідношення посадочного і внутрішнього діаметрів валу

Література

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.

9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.

Для довідок

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

для самостійної роботи студентів денної та заочної форм навчання
за напрямом підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання
агропромислового виробництва» і 6.010104 «Професійна освіта
Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства»
(Модуль № 8 Нероз’ємні з’єднання)

Укладач: Баранова Олена Володимирівна

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 100 прим. Зам. № ____