

**Міністерство освіти і науки України
Житомирський державний технологічний університет**

В. Є. Стаценко

ДЕТАЛІ МАШИН

**Методичні вказівки і контрольні завдання
Розділ “З’єднання”**

**для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі і
автомобільне господарство”**

**Житомир
2004**

Деталі машин Методичні вказівки і контрольні завдання. Розділ “З’єднання” для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі і автомобільне господарство” / Стаценко В. Є. – Житомир: ЖДІУ, 2004 – 99 с.

Затверджено на засіданні кафедри А і МТС Житомирського державного технологічного університету. Протокол № 1 від 28. 08. 2003 р.

Викладено рекомендації з вибору допустимих напружень і запасів міцності рознімних і нерознімних з’єднань, що розраховуються. Приведені завдання до розрахунково-графічної роботи і методичні вказівки їх виконання й оформлення, а також приклади розрахунку. Призначені для самостійного опанування студентами сучасних методів інженерних розрахунків і конструювання деталей машин.

Рецензенти: к.т.н., доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Гонтаровський В. П.
к.т.н., доцент кафедри машинобудування і конструювання технічних систем Серов В. В.

Вступ

Оволодіння сучасними методами інженерних розрахунків і конструювання деталей машин неможливо без самостійної роботи студентів.

Ціль самостійної роботи – прищепити студентам навички у вирішенні задач, зв'язаних з визначенням розрахункових схем, обґрунтуванням розрахункових формул, вибором конструкційних матеріалів, допустимих напружень і запасів міцності, вмінням користуватися довідниками, стандартами, та вивченням конструкцій за кресленнями.

1. Загальні положення

Методичні вказівки до теми "З'єднання" мають на меті надати допомогу студентам як при вивченні теоретичного матеріалу про рознімні і нерознімні з'єднання, так і при виконанні відповідних завдань розрахунково-графічної роботи. Вони також допоможуть організувати самостійну роботу студентів заочної форми навчання. У даних вказівках приведені задачі, включені в самостійну роботу, а також ті, що відносяться до розділів курсу "З'єднання" та "Передача гвинт – гайка". При вивченні розділу "З'єднання" студентам необхідно освоїти методику розрахунку типових з'єднань, широко застосовуваних у машинобудуванні. Тому в завдання (Додаток 1) включені наступні види з'єднань: зварні, клейові, заклепкові, болтові (гвинтові), шпонкові, зубчасті (шліцьові), штифтові, клинові. Надаються рекомендації з вибору допустимих напружень, і запасів міцності з'єднань, що розраховуються. Описано особливості і послідовність розв'язку задач, а також вказівки їхнього оформлення. Наведені приклади розрахунку типових задач, приводяться літературні джерела, використані при складанні завдань на самостійну роботу і тих, що рекомендуються [3; 4; 6; 10; 11] для вивчення загальних теоретичних питань і використання при виконанні розрахунків [1–4; 6; 8; 10–12].

1.1. Вказівки до оформлення розрахунково-графічної роботи

1.1.1. Роботу виконують від руки чорнилом чи кульковою ручкою на одній стороні білого паперу формату А4 (297 × 210 мм) згідно ГОСТ 2.301-68.

1.1.2. На кожному листі самостійної роботи повинна бути рамка і основний напис згідно ГОСТ 2.104-68 за формою 2 для першого листа (крім титульного) і за формою 2а – для наступних аркушів (Додаток 2).

1.1.3. Відстань від рамки форми до границь тексту задачі необхідно залишати на початку рядка не менш 5 мм, наприкінці – 3 мм. Відстань від верхнього і нижнього рядка тексту до верхньої і нижньої рамки форми – не менш 10 мм.

1.1.4. Розв'язання кожної задачі варто починати з нової сторінки. Перед розв'язанням задачі потрібно повністю виписати її умову з числовими даними, взятими з відповідного рядка таблиці. Далі скласти ескіз з'єднання, що розраховується, вказати всі діючі на нього зусилля і моменти, у разі потреби додати розрахункові перетини.

Ескіз і розрахункові перетини виконують від руки (можна олівцем) з дотриманням стандартів на креслення. На розрахункових ескізах розміри повинні мати ті ж букви, що й у розрахункових формулах.

1.1.5. Розрахунки повинні бути виконані у визначеній послідовності, теоретично обґрунтовані та мати пояснювальний текст без скорочення слів, крім встановлених ГОСТ 2.316-68 і ГОСТ 7.12-77.

Кожен розрахунок повинен містити заголовок, розрахункову схему, розрахункові формули з посиланням на джерела і розшифровкою символів, що входять у формулу. Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів, що входять у розрахункові формули, якщо вони згадуються в тексті задачі вперше, варто приводити безпосередньо під формулою з вказівкою одиниць величин. Значення кожного символу і числового коефіцієнта необхідно давати з нового рядка. Першу строку розшифровки варто починати зі слова "де" без двокрапки після нього. Рівняння і формули рекомендується виділяти

вільними рядками. Одиниця одного і того ж параметра в межах розрахунку повинна бути постійною. Розміри, отримані розрахунком, варто округляти до стандартних величин.

Усі розрахунки в розрахунково-графічній роботі повинні приводитися в одиницях СІ [22].

В розрахунках варто використовувати обчислювальні засоби — програмувальні мікрокалькулятори, при цьому тексти складених програм треба поміщати в додатку до розрахунково-графічної роботи.

1.1.6. При виконанні розрахунків необхідно давати всередині текстові посилання на використані літературні джерела, звідки взяті коефіцієнти, характеристики матеріалів і інші величини.

Перелік використаної літератури варто розташовувати в порядку згадування посилань на них у тексті. Посилання на літературні джерела в тексті задачі приводяться у виді цифр у квадратних дужках, що відповідають порядковому номеру джерела в переліку, із вказівкою сторінок, таблиць, графіків і т. д. При цьому запис може мати, наприклад, наступний вид: "...відповідно до рекомендацій [4, с. 207] коефіцієнт запасу приймаємо рівним ..." чи "...за даними [3, табл. 4.12] вибираємо ефективний коефіцієнт концентрації напружень для зварних швів...". Усі джерела нумеруються арабськими цифрами, нумерація — наскрізна. Опис джерел треба давати відповідно до вимог ГОСТ 7.1-84.

1.1.7. За результатами розрахунку кожної задачі необхідно виконати креслення з'єднань. Креслення самостійної роботи виконують олівцем на креслярському папері формату А4 (297×210 мм) з дотриманням єдиних правил виготовлення й оформлення конструкторської документації; допускається використовувати формат А3 (297×420 мм). Графічне оформлення креслень повинне відповідати основним вимогам стандартів, що входять у комплекс Єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД).

Креслення розміщують в додатку до текстів розв'язаних задач самостійної роботи.

1.1.8. Виконану роботу необхідно зброшурувати в альбом, який повинен мати титульний лист і зміст — перелік розв'язаних задач (Додаток 2).

У позначенні документа (наприклад: ААГ2.180421.001 РГР) вказують:

- номер академічної групи – ААГ2;
- дві останні цифри номера залікової книжки студента – 18,
- номер теми, установлюваний на кафедрі – 0421;
- номер самостійної роботи – 001;
- вид виконуваної роботи – РГР.

1.1.9. Самостійні роботи, оформлені недбало, без врахування викладених вимог, не розглядаються і не рецензуються. Виконані студентами самостійні роботи повинні бути вислані на рецензію в університет не пізніше чим за місяць до початку сесії. Незалікові самостійні роботи після виправлення помилок підлягають повторному рецензуванню.

1.2. Індивідуальні завдання на розрахунково-графічну роботу

Завдання, що складається з чотирьох задач, студент вибирає з таблиць завдань по двох останніх цифрах шифру залікової книжки. Передостання цифра визначає рядок у таблиці, а разом дві останні цифри – стовпець. Наприклад, студент, що має дві останні цифри шифру 75, вибирає завдання в рядку 7 на перетинанні зі стовпцем з цифрами від 71 до 80. Його завдання містить задачі 13, 25, 37, 50, причому варіант задач визначається по останній цифрі шифру. Якщо шифр закінчується на "0", то береться варіант 10. Індивідуальні завдання до самостійної роботи "Розрахунок з'єднань" приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Передостання цифра шифру студента	Дві останні цифри шифру студента				
	01-10	11-20	21-30	31-40	41-50
0	1 9 18 32	9 18 32 42	8 31 41 50	8 17 32 45	4 17 26 43
1	2 10 19 33	10 19 33 43	7 30 40 49	7 16 33 44	3 16 27 42
2	3 11 20 34	11 20 34 44	6 29 39 48	6 15 34 43	2 15 28 45
3	4 12 21 35	12 21 35 45	5 28 38 47	5 14 35 42	1 14 29 44
4	5 13 22 36	13 22 36 46	4 27 37 46	4 13 36 50	8 9 30 47
5	6 14 23 37	14 23 37 47	3 26 36 45	3 12 37 49	7 10 31 46
6	7 15 24 38	15 24 38 48	2 25 35 44	2 11 38 48	6 11 18 49
7	8 16 25 39	16 25 39 49	1 24 34 43	1 10 39 47	5 12 17 48
8	1 17 26 40	17 26 40 50	8 23 33 42	8 9 40 46	3 13 19 50
9	2 9 27 41	9 27 41 42	7 22 32 50	7 17 41 42	2 14 20 49

Таблиця 1.1 (продовження)

Передостання цифра шифру студента	Дві останні цифри шифру студента				
	51-60	61-70	71-80	81-90	91-00
0	1 14 26 38	11 24 36 48	5 17 30 42	47 34 22 10	20 40 14 8
1	2 15 27 39	12 25 37 49	4 16 29 41	46 33 21 9	21 41 17 1
2	3 16 28 40	13 25 38 50	3 15 28 40	45 32 20 8	22 38 16 7
3	4 17 29 41	12 24 37 49	2 14 27 39	44 31 19 7	23 39 15 2
4	5 18 30 42	11 23 36 48	1 13 26 38	43 30 18 6	24 37 11 6
5	6 19 31 43	10 22 35 47	2 14 27 39	42 29 17 5	25 35 12 3
6	7 20 32 44	9 21 34 46	3 15 28 40	41 28 16 4	26 36 10 5
7	8 21 33 45	8 20 33 45	50 37 25 13	40 27 15 3	27 34 13 4
8	9 22 34 46	7 19 32 44	49 36 24 12	39 26 14 2	28 33 10 3
9	10 23 35 47	6 18 31 43	48 35 23 11	38 25 13 1	29 32 17 6

2. Особливість і послідовність розрахунку

Методика розв'язку задач з курсу "Деталі машин" істотно відрізняється від методики розрахунків, що виконуються студентами при вивченні попередніх теоретичних курсів ("Теоретична механіка", "Опір матеріалів", "Теорія механізмів і машин і ін.), оскільки тут інженерні розрахунки прикладені до конкретних конструкцій деталей і складальних одиниць з врахуванням їхніх конструктивних особливостей, властивостей матеріалів, умов експлуатації, характеру навантажень, технологічних особливостей виготовлення і багатьох інших факторів, що впливають на працездатність деталей і машин у цілому. Поряд з теоретичними широко використовуються емпіричні залежності, встановлені на підставі практики експлуатації і експериментальних даних досліджень. Необхідно користуватися довідковою літературою, виданої в останні роки, чи стандартами відомчими нормами, таблицями, давати обґрунтування у виборі різних величин і коефіцієнтів, що входять у розрахункові формули, складати розрахункові схеми, ескізи проектно-конструкторського характеру. Тому для студентів важливо не тільки вивчити теоретичні положення курсу, придбати навички в самостійному рішенні типових задач і опанувати методикою інженерних розрахунків.

2.1. Рекомендована послідовність розв'язання задач

2.1.1. Вивчити умову задачі. За пропонованим кресленням необхідно усвідомити конструктивні зв'язки між деталями

з'єднання з врахуванням заданих вихідних даних: по літературі, що рекомендується [3; 4; 6; 10; 11], ознайомитися з теоретичними положеннями даного розділу курсу, до якого відноситься розв'язувана задача, а також з рекомендаціями, що стосуються розрахунку, вибором матеріалів і допустимих напружень [1; 8; 11; 12; 14].

2.1.2. Скласти план розв'язання задачі. Скласти розрахункову схему чи креслення з'єднання, що розраховується, деталі, вузла, приклавши всі задані зовнішні сили, моменти і т.п. На підставі аналізу розрахункової схеми і вихідних даних самостійно вибрати й обґрунтувати відсутні дані [1; 8; 12].

2.1.3. Написати в загальному виді розрахункові формули, що зв'язують задані і шукані величини, розшифрувати в тексті всі величини, що входять у розрахункову формулу, і вказати числові значення відомих заданих і прийнятих (по таблицях чи іншим рекомендаціям) величин з відповідним обґрунтуванням і посиланням на літературу. Виконати всі обчислення в загальному виді, підставити числові значення і знайти результат. Проміжні обчислення проводити не слід. Одиниці величин необхідно проставляти в кінцевому результаті. Не потрібно обчислювати велику кількість значущих цифр, обчислення повинні відповідати необхідної точності.

2.1.4. Остаточно прийняти значення шуканих величин, узгоджуючи їх зі стандартами чи відомчими нормами, якщо це стандартні вироби або величини (заклепки, різьбові вироби, шпонки і т.д.) чи ж значення вибрати за конструктивним розумінням. Зробити висновок про раціональність і оптимальність прийнятих величин і потім виконати креслення розрахованих з'єднань (див. п. 1.1.7).

3. Рекомендації з вибору допустимих напружень і запасів міцності нерознімних з'єднань

Деталі машин повинні виконувати в машинах визначені функції при конкретних умовах роботи і залишатися працездатними протягом заданого терміну служби. Працездатність оцінюють по міцності, зносостійкості, твердості, теплостійкості, вібростійкості, надійності. Значення того чи іншого критерію для

даної деталі оцінюється умовами роботи її у вузлі і розрахунок ведеться по одному чи декільком з них. При цьому для більшості деталей машин головним критерієм працездатності є міцність.

При розрахунку на міцність розрізняють:

– *проектний розрахунок*, у якому за значенням допустимих напружень знаходять основні розміри будь якої деталі (з'єднання);

– *перевірний розрахунок*, коли проводиться оцінка міцності порівнянням розрахункових допустимих напружень для сконструйованої деталі з'єднання.

Розрахунки на міцність стосовно до з'єднань базуються на математичній моделі оптимізації їхніх геометричних розмірів, що для простих видів навантаження представляється умовами міцності [11], наприклад при розтязі

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p], \quad (3.1)$$

де F – зосереджена сила; A – площа; $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг.

Оптимізація по мінімуму геометричних розмірів багато в чому залежить від правильного вибору допустимих напружень. Для ряду з'єднань деталей є рекомендації за призначенням допустимих напружень. Тому по кожному виді з'єднань, що розраховуються, потрібно вивчити за літературою [1; 8; 12–16] особливості вибору допустимих напружень з урахуванням характеру діючих навантажень.

3.1. Вибір допустимих напружень при розрахунку зварних з'єднань

При дотриманні стандартних вимог виробництва зварювання, належного підбора електродів і флюсу домагаються, щоб міцність наплавленого металу шва була не нижче міцності основного матеріалу деталей, що зварюються, тобто забезпечують рівну міцність зварного шва і деталей, що з'єднуються. Однак в пришовній зоні термічного впливу (3...6 мм), де метал деталей, що зварюються, перетерплює структурні зміни, не завжди вдається зберегти початкові характеристики

вихідного матеріалу, особливо при ручному зварюванні. Ця зміна матеріалу, що зварюється, визначається коефіцієнтом міцності шва φ і враховується при виборі допустимих напружень.

Допустимі напруження у зварних швах при статичному зовнішньому навантаженні призначають для основного металу в залежності від допустимих напружень, а також від способу зварювання і характеристики електродів [4].

В якості основного прийняте допустиме напруження на розтягання $[\sigma_p]$ основного матеріалу, для інших видів деформацій напруження визначаються в залежності від допустимих напружень на розтягання для зварного шва

$$[\sigma_p] = \varphi \cdot [\sigma_p], \quad (3.2)$$

де φ – коефіцієнт зниження допустимих напружень визначається за [6; 14].

Для зварних конструкцій при дії змінних навантажень допустимі напруження для основного металу і зварного шва зменшують у порівнянні з допустимими напруженнями використовуваними в розрахунках при статичному навантаженні,

$$[\sigma_R] = \gamma \cdot [\sigma]. \quad (3.3)$$

Коефіцієнт зниження допустимих напружень γ залежить від типу з'єднань, що визначає характер розподілу напружень в перетині, характеристики циклу R і марки сталі:

$$\gamma = \frac{1}{[(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \mp b)R]}, \quad (3.4)$$

де a і b – коефіцієнти для вуглецевої сталі рівні відповідно 0,56 і 0,26; для легованої – 0,66 і 0,30. K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при симетричному циклі вибирають за даними [6]; R – коефіцієнт асиметрії циклу, визначається як відношення найменшого і найбільшого за абсолютним значенням напружень чи зусиль, взятих зі своїми знаками:

$$R = R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}.$$

У знаменнику формули (3.4) верхні знаки приймають при розтягуючому найбільшому по абсолютному значенню напружень і при дотичних напруженнях, нижні – при стискаючому.

Якщо при обчисленні γ за формулою (3.4) одержують $\gamma > 1$, то в розрахунок приймають $\gamma = 1$. Це звичайно виходить при великій асиметрії циклу $R > 0$ і вказує на те, що для даного циклу вирішальне значення має не опір утоми, а статична міцність.

3.2. Вибір допустимих напружень при розрахунку клейових з'єднань

Допустимі напруження визначають як відношення напруження, що руйнує, до коефіцієнта запасу міцності

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_R}{n}; [\tau] = \frac{\tau_R}{n}, \quad (3.5)$$

де $[\sigma_p]$ і $[\tau]$ – допустимі напруження на розтягання (при розрахунку стикових з'єднань) і на зріз (при розрахунку з'єднань внапусток); σ_R і τ_R – руйнівні напруження відповідно при розтязі (межа міцності) і зрізі для клейового з'єднання, тип, матеріал елементів, що з'єднуються, і марка клею якого відповідають з'єднанню, що розраховується; n – коефіцієнт запасу міцності.

З огляду на схильність полімерних клеїв процесу старіння, а також істотну залежність міцності від коливань температури і характеристик навколишнього середовища (радіація, вологість, газовий склад атмосфери), коефіцієнт запасу для клейових з'єднань при статичному навантаженні $n = 1,5 \dots 3,0$. Межі міцності деяких клеїв, що необхідні для визначення допустимих напружень приведені в [14; 16].

3.3. Вибір допустимих напружень при розрахунку заклепкових з'єднань

При розрахунку з'єднань допустимі напруження приймають відповідно до рекомендацій, заснованими на досвіді експлуатації.

Для м'яких клепанних швів при статичному навантаженні допустимі напруження за рекомендаціями [3; 4] для заклепок зі сталей С12, С13 приймають:

$[\tau_p] = 100 \dots 140$ МПа, $[\sigma_{\text{зм}}] = 240 \dots 320$ МПа, $[\sigma_p] = 90$ МПа. М'якші значення приймають, коли отвори під заклепки продавлені, великі – для просвердлених отворів.

При знакозмінних навантаженнях зазначені допустимі напруження одержують множенням на коефіцієнт γ [7]:

$$\gamma = \frac{1}{\left[(a-b) \frac{F_{\min}}{F_{\max}} \right]} \leq 1, \quad (3.6)$$

де $F_{\min}$ і $F_{\max}$ – найменша і найбільша за абсолютним значенням сили, що діють на заклепки, взяті зі своїми знаками; a і b – коефіцієнти, для сталей: низько вуглецевих – відповідно рівні 1 і 0,3; для середньо вуглецевих – 1,2 і 0,8.

Для міцних клепанних швів (циліндричні посудини типу казанів, автоклавів та інших, стінки яких у процесі роботи нагріваються) допустимі напруження визначають в залежності від температури нагрівання стінки:

при температурі $t < 250$ °C

$$[\tau_p] = 0,2\sigma_B \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{[n_R]}; \quad (3.7)$$

при температурі $t = 250 \dots 350$ °C

$$[\tau_p] = 0,4\sigma_t \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_t^t}{[n_t]}, \quad (3.8)$$

де σ_B – межа міцності на розтягання матеріалу листів, з яких виконана стінка посудини (значення σ_B для сталевих листів потрібно брати за відповідним стандартом в залежності від

прийнятої марки сталі): σ_T^t – границя текучості цих листів при робочій температурі посудини, вибирають за [8]; $[n_B]$ і $[n_T]$ – коефіцієнти запасу міцності, що відповідають σ_B і σ_T [3]: $[n_B] = 4 \dots 4,75$, і $[n_T] = 1,9 \dots 2$.

3.4. Приклади розрахунку і конструювання нерознімних з'єднань

Задача 1. Розрахувати зварне з'єднання (рис. 3.1).

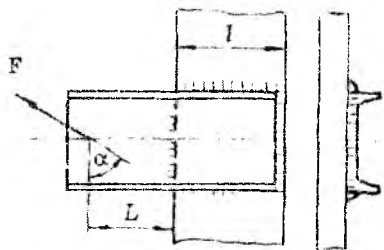


Рис. 3.1

Дані для розрахунку:

$F = 18$ кН; $\alpha = 30^\circ$; $L = 120$ мм;

$l = 80$ мм; матеріал деталей

з'єднання – сталь Ст 3;

допустиме напруження, за яким здійснено розрахунок,

$[\sigma]_{\text{зр}} = 160$ МПа

Навантаження статичне.

Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.

Розв'язання: 1. При ручному зварюванні вибираємо електроди Э42. Визначаємо допустиме напруження зрізу згідно [1, с. 345, табл. 36]

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0,6 \cdot [\sigma]_{\text{зр}};$$

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}. \quad (1.1)$$

2. Горизонтальну F_x і вертикальну F_y складові сили визначаємо за формулами:

$$F_x = F \cdot \sin \alpha \text{ і } F_y = F \cdot \cos \alpha; \quad (1.2)$$

$$F_x = 18 \cdot \sin 30^\circ = 18 \cdot 0,5 = 9 \text{ кН},$$

$$F_y = 18 \cdot \cos 30^\circ = 18 \cdot 0,866 = 15,59 \text{ кН}.$$

3. Потрібний момент опору швелера попередньо визначаємо, згідно [23, с. 251] за формулою:

$$W_x = \frac{M_{x'}}{[\sigma]_{x'}}, \quad (1.3)$$

де $M_{x'} = F_y L$;

$M_{x'} = 15,59 \cdot 0,12 = 1,87 \text{ кН} \cdot \text{м}$, тоді

$$W_x = \frac{1,87 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{160} = 1,17 \cdot 10^4 \text{ мм}^3 \text{ або } 11,7 \text{ см}^3.$$

Згідно ГОСТ 8240-72 вибираємо швелер, у якого довідкова величина W_x більше або рівне розрахунковому значенню, отриманому за формулою (1.3). Катет шва приймаємо рівним товщині стінки $k = 5$, а ширину плити – висоті швелера $l = h$. Приймаємо швелер № 6,5 з $W_x = 15 \text{ см}^3$. У нього $h = 65 \text{ мм}$ [23, додаток 1].

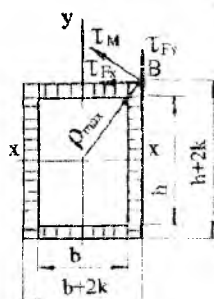


Рис. 3.2

4. Зварний шов знаходиться в складному напруженому стані. Сумарне значення в найбільш навантажених точках визначається як геометрична сума трьох напружень: τ_M , τ_{Fx} , τ_{Fy} (рис. 3.2).

5. Напруження від моменту в точці В, найбільш віддаленій від центру ваги швів, згідно [11, с. 52]

$$\tau_M = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{I_p}, \quad (1.4)$$

$$\text{де } M = F_y \cdot \left(L + \frac{l}{2} \right) = 15,59 \cdot \left(0,12 + \frac{0,065}{2} \right) = 6,904 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\rho_{\max} = \sqrt{\left(\frac{h+2k}{2} \right)^2 + \left(\frac{b+2k}{2} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,065 + 2 \cdot 0,005}{2} \right)^2 + \left(\frac{0,08}{2} \right)^2} = 0,055 \text{ м},$$

I_p^I – розрахунковий полярний момент інерції швів, згідно [11, с. 53]:

$$I_p^I = 0,7I_p, \quad (1.5)$$

де $I_p = I_x + I_y$.

6. Моменти інерції відносно осі X:

$$I_x = \frac{(b + 2k) \cdot (h + 2k)^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,008 \cdot (0,065 + 2 \cdot 0,005)^3}{12} - \frac{0,065^3 \cdot (0,08 - 2 \cdot 0,005)}{12} = 1,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \quad (1.6)$$

7. Моменти інерції відносно осі Y:

$$I_y = \frac{(h + 2k) \cdot (b + 2k)^3}{12} - \frac{hb^3}{12} = \frac{(0,065 + 2 \cdot 0,005) \cdot (0,08 - 2 \cdot 0,005)^3}{12} - \frac{0,065(0,08 - 2 \cdot 0,005)^3}{12} = 2,86 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4. \quad (1.7)$$

Підставимо значення M , ρ_{max} і I_p^I в формулу (1.4), отримаємо максимальне значення напруження в зварному шві від моменту:

$$\tau_v = \frac{6,94 \cdot 0,055}{1,21 \cdot 10^{-6} + 2,86 \cdot 10^{-7}} = 255,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

8. Напруження в зварному шві від сили F_x , згідно [11, с. 53]:

$$\tau_{Fx} = \frac{F_x}{A_{ш}}, \quad (1.8)$$

$$\tau_{Fx} = \frac{9 \cdot 10^3}{1015} = 8,86 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

де $A_{ш}$ – сумарна розрахункова площа зварних швів в бісекторному перерізі:

$$A_{ш} = 0,7 \cdot [(h + 2k) \cdot (b + 2k) - h \cdot b],$$

$$A_{\text{ж}} = 0,7[(65 + 2 \cdot 5) \cdot 80 - 65 \cdot (80 - 2 \cdot 5)] = 1015 \text{ мм}^2.$$

9. Напруження в зварному шві від сили F_y :

$$\tau_{Fy} = \frac{F_y}{A_{\text{ж}}}, \quad (1.9)$$

$$\tau_{Fy} = \frac{15,59 \cdot 10^3}{1015} = 15,34 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

10. Результуюче напруження τ визначається побудовою

векторного багатокутника (рис. 3.3) і порівнюється з допустимим напруженням $[\tau]_{\text{зр}}$ для зварного шва.

$$\tau \leq [\tau]_{\text{зр}} \quad (1.10)$$

Якщо умова не виконується, то необхідно збільшити розміри зварного шва.

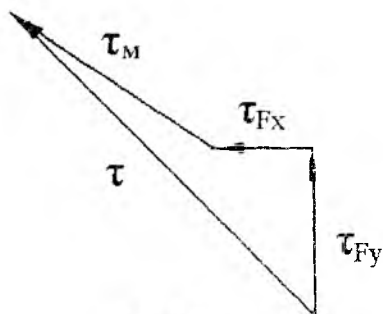


Рис. 3.3

Задача 2. Розрахувати зварне з'єднання листа і кутика (рис. 3.4).

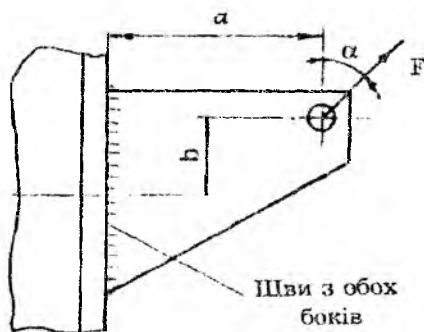


Рис. 3.4

Дані для розрахунку:

$$F = 24 \text{ кН}; \alpha = 45^\circ;$$

$$a = 150 \text{ мм}; b = 75 \text{ мм}.$$

Матеріал деталей — сталь Ст.3. Допустиме напруження, за яким здійснюється розрахунок,

$$[\sigma]_{\text{р}} = 160 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{\text{з}} = 160 \text{ МПа}.$$

Навантаження статичне.

Розв'язання: 1. Вибираємо ручне зварювання, для якого рекомендуються згідно [1, табл. 36] електроди Э42.

Визначаємо допустиме напруження зрізу за даними [1, табл. 36]:

$$[\tau]_p = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

2. Горизонтальну F_x і вертикальну F_y складові сили визначаємо за формулами:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha \quad \text{і} \quad F_y = F \cdot \sin \alpha; \quad (1.11)$$

$$F_x = 24 \cdot \cos 45^\circ = 16,97 \text{ кН},$$

$$F_y = 24 \cdot \sin 45^\circ = 16,97 \text{ кН}.$$

3. Приведемо сили F_y та F_x до центру ваги зварного шва. В результаті приведення на шов будуть діяти сили F_y і F_x та моменти $M_{Jy} = F_y \cdot a$, $M_x = F_x \cdot b$.

Так як моменти діють в одній площині, то сумарний момент:
 $M = F_y \cdot a \pm F_x \cdot b$, $M = 16,97 \cdot 0,15 - 16,97 \cdot 0,075 = 1,27 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

4. Приймаємо довжину шва $l \geq 2b + (10 \dots 20) \text{ мм}$

$$l = 2 \cdot 75 + 15 = 165 \text{ мм}.$$

5. З умови міцності на згин визначаємо розрахункову товщину листа згідно [11, формула (3.3)]

$$\delta_p = \frac{\sigma \cdot F_y \cdot a}{l^2 \cdot [\sigma]_p}, \quad (1.16)$$

$$\delta_p = \frac{6 \cdot 16,97 \cdot 150 \cdot 10^3}{165 \cdot 160} = 3,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо δ за ГОСТ 19904-74 для листової холоднокатаної сталі. Причому $\delta \geq \delta_p$.

6. Катет шва приймаємо рівним товщині листа: $k = \delta$

7. Максимальне напруження в зварному шві визначаємо геометричним сумуванням за схемою (рис. 3.5)

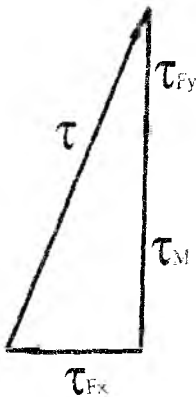


Рис. 3.5

$$\tau = \sqrt{(\tau_M + \tau_{Fx})^2 + \tau_{Fy}^2} \leq [\tau]_p,$$

де $\tau_y = \frac{6M}{0,7k \cdot l}$ згідно [11, формула (3.7)]; $\tau_y = \frac{F_y}{2 \cdot 0,7k \cdot l}$

$\tau_{fy} = \frac{F_y}{2 \cdot 0,7k \cdot l}$ згідно [11, формула (3.8)].

Задача 3. Розрахувати зварне з'єднання (рис. 3.6), швелерів

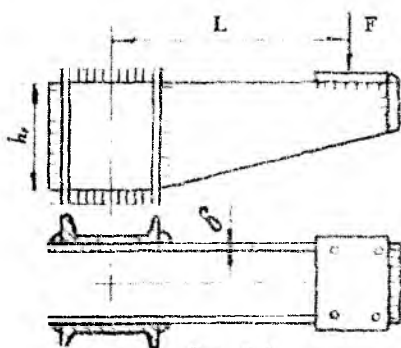


Рис. 3.6

до листів. Визначити розміри h_p і δ . Дані для розрахунку: $F = 30$ кН; $L = 800$ мм. Матеріал швелера і листа – сталь Ст.3; допустиме напруження, за яким здійснено розрахунок, $[\sigma]_p = 160$ МПа; $[\sigma]_s = 160$ МПа. Навантаження статичне.

Швелер № 20.

Розв'язання: 1. Вибираємо електрод Э42, який рекомендується при виконанні

ручного зварювання. Визначаємо допустиме напруження різку зварних швів $[\tau]_{sp}$ [1, табл. 36]:

$$[\tau]_{sp} = 0,6 \cdot [\sigma]_p,$$

$$[\tau]_{sp} = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

2. Швелер № 20 за ГОСТ 8240-72 має висоту $h = 200$ мм, товщину стінки $S = 5$ мм. Товщину листів δ приймаємо рівну товщині стінки швелера $\delta = S$. Катет шва приймаємо рівним товщині листів $k = 5$ мм.

3. З умови міцності на згин визначаємо розмір листів h_p , [11, формула (3.3)]:

$$h_p = \sqrt{\frac{3FL(L+100)}{\delta \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot (800+100)}{5 \cdot 160}} = 280,6 \text{ мм}. \quad (1.18)$$

Розмір h_p вибираємо рівним стандартом довжин, $h_p = 280$ мм.

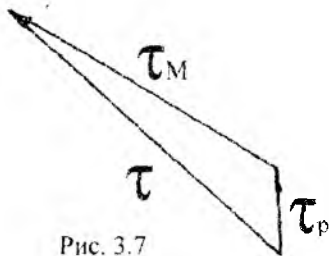


Рис. 3.7

4. Максимальне напруження в найбільш навантажених точках зварних швів визначається шляхом геометричного сумування двох напружень τ_M і τ_p за схемою (рис. 3.7)

5. Напруження від моменту в точці, найбільш віддаленій від центру ваги швів (див. рис 3.2), згідно [11, с. 52]:

$$\tau_M = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{2I_p^I}, \quad (1.19)$$

де $M = F \cdot L = 30 \cdot 0,8 = 24 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

$$\rho_{\max} = \sqrt{\left(\frac{h+2k}{2}\right)^2 + \left(\frac{h_p+2k}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{200+2 \cdot 5}{2}\right)^2 + \left(\frac{280+2 \cdot 5}{2}\right)^2} = 179 \text{ мм};$$

I_p^I – визначаємо за умовою (1.5):

$$I_p^I = 0,7I_p, \quad I_p = I_x + I_y.$$

6. Моменти інерції швів відносно осі X, мм^4 :

$$I_x = \frac{(h+2k) \cdot (h_p+2k)^3}{12} - \frac{h \cdot h_p^3}{12} = \frac{(200+2 \cdot 5) \cdot (280+2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{200 \cdot 280^3}{12} = 6,09 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

7. Моменти інерції швів відносно осі Y, мм^4 :

$$I_y = \frac{(h_p+2k) \cdot (h+2k)^3}{12} - \frac{h_p \cdot h^3}{12} = \frac{(280+2 \cdot 5) \cdot (200+2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{280 \cdot 200^3}{12} = 3,71 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

Тоді:

$$I_p = 6,09 \cdot 10^7 + 3,71 \cdot 10^7 = 9,8 \cdot 10^7 \text{ мм}^4,$$

$$I_p' = 0,7 \cdot 9,8 \cdot 10^7 = 6,86 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

$$\tau_M = \frac{24 \cdot 10^6 \cdot 179}{2 \cdot 6,86 \cdot 10^7} = 31,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

8. Напруження в зварних швах від сили F

$$\tau_p = \frac{F}{A_{\text{ш}}},$$

$$\tau_p = \frac{30 \cdot 10^3}{3430} = 8,75 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

$$\text{де } A_{\text{ш}} = 0,7 \cdot [(h + 2k) \cdot (h_p + 2k) - h_p \cdot h] =$$

$$= 0,7 \cdot [210 \cdot 290 - 200 \cdot 280] = 3430 \text{ мм}^2$$

9. Сумарне напруження τ визначається побудовою векторного трикутника (див. рис. 3.7) і порівнюється з допустимим напруженням $[\tau]_{\text{зр}}$ для зварного шва.

Задача 4. Розрахувати клейове напусткове з'єднання двох листів з дюралюмінію і латуні (рис. 3.8), якщо $F = 2 \text{ кН}$, $b = 200 \text{ мм}$.

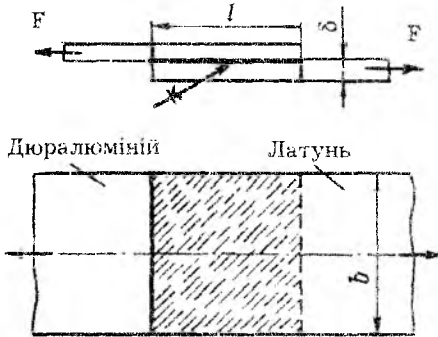


Рис. 3.8

Розв'язання: 1. Для заданого з'єднання призначаємо клей групи БФ і визначаємо допустиме напруження зсуву (зрізу), приймаючи $[n] = 1,4$ і $\tau_a = 8 \text{ МПа}$ (див. [15], табл. П57):

$$[\tau_{\text{зр}}] = \frac{\tau_a}{[n]} = \frac{8}{1,4} = 5,71 \text{ МПа}$$

2. З рівняння міцності

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{F}{A_{\text{ш}}} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau_{\text{ш}}]$$

визначаємо довжину клейового шва:

$$l \geq \frac{F}{b \cdot [\tau_{\text{ш}}]} = \frac{2 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^{-3} \cdot 5,71 \cdot 10^6} = 0,175 \text{ м.}$$

При застосуванні карбінольного клею можна зменшити довжину шва, оскільки він краще чинить опір зсуву (приблизно в два рази, див.[13], табл. П57).

Задача 5. Розрахувати стикове клейове з'єднання (рис. 3.9), якщо $F = 13 \text{ кН}$.

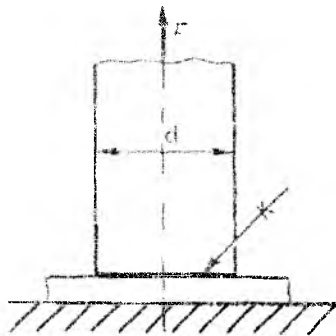


Рис. 3.9

Розв'язання: 1. Для заданого з'єднання призначаємо клей групи БФ (цей клей краще чинить опір розриву, ніж карбінольний, див.[13], табл. П57) і визначаємо допустиме напруження при розтягу, приймаючи $\sigma_s = 24 \text{ МПа}$ і $[n] = 1,4$:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[n]} = \frac{24}{1,4} = 17,1 \text{ МПа.}$$

2. З рівняння міцності

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \leq [\sigma_p],$$

визначаємо діаметр торця циліндричного стержня:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13 \cdot 10^3}{\pi \cdot 17,1 \cdot 10^6}} = \sqrt{968 \cdot 10^{-6}} = 31,1 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

приймаємо $d = 32 \text{ мм}$.

від зрушуючої сили:

$$F_p = \frac{F}{z} = \frac{24}{8} = 3\kappa H. \quad (1.22)$$

10. Визначаємо сумарне зусилля на найбільш навантажену заклепку:

$$F_1 = \sqrt{F_{M_1}^2 + F_p^2 - 2 \cdot F_{M_1} \cdot F_p \cdot \cos \beta}, \quad (1.23)$$

$$\text{де } \beta = \arccos \frac{\frac{a}{2}}{r_1} = \arccos \frac{100}{140} = 44^\circ 25' \approx 44^\circ.$$

$$F_1 = \sqrt{19,9^2 + 3^2 - 2 \cdot 19,9 \cdot 3 \cdot \cos 44^\circ} = 17,9\kappa H.$$

11. За силою F_1 перевіряємо заклепку на зріз та на зминання, згідно [11, с. 39]:

$$\tau_{зр} = \frac{4F_1}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_{зр}, \quad (1.24)$$

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot 17,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 13,5^2} = 125,1 \text{ МПа} < [\tau]_{зр} = 140 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F_1}{\delta \cdot d_0^2} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (1.25)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{17,9 \cdot 10^3}{6,5 \cdot 13,5^2} = 15,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 320 \text{ МПа}.$$

12. Перевіряємо міцність листа на згин за послабленим заклепковими отворами перерізу А-А, прийнявши значення $[\sigma]_{\perp} = 160 \text{ МПа}$. Для з'єднання, вказаного на рис. 3.10, момент інерції перерізу:

$$I_{\text{з'єдн}} = \frac{b \cdot H^3}{12} - 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d_0^3}{12} + \left(\frac{a}{2} \right)^2 \cdot b \cdot d_0 \right) - 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d_0^3}{12} + \left(\frac{p}{2} \right)^2 \cdot b \cdot d_0 \right),$$

$$I_{\text{нетто}} = \frac{12 \cdot 250^3}{12} - 2 \cdot \left(\frac{12 \cdot 13,5^3}{12} + \left(\frac{200}{2} \right)^2 \cdot 12 \cdot 13,5 \right) - 2 \left(\frac{12 \cdot 13,5^3}{12} + \left(\frac{54}{2} \right)^2 \cdot 12 \cdot 13,5 \right) = 1,21 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

Момент опору перерізу:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{I_{\text{нетто}}}{0,5 \cdot H} = \frac{1,21 \cdot 10^7}{0,5 \cdot 250} = 9,7 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Напруження згину в перерізі А-А:

$$\sigma_z = \frac{F \left(L - \frac{a}{2} \right) \cdot H}{2 \cdot I_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_{\text{ст}}, \quad (1.26)$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{24 \cdot 10^3 \left(720 - \frac{200}{2} \right) \cdot 250}{2 \cdot 1,21 \cdot 10^7} = 153,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}} = 160 \text{ МПа}.$$

Якщо умова (1.26) не виконується, то необхідно збільшити висоту косинки H .

Задача 7. Середній з стержнів, що сходиться у вузлі ферми,

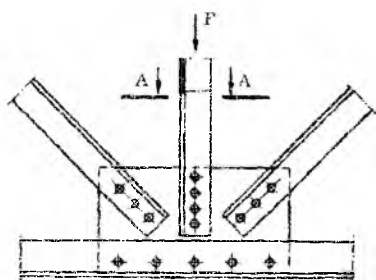
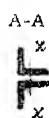


Рис. 3.11



(зображений на рис. 3.11) стиснутий силою $F = 22 \text{ т}$. Його вільна довжина $l = 2,1 \text{ м}$. Визначити номер профілю та кількість заклепок, якщо відомо, що стержень складається з

двох рівнобічних кутиків. Матеріал заклепок — сталь Ст.2. Отвори свердлені. Навантаження статичне.

Розв'язання. 1. Орієнтовно приймемо значення коефіцієнта зниження основного допустимого напруження на стиск $\varphi = 0,7$.

Визначаємо $A_{\text{брутто}}$, приймаючи допустиме напруження стиску $[\sigma]_{\text{ст}} = 140 \text{ МПа}$:

$$A_{\text{брутто}} = \frac{F}{\varphi \cdot [\sigma]_{\text{ст}}} = \frac{22000}{0,7 \cdot 140} = 225 \text{ мм}^2. \quad (1.27)$$

Площа перетину одного кутика, яку необхідно знайти визначається так:

$$A_1 = \frac{A_{\text{брутто}}}{2} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ мм}^2.$$

За ГОСТ 8509-57 обираємо кутик № 8 площею поперечного перетину $A_1 = 123 \text{ мм}^2$, товщиною полиці $\delta = 8 \text{ мм}$ та $A_{\text{брутто}} = 123 \text{ мм}^2$. Мінімальний момент інерції обох кутиків відносно вісі $x - x$ (див. рис. 3.11) $J_{\text{min}} = 2 \cdot J_x = 2 \cdot 733 \text{ мм}^4$.

Визначаємо гнучкість середнього стержня згідно [23, формула (19.33)]:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{\sqrt{\frac{J_{\text{min}}}{A_{\text{брутто}}}}} = \frac{1 \cdot 2100}{\sqrt{\frac{2 \cdot 733}{2 \cdot 123}}} \approx 86. \quad (1.28)$$

Тут коефіцієнт зведення довжини $\mu = 1$ за даними [23, рис. 505] (розглядаємо вузол ферми, як шарнір). Згідно [23, табл. 21] при $\lambda = 86$, для сталі Ст.2 коефіцієнт $\varphi \approx 0,715$, відхилення від попередньо прийнятого значення незначне, тому перерозрахунку не робимо.

2. Приймаємо діаметр заклепки $d = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}$; діаметр отвору під заклепки $d_0 = 16,5 \text{ мм}$.

3. Перевіряємо кутики на стиск, враховуючи, що їх перетин послаблен двома отворами під заклепки:

$$A_{\text{чисто}} = A_{\text{брутто}} - 2 \cdot d_0 \cdot \delta = 246 - 2 \cdot 16,5 \cdot 8 \approx 220 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F}{A_{\text{чисто}}} = \frac{22000}{220} = 100 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}}.$$

4. З умови міцності на зріз визначаємо кількість заклепок:

$$z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 [\tau] \cdot k} = \frac{4 \cdot 22000}{3,14 \cdot 16,5^2 \cdot 140 \cdot 2} \approx 4, \quad (1.29)$$

де $k = 2$ – кількість зрізів.

Остаточню маємо $z = 4$.

4. Рекомендації з вибору допустимих напружень і запасів міцності рознімних з'єднань

4.1. Вибір допустимих напружень при розрахунку різьбових (гвинтових) з'єднань

При дії статичних навантажень допустимі напруження на розтягання σ_p вибирають у залежності від границі текучості σ_T матеріалу

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}, \quad (4.1)$$

де $[n]$ – коефіцієнт безпеки.

При досить точному розрахунку діючого навантаження й врахуванням початкового затягування $[n] = 1,5 \dots 3$. Для гвинтів з вуглецевих сталей коефіцієнт безпеки вибирають менше, ніж для гвинтів з легованих сталей. Для гвинтів малих діаметрів ($d \leq 16$ мм) при неконтрольованому затягуванні верхні межі коефіцієнта безпеки збільшують до 4...5 і більше через можливість значної перетяжки, яку не враховує розрахунок. Границя текучості стандартних кріпильних деталей визначає клас міцності або група [5; 17].

Для випадків змінного навантаження розрахунок ведуть у припущенні дії статичного навантаження, а потім обчислюють запас втомної міцності з врахуванням концентрації напружень і впливу абсолютних розмірів (масштабного фактора). Запас міцності за змінними напруженнями розраховують за амплітудою змінних напружень і за максимальними напруженнями.

Запас витривалості за амплітудою напружень повинний бути в межах

$$n_a = \frac{\epsilon_\sigma \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} = 2,5 \dots 4, \quad (4.2)$$

де ϵ_σ – масштабний фактор, що залежить від зовнішнього діаметра різьби, вибирають за [8; 12; 17]; σ_{-1} – границя витривалості матеріалу болта [4]. K_σ – коефіцієнт концентрації напружень у різьбі, залежить від багатьох факторів і важко піддається точному обліку [17]. для вуглецевих сталей $K_\sigma \approx 3,5 \dots 4,5$, для легованих – $K_\sigma \approx 4,0 \dots 5,5$; σ_a – амплітуда циклу. Великі значення вибирають для різьби $d > 20$ мм.

При дії змінного навантаження коефіцієнт безпеки береться більш високим, чим при статичному. Значення коефіцієнтів безпеки $[n]$ і допустимих напружень при розрахунку нарізних з'єднань вибирають за даними [4].

4.2. Вибір допустимих напружень при розрахунку шпонкових і шліцьових (зубчастих) з'єднань

Допустимі напруження у нерухомих шпонкових з'єднаннях

$$[\sigma_{\text{ш}}] = \frac{\sigma_T}{n}. \quad (4.3)$$

де σ_T – границя текучості найбільш слабкого матеріалу деталей вала, шпонки чи маточини; n – коефіцієнт безпеки (запасу міцності).

Коефіцієнт n визначається для контакту шпонки з кожною деталлю окремо [3]:

– зі сталевими деталями

$n = 1,9 \dots 2,3$ – при нереверсивному мало змінюючому навантаженні;

$n = 2,9 \dots 3,5$ – при навантаженні з частими пусками і зупинками;

$n = 2,4 \dots 4,5$ – при реверсивному навантаженні;

— с чавунними деталями $[\sigma_{\text{ш}}] = 80 \dots 100$ МПа.

У рухливих (в осьовому напрямку) з'єднаннях під навантаженням граничний тиск на шпонку визначається опором заїданню. При незагартованих тертьових поверхнях і малих швидкостях переміщення допустимі напруження приймають рівними $[\sigma_{зм}] = 10 \dots 20$ МПа.

Допустимі напруження на зріз шпонок відповідно до рекомендацій [14] приймають $[\tau_{зр}] = 70 \dots 100$ МПа.

Відповідно до ГОСТ 21425-75 розрахунок шліцьових з'єднань повинен проводитися на зминання і спрацювання відповідно до основних граничних станів шліцьових з'єднань – зминанням і спрацюванням. З'єднання, навантажені тільки обертаючим моментом, без осьових переміщень, на спрацювання не розраховуються.

Допустимі напруження на зминання прямобічних шліцьових з'єднань [18; 19]

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{nK_{zm}K_d}, \quad (4.4)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу зубів (шліців) меншої твердості, визначають за таблицями механічних характеристик у залежності від термічної обробки; n – коефіцієнт запасу міцності вибирають рівним 1,25...1,4, менші значення для незагартованих робочих поверхонь невідповідальних з'єднань, більші – для загартованих робочих поверхонь і відповідальних з'єднань; K_{zm} – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на зминання, визначають за рекомендаціями [13;18]; K_d – коефіцієнт динамічності навантаження, при частоту реверсуванні $K_d = 2 \dots 2.5$.

Допустимі напруження на спрацювання прямобічних шліцьових з'єднань [18]

$$[\sigma_{ш}] = \frac{[\sigma_v]}{K_{zm}K_{\alpha}K_p}, \quad (4.5)$$

де $[\sigma_v]$ – допустимий умовний тиск при базовому числі циклів і постійному режимі роботи, деякі значення якого приведені в [18], при роботі з частими реверсами $[\sigma_v]$ рекомендується знижувати на 20...25 %; K_{zm} – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на спрацювання, що враховує вплив

нерівномірності шліців; K_d – коефіцієнт довговічності; K_r – коефіцієнт умов роботи; усі три коефіцієнти приймають за даними [13;18].

Наближений розрахунок зубчастих евольвентних з'єднань виконують за формулами для прямобічних з'єднань.

4.3. Вибір допустимих напружень при розрахунку штифтових і клинових з'єднань

Штифти виготовляють зі сталей Ст4, Ст5, 35, 40 і 45, при цьому матеріал штифта, при дії на нього сили, перпендикулярної до осі, працює на зріз. Допустимі напруження на зріз для штифта, виготовленого зі сталі зазначених марок, приймають $\{\tau_{zp}\} = 35...75$ МПа. У випадку використання штифта як шпонки для передачі обертаючого моменту допустимі напруження на зминання і зріз приймають такими ж, як і з призматичними шпонками. За даними [15] допустимі напруження σ_{zm} варто приймати: при чавунних маточинах – 60...90 МПа, при сталевих – 100...150 МПа. Допустимі напруження зрізу $\{\tau_{zp}\} = 60...100$ МПа.

Менші значення допустимих напружень і зрізу приймають при передачі нерівномірних чи ударних навантажень.

Орієнтовно обрані розміри клинового з'єднання перевіряють за умовами міцності: на зминання, вигин клина, розтягання стрижня. Допустимі напруження згідно [11] для деталей зі середньо вуглецевої сталі: $\{\sigma_p\} \approx \{\sigma_{zp}\} = 150$ МПа; $\{\sigma_m\} = 200$ МПа.

4.4. Вибір допустимих напружень при розрахунку гвинтів і гайок передач

Основна причина виходу з ладу гвинтів і гайок передач – знос різьби. Як критерій зносостійкості різьби гвинтової пари приймають тиск q між різьбою гвинта і гайки, що не повинний перевищувати допустимий $[q]$, який залежить від матеріалів гвинтової пари та умов її експлуатації.

Згідно даним [3;8] рекомендується приймати тиск q для сталей: загартованої по бронзі – 10...13, незагартованої по бронзі

– 8...10, незагартованої по чавуні – 5...6, по антифрикційному чавуні – 10...13 МПа.

Для гвинтів механізмів точних переміщень допустимий тиск варто приймати в 2-3 рази менше, ніж для гвинтів загального призначення. Крім розрахунку різьби гвинтової пари на зносостійкість по тиску гвинти, навантажені істотними осьовими силами (наприклад гвинти домкратів), перевіряють на міцність і стійкість.

Розрахунок на міцність полягає у визначенні еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$, що виникають під дією розтягуючої (стискаючої) осьової сили й обертаючого моменту, і порівнянні цих напружень з допустимими.

Допустимі напруження на розтяг $[\sigma_p]$ і стиск $[\sigma_{ct}]$ для гвинтів передач

$$[\sigma_p] = [\sigma_{ct}] = \frac{\sigma_T}{3}, \quad (4.6)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу гвинта.

Довгий гвинт, що знаходиться під дією стискаючої сили, додатково перевіряють на стійкість (поздовжній вигин), за коефіцієнтом запасу стійкості, що не повинний бути менше допустимого.

Допустимий коефіцієнт запасу стійкості $[n_y]$ для вертикальних гвинтів 2.5...4.0, для горизонтальних – 3.5...5.0.

При розрахунку гайки варто використовувати значення допустимих напружень, що рекомендуються, в залежності від матеріалу гайки [11]: для бронзи $[\sigma_p]$ – 35...45 МПа; для чавуна – 20...25 МПа; для бронзи або чавуна по чавуні чи сталі

$[\sigma_{\text{м}}] = 35...45$ МПа; для бронзи $[\tau_p] = 20...25$ МПа; для чавуна $[\tau_p] = 20...30$ МПа.

4.5. Приклади розрахунку і конструювання різних з'єднань

Задача 1. Розрахувати болти, з'єднуючі кришку з

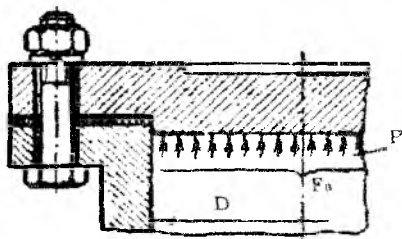


Рис. 4.1

циліндричною посудиною для стиснутого повітря (рис. 4.1), при наступних даних: тиск стиснутого повітря в циліндрі $p = 0,5 \frac{H}{мм^2}$;

внутрішній діаметр циліндра $D = 450$ мм; число болтів $z = 16$; матеріал болтів – Сталь 20; клас міцності 4.6; затяжка

контрольована.

Розв'язання. 1. В даному з'єднанні болти поставлені з попередньою затяжкою. Додаткова затяжка їх під навантаженням відсутня. Зовнішня сила F_v , діюча на болтове з'єднання, являє собою силу внутрішнього тиску стиснутого повітря на кришку циліндра:

$$F_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p = \frac{3,14 \cdot 450^2}{4} \cdot 0,5 = 80000 H.$$

2. Зовнішня сила, що приходить на один болт,

$$F = \frac{F_v}{z} = \frac{80000}{16} = 5000 H.$$

3. Приймаємо коефіцієнт зовнішньої навантажки $\chi = 0,5$ (для герметизації з'єднання між кришкою і фланцем циліндра встановлена поліетиленова прокладка), а коефіцієнт запасу попередньої затяжки $K_z = 3$ [24, с.82].

4. Розрахункова осьова сила F_p , що діє на болти з врахуванням крутного моменту попередньої затяжки та прикладення зовнішньої сили F , за даними [24, формула (4.21)]:

$$F_p = (1,3 \cdot K_z (1 - \chi) + \chi) \cdot F = (1,3 \cdot 3 \cdot (1 - 0,5) + 0,5) \cdot 5000 = 12300 H.$$

5. Для заданого класу міцності границя текучості матеріалу болтів $\sigma_T = 240$ Н/мм² [24, табл. 4.3]. При контрольованій затяжці болтів назначаємо коефіцієнт запасу міцності $[n_T] = 2,2$.

За даними [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{[n_t]} = \frac{240}{2,2} = 109 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

6. Розрахунковий діаметр різьби болтів за даними [24, формула (4.22)]:

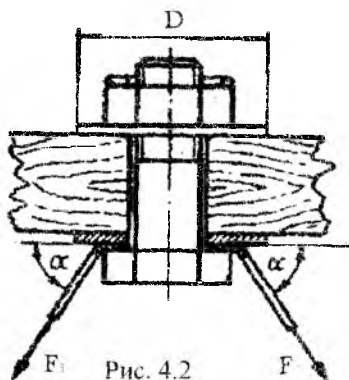
$$d_p = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{12300}{109}} = 12 \text{ мм}.$$

За даними [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу М16 з кроком $p = 2$ мм, для якої $d_p = d - 0,94p = 16 - 0,94 \cdot 2 = 14,12 \text{ мм}$.

Задача 2. Скобу для кріплення розчалок з'єднано з дерев'яною балкою болтами (рис. 4.2). Дібрати болти й визначити зовнішній діаметр шайби з умови міцності деревини на зминання, якщо:

$$F_l = 10 \text{ кН}, \alpha = 50^\circ, z = 2.$$

Прийняти для дерева $[\sigma_{sm}] = 5 \text{ МПа}$.



Розв'язання:

1. Визначаємо осьову силу F_a , що розтягує болти:

$$F_a = 2F_l \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 10 \cdot \sin 50^\circ = 15,33 \text{ кН}.$$

2. Для болта призначаємо сталь Ст3 і визначаємо допустиме напруження при $\sigma_t = 230 \text{ МПа}$ (див. [15], табл. П3) і $[n] = 1,7$ (див. [15], с. 251):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{[n]} = \frac{230}{1,7} = 135 \text{ МПа}.$$

3. За [15, формула (224)], обчислюємо внутрішній діаметр різьби для незатягнутих болтів, якщо болти затягнуто, розрахунок роблять за [15, формула (224a)],

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_d}{\pi \cdot z \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,33 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2 \cdot 135 \cdot 10^6}} = \sqrt{72,4 \cdot 10^{-6}} = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

З [15, табл. П29] беремо $d = 10$ мм (різьба М10), $p = 1,5$ мм.

4. Визначаємо зовнішній діаметр шайби. З рівняння міцності дерева на зминання $\sigma_{zm} = \frac{F_d}{z \cdot A_{zm}} \leq [\sigma_{zm}]$, [див. [15], формула (228)], знаходимо площу зминання:

$$A_{zm} \geq \frac{F_d}{z \cdot [\sigma_{zm}]} = \frac{15,33 \cdot 10^3}{2 \cdot 5} = 1533 \text{ мм}^2.$$

Визначаємо площу зминання за рис. 4.2

$$A_{zm} = \frac{\pi}{4} [D^2 - (d+1)^2] = \frac{\pi}{4} [D^2 - (10+1)^2] \geq 1533 \text{ мм}^2;$$

$$\pi \cdot D^2 \geq 1533 \cdot 4 + 11^2 \cdot \pi = 6511 \text{ мм}^2,$$

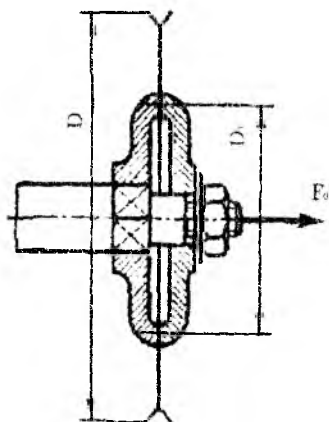
то

$$D \geq \sqrt{\frac{6511}{\pi}} = \sqrt{2080} = 45,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D = 46$ мм; $d+1$ мм $= 11+1 = 12$ мм – внутрішній діаметр шайби.

Задача 3. Дискова пилка діаметром $D = 600$ мм (рис 4.3) закріплена на валу між двома шайбами та утримується від прокручування силами тертя, що створюються затяжкою гайки на кінці вала. Затяжка не контрольована. Визначити діаметр нарізаної частини вала, матеріал якого Сталь 30; клас міцності 5.6. Коефіцієнт тертя між пилкою і шайбами $f = 0,12$. Середній діаметр шайб $D_f = 150$ мм. Пилка протидіє опору різання $F = 450$ Н.

Розв'язання. 1. Потрібна сила тертя F_f , діюча на середньому діаметрі шайб. Для надійної роботи пилки необхідно, щоб момент сили тертя T_f був більший момента сили різання T_{pz} на 25%, тобто



$$T_f = 1,25T_{pz},$$

або

$$\frac{F_f \cdot D_1}{2} = \frac{1,25 F \cdot D}{2}$$

звідки

Рис. 4.3

$$F_f = \frac{1,25 F \cdot D}{D_1} = \frac{1,25 \cdot 450 \cdot 600}{150} = 2250 \text{ Н}.$$

2. Сила, з якою повинна бути затиснута пилка

$$F_0 = \frac{F_f}{f} = \frac{2250}{0,12} = 18,7 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

За цією силою розраховують нарізану частину вала пилки.

3. Для заданого класу міцності границя текучості матеріалу

вала $\sigma_f = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ [24, табл. 4.3]. За [24, табл. 4.4] приймаємо

коефіцієнт запасу міцності $[n_f] = 3$ в передбаченні, що зовнішній діаметр різьби знаходиться в інтервалі 16...30 мм. За [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_f}{[n_f]} = \frac{300}{3} = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

4. В даному випадку нарізана частина вала працює як затягнутий болт без зовнішнього осьового навантаження. Розрахунковий діаметр різьби вала за [24, формула (4.16)]:

$$d_p = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma_p]}} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{18,7 \cdot 10^3}{100}} = 17,7 \text{ мм}.$$

За [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу M20 з кроком $p = 2,5$ мм, для якої

$$d_p = d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65 \text{ мм}.$$

Задача 4. Болт з ексцентричною головкою (рис. 4.4) має різьбу M24. Визначити, при якому зусиллі затяжки F еквівалентне напруження в небезпечній точці стержня болта буде дорівнювати допустимому $[\sigma_p] = 75$ МПа. Ексцентриситет $e = 0,7d$; коефіцієнт тертя в різьбі $f = 0,15$. При розрахунку використовувати теорію міцності енергії формозмінення. Порівняти отримане значення F з допустимим для болта того ж діаметра, що має центральну головку.

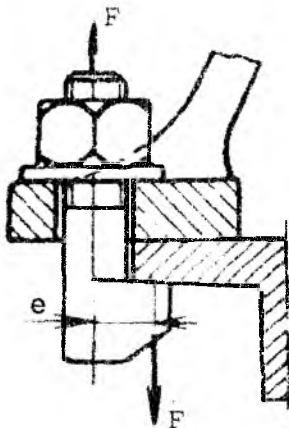


Рис. 4.4

Розв'язання: 1. Еквівалентне

напруження (за теорією міцності енергії формозмінення) при роботі стержня болта на одночасну дію розтягу, згину та кручення:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_z)^2 + 3 \cdot \tau_k^2}.$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot 20,1^2}{4}} = 0,0315 \cdot F,$$

де внутрішній діаметр різьби $d_1 = 20,1$ мм.

Напруження від згину в небезпечній точці поперечного перетину:

$$\sigma_z = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot e}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{F \cdot 0,7 \cdot 24}{\frac{3,14 \cdot 20,1^3}{32}} = 0,211 \cdot F.$$

Напруження від кручення в небезпечній точці поперечного перетину:

$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{F \cdot \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \\ &= \frac{F \cdot \frac{22,05}{2} \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 48')}{\frac{3,14 \cdot 20,1^3}{16}} = 0,0151 \cdot F,\end{aligned}$$

де $d_{cp} = 22,05 \text{ мм}$;

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi \cdot d_{sp}} = \operatorname{arctg} \frac{3}{3,14 \cdot 22,05} = \operatorname{arctg} 0,0433 = 2^\circ 29';$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} 0,173 = 9^\circ 48'.$$

Підставимо значення напружень в формулу для $\sigma_{екв}$ та прирівняємо його до $[\sigma_p]$, отримаємо:

$$\sigma_{екв} = F \cdot \sqrt{(0,0315 + 0,211)^2 + 3 \cdot 0,0151^2} = [\sigma_p] = 75 \text{ МПа}.$$

2. Виразимо з отриманого рівняння F :

$$[F] = \frac{75}{0,244} = 3070 \text{ Н}.$$

Для болта з центральним навантаженням $\sigma_p = 0$ тоді

$$\sigma_{екв} = F \cdot \sqrt{0,0315^2 + 3 \cdot 0,0151^2} = 0,0409 F$$

$$[F] = \frac{75}{0,0409} = 1830 \text{ Н}.$$

Допустиме навантаження для болта з ексцентричною головкою виявилась на 83,3 % менше, ніж для центрально навантаженого болта.

Задача 5. Для з'єднання сталюго зубчатого колеса з валом

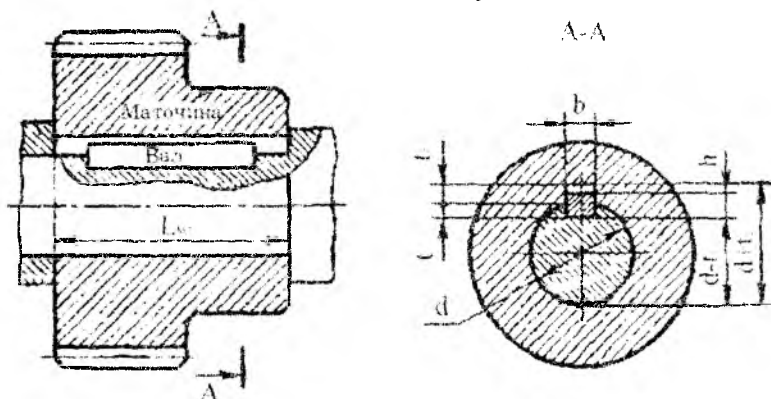


Рис. 4.5

(рис. 4.5) підібрати розміри і перевірити міцність призматичної шпонки зі скругленими торцями за наступними даними: діаметр вала $d = 50$ мм; довжина маточини колеса $L_{\text{мат}} = 70$ мм; момент, що передається шпонковим з'єднанням $T = 470$ Н·м; навантаження спокійне.

Розв'язання. 1. Для діаметра вала $d = 50$ мм за даними [24, табл. 5.1] приймаємо розміри перерізу шпонки $b = 14$ мм, $h = 9$ мм. Глибина паза $t_1 = 5.5$ мм.

2. Вибираємо довжину шпонки. При довжині маточини $L_{\text{мат}} = 70$ мм приймаємо довжину шпонки $l = 63$ мм. Робоча довжина шпонки $l_p = l - b = 63 - 14 = 49$ мм.

3. Допустиме напруження зминання $[\sigma_{\text{зм}}] = 120$ Н/мм² (маточина сталюа).

4. Розрахункове напруження зминання шпонки за [24, формула (5.1)]:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 470 \cdot 10^3}{50 \cdot (9 - 5.5) \cdot 49} = 110 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

що задовільняє умові міцності.

2. Умовне позначення шпонки:

шпонка 14×9×63 ГОСТ 23360–78.

Задача 6. Підібрати нерухоме шліцьове прямобачне з'єднання зубчастого колеса з валом (рис. 4.6) і перевірити міцність шліців по наступним даним: розрахунковий діаметр вала $d = 40$ мм, робоча довжина шліців $l = 50$ мм; момент $T = 400$ Н·м; навантаження спокійне; робочі поверхні шліців термообробці не підлягають.

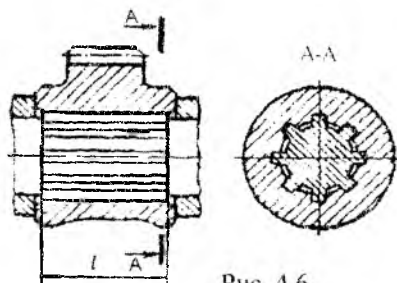


Рис. 4.6

Розв'язання. 1. За [24, табл. 5.2] приймаємо розміри з'єднання легкої серії, котра рекомендується для нерухомих з'єднань. Для діаметра вала $d = 40$ мм:

$$z \times d \times D = 8 \times 42 \times 46.$$

2. Для вибраного з'єднання приймаємо питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь $T_f = 211$ мм³ за даними [24, табл. 5.2].

3. Міцність нерухомого з'єднання перевіряємо за напруженнями зминання. Для з'єднань з незагартованими поверхнями при спокійному навантаженні приймаємо допустиме напруження на зминання $[\sigma_{zm}] = 70$ Н/мм².

4. Розрахункове напруження зминання шліців за [24, формула (5.4)]

$$\sigma_{zm} = \frac{T}{T_f \cdot l} = \frac{400 \cdot 10^3}{211 \cdot 50} = 38 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{zm}] = 70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Умова міцності з'єднання виконується.

Задача 7. Розрахувати гвинт і гайку домкрата (рис. 4.7) для підйому вантажу масою $m = 3$ т на висоту $l = 300$ мм. Переміщується гвинт. Матеріал гвинта і гайки вибрати самостійно.

Розв'язання: 1. Визначаємо силу, яка діє на гвинт,

$$F = m \cdot g = 3000 \cdot 9,8 = 29400 \text{ Н}.$$

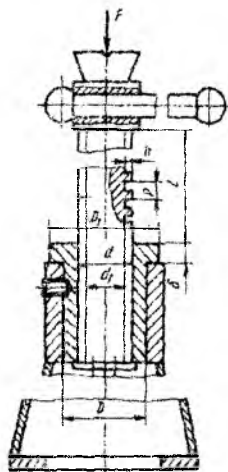


Рис. 4.7

2. Приймаємо матеріал гвинта Сталь 45, гайки – антифрекційний чавун АС4 і квадратну однозаходну різьбу. Приймаємо допустимий тиск $[p] = 6$ МПа, коефіцієнт висоти різьби $k_p = 0,5$, коефіцієнт висоти гайки $k_s = 2,5$.

3. Визначаємо середній діаметр різьби d_2 із розрахунку різьби на зносостійкість [20, формула (5.19)]:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot k_p \cdot k_s \cdot [p]}} = \sqrt{\frac{29400}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,5 \cdot 6}} = 35,3 \text{ мм.}$$

4. Основні параметри різьби визначаємо за [20, формула (5.20)]. Приймаємо $d_2 = 36$ мм; висота:

$$h = 0,1 \cdot d_2 = 0,1 \cdot 36 = 3,6 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр різьби:

$$d = d_2 + h = 36 + 3,6 = 39,6 \text{ мм};$$

внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 = d_2 - h = 36 - 3,6 = 32,4 \text{ мм};$$

крок різьби:

$$p = 2h = 2 \cdot 3,6 = 7,2 \text{ мм}$$

Кут нахилу (підйому) гвинтової лінії визначаємо за [20, формула (5.10)]:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \frac{7,2}{3,14 \cdot 36} = 0,0637. \text{ звідки } \psi = 3,6^\circ.$$

Для матеріалів сталь – чавун приймаємо $f = 0,15$ і за [20, формула (5.11)] $\operatorname{tg} \varphi = f = 0,15$, знаходимо $8,53^\circ$.

5. Зовнішній діаметр гайки D визначаємо при умові, що вся осьова сила сприймається тією частиною гайки, яка розташована за межами фланця

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma]_p}} + d^2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 29400}{3,14 \cdot 38}} + 39,6^2 = 50,5 \text{ мм},$$

де $[\sigma]_p = 38$ МПа для чавуна.

6. Визначаємо середній діаметр опорного торця гайки [20, формула (5.7)]:

$$D_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{50,5 + 39,6}{2} = 45 \text{ мм.}$$

7. Обертний момент для підйому вантажу визначаємо за [20, формула (5.13)]:

$$T_{mo} = 0,5 \cdot F \cdot [f \cdot D_{cp} + d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)] = \\ = 0,5 \cdot 29400 \cdot [0,15 \cdot 45 + 36 \cdot \operatorname{tg}(3,6^\circ + 8,53^\circ)] = 213003 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

8. Перевіряємо гвинт на міцність (з урахуванням кручення) [20, формула (5.24)], спочатку визначивши коефіцієнт корисної дії за [20, формула (5.13)]:

$$\eta = \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi}{f \cdot D_{cp} + d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)} = \frac{36 \cdot \operatorname{tg} 3,6^\circ}{0,15 \cdot 45 + 36 \cdot \operatorname{tg}(3,6^\circ + 8,53^\circ)} = 0,156$$

Тоді

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4\left(\frac{T_{mo}}{0,2 d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 29400}{3,14 \cdot 32,4^2}\right)^2 + 4\left(\frac{213003}{0,2 \cdot 32,4^3}\right)^2} = \\ = 47,5 \text{ МПа}.$$

Оскільки допустиме напруження для Сталі 45 $[\sigma_{cr}] = 210 \text{ МПа}$ $> 47,5 \text{ МПа}$, то міцність гвинта при стиску та крученні забезпечена.

9. При перевірці на поздовжній згин визначаємо спочатку приведений момент інерції [20, формула (5.27)]:

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4 \left(0,4 + \frac{0,6 \cdot d}{d_1^3}\right)}{64} = \frac{3,14 \cdot 32,4^4 \left(0,4 + \frac{0,6 \cdot 39,6}{32,4}\right)}{64} = 61275 \text{ мм}^4.$$

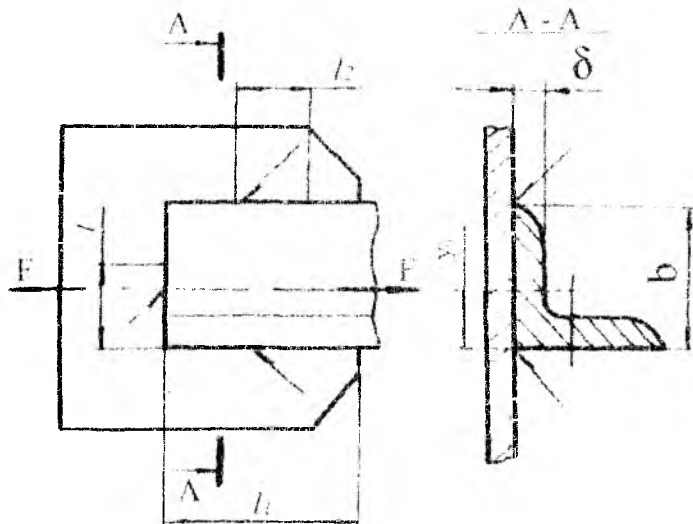
10. Приймаємо модуль пружності для сталі $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коефіцієнт запасу стійкості приймаємо $[S_1] = 3$; коефіцієнт приведення довжини гвинта при одній жорсткій опорі $\mu = 2$. Після чого визначаємо максимальну силу за [20, формула (5.26)]:

$$F_{max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{[S_y] \cdot (\mu l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 61275}{3 \cdot (2 \cdot 300)^2} = 111879 \text{ Н}.$$

Оскільки $29400 \text{ Н} < 111879 \text{ Н}$, то поздовжня стійкість забезпечена.

Задача I

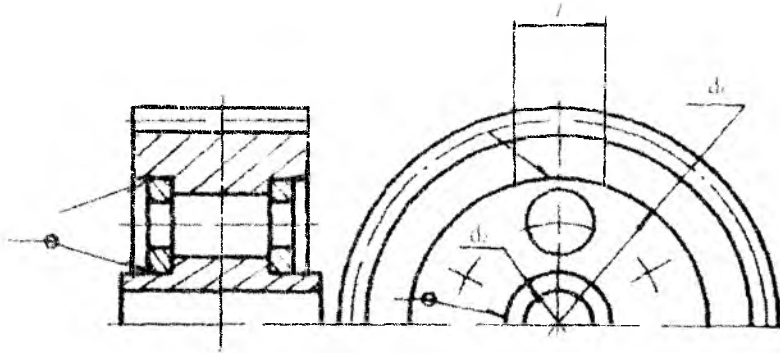
Розрахувати зварне з'єднання внапусток кутика з косинкою при дії сили F за даними таблиці. При виборі допустимих напружень, врахувати характер навантаження. З'єднання варто сконструювати рівномісним цільному елементу. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	110	105	100	95	90	85	80	75	70	65
Тип електроду	У34	У34	У38	У38	У42	У42	У42А	У42А	У46А	У46А
Спосіб зварювання	Ручний					Автоматичний				
Характер навантаження	Статичний			Пульсуючий				Знакозмінний		

Задача 2

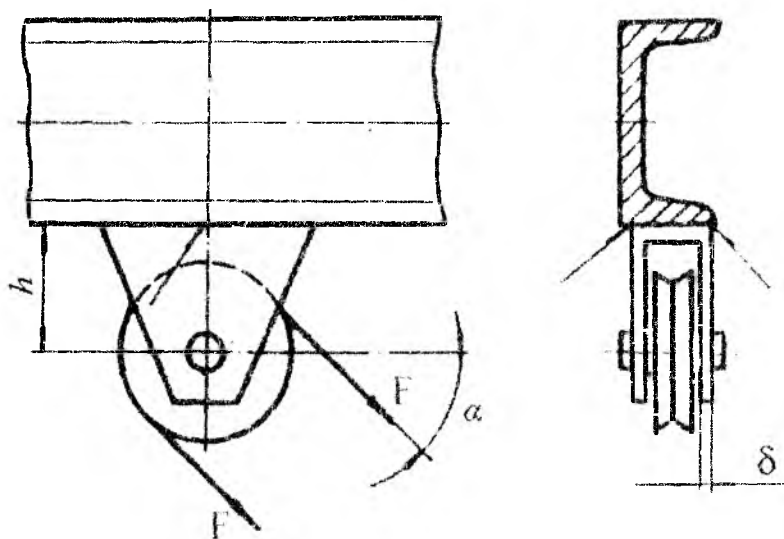
Розрахувати зварне з'єднання двухдискового зубчастого колеса, що передає потужність P при частоті обертання n , за даними таблиці. Матеріал диска – сталь Ст3, матеріал маточини й обода – Сталь 20. Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	140	150	160	170	180	180	190	190	200	200
n , об/хв	40	50	50	60	60	70	70	80	80	90
d_1 , мм	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
d_2 , мм	500	500	550	600	650	700	750	800	850	900

Задача 3

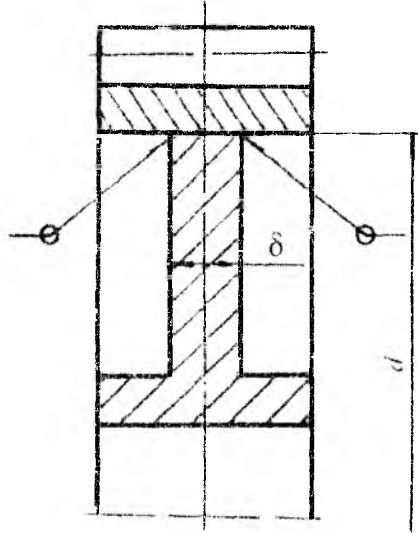
Розрахувати зварні з'єднання кріплення блоку монтажного пристрою за даними таблиці. Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
h , мм	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450
δ , мм	10	10	10	10	12	12	12	14	14	14
α , рад	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$

Задача 4

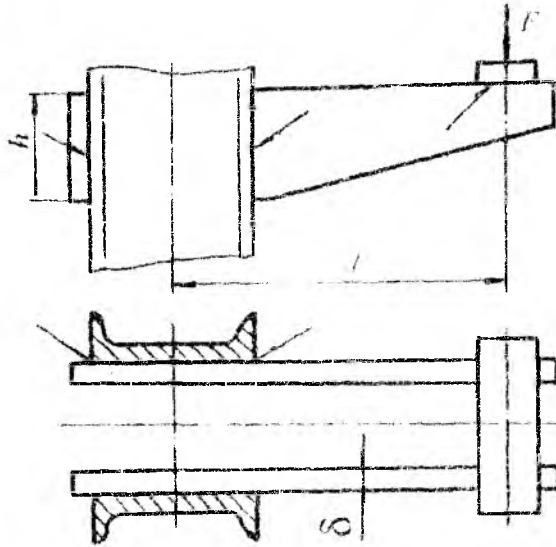
Розрахувати зварні шви, що з'єднують зубчастий вінець з диском колеса, яке передає потужність P при кутовій швидкості ω за даними таблиці. Матеріал деталей з'єднання – Сталь 20. Зварювання ручне, тип електрода – Э42. Довжина одного флангового шва $l \leq 60$ к. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P, \text{кВт}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
$\omega, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$d, \text{мм}$	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
$\delta, \text{мм}$	15	15	18	18	20	22	25	25	25	25

Додаток 1 (продовження)
Задача 5

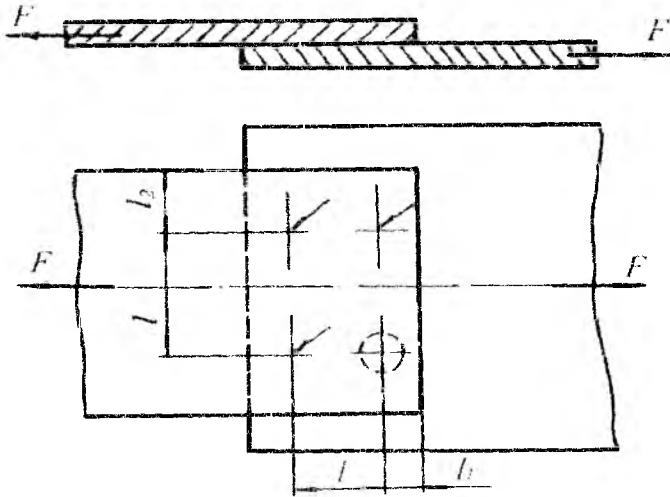
Розрахувати зварне з'єднання і визначити розміри h і δ листів, приварених до швелерів колони, за даними таблиці. Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
l , м	1.1	1	0.9	0.9	0.85	0.85	0.8	0.8	0.75	0.75
Матеріал листа	Сталь Ст 3			Сталь Ст 5			Сталь 40			

Додаток 1 (продовження)
Задача 6

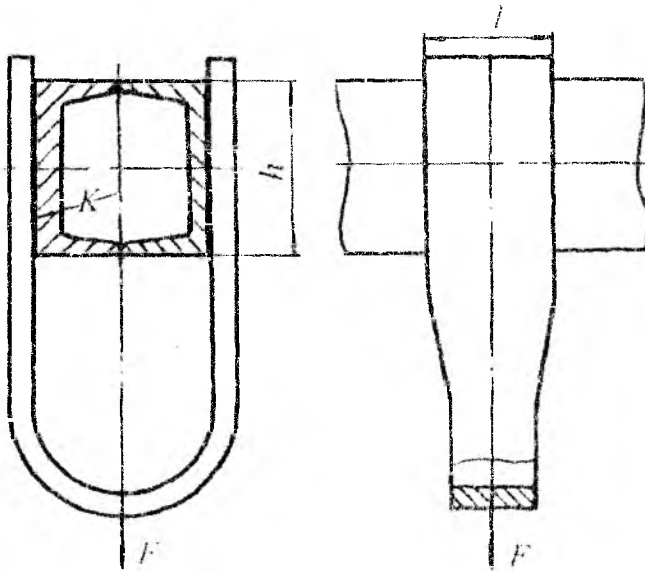
Розрахувати точковим зварюванням з'єднання, що знаходиться під дією максимальної сили F , за даними таблиці. При визначенні допустимих напружень врахувати характер навантаження. Характеристика асиметрії циклу напруження $R = -0,6$.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
d , мм	2,5	2,5	2,5	3	3	3	1,5	1,5	1,5	1,5
Матеріал	Сталь Ст5			Сталь Ст10			Сталь 30ХГСА			

Задача 7

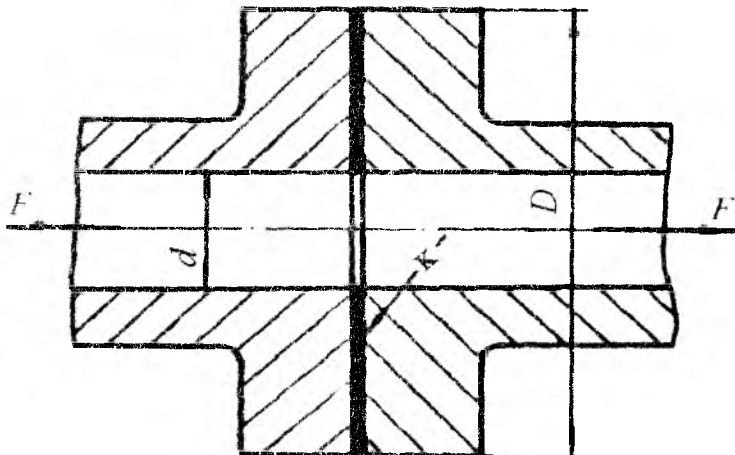
Розрахувати клейове (зсувне) з'єднання вантажної петлі, що являє собою листову сталь, приклеєну до елемента металоконструкції коробчатого типу, за даними таблиці. При виборі допустимих напружень врахувати характер навантаження. З'єднання працює в інтервалі температур 20...60 °С.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	14	14	16	16	18	18	20	22	22	24
h , мм	50	65	65	80	80	80	100	100	120	120
Клей	БФ - 4			Карбінольний				ПЕФ - 2,10		
Характер навантаження	Статичний					Знакозмінний				

Задача 8

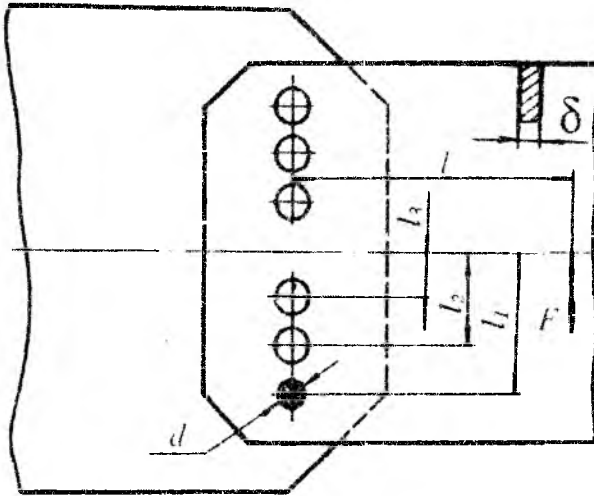
Розрахувати стикове клейове з'єднання, що знаходиться під дією статичного осьового навантаження. Визначити зовнішній діаметр D сполучних фланців. Навантаження F , внутрішній діаметр сполучних труб d і марка клею приведені в таблиці. З'єднання працює при кімнатній температурі.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
d , мм	18	19	19	20	20	21	22	24	25	27
Клей	БФ - 2			ПЕФ - 2/10				БФ - 4		

Задача 9

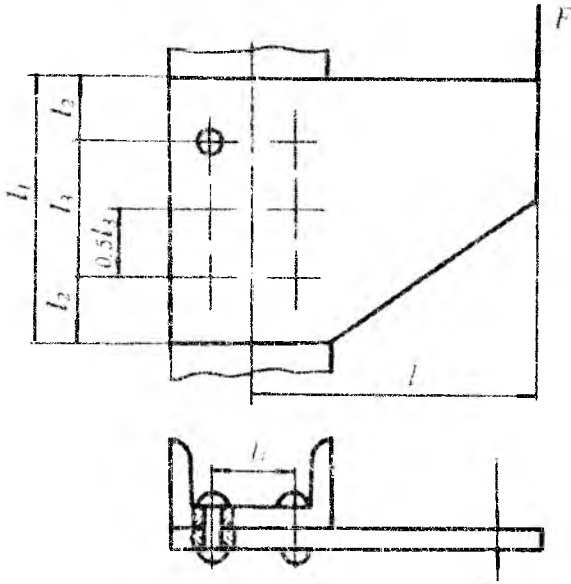
Розрахувати клепане з'єднання кріплення листа до кронштейна при дії на клепаний шов навантаження F . Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	20	22	22	24	24	26	26	28	28
l , мм	800	700	760	740	720	700	680	660	640	620
l_1 , мм	50	50	52	52	54	54	60	60	62	62
l_2 , мм	30	30	32	32	34	34	40	40	42	42
l_3 , мм	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
z	6	6	6	6	4	4	4	6	6	6

Задача 10

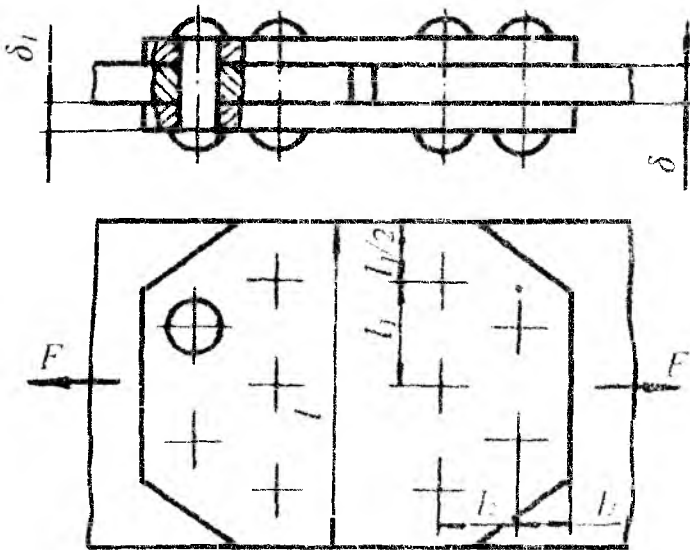
Розрахувати клепане з'єднання кріплення фасонного листа (косинки) до балки. Дані для розрахунку приведені в таблиці, число заклепок $z = 6$. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
l , мм	700	720	740	760	780	820	840	860	880	900
l_1 , мм	100	120	140	170	200	200	170	140	120	100
l_2 , мм	20	22	24	27	30	30	27	24	22	20
Матеріал деталі	Сталь Ст2			Сталь Ст3				Сталь Ст4		

Задача 11

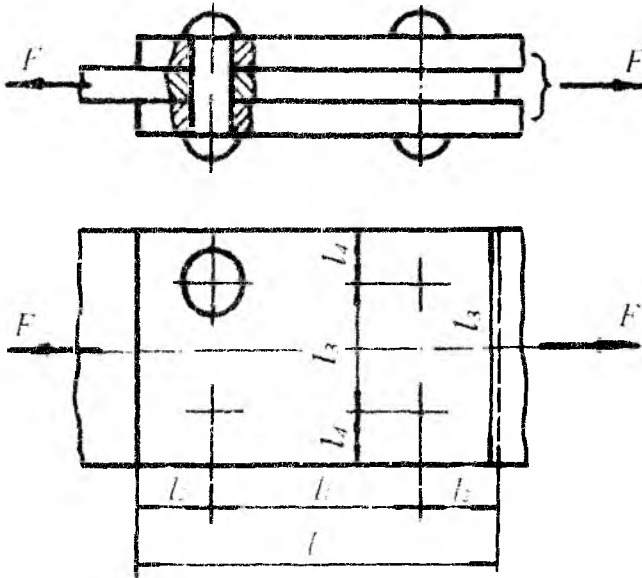
Спроекувати клепане з'єднання елементів метало-конструкції, що складає з двох смуг, з'єднаних встик за допомогою двох накладок. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	280	270	260	270	260	240	250	240	230	220
Матеріал деталі	Алюмінієвий сплав Д16Т				Сталь 20			Сталь Ст 10		
Підготовка отворів	Просверлений							Продавлен		

Задача 12

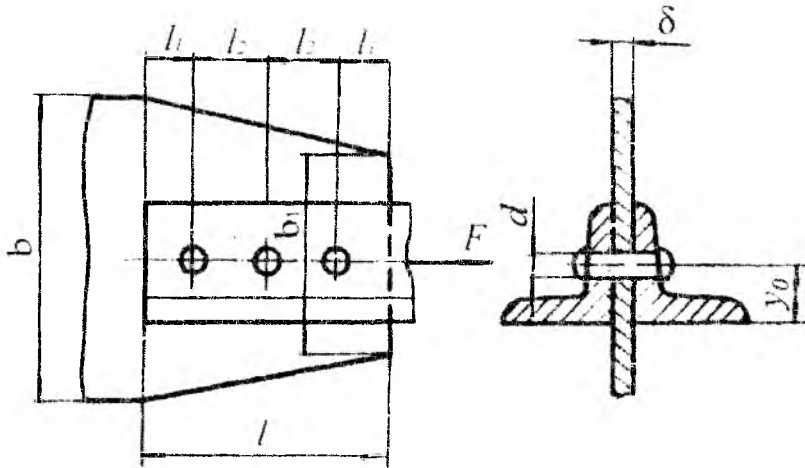
Спроекувати клепане з'єднання елементів металоко-
нструкції. Дані для розрахунку приведені в таблиці. При виборі
допустимих напружень врахувати заданий характер зміни
навантаження.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{max} кН	175	150	125	250	225	250	175	100	90	80
F_{min} кН	-80	-60	-45	-	-	-	-	0	0	0
Характер навантаження	Знакозмінний			Статичний			Пулсуючий			
Матеріал деталей	Сталь Ст5			Сталь Ст2			Сталь Ст10			
Підготовка отворів	Продавлені					Просвердлені				

Задача 13

Розрахувати клепане з'єднання фасонного листа (косинки) з кутиками при дії на нього розтягуючого зусилля. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

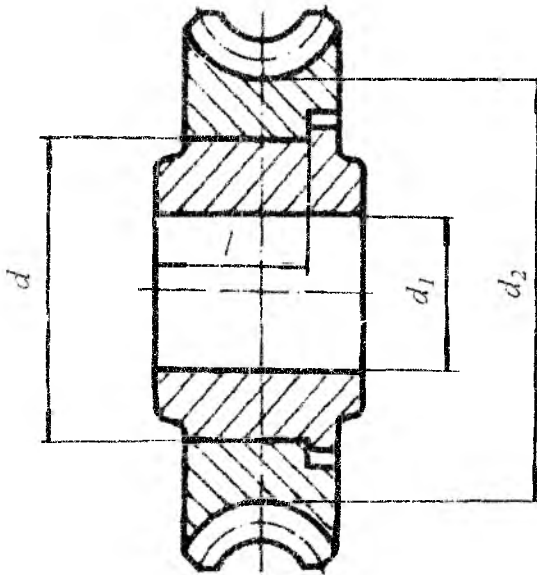


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	30	28	26	24	22	20	18	16	14	12
l , мм	240	230	220	210	200	190	180	170	160	150
b , мм	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110
b_1 , мм	100	100	90	90	80	80	70	70	60	60
δ , мм	14	14	12	12	10	10	8	8	6	6
Матеріал деталі	Сталь Ст2			Сталь Ст3			Сталь Ст4			

Додаток 1 (продовження)

Задача 14

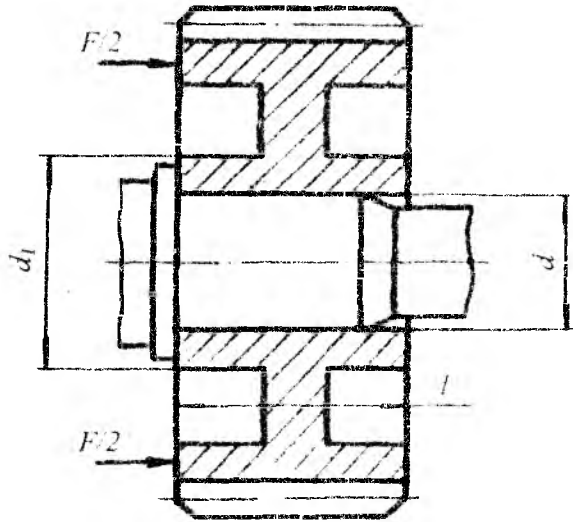
Розрахувати циліндричне з'єднання, яке гарантує натяг, що складається з зубчастого вінця і маточини черв'ячного колеса. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Складання з'єднання здійснюється нагріванням охоплюючої деталі. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, Н \cdot м$	450	475	500	525	550	575	600	625	650	675
$F_{\text{н}}, кН$	1,6	1,5	1,4	1,6	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,4
$d, мм$	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280
$d_1, мм$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	70
$d_2, мм$	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
$l, мм$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	80
Зубчастий ввінець	Бронза Бр010Ф1				Бронза Бр10ЖЦНЧ			Бронза БрА9ЖЗЛ		
Центр колеса	Чавун СЧ15				Чавун СЧ18			Чавун СЧ15		

Задача 15

Підібрати посадку зубчастого колеса на вал, здатну передати задані обертаючий момент і осьову силу. Матеріал вала – Сталь 45. Діаметр маточини колеса прийняти $d_f = 1,5d + 10$ мм; довжину маточини $l = (0,8 \dots 1,5)d$. Відсутні дані прийняти самостійно.

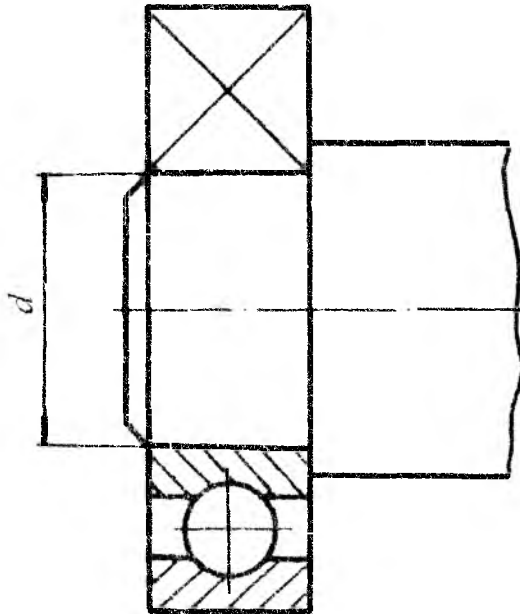


Дані для розрахунків	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	540	700	830	1000	1100	1400	870	1200	1000	1300
$F, \text{кН}$	0	1,540	0,6	0	1,7	0,65	0,84	0	0,65	2
$d, \text{мм}$	40	45	50	55	60	65	70	55	60	65
Колесо	Сталь 45			Сталь 40Х				Сталь 40ХН		
Термо - обробка	Поліпшення			Поліпшення				Загартування		
Складання з'єднання	Механічним пресуванням			Охолодження вала				Механічним пресуванням		

Задача 16

Визначити зусилля запресовування внутрішнього кільця підшипника кочення на суцільний вал при посадці $\frac{H7}{k6}$.

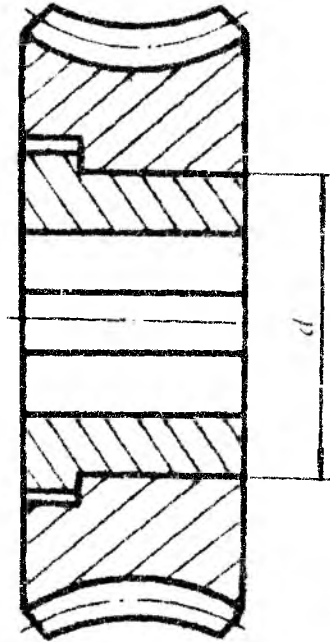
Матеріал вала – Сталь 45. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Номер підшипника	203	307	208	2309	7210	7211	212	7313	314	7515

Задача 17

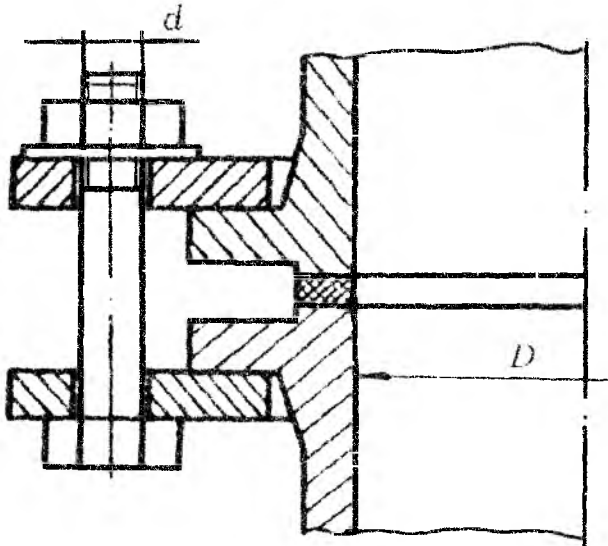
Визначити температуру нагрівання вінця черв'ячного колеса, необхідну для зборки з'єднання, що гарантує натяг, при посадці його на колісний центр. Граничні відхилення отвору і вала приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	200	210	220	230	250	270	300	330	360	400
Отвір	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H8	H8	H8	H7
Вал	p6	r6	s6	t6	s6	u7	u8	x8	z8	t6

Задача 18

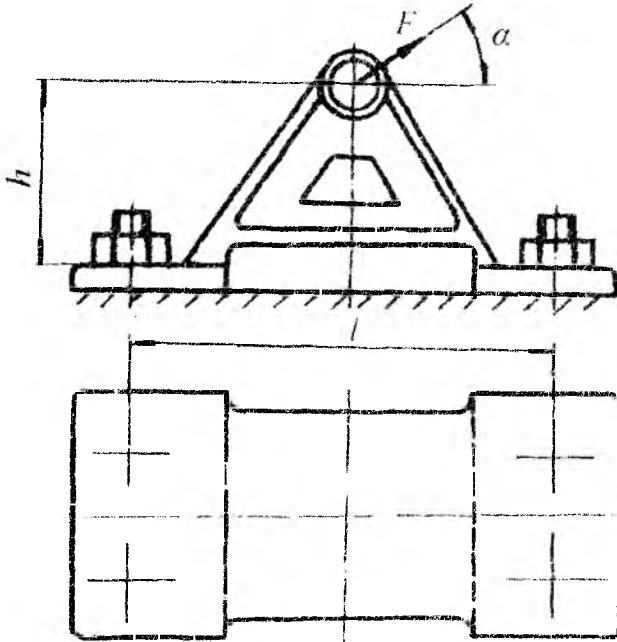
Визначити діаметр болтів фланцевого з'єднання паропроводу. Тиск пари p , внутрішній діаметр паропроводу D і кількість болтів z приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , МПа	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3
z	4	4	4	6	6	6	8	8	12	12
D , мм	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Матеріал прокладки	Гума			Пароніт			Мідь			

Задача 19

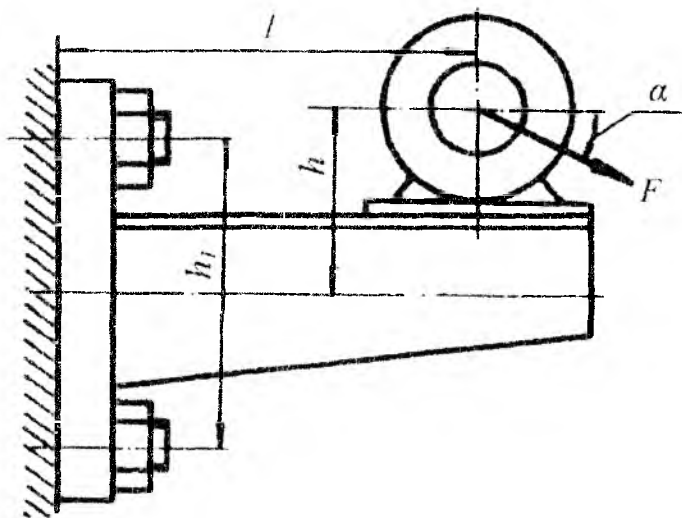
Визначити діаметр болтів кріплення чавунної стійки до бетонної основи. Коефіцієнт тертя основи стійки об бетон $f = 0,4$. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані, в тому числі матеріал болтів, прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\alpha, \text{рад}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{6}$
$l, \text{мм}$	500	500	550	550	600	600	650	650	700	700
$h, \text{мм}$	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750

Задача 20

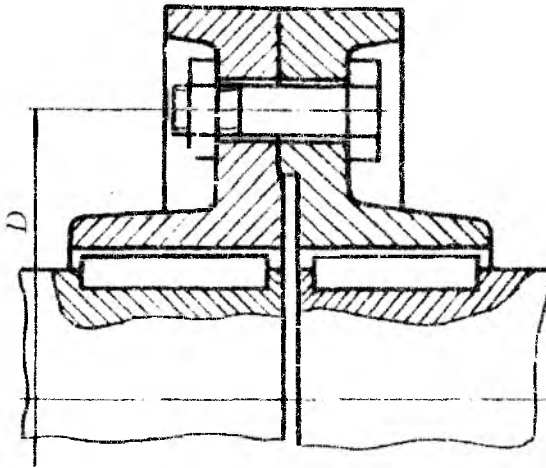
Розрахувати болти кріплення кронштейна до металевої стінки. Сила діє під кутом α . Навантаження статичне. Кількість болтів $z = 4$, матеріал – Сталь Ст3. Коефіцієнт тертя між стінкою і кронштейном $f = 0,3$. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4
l , мм	400	450	450	500	500	550	600	650	700	750
h , мм	350	320	320	300	300	280	270	250	250	230
h_1 , мм	550	500	500	450	450	400	400	350	350	300
α , мм	$\frac{\pi}{9}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{6}$	0	$\frac{\pi}{10}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{8}$	0	$\frac{\pi}{10}$

Задача 21

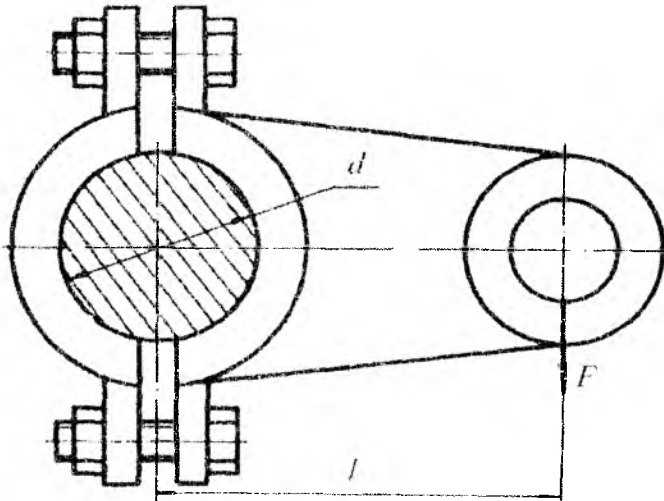
Розрахувати болти дискової муфти, що передає потужність P . Діаметр кола центрів болтів (відстань між болтами, розташованими на одному діаметрі) $D = 240$ мм. Частота обертання n , матеріал і кількість болтів приведені в таблиці. Умови прикладення навантаження вважати статичними. Розрахунок болтів виконати для двох випадків їхньої установки в отвори напівмуфт: без проміжку і з проміжком. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
n , об/хв	100	200	300	100	200	300	100	200	300	100
z	4	4	4	6	6	6	8	8	6	6
Матеріал болтів	Сталь 20			Сталь 45			Сталь 30			

Задача 22

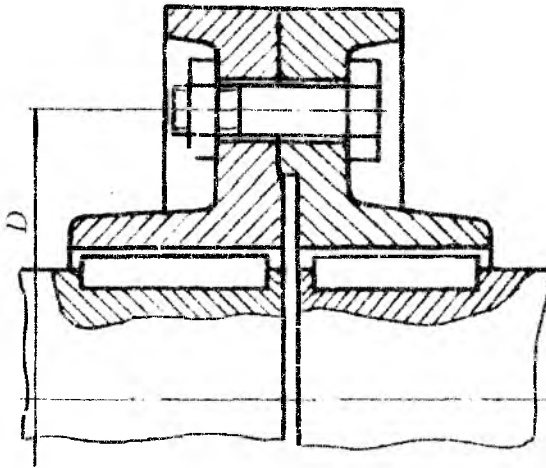
Визначити діаметр болтів клемового з'єднання, що забезпечус передачу обертаючого моменту від сили F , прикладеної на кінці важеля, на вал діаметром d при коефіцієнті тертя f між маточиною важеля і валом, за даними таблиці.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
d , мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
l , мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
f	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2

Задача 21

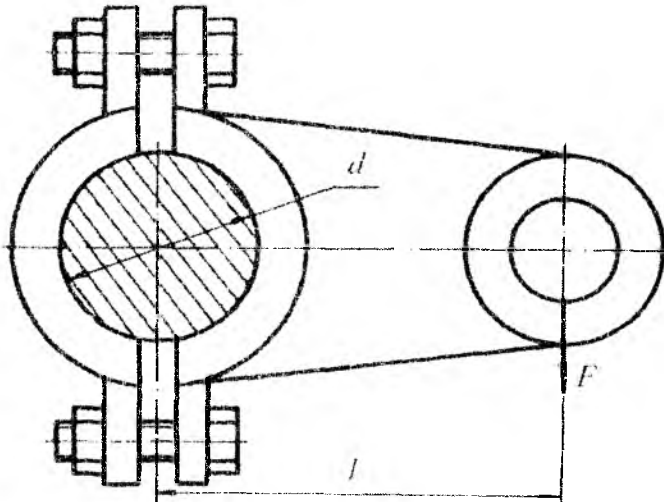
Розрахувати болти дискової муфти, що передає потужність P . Діаметр кола центрів болтів (відстань між болтами, розташованими на одному діаметрі) $D = 240$ мм. Частота обертання n , матеріал і кількість болтів приведені в таблиці. Умови прикладення навантаження вважати статичними. Розрахунок болтів виконати для двох випадків їхньої установки в отвори напівмуфт: без проміжку і з проміжком. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
n , об/хв	100	200	300	100	200	300	100	200	300	100
z	4	4	4	6	6	6	8	8	6	6
Матеріал болтів	Сталь 20			Сталь 45			Сталь 30			

Задача 22

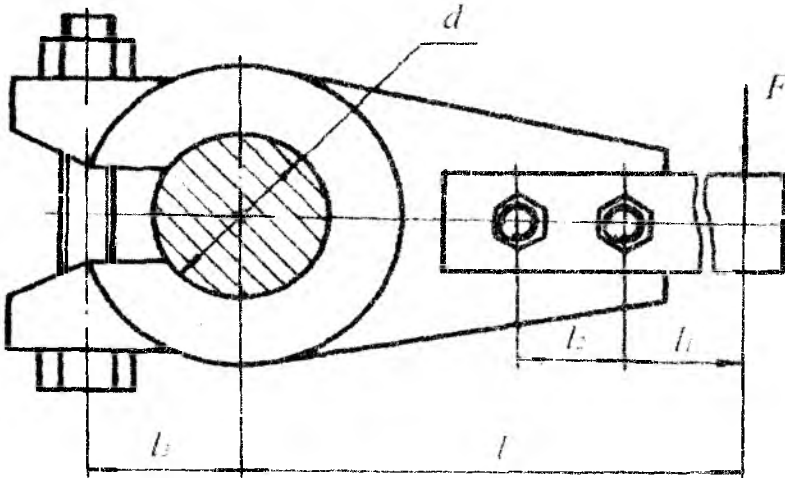
Визначити діаметр болтів клемового з'єднання, що забезпечує передачу обертаючого моменту від сили F , прикладеної на кінці важеля, на вал діаметром d при коефіцієнті тертя f між маточиною важеля і валом, за даними таблиці.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
d , мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
l , мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
f	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2

Задача 23

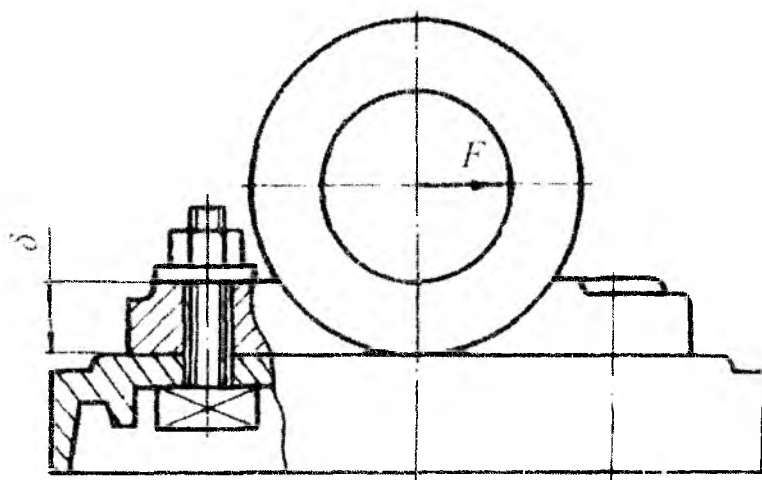
Визначити діаметр болтів клемового з'єднання і кріплення важеля, що служить для його закріплення на валу. Навантаження F , діаметр вала d , плече l , відстані l_1 , l_2 , l_3 і коефіцієнт тертя f приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150
d , мм	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48
l , мм	450	520	580	640	700	760	820	880	940	1000
l_1 , мм	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
l_2 , мм	100	120	130	140	150	160	170	180	190	200
l_3 , мм	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46
f	0,15	0,15	0,16	0,18	0,18	0,2	0,2	0,16	0,16	0,18

Задача 24

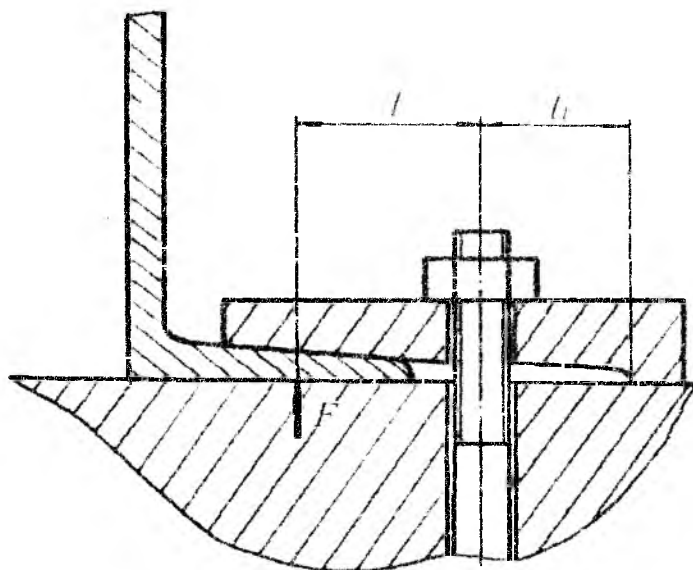
Визначити діаметр болтів для кріплення до станини чавунного корпусу підшипника, навантаженого поперечною силою F . Кількість болтів $z = 4$, матеріал – сталь. Розрахунок болтів виконати для двох випадків їхньої установки в отвори з-під розвертки: із проміжком і без проміжку. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
δ , мм	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Матеріал болтів	Сталь Ст3			Сталь Ст4			Сталь Ст5			

Задача 27

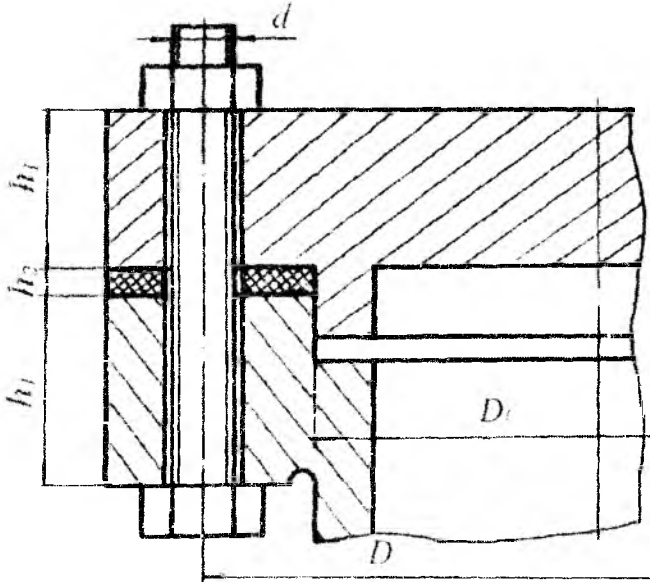
Визначити діаметр болтів, за допомогою яких балка-швелер кріпиться до основи. Значення необхідного зусилля притиску однієї площадки F , плечі площадки l і l_1 приведені в таблиці. Матеріал болта – сталь Ст3. Навантаження постійне, затягування не контролюється. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
l , мм	25	27	29	31	33	35	39	41	43	45
l_1 , мм	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38

Задача 28

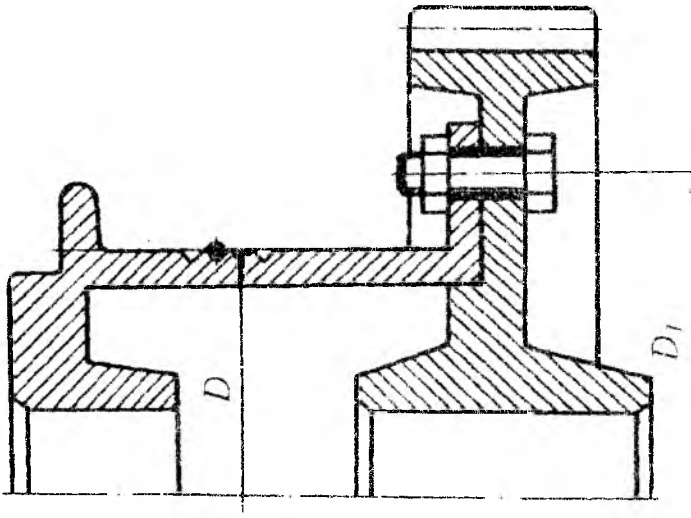
Визначити діаметр болтів, що кріплять кришку посудини стиснутого повітря. Тиск повітря p , внутрішній діаметр посудини D_i , і кількість болтів z приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
D_i , мм	410	390	370	350	330	310	290	270	250	230
z	12	12	12	8	8	8	8	6	6	6

Задача 29

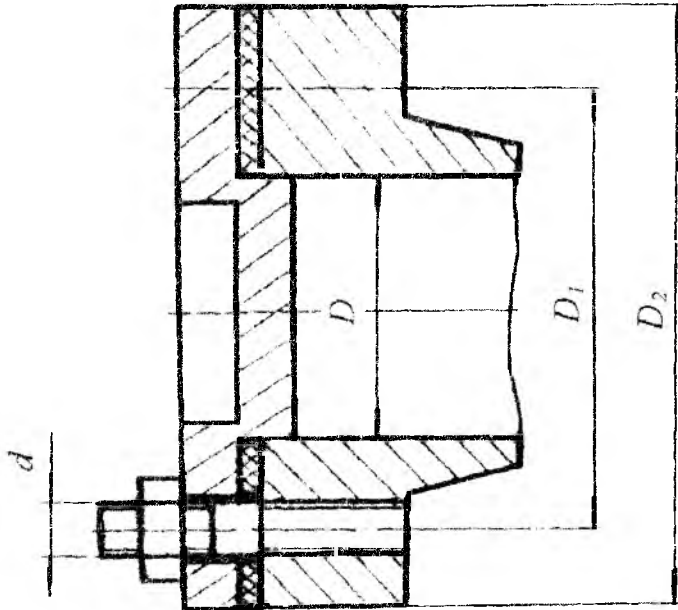
Розрахувати болти, що скріплюють зубчасте колесо з барабаном лебідки. Розрахунок вести в двох варіантах установки болтів: із проміжком і без проміжку. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Матеріал барабана — чавун, матеріал колеса — Сталь 35. Відсутні дані прийняти самостійно. Вантажопідйомність лебідки F .



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	20	20	25	25	25	30	30	30	35
D , мм	250	300	350	300	350	400	400	450	500	550
D_1 , мм	400	450	500	450	500	550	550	600	650	700

Задача 30

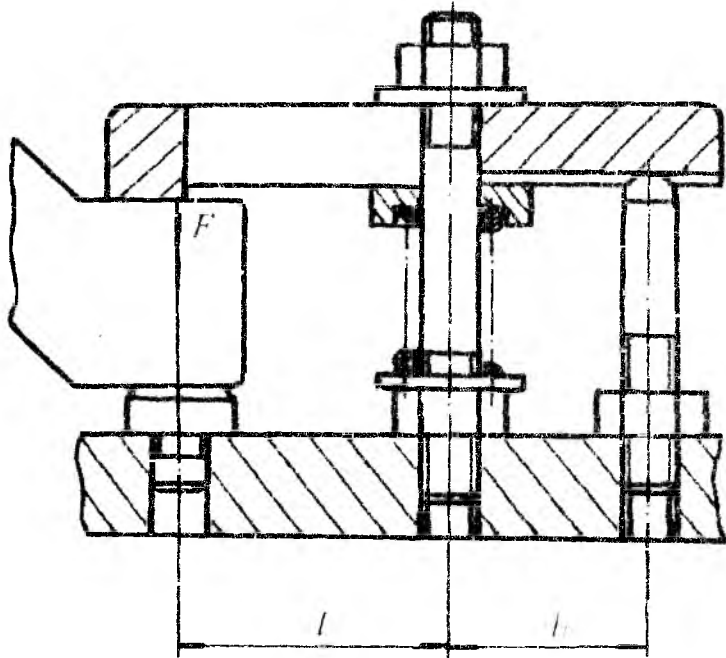
Розрахувати шпильки, якими кришка прикріплена до парового циліндра. Тиск пари в циліндрі змінюється від 0 до максимального значення p . Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_{\text{пар}}$ МПа	0,5	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
D , мм	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400
D_1 , мм	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500

Задача 31

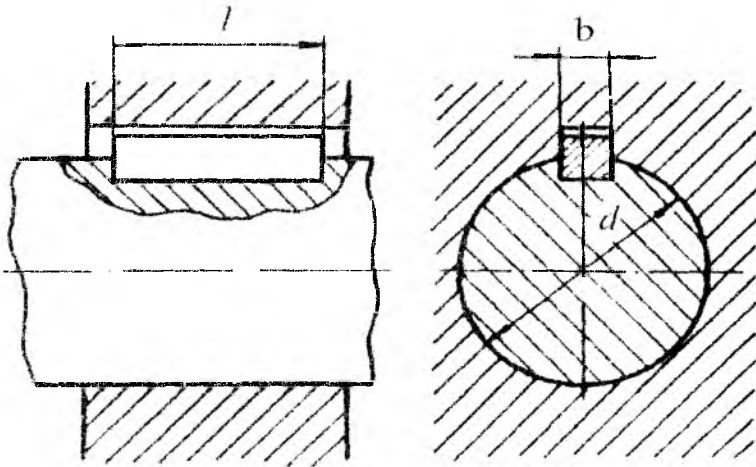
Розрахувати діаметр різьби шпильки прихвата верстата. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
l , мм	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
l_1 , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190

Задача 32

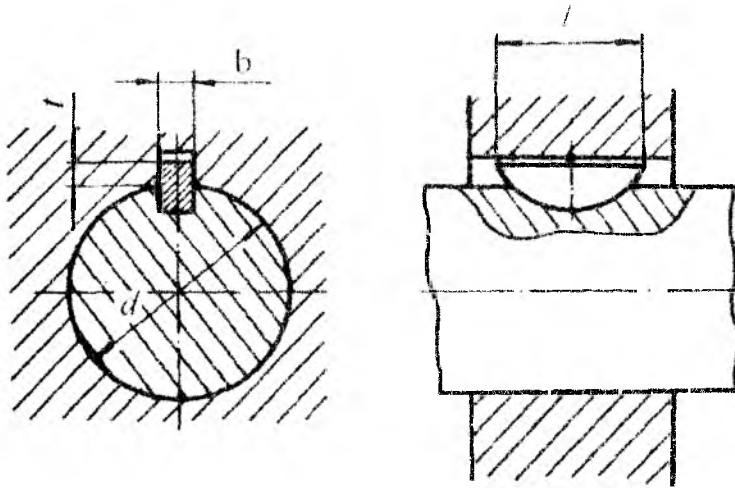
Підібрати призматичну урізну шпонку і перевірити на міцність шпонкове з'єднання, за допомогою якого циліндричне зубчасте колесо закріплене на валу редуктора. Матеріал зубчастого колеса і вала, значення обертаючого моменту, що передається, і діаметра вала приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для обчислень	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
$d, \text{мм}$	30	35	40	45	50	30	35	40	45	50
Матеріал колеса	Сталь 40Х				Сталь 45			Сталь 18ХГТ		
Матеріал вала	Сталь 40				Сталь 45			Сталь 40Х		

Задача 33

Підібрати і перевірити на міцність сегментну шпонку, призначену для кріплення глухої втулкової муфти на валу. Матеріал вала і втулки, значення обертаючого моменту, що передається, і діаметра вала приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

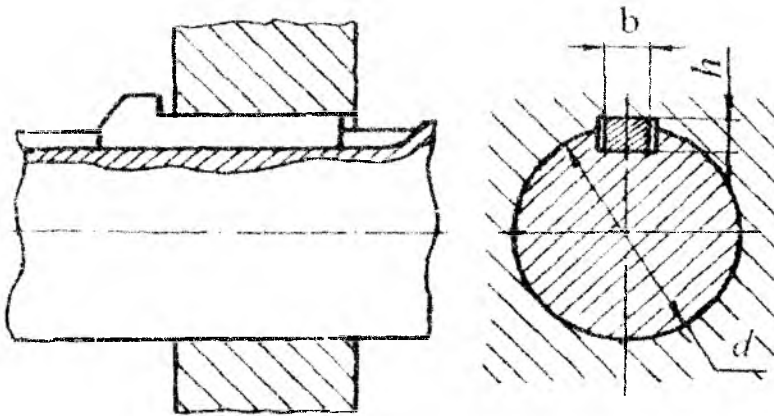


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	50	60	70	80	100	100	80	70	60	50
$d, \text{ мм}$	20	20	25	25	30	30	35	35	40	40
Матеріал вала	Сталь 20			Сталь 40			Сталь 45			
Матеріал втулки	Сталь 45			Сталь 45			Сталь 40Х			

Додаток 1 (продовження)

Задача 34

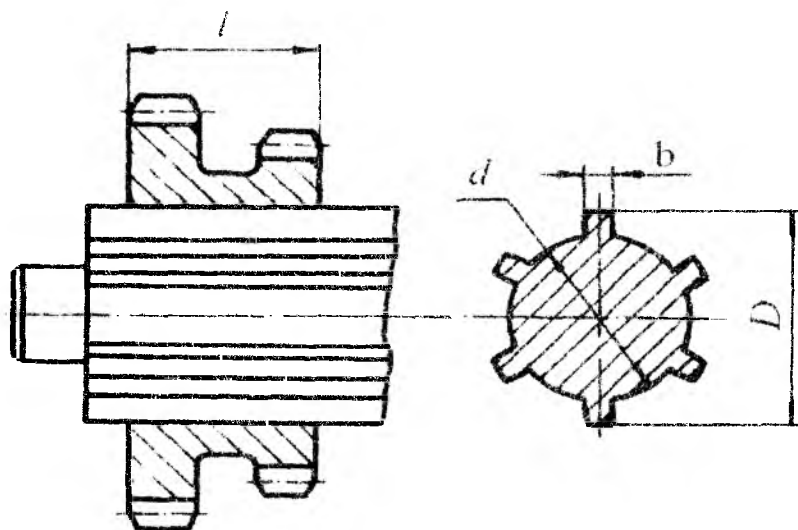
Підібрати за стандартом клинову шпонку і перевірити на міцність шпонкове з'єднання. Матеріал маточини і вала, значення обертаючого моменту, що передається, і діаметр вала приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Види профільників	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M, Н \cdot м$	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600
$d, мм$	26	26	28	28	30	30	32	32	34	34
Матеріал маточини	Чавун СЧ12				Чавун СЧ15				Чавун СЧ18	
Матеріал вала	Сталь Ст3				Сталь 20				Сталь 45	

Задача 35

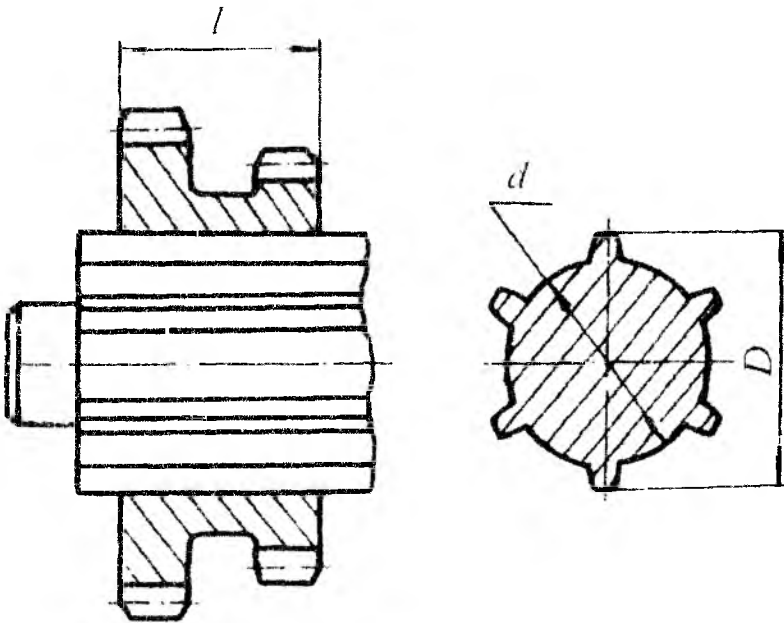
Підібрати за стандартом прямобічне зубчасте (шліцьове) з'єднання рухливого блоку шестерень коробки швидкостей з валом і перевірити його на міцність. Обертаючий момент, що передається T і зовнішній діаметр вала D приведені в таблиці. Матеріал вала – Сталь 45, блоку шестерень – Сталь 40Х. Ширину блоку шестерень прийняти за умовою міцності на зминання з'єднання. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	600	600	700	700	800	800	900	900	950	1000
$D, \text{мм}$	45	48	50	52	55	58	60	65	70	75

Задача 36

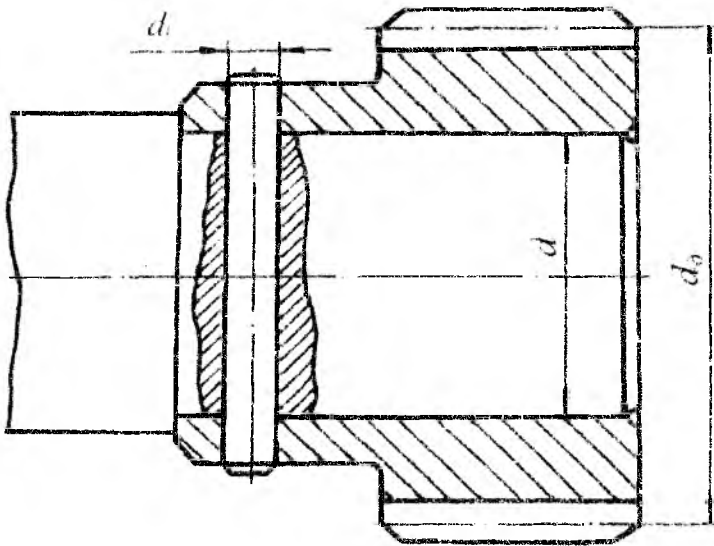
Підібрати за стандартом і перевірити на міцність рухливе швольентне зубчасте (шліцьове) з'єднання вала коробки швидкостей токарного верстата. Обертаючий момент, що передається T , зовнішній діаметр вала D і довжина блоку шестерень приведені в таблиці. Матеріал блоку шестерень – Сталь 45 поліпшена. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850
$D, \text{мм}$	35	36	37	38	39	40	41	42	43	45
$l, \text{мм}$	50	50	55	55	60	60	65	65	70	70

Задача 37

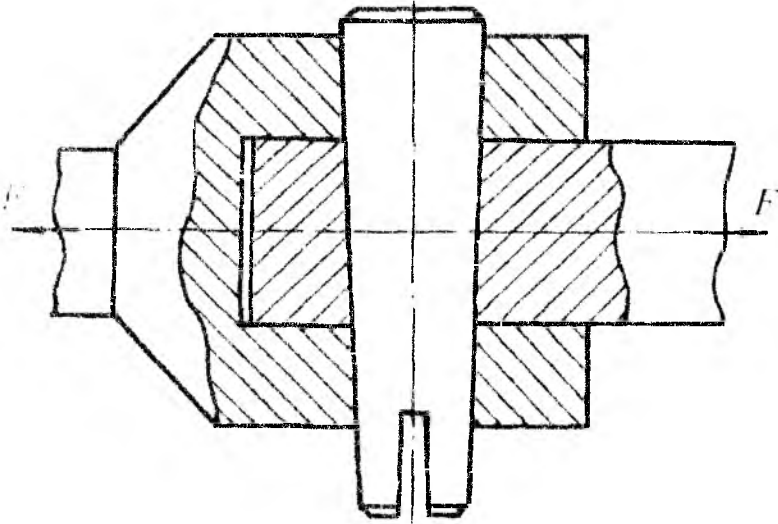
Розрахувати і підібрати за стандартом циліндричний штифт для кріплення зубчастого колеса на валу. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
$d, \text{ мм}$	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48

Додаток 1 (продовження)
Задача 38

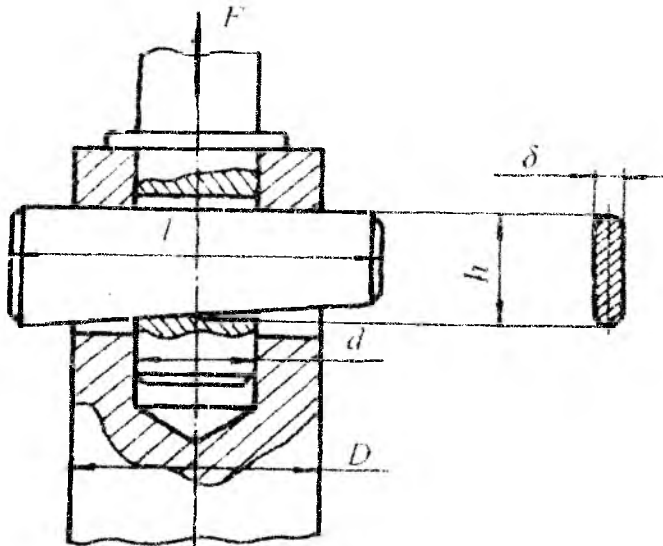
Визначити середній діаметр штифта при дії на нього сили F , перпендикулярної до осі штифта. Сила F і матеріал штифта приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для рахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
матеріал	Сталь А12					Сталь 45				

Задача 39

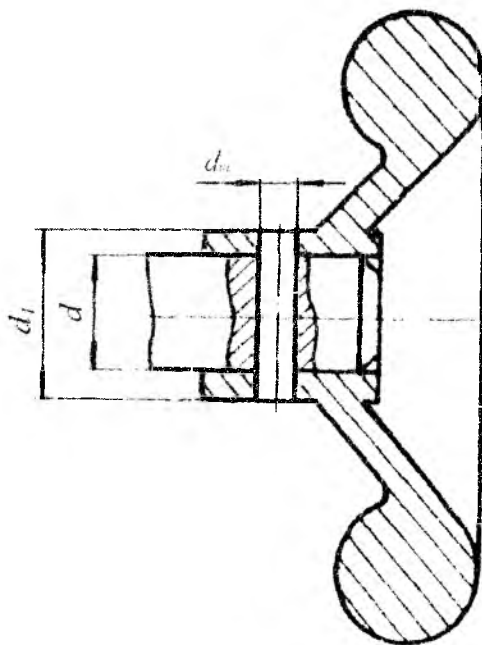
Розрахувати напружене клинове з'єднання, що працює в умовах знакозмінного навантаження. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Матеріал стрижня	Сталь Ст3				Сталь Ст5			Сталь 45		
Матеріал втулки	Чавун СЧ15				Сталь 20			Чавун СЧ18		

Задача 40

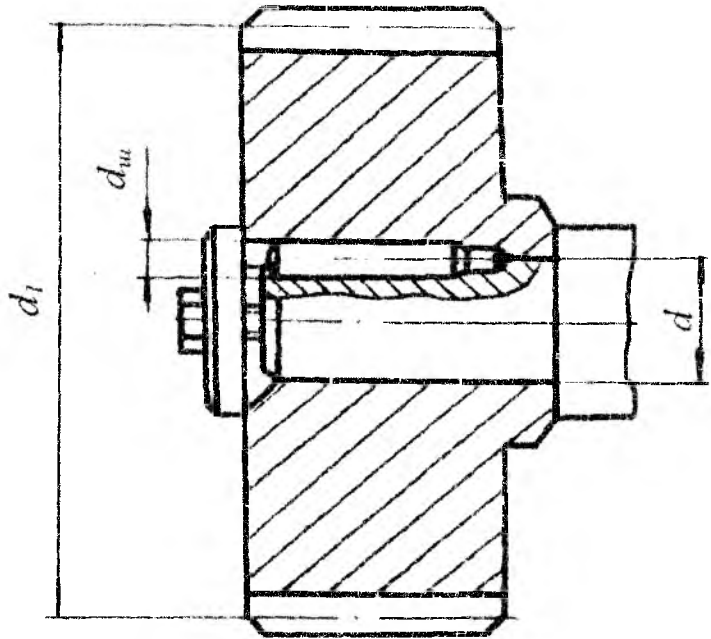
Розрахувати з умови рівномірності розміри циліндричного штифта, що з'єднує вал з маховиком, до якого прикладений обертовий момент T . Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48
$d, \text{ мм}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Матеріал вала	Сталь Ст3					Сталь Ст5				
Матеріал штифта	Сталь 45					Сталь 30				
Матеріал маховика	Сплав АЛ15В					Сплав АЛ6				

Задача 41

Розрахувати циліндричний штифт (шпонку) кріплення шестірни на валу і підібрати його діаметр за стандартом. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

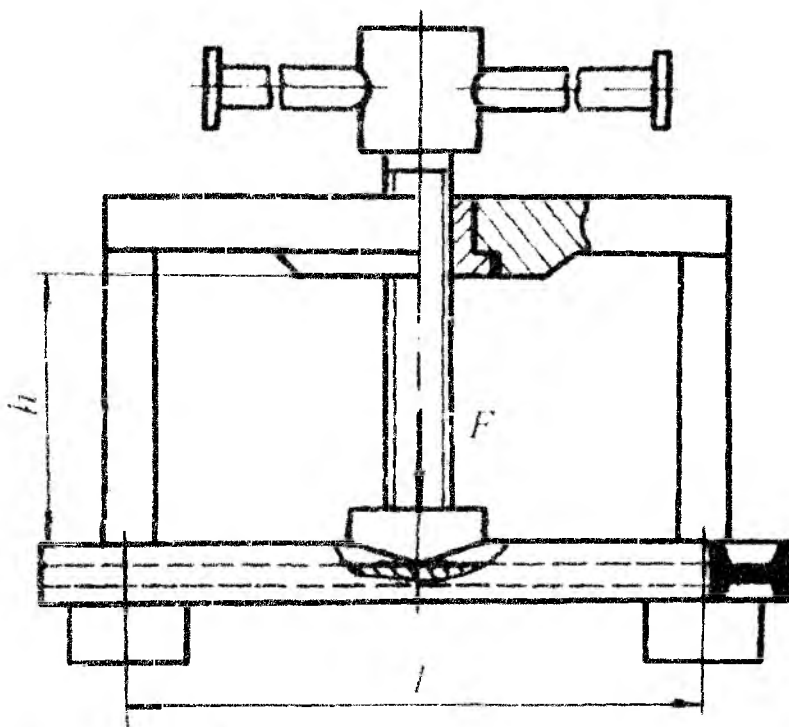


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60
$d, \text{мм}$	40	42	45	48	50	52	55	60	65	55
Матеріал штифта	Сталь 45				Сталь 40			Сталь А12		

Додаток 1 (продовження)

Задача 42

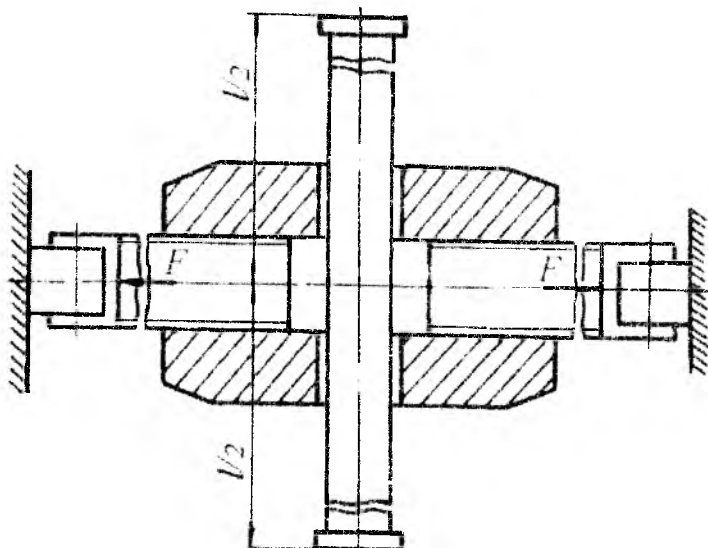
Розрахувати гвинт і гайку преса для згинання шкворневих балок. Висота гвинта $h = 500$ мм, номер профілю і відстань між опорами преса приведено в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер профілю	18	18	18	20	20	20	20	22	22	22
l , мм	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
Профіль різьби	Упорний					Прямокутний				

Задача 43

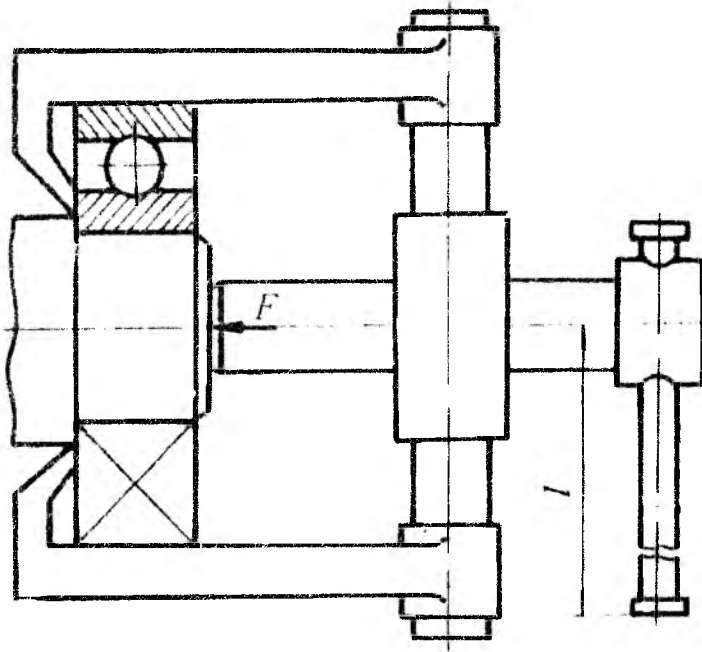
Визначити розміри гвинта і гайки стяжного з'єднання, що знаходиться під дією сили F , і розміри рукоятки. Зусилля, прикладене до кінців рукоятки, $F_t = 0,2$ кН. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Профіль різьби	Трапецедальний				Прямокутний			Трапецедальний		
Число заходів гвинта	Двухзахідний					Однозахідний				

Задача 44

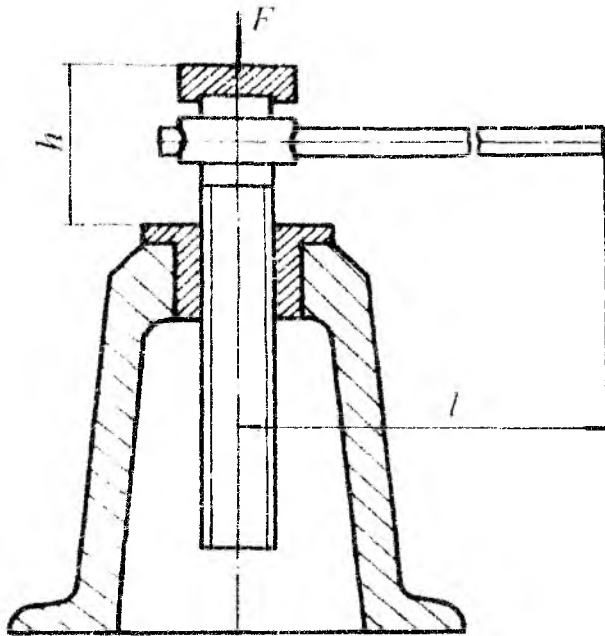
Розрахувати гвинт і гайку знімача при силі тиску на гвинт, рівної F . Визначити довжину рукоятки l , якщо зусилля, прикладене на кінці, $F_1 = 0,2$ кН. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
Профіль різьби	Трапецеїдазний					Прямокутний				

Задача 45

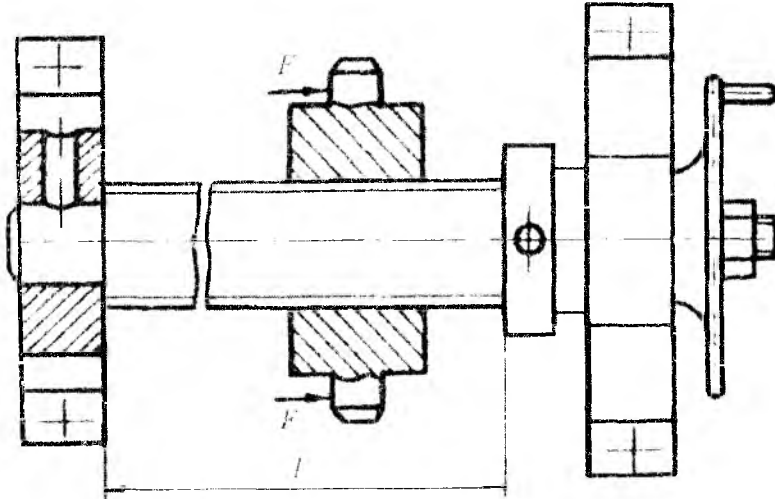
Розрахувати гвинт, гайку і довжину рукоятки самогальмуючого домкрата вантажопідйомністю F і висотою підйому вантажу h . Зусилля на рукоятці прийняти $F_1 = 0,3$ кН. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	24	28	32	36	40	44	48	52	55
h , м	0,35	0,45	0,55	0,60	0,65	0,35	0,45	0,55	0,60	0,65
Профіль різьби	Трапецедальний				Упорний			Прямокутний		

Задача 46

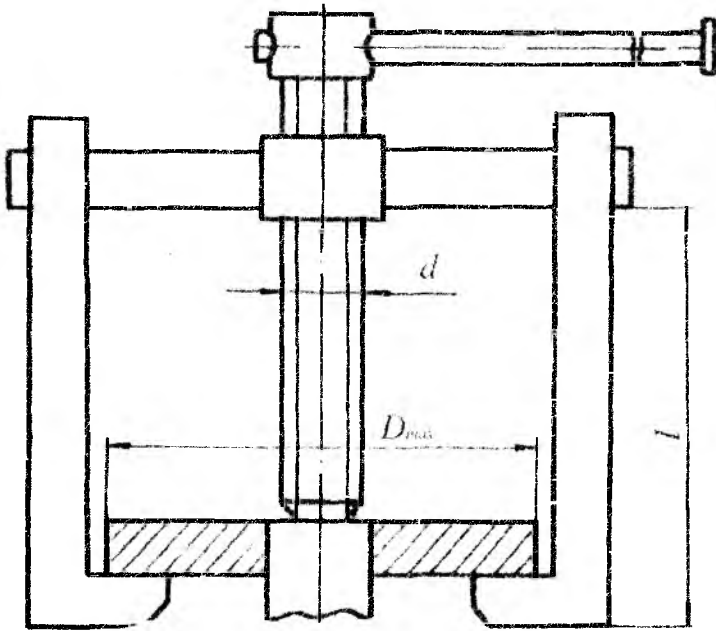
Розрахувати гвинт і гайку механізму відводки муфти. Осьове зусилля F діюче на гвинт, і відстань між опорами приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	7	8	9	5,5	10	11	12	13	14
l , мм	400	500	600	700	800	800	700	600	500	400
Профіль ризьби	Трапецеїдальний					Прямокутний				

Задача 47

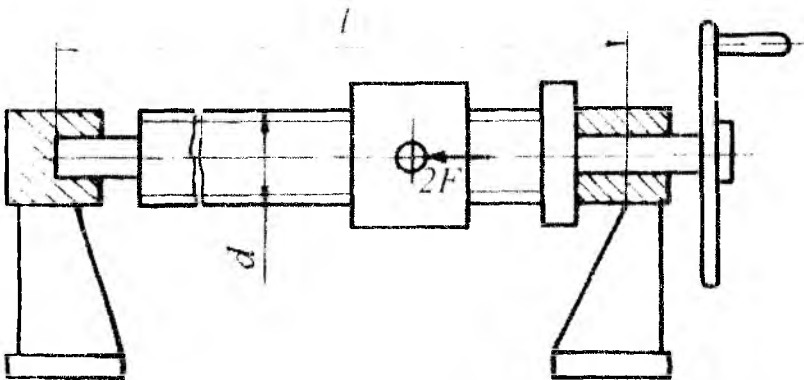
Розрахувати гвинт і гайку знімача. Сила тиску на гвинт F , тип різьби, найбільший діаметр деталі, що знімається D_{max} і довжина захоплення l приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
D_{max} , мм	130	150	170	190	210	230	250	270	290	300
l , мм	180	200	220	240	260	280	300	320	340	250
Профіль різьби	Трапецедальний			Трикутний			Трапецедальний			

Задача 48

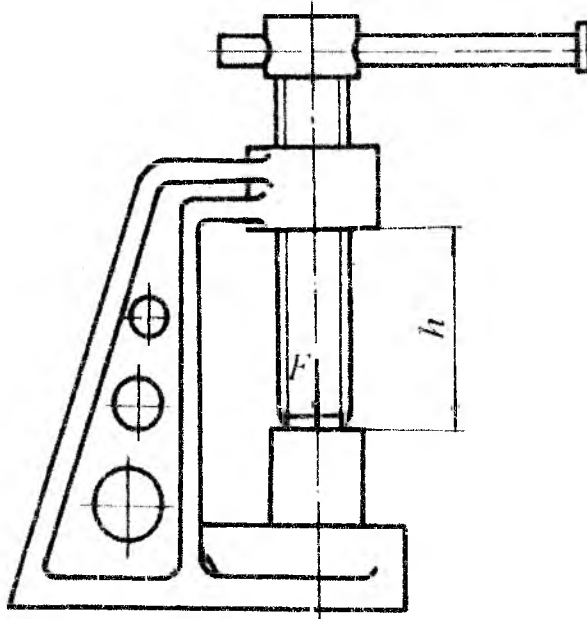
Розрахувати гвинт і гайку гвинтового механізму, призначеного для вмикання і вимикання муфти. Осьове зусилля на гвинт F і відстань між опорами l приведені в таблиці. Тип різьби – трапецеїдальна. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4	6	8	10	5	7	9	11	13	15
l , м	0,7	0,5	0,6	0,5	0,7	0,6	0,8	0,7	0,5	0,4

Задача 49

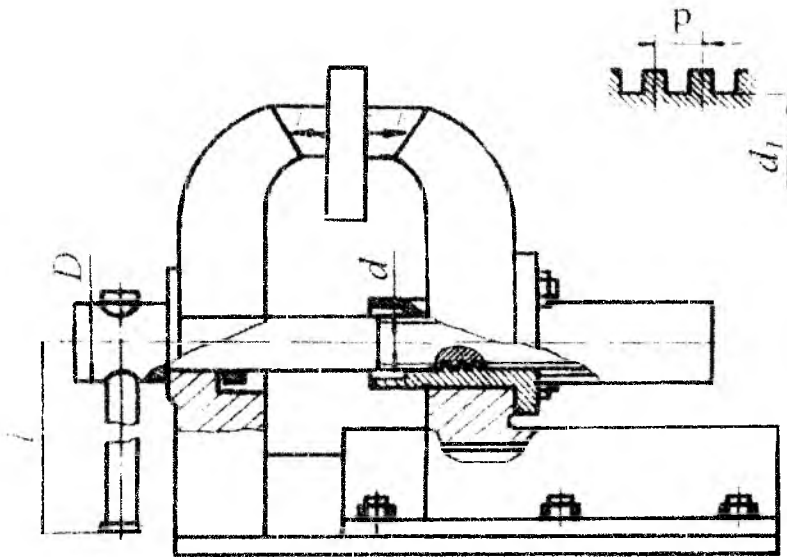
Розрахувати гвинт і гайку преса. Зусилля преса F і найбільше переміщення гвинта h приведені в таблиці. Різьба упорна. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
$h, \text{мм}$	320	300	270	250	230	210	260	240	220	200

Задача 50

Розрахувати гвинт і гайку паралельних лищат і довжину рукоятки. Зусилля притиснення деталі F , розрахункове зусилля на рукоятці прийняти $F_1 = 0,2$ кН, а коефіцієнт тертя в різьбі і на торці $f = 0,18$. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11
Форм. різьби	Трапецеїдальний					Прямокутний				

ГОСТ 2104-68 Форма 2а

185

297

15 = 3 x 5

		Содержание									Акт 2 18 0421 001 РРР	
		Инвентаризация										2

210

Міністерство освіти і науки України

**Житомирський державний
технологічний університет**

Кафедра А і МТС

РОЗРАХУНОК З'ЄДНАНЬ

розрахунково-графічна робота з курсу

ДЕТАЛІ МАШИН

ААГ2.180421. 001 РГР

Керівник:

/підпис / В. Є. Стаценко

15.04.2003

Виконавець:

/підпис / Ю. А. Осіпов

14.04.2003

2003

44 Додаток до розрахунку з'єднань. Чистий пояснювальний записок, що додається до кресла - відомості
про роботу виконавця, строки виконання роботи, оцінку роботи - рекомендації керівника.

Зміст

1. ААГ2. 180421. 001. Задача 1. Розрахунок зварних з'єднань	2
2. ААГ2. 180421. 001. Задача 2. Розрахунок ризьбових з'єднань	5
3. ААГ2. 180421. 001. Задача 3. Розрахунок шліцевих (зубчастих) з'єднань	8
4. ААГ2. 180421. 001. Задача 1. Розрахунок гвинтів та гайок передач	11
Додаток	14

[illegible]

Список рекомендованої літератури

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х кн. – 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Дунаев П.Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора. М.: Высш. шк., 1984.
3. Заблонский К.И. Детали машин. – Киев: Вища шк., 1985.
4. Иванов М.Н. Детали машин. – 5-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1991.
5. Посилевич Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985.
6. Детали машин: Методические указания и контрольные задания / под ред. П. Г. Гузенкова. – М.: Высш. шк., 1986.
7. Навлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993.
8. Нисаренко Г.С., Яковлев Л.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1975.
9. Феодоренко В.А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению. – 14-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И.И. Поповой. – Л.: Машиностроение, 1982.
10. Корявцев В. Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980.
11. Гузенков П.Г. Детали машин. – 4-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1986.
12. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1979.
13. Детали машин в примерах задач / Под ред. И.И. Пичепорчика. 2-е изд. – М.: Высш. шк., 1981.
14. Романов М. В. и др. Сборник задач по деталям машин. – М.: Машиностроение, 1984.
15. Устинов И. И. Детали машин. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1981.
16. Зинченко В. А. Конструирование соединений деталей в машиностроении: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1985.