

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

ЗБІРНИК ЗАДАЧ

**з дисципліни «Деталі машин»
для студентів механічних спеціальностей**

ЧАСТИНА 3

Краматорськ 2006

УДК 621.81

Збірник задач з дисципліни «Деталі машин» для студентів механічних спеціальностей. Ч. 3 / Укл. С. Г. Карнаух, А. В. Чумаченко. – Краматорськ: ДДМА, 2006. – 44 с.

У збірник включені задачі з розрахунку різьб і нарізних сполучень, шпонкових, шліцьових, штифтових, а також, зварених з'єднань. Особливістю збірника є те, що вихідні дані до задач представлені в шести варіантах. Це дозволяє видати індивідуальне завдання кожному студентові, що сприяє придбанню навички по вирішенню задач і прискорює проведення розрахунків.

*Перезатверджено рішенням вченої ради ФІТО
від 25.02.2019 протокол №7*

Укладачі: С.Г. Карнаух, доц.,
А.В. Чумаченко, ст. викл.

Відп. за випуск: Е.О. Владимиров, доц.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 НАРІЗНІ СПОЛУЧЕННЯ	5
1.1 Класифікація різьб. Геометричні параметри різьб	5
1.2 Різьбова пара. Співвідношення сил у різьбовій парі	5
1.3 Розрахунок елементів різьби на міцність	8
1.4 Розрахунок не затягнутих попередньо нарізних сполучень	11
1.5 Розрахунок попередньо затягнутих нарізних сполучень	13
1.6 Розрахунки попередньо затягнутих нарізних з'єднань з урахуванням піддатливості стику	18
2 ШПОНКОВІ, ШЛІЦЕВІ, ШТИФТОВІ З'ЄДНАННЯ	21
3 З'ЄДНАННЯ ЗВАРЮВАННЯМ.....	28
ДОДАТОК А	36
ДОДАТОК Б	37
ДОДАТОК В.....	42
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	43

ВСТУП

З'єднання найбільш поширений вид сполучення деталей. В зв'язку з цим, розрахунку з'єднань в курсі деталей машин приділяється велика увага. З метою найбільш повного ознайомлення студентів з цим розділом курсу, а також, для засвоєння теоретичного матеріалу і придбання навичок у вирішенні практичних питань і складений цей збірник.

Окремо складений решебник, в якому наведені чисельні значення як кінцевих так і проміжних розрахунків, дозволяє дуже легко знаходити помилки в розрахунках і контролювати хід рішення.

Найбільша увага приділяється різьбовим, шпонковим, шліцьовим, штифтовим та звареним з'єднанням.

Задачі в збірнику представлені в шести чисельних варіантах, що дозволяє одночасно видавати різні завдання великій кількості студентів і при необхідності, контролювати правильність відповідей.

Наприкінці задачника наведений невеликий довідковий матеріал, що сприяє прискоренню вирішення задач і ознайомленню з стандартами на різні вироби.

1 НАРІЗНІ СПОЛУЧЕННЯ

1.1 Класифікація різьб. Геометричні параметри різьб

Задача 1.1.1

Назвати різьбу і визначити геометричні параметри: зовнішній діаметр, крок різьби, кут профілю, хід різьби, кількість заходів, кут підйому витка, напрямок витка (табл. 1.1). Довідкові дані дивись в табл. А.1.

Таблиця 1.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M20	M16×1	TГ40×6	TГ48×8LH	S50×8	S44×4(P2)

1.2 Різьбова пара. Співвідношення сил у різьбовій парі

Задача 1.2.1

Визначити кут підйому витка і перевірити, чи є різьба самогальмівною (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M20×1,5	M18×3 (P1)	S80×8(P4)	TГ50×12	TГ120×18(P6)	Прямокут. 90×8
Середній діаметр різьби d_2 , мм	19	17,35	77	44	117	86
Коефіцієнт тертя в різьбі f	0,16	0,15	0,1	0,08	0,08	0,1

Задача 1.2.2

Визначити коефіцієнт корисної дії різьбової пари (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M20×1,5	M18×3 (P1)	S80×8 (P4)	TГ50×12	TГ120×18 (P6)	Прямокут. 90×8
Середній діаметр різьби d_2 , мм	19	17,35	77	44	117	86
Коефіцієнт тертя в різьбі f	0,16	0,15	0,1	0,08	0,08	0,1

Задача 1.2.3

Визначити, при якому числі заходів різьба перестане бути самогальмівною (табл. 1.4).

Таблиця 1.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M16	M30×1	TГ46×8	TГ75×10	S60×8	Прямокут. 30×6
Середній діаметр різьби d_2 , мм	14,7	29,35	42	70	54	27
Коефіцієнт тертя f	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12

Задача 1.2.4

Визначити силу F_p , яку необхідно прикласти до стандартного ключа при загвинчуванні гайки до появи в стрижні болта напружень, рівних межі текучості (табл. 1.5). Орієнтовна довжина ключа $L \cong 15 d$; коефіцієнт тертя в різьбі і на торці гайки f . Матеріал болта - сталь Ст.3 ($\sigma_T = 240 \text{ МПа}$). Розмір під ключ $S = 1,8 d$, внутрішній діаметр опорної поверхні $d_0 = d + 2$.

Таблиця 1.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Типорозмір різьби	M12	M16	M18	M20	M20×1,5	M30
Крок різьби P , мм	1,75	2	2,5	2,5	1,5	3,5
Середній діаметр різьби d_2 , мм	10,86	14,7	16,376	18,376	19,03	27,72
Коефіцієнт тертя в різьбі і на торці гайки f	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12

Задача 1.2.5

Визначити співвідношення між моментом тертя в різьбі і на торці гайки при однаковому коефіцієнті тертя в різьбі і на торці гайки $f = 0,12$ при наступних значеннях змінних даних (табл. 1.6).

Таблиця 1.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Типорозмір різьби	M8×1	M10×1,25	M12×1,5	M16×1	M18×1,5	M20×2
Середній діаметр різьби d_2 , мм	7,35	9,026	11,026	15,35	17,026	18,7
Розміри опорної поверхні гайки S , мм d_0 , мм	12 8	17 10	19 12	24 16	27 18	27 20

Задача 1.2.6

Гвинт струбцини (рис. 1.1) має стандартну метричну різьбу з діаметром d , середнім діаметром d_2 . Довжина рукоятки струбцини l_p , максимальне зусилля стиску, що припадає на кожен гвинт F , взявши коефіцієнт тертя в різьбі f , розрахувати зусилля на рукоятці струбцини F_p (табл. 1.7).

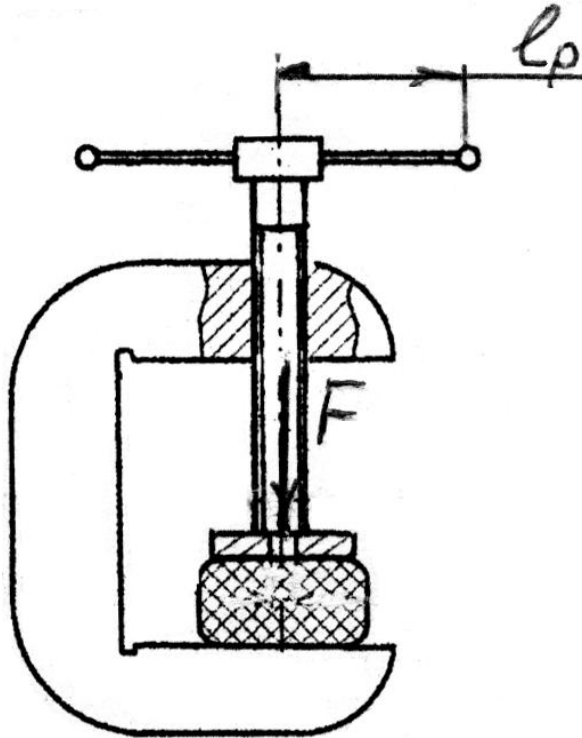


Рисунок 1.1

Таблиця 1.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Типорозмір різьби	M12	M12×1	M16	M16×1	M20	M24
Крок різьби P , мм	1,75	2	2,5	2,5	2,5	3,0
Середній діаметр різьби d_2 , мм	10,86	11,35	14,7	15,35	18,376	22,05
Коефіцієнт тертя в різьбі f	0,15	0,16	0,12	0,18	0,15	0,14
Довжина рукоятки струбцини l_p , мм	300	350	450	450	600	700
Зусилля, що припадає на кожен гвинт, F , Н	12000	14000	16000	18000	20000	24000

1.3 Розрахунок елементів різьби на міцність

Задача 1.3.1

Визначити необхідну висоту гайки H_{Γ} з розрахунку витків її різьби на зріз, якщо діюче на гайку осьове навантаження F , допустиме напруження зрізу для матеріалу гайки $[\tau]_{zp}=50$ МПа, висота ділянки, що зрізується, a_{zp} (табл. 1.8).

Таблиця 1.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M24	TГ24×5	S24x5	Квадратне $d=24$	TГ50×3	S50×3
Крок різьби P , мм	3	5	5	4	3	3
Діюче навантаження F , кН.	80	80	80	80	80	80
Висота ділянки, що зрізується, a_{zp} , мм	0,87P	0,65P	0,74P	0,5P	0,65P	0,74P

Задача 1.3.2

Визначити необхідну висоту гайки H_{Γ} з розрахунку витків її різьби на зминання, якщо діюче на гайку осьове навантаження F , допустимі напруження зминання для матеріалу гайки $[\sigma]_{zm}$, висота робочого профілю H_1 (табл. 1.9).

Таблиця 1.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M24	TГ24×5	S24×5	Квадратне $d=24$	TГ50×3	S50×3
Крок різьби P , мм	3	5	5	4	3	3
Осьове навантаження F , кН.	40	40	40	40	40	40
Висота робочого профілю H_1 , мм	0,54P	0,5P	0,75P	0,5P	0,5P	0,75P
Допустимі напруження $[\sigma]_{3M}$, МПа	30	30	30	30	30	30
Середній діаметр різьби d_2 , мм	22	20,25	20,25	22	48,5	47,75

Задача 1.3.3

Визначити допустиме навантаження з умови міцності на зріз для витка гайки, якщо допустимі напруження зрізування $[\tau]_{3p}$, а висота ділянки, що зрізується, a_{3p} (табл. 1.10).

Таблиця 1.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби	M48	TГ48×8	S48×8	Квадратне $d=48$	M48×3	S48×3
Крок різьби P , мм	5	8	8	8	3	3
Допустимі напруження зрізу $[\tau]_{3p}$, МПа	40	40	40	40	40	40
Висота ділянки, що зрізується, a_{3p} , мм	0,87P	0,65P	0,74P	0,5P	0,87P	0,74P

Задача 1.3.4

У скільки разів збільшиться міцність суцільного вала на вигин, якщо різьби з одним кроком замінити на різьби з іншим кроком (табл. 1.11)?

Таблиця 1.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби першого варіанта	M48	TГ65×10	S40×8	M20	TГ30х×10	S30×6
Крок різьби першого варіанта P , мм	5	10	8	2,5	10	6
Внутрішній діаметр різьби першого варіанта d_1 , мм	42,6	54	26	17,29	19	19
Позначення різьби другого варіанта	M48×2	TГ65×4	S40×3	M20×1	TГ30×6	S30×3
Крок різьби другого варіанта P , мм	2	4	3	1	6	3
Внутрішній діаметр різьби другого варіанта d_1 , мм	45,83	60,5	34	18,92	23	24

Задача 1.3.5

У скільки разів збільшиться міцність порожнистого вала на вигин, якщо нарізану на ньому різьбу з одним кроком замінити на різьбу з іншим кроком (табл. 1.12)?

Таблиця 1.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби першого варіанта	M48	TГ65×10	S40×8	M20	TГ30×10	S30×6
Крок різьби першого варіанта P , мм	5	10	8	2,5	10	6
Внутрішній діаметр різьби першого варіанта d_1 , мм	42,6	54	26	17,3	19	19
Позначення різьби другого варіанта	M48×2	TГ65×4	S40×3	M20×1	TГ30×6	S30×3
Крок різьби другого варіанта P , мм	2	4	3	1	6	3
Внутрішній діаметр різьби другого варіанта d_1 , мм	45,8	60,5	34	18,9	23	24
Діаметр внутрішнього отвору порожнистого вала d_0 , мм	35	45	20	12	12	12

1.4 Розрахунок не затягнутих попередньо нарізних сполучень

Задача 1.4.1

Болт незатягнутого нарізного сполучення діаметром d (рис. 1.2), що працює на розтягання, спирається голівкою на лист (табл. 1.13). Визначити діаметр голівки D і її висоту t , якщо допустимі напруження розтягання у тілі болта – 100 МПа, допустимі напруження зминання за площею обпирання голівки – 40 МПа, а допустимі напруження зрізування голівки болта – 50 МПа.

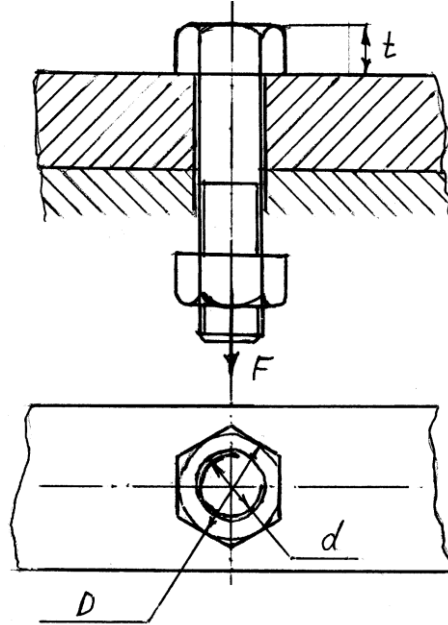


Рисунок 1.2

Таблиця 1.13

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Позначення різьби болта	M20	M22	M24	M27	M30	M33
Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	18,375	20,375	22,051	25,051	27,727	30,727
Діаметр отвору під болт у тілі деталі D_o , мм	21	23	26	29	32	35

Задача 1.4.2

Скоба для кріплення розчалювань з'єднана з балкою болтом (рис. 1.3). Розчалювання відхиляється від вертикалі на кут α і навантажуються зусиллям F . Підібрати стандартний болт, якщо допустимі напруження розтягування для матеріалу болта складають $[\sigma]_p$ (табл. 1.14). Додаткові дані див. табл. А.1.

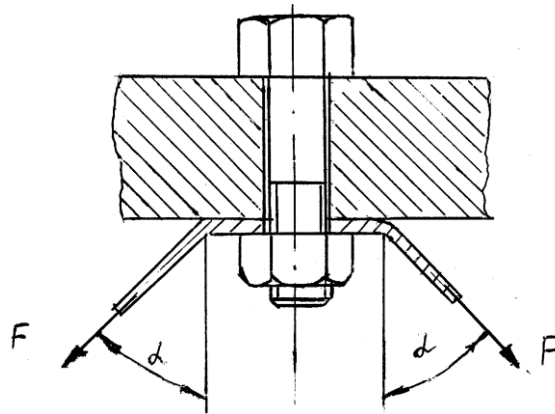


Рисунок 1.3

Таблиця 1.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Зусилля F , Н	8000	20000	16000	10000	9000	14000
Кут α° , ...	20	35	25	40	45	50
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	85	85	85	85	85	85

Задача 1.4.3

Два стрижні (рис. 1.4) з'єднані за допомогою метричної різьби з параметрами: зовнішній діаметр різьби стрижня d ; внутрішній діаметр різьби стрижня d_1 ; діаметр голівки стрижня D (табл. 1.15). Взявши допустимі напруження розтягування 75 МПа, розрахувати навантажувальну здатність з'єднання.

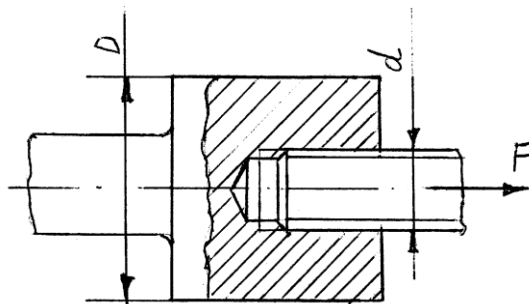


Рисунок 1.4

Таблиця 1.15

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Різьба	M10	M12	M16	M20	M24	M30
Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	8,376	10,106	13,835	17,294	20,752	26,211
Діаметр голівки стрижня D , мм	15	18	20	25	30	36

Задача 1.4.4

Вантажна скоба 1 кріпиться до опори 3 за допомогою болта 2 (рис. 1.5). Розрахувати діаметр різьбової ділянки болта вантажної скоби для утримання вантажу F . Матеріал болта - сталь відомого класу міцності. Коефіцієнт запасу міцності при визначенні допустимих напружень S (табл. 1.16). Навантаження статичне. Довідкові дані див. табл. А.1.

Таблиця 1.16

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Вага вантажу F , кН	20	30	15	27	40	35
Клас міцності матеріалу болта	4.6	4.8	6.6	3.6	5.8	9.8
Коефіцієнт запасу міцності S	2,8	2	4	1,5	3,3	4,5

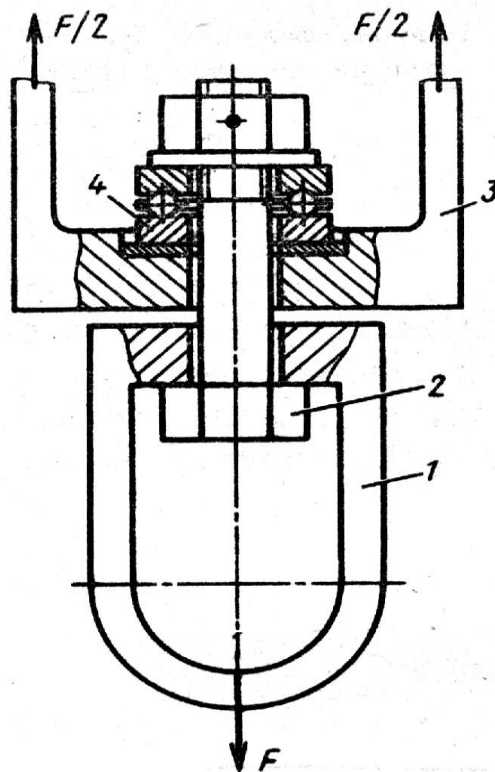


Рисунок 1.5

1.5 Розрахунок попередньо затягнутих нарізних сполучень

Задача 1.5.1

Розрахувати болт з'єднання «вуха-серга» (рис. 1.6). Сила, що діє на з'єднання, F . Серга легко деформується під час затягування болта. Матеріал болта – сталь (допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$), коефіцієнт тер-

тя між вухом 2 і сергою 1 f , коефіцієнт затягування $K_{зат}$, болт встановлений в отвори з зазором (табл. 1.17). Довідкові дані див. табл. А.1.

Таблиця 1.17

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Сила, прикладена до з'єднання F , Н	3000	3500	5000	2500	4000	2000
Коефіцієнт тертя ковзання f	0,2	0,23	0,18	0,25	0,17	0,19
Коефіцієнт затягування $K_{зат}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, Мпа	60	60	60	60	60	60

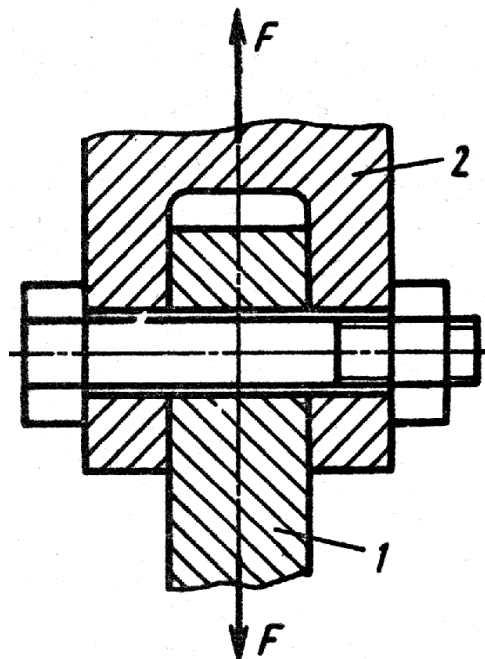


Рисунок 1.6

Задача 1.5.2

Зубчастий вінець 4 кріпитися до колісного центра 2 за допомогою болтів 3. Розрахувати болти кріплення вінця зубчастого колеса з колісним центром (рис. 1.7), якщо діаметр кола центрів болтів D_o , обертаючий момент, переданий зубчастим колесом, T , коефіцієнт тертя між вінцем і центром f , кількість болтів z , матеріал болтів - сталь (допустимі напруження на розрив $[\sigma]_p$). Коефіцієнт затягування $K_{зат}$. Розрахунок виконати для випадку установки болтів із зазором (табл. 1.18). Довідкові дані див. табл. А.1.

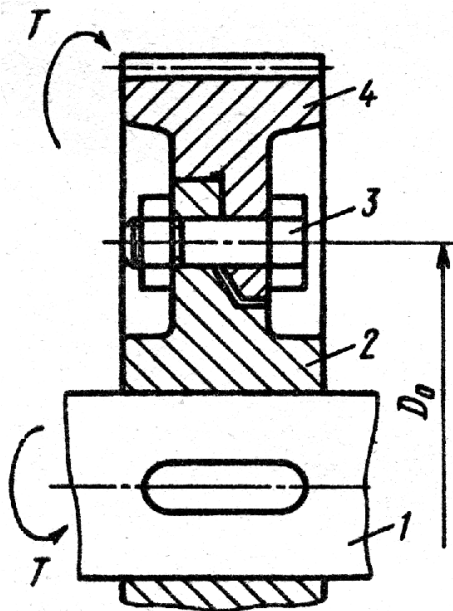


Рисунок 1.7

Таблиця 1.18

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр розташування центрів болтів D_0 , мм	200	250	180	300	150	125
Обертаючий момент T , Н·м	600	850	430	900	380	280
Коефіцієнт тертя між вінцем і центром f	0,1	0,08	0,12	0,14	0,09	0,1
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Кількість болтів z	4	6	8	6	4	8
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	80	80	80	80	80	80

Задача 1.5.3

Зубчастий вінець 4 кріпитися до колісного центра 2 за допомогою болтів 3. Розрахувати кількість призонних болтів, за допомогою яких з'єднаний вінець зубчастого колеса з колісним центром (див. рис. 1.7), якщо діаметр кола центрів болтів D_0 , обертаючий момент, переданий зубчастим колесом, T , діаметр ділянки болта, що центрує d_0 , матеріал болтів - сталь (допустимі напруження зрізування $[\tau]_{зр}$) (табл. 1.19). Розрахунок виконати для випадку беззazorної установки болтів.

Таблиця 1.19

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр розташування центрів болтів D_0 , мм	200	250	180	300	150	125
Обертаючий момент T , Н·м	6000	8500	4300	9000	3800	2800

Продовження таблиці 1.19

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр ділянки болта, що центрує d_o , мм	19	21	17	25	15	13
Допустимі напруження зрізування $[\tau]_{зр}$, МПа	90	90	90	90	90	90

Задача 1.5.4

Два суцільних вали діаметром d_ϕ (рис. 1.8) мають фланці, що з'єднані болтами з попереднім затягуванням (коефіцієнт затягування $K_{зам}$) і внутрішнім діаметром різьби d_1 . Який обертаючий момент може передати такий вузол виходячи з умови міцності валів на крутіння і з умови міцності болтів на розрив, якщо діаметр вала d_ϕ , кількість болтів $z=6$, діаметр розташування центрів болтів D_o , коефіцієнт тертя між фланцями f , допустимі напруження крутіння для валів $[\tau]_{кр}$, для болтів на розтягання - $[\sigma]_p$ (табл. 1.20)? Болти поставлені з зазором.

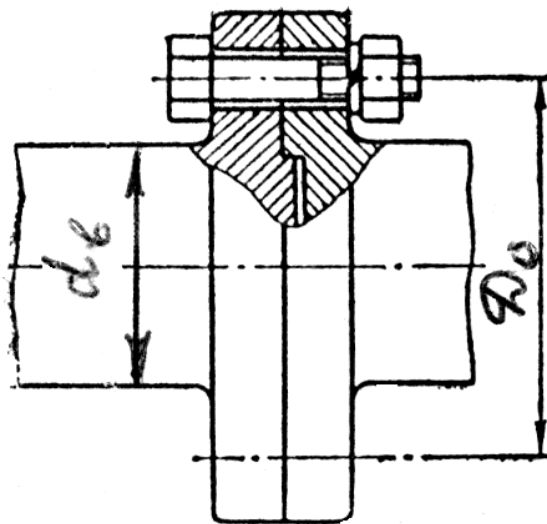


Рисунок 1.8

Таблиця 1.20

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр валів d_ϕ , мм	30	35	42	50	38	60
Діаметр розташування центрів болтів D_o , мм	45	52	63	75	47	90
Кількість болтів z	6	6	6	6	6	6
Коефіцієнт тертя між фланцями f	0,08	0,1	0,12	0,09	0,14	0,1
Діаметр різьби болта d_1 , мм	8,4	10,1	11,8	13,8	10,1	15,3
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35

Продовження таблиці 1.20

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Допустимі напруження крутіння $[\tau]_{кр}$, МПа	30	30	30	30	30	30
Допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$, МПа	120	120	120	120	120	120

Задача 1.5.5

Визначити діаметр болтів, що кріплять кронштейн до підстави і встановлені з зазором (рис. 1.9). Матеріал болтів - сталь Ст. 3 (допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$), коефіцієнт тертя в стику f , навантаження на вушко кронштейна F , плече моменту l_p , болти розташовані за осями симетрії квадрата зі стороною a (табл. 1.21). З'єднання попередньо затягнуто, коефіцієнт затягування $K_{зат}$. Довідкові дані див. табл. А.1.

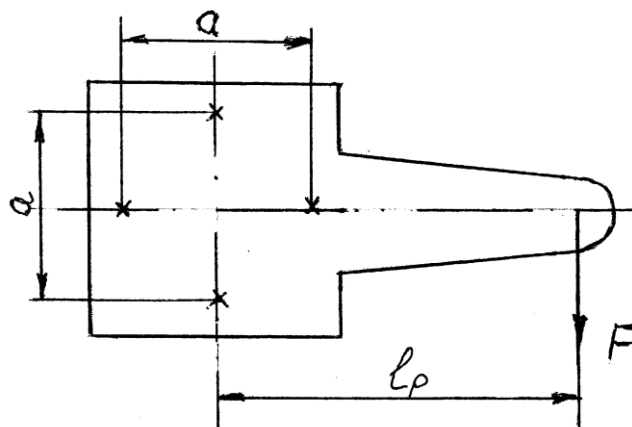


Рисунок 1.9

Таблиця 1.21

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Навантаження прикладене до кронштейна F , Н	200	500	800	600	400	700
Плече моменту l_p , мм	780	800	1000	1200	1100	900
Кількість болтів z	4	4	4	4	4	4
Коефіцієнт тертя f	0,12	0,15	0,13	0,1	0,12	0,1
Сторона квадрата a , мм	350	300	320	400	300	250
Допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$, МПа	70	70	70	70	70	70
Коефіцієнт затягування $K_{зат}$	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35

Задача 1.5.6

Розрахувати болти фланцевого з'єднання кришки з циліндричним корпусом (рис. 1.10). Болти виконані з костьільною голівкою. Навантаження на кожен болт F , ексцентриситет e . Матеріал болтів - сталь 20 (допустимі напруження $[\sigma]_p$). Коефіцієнт затягування $K_{зам}$ (табл. 1.22). Довідкові дані див. табл. А.1.

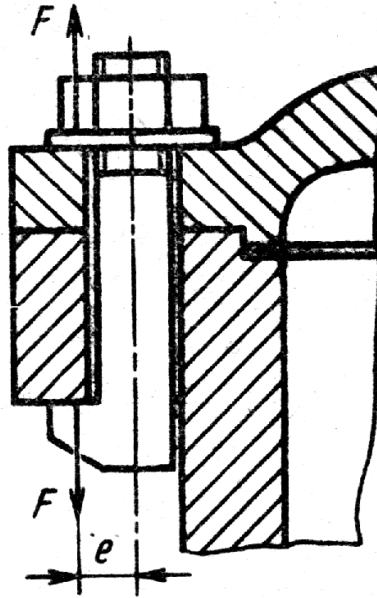


Рисунок 1.10

Таблиця 1.22

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Навантаження діюча на болт F , Н	2000	3200	4100	1500	4800	5600
Допустимі напруження в тілі болта $[\sigma]_p$, МПа	96	96	96	96	96	96
Ексцентриситет e , мм	d_1	$0,6d_1$	$0,8d_1$	$0,7d_1$	d_1	$0,9d_1$
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35

1.6 Розрахунки попередньо затягнутих нарізних з'єднань з урахуванням піддатливості стику

Задача 1.6.1

Розрахувати (призначити) болти, що кріплять кришку гідравлічного циліндра високого тиску (рис. 1.11), якщо діаметр циліндра D , максимальний тиск у циліндрі p , кількість болтів z , зусилля залишкового затягування Q'_z на 50% більше зовнішнього навантаження. Коефіцієнт зовніш-

нього навантаження (піддатливості стику) χ . Матеріал болта - сталь 35 (допустимі напруження $[\sigma]_p$) (табл. 1.23). Довідкові дані див. табл. А.1.

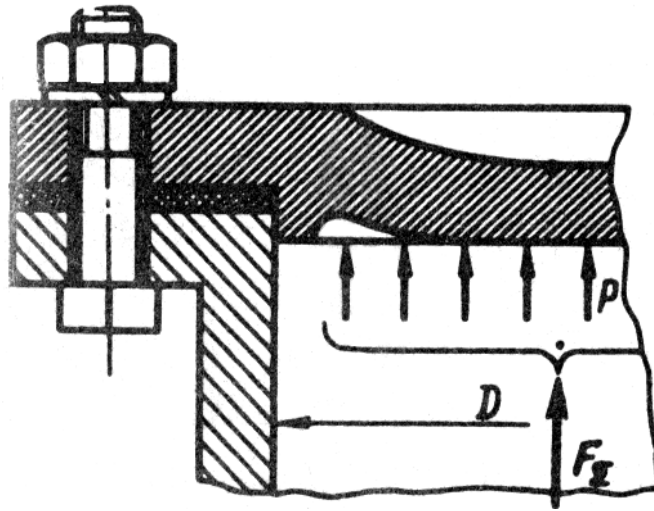


Рисунок 1.11

Таблиця 1.23

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр циліндра D , мм	110	120	80	105	125	150
Кількість болтів z	10	10	8	6	10	6
Тиск у циліндрі p_{max} , МПа	12	14	15	10	12	8
Коефіцієнт зовнішнього навантаження χ	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	180	180	180	180	180	180

Задача 1.6.2

Корпус підшипника вала пасової передачі встановлений на сталевій підставі і закріплений двома болтами, розташованими симетрично щодо осей симетрії корпуса підшипника (рис. 1.12). Болти виконані зі сталі Ст. 3 (допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$). На опору діє горизонтальне навантаження F . Відстань між осями болтів a , відстань від підстави до місця прикладання навантаження h . Коефіцієнт тертя в стику f , коефіцієнт зовнішнього навантаження χ , коефіцієнт затягування $K_{зам}$. Підібрати болти кріплення корпуса до підстави, що забезпечать нерозкриття стику (табл. 1.24).

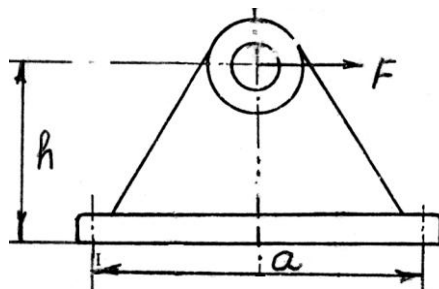


Рисунок 1.12

Таблиця 1.24

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Навантаження, діюче на опору F , Н	3000	2500	1800	2700	1500	1300
Відстань між осями болтів a , мм	230	200	180	260	180	240
Висота прикладання навантаження h , мм	120	100	160	140	200	150
Коефіцієнт зовнішнього навантаження χ	0,15	0,12	0,14	0,13	0,17	0,20
Коефіцієнт тертя f	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	70	70	70	70	70	70
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3

Задача 1.6.3

Стійка кріпиться до бетонної підстави чотирма болтами, розташованими симетрично щодо центра ваги стику (рис. 1.13). Відстань між болтами a , відстань від підстави до вектора навантаження h . Навантаження F прикладене в площині симетрії під кутом α до обрію. Підібрати болти кріплення стійки до підстави, що забезпечать нерозкриття стику, якщо коефіцієнт тертя в стику f , коефіцієнт зовнішнього навантаження χ , коефіцієнт затягування $K_{зам}$, а болти виконані зі сталі Ст. 3 (допустимі напруження розтягання $[\sigma]_p$) (табл. 1.25). Довідкові дані див. табл. А.1.

Таблиця 1.25

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Навантаження, діюче на стійку F , Н	6000	5000	7000	6600	5500	4300
Кут прикладання навантаження α°	30	25	35	40	45	45
Відстань між осями болтів a , мм	350	300	300	280	320	300
Відстань від підстави до вектора прикладання навантаження h , мм	400	430	370	350	300	420
Коефіцієнт зовнішнього навантаження χ	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Коефіцієнт тертя f	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Коефіцієнт затягування $K_{зам}$	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	70	70	70	70	70	70

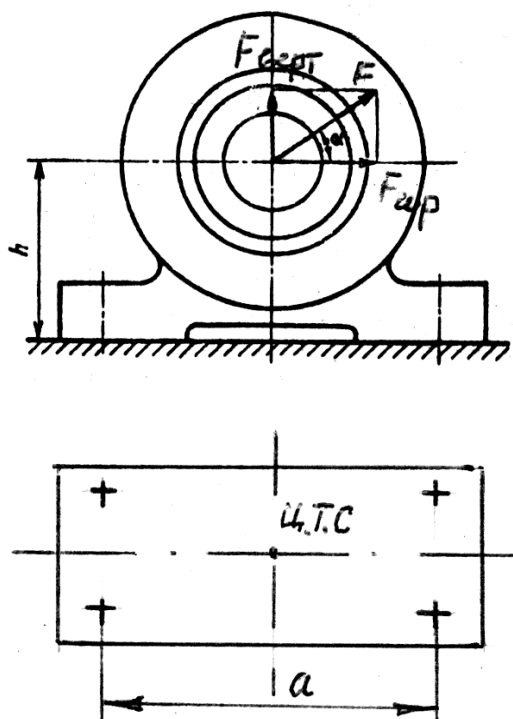


Рисунок 1.13

2 ШПОНКОВІ, ШЛІЦЕВІ, ШТИФТОВІ З'ЄДНАННЯ

Задача 2.1

Визначити величину, допустимого обертового моменту на валі барабана (навантаження з ударами), що може передати шпонка $b \times h \times l$ заданого типу виконання, виготовлена зі сталі (табл. 2.1). Діаметр вала $d_{\text{в}}$, матеріал вала – сталь. Матеріал барабана – чавун (допустимі напруження зминання 70 МПа).

Таблиця 2.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Розмір шпонки $b \times h \times l$, мм	10×8×40	14×9×50	18×11×80	8×7×36	25×14×100	10×8×50
Тип виконання шпонки	А	Б	В	В	А	Б
Висота ділянки шпонки, що висту- пає над валом, k , мм	3	3,5	4	3	5	3
Допустимі напру- ження зминання $[\sigma]_{\text{зм}}$, МПа	27	27	27	27	27	27
Діаметр вала $d_{\text{в}}$, мм	35	45	60	25	90	40

Задача 2.2

Підібрати і перевірити на міцність призматичну шпонку для кріплення зубчастого колеса редуктора (рис. 2.1), розрахованого на передачу обертаючого моменту T . Колесо встановлене на валові діаметром d_v , довжина маточини колеса l_{cm} , тип виконання шпонки – А. Матеріал маточини і шпонки – сталь, допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$) (табл. 2.2). Довідкові дані див. табл. Б.1.

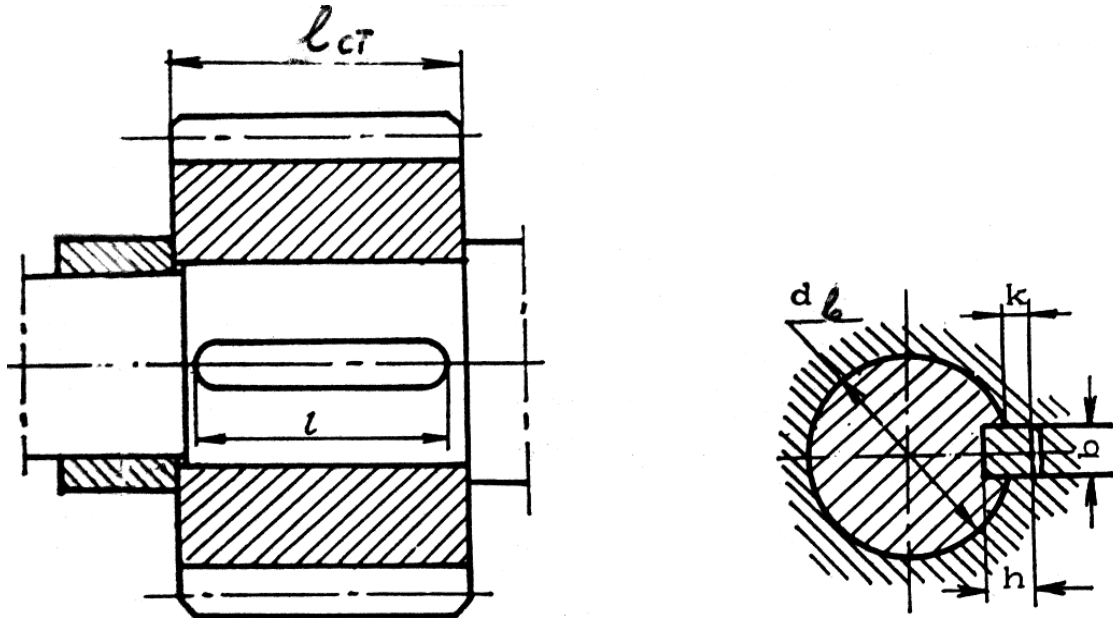


Рисунок 2.1

Таблиця 2.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Обертаючий момент T , Н·м	80	120	90	150	180	105
Тип виконання шпонки	A	A	A	A	A	A
Діаметр вала d_v , мм	30	40	35	45	45	38
Довжина маточини колеса l_{cm} , мм	40	60	50	50	60	38
Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$, МПа	150	150	150	150	150	150

Задача 2.3

Визначити колову силу на колесі, при якій відбувається зрізання сегментної шпонки, що кріпить зубчасте колесо на вал діаметром d (рис. 2.2). Діаметр початкового кола колеса d_w , допустимі напруження зрізу $[\tau]_{зр}$ (табл. 2.3). Довідкові дані див. табл. Б.2.

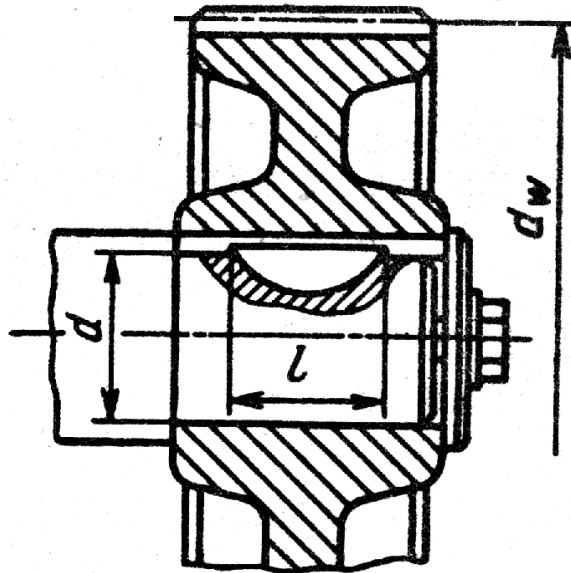


Рисунок 2.2

Таблиця 2.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр вала d , мм	12	15	18	22	25	19
Діаметр початкового кола d_w , мм	60	75	84	95	140	125
Допустимі напруження зрізу $[\tau]_{зр}$, МПа	80	80	80	80	80	80

Задача 2.4

Чавунний шків передачі з'єднаний з валом діаметром d клиновою урізною шпонкою (рис. 2.3). Необхідно підібрати шпонку і знайти граничний обертаючий момент, що вона може передати. Довжина маточини l_{cm} , матеріал шпонки і вала – сталь, коефіцієнт тертя f , напруги зминання для матеріалу шпонки $[\sigma]_{зм}$, розрахунковий діаметр шківів D , колова сила F_t (табл. 2.4). Довідкові дані див. табл. Б.3.

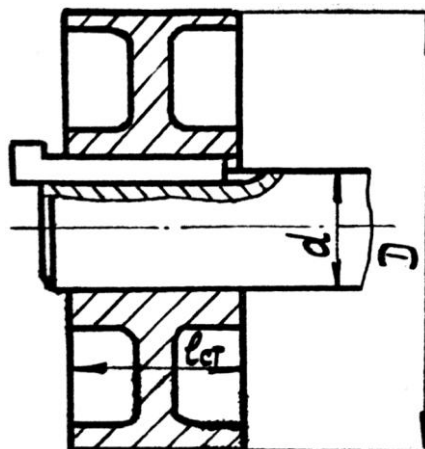


Рисунок 2.3

Таблиця 2.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр шківів D , мм	63	71	80	90	100	125
Коефіцієнт тертя f	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Діаметр вала d , мм	15	27	35	40	45	53
Довжина маточини l_{cm} , мм	20	40	52	50	68	75
Колове зусилля F_b , Н	220	300	400	270	350	640
Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$, МПа	150	150	150	150	150	150

Задача 2.5

Зубчасте колесо передачі з'єднане з валом d_g за допомогою клинної фрикційної шпонки шириною b і довжиною l_p (рис. 2.4). Коефіцієнт тертя f . Визначити напруження зминання, якщо потужність на колесі P , а частота його обертання n (табл. 2.5).

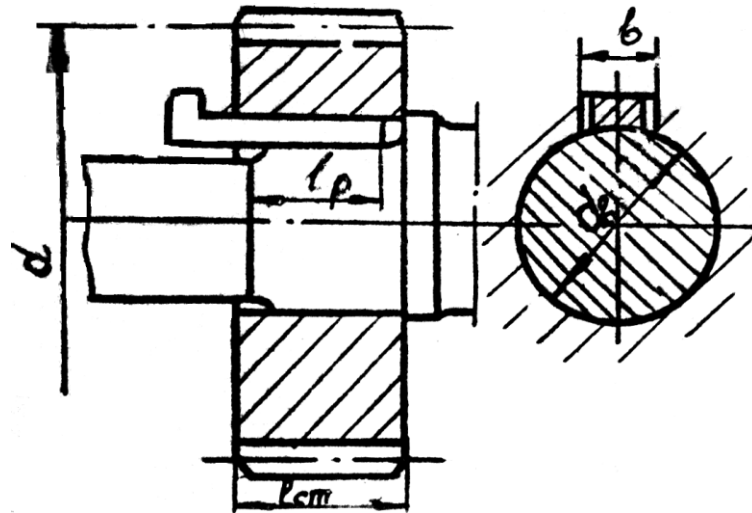


Рисунок 2.4

Таблиця 2.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр вала d_g , мм	15	20	24	32	48	40
Ширина шпонки b , мм	5	6	8	10	14	12
Робоча довжина шпонки l_p , мм	14	22	25	28	45	30
Передана колесом потужність P , кВт	0,75	1	1,5	2	2,5	1,8
Частота обертання колеса n , хв^{-1}	630	950	700	1500	1450	950
Коефіцієнт тертя f	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15

Задача 2.6

Для вала діаметром d_v , що передає обертаючий момент, необхідно підібрати розміри призматичних, сегментних, урізних клинових шпонок і визначити граничний момент, що можуть передати ці шпонки з умови зминання контактуючих поверхонь. Взято робочу довжину шпонок l_p , коефіцієнт тертя f , допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ (табл. 2.6). Довідкові дані див. табл. Б.1; Б.2; Б.3.

Таблиця 2.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр вала d_v , мм	12	15	18	22	24	28
Робоча довжина шпонок l_p , мм	19	24	32	40	45	56
Коефіцієнт тертя f	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$, МПа	120	120	120	120	120	120

Задача 2.7

Підібрати і перевірити на міцність нерухоме шліцеве з'єднання з прямобочними шліцами, що передає обертовий момент T від вала до шестірні. Мінімальний діаметр вала визначити з умови його міцності на крутіння. Допустимі напруження крутіння $[\tau]_{кр}$, допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ (табл. 2.7). При підборі параметрів орієнтуватися на з'єднання середньої серії. Довжину маточини взяти рівною $1,5 d_{min}$. Довідкові дані див. табл. Б.4.

Таблиця 2.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Переданий обертальний момент T , Н·м	20	28	40	34	52	15
Допустимі напруження крутіння $[\tau]_{кр}$ для матеріалу, МПа	130	130	130	130	130	130
Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$, МПа	90	90	90	90	90	90

Задача 2.8

Підібрати і перевірити на міцність рухливе (під навантаженням) шліцеве з'єднання коробки передач автомобіля, що передає момент T . Розрахунок провести для двох випадків: шліцеве з'єднання прямобічне, що має внутрішній діаметр d , і шліцеве з'єднання евольвентне, що має зовнішній діаметр D . Довжина маточини шестірні l_{cm} . Умови експлуатації допус-

кають напруження зминання $[\sigma]_{зм}$ (табл. 2.8). При виборі параметрів орієнтуватися на середню серію. Довідкові дані див. табл. Б.4, Б.5.

Таблиця 2.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Переданий обертальний момент, Т, Нм	200	290	400	350	190	280
Внутрішній діаметр прямобічних шліців d , мм	18	21	26	23	16	21
Зовнішній діаметр евольвентних шліців D , мм	20	25	30	30	20	25
Допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм}$, МПа	45	45	45	45	45	45
Довжина маточини $l_{cm} = l_p$	30	38	40	40	25	34

Задача 2.9

У якому співвідношенні будуть знаходитися обертаючі моменти, що можуть передати при однакових напруженнях шліцеві з'єднання $z \times d \times D$ легкої, середньої і важкої серій (табл. 2.9)? Довжини маточин взяти однаковими.

Таблиця 2.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$z \times d \times D$, легка серія	6×26×30	6×32×36	8×42×46	8×56×62	10×72×78	10×92×98
$z \times d \times D$, середня серія	6×26×32	6×32×38	8×42×48	8×56×65	10×72×82	10×92×102
$z \times d \times D$, важка серія	10×26×32	10×32×40	10×42×52	16×56×16	16×72×82	20×92×102

Задача 2.10

З'єднання зубчастого колеса з валом редуктора здійснюється за допомогою циліндричного штифта (рис. 2.5). Перевірити штифт на міцність, якщо допустиме напруження $[\tau]_{зр}$, потужність, передана шестірнею, P , частота обертання шестірні n , діаметр штифта $d_{ш}$, діаметр вала d_e (табл. 2.10).

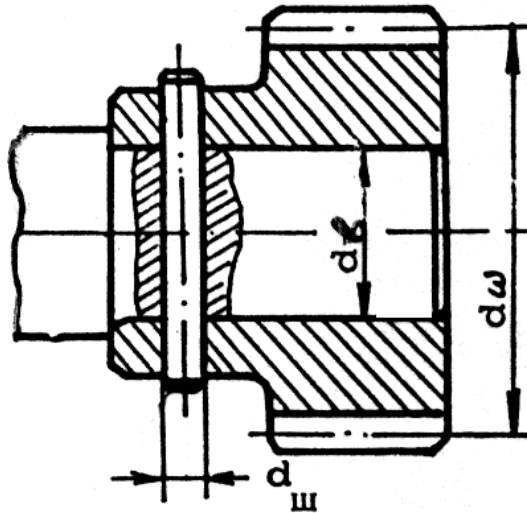


Рисунок 2.5

Таблиця 2.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр вала $d_в$, мм	25	30	32	40	45	50
Діаметр штифта $d_{ш}$, мм	8	9	10	12	13	15
Потужність, передана шестірнею, P , кВт	2,5	3	4	4	6	5
Частота обертання шестірні n , хв^{-1}	400	280	720	800	560	480
Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр}$, МПа	80	80	80	80	80	80

Задача 2.11

Зубчасте колесо закріплене на вал з діаметром $d_в$ за допомогою циліндричного штифта діаметром $d_{ш}$ і довжиною $l_{ш}$ (рис. 2.6). При перевантаженні передачі штифт зрізався. Визначити колове зусилля на колесі з діаметром $d_в$. Межа міцності матеріалу штифта на зріз $[\tau]_{зр}$ (табл. 2.11).

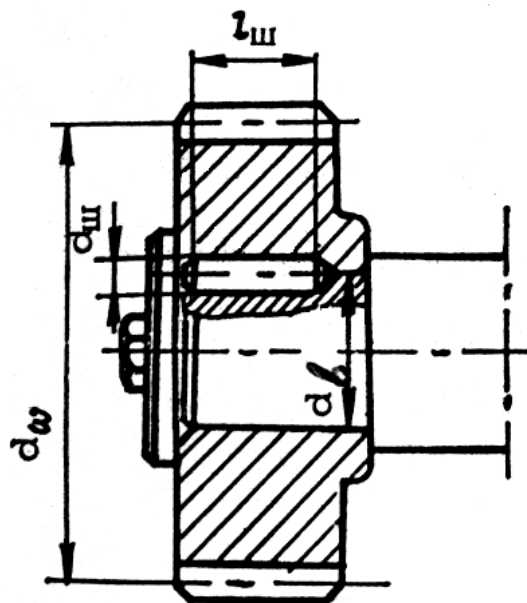


Рисунок 2.6

Таблиця 2.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Діаметр вала d_v , мм	25	35	60	44	32	56
Діаметр початкового кола колеса d_w , мм	60	120	90	120	160	105
Довжина штифта $l_{ш}$, мм	38	45	80	60	45	78
Діаметр штифта $d_{ш}$, мм	6	8	12	10	8	12
Кількість штифтів z	1	2	2	1	1	2
Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр}$, МПа	350	350	350	350	350	350

3 З'ЄДНАННЯ ЗВАРЮВАННЯМ

Задача 3.1

Зруйнована тяга зі сталі відремонтована зварюванням стиковим швом вручну електродом заданої якості (рис. 3.1). Яке навантаження здатна передати відремонтована тяга, якщо її перетин $b \times \delta$, а навантаження статичне (табл. 3.1)? Довідкові дані див. табл. В.1.

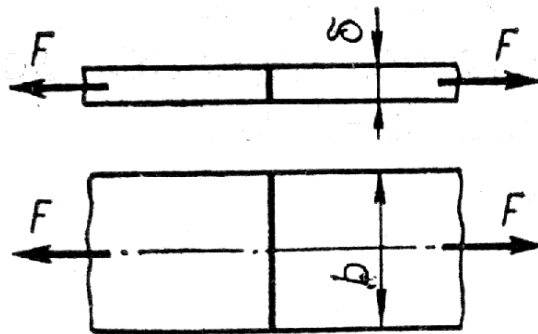


Рисунок 3.1

Таблиця 3.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Перетин тяги $b \times \delta$, мм×мм	20×60	15×80	10×40	30×30	40×500	35×800
Тип електрода	Э42	Э50	Э42А	Э50А	Э42А	Э50А
Матеріал тяги	Ст 3	сталь 20	Ст 5	сталь 20Х	Ст 5	сталь 45
Допустимі напруження для основного матеріалу $[\sigma]_p$, МПа	160	147	193	129	193	227

Задача 3.2

Розрахувати на міцність зварений металевий кронштейн, що являє собою стикове з'єднання двох труб із зовнішнім діаметром D і товщиною стінки δ , що знаходиться під дією осевого навантаження, що розтягує, F (табл. 3.2). Матеріал труб – сталь. Зварювання виконане вручну. Інші дані наведені в таблиці 3.2. Довідкові дані див. табл. В.1.

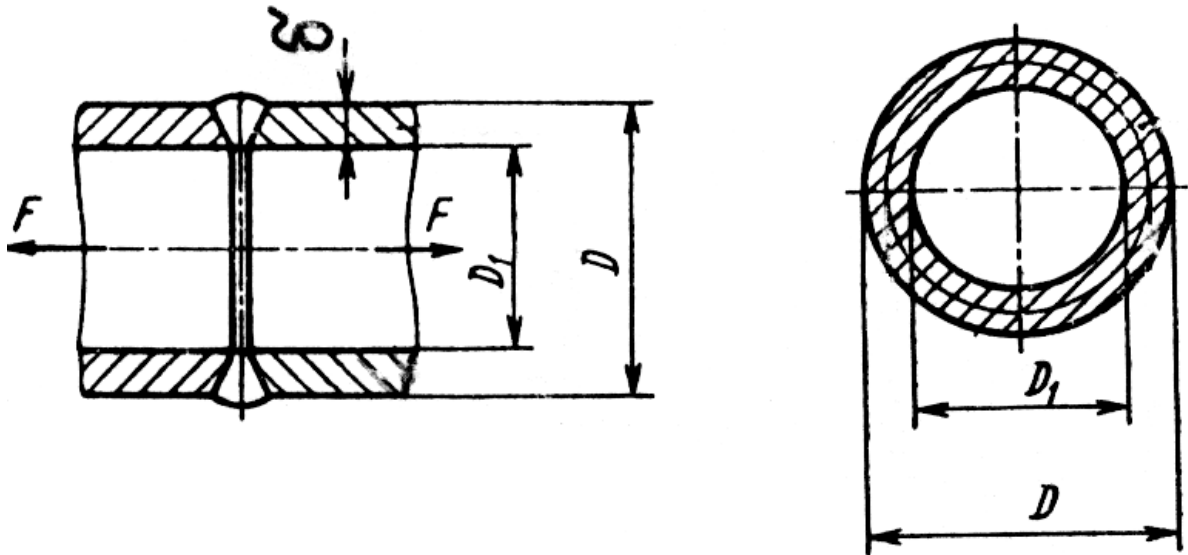


Рисунок 3.2

Таблиця 3.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Зовнішній діаметр труби D , мм	33	48	60	71	90	120
Товщина стінки труби δ , мм	4	5	5	6	8	12
Навантаження, що діє на трубу, F , кН	0,1	0,15	0,2	0,5	0,9	2,2
Допустимі напруження для основного матеріалу $[\sigma]_p$, МПа	180	160	130	210	150	200
Тип електрода	Э42А	Э50	Э42	Э50А	Э42	Э42А

Задача 3.3

Розрахувати зварене стикове з'єднання днища і циліндричної обичайки судини (рис. 3.3), що знаходиться під внутрішнім статичним тиском p . Зовнішній діаметр з'єднання D_n , внутрішній діаметр з'єднання $d_{вн}$. Зварювання з'єднання виконане вручну електродами звичайної якості. Матеріал деталей з'єднання – сталь (табл. 3.3). Довідкові дані див. табл. В.1.

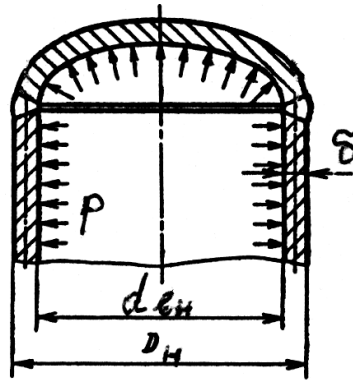


Рисунок 3.3

Таблиця 3.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Зовнішній діаметр труби D_n , мм	120	160	240	280	320	360
Внутрішній діаметр з'єднання $d_{вн.}$, мм	112	146	225	264	300	340
Тиск у циліндрі p , МПа	8	10	11	16	15	9
Матеріал деталей з'єднання	Ст2	Ст3	Ст5	Сталь 20Х	Ст4	Сталь 20Х
Допустимі напруження для основного $[\sigma]_p$ матеріалу, МПа	140	160	190	250	160	250

Задача 3.4

Дві пластини товщиною δ , зварені автоматичним зварюванням під шаром флюсу, навантажуються розтягуючим навантаженням F і згинальним моментом $M_{зг}$, що діє в площині шва (рис. 3.4). Розрахувати ширину пластини, що забезпечує міцність з'єднання, якщо матеріал деталей з'єднання – сталь (табл. 3.4).

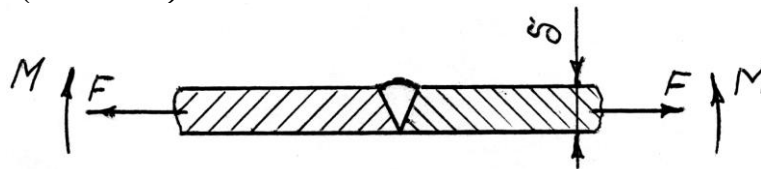


Рисунок 3.4

Таблиця 3.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Товщина пластини δ , мм	4	6	12	18	20	14
Навантаження, що розтягує, F , кН.	18	20	22	34	30	27
Згинальний момент $M_{зг}$, Н·м	10	15	40	35	45	20
Матеріал деталей, що з'єднуються	Ст5	Ст2	Ст4	сталь 20ХН	сталь 20ХН	Ст5
Допустимі напруження для основного матеріалу $[\sigma]_p$, МПа	190	120	160	250	250	190

Задача 3.5

Швелер заданого номера, виконаний зі сталі, прикріплений до косинки за допомогою двох флангових і одного лобового кутових (валикових) швів (рис. 3.5) так, що зварене з'єднання рівномірне цілому перетині швелера (табл. 3.5). Розрахувати необхідну довжину флангового шва, якщо відомо, що з'єднання навантажене статично і виконується вручну електродами Э50А. Катет шва дорівнює k . Довідкові дані див. табл. В.1.

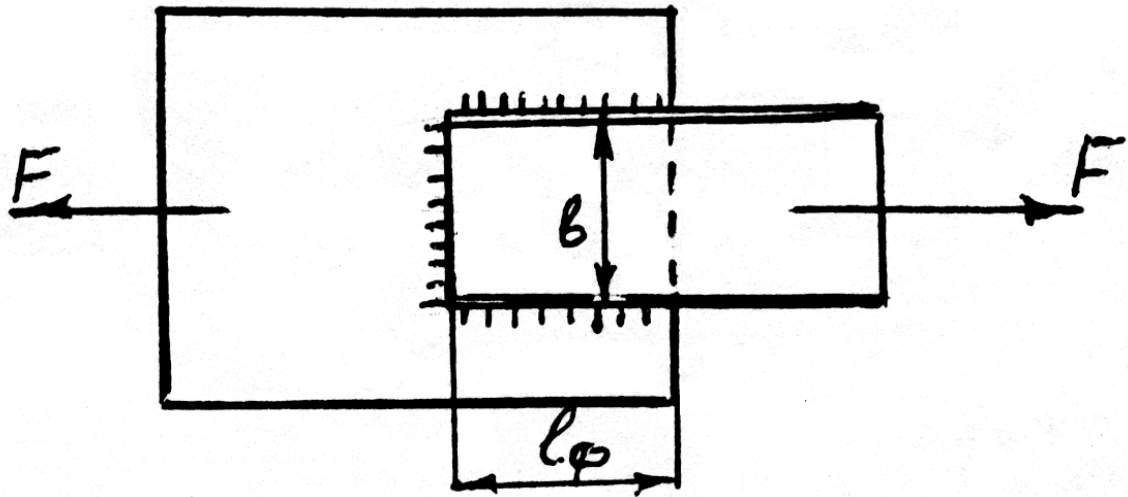


Рисунок 3.5

Таблиця 3.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Номер швелера	16	14	18	20	24	12
Площа поперечного перетину швелера A , см^2	18,1	15,6	20,7	23,4	30,6	13,3
Матеріал швелера	аб 2	аб 3	аб 5	аб 0	аб 4	аб 5
Допустимі напруження $[\sigma]_p$, МПа	120	160	190	120	160	190
Катет шва k	5	4	5	5	5,5	4

Задача 3.6

Визначити величину катета кутового (валикового) шва, що забезпечить передачу моменту обертання T від маточини до диска і від диска до вінця зубчастого колеса (рис. 3.6). Усі деталі колеса виконані зі сталі. Взяти діаметр маточини d_{cm} . Зварювання виконане вручну електродом звичайної якості. Коефіцієнт запасу міцності S (табл. 3.6). Довідкові дані див. табл. В.1.

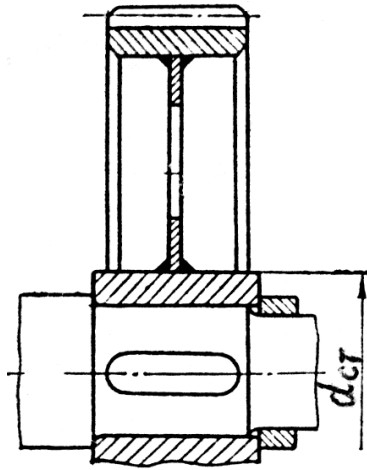


Рисунок 3.6

Таблиця 3.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Обертаючий момент T , Н·м	3000	5000	6600	7000	8000	12000
Матеріал деталей з'єднання	аб 2	аб 3	аб 45	аб 5	аб 0	сталь 20
Діаметр маточини d_{cm} , мм	100	130	150	165	180	200
Коефіцієнт запасу міцності S	1,4	1,3	1,6	1,7	2	1,7
Межа текучості матеріалу σ_T , МПа	220	240	340	360	220	220

Задача 3.7

Палець діаметром d приварений до втулки кільцевим кутовим (валиковим) швом з катетом k і навантажується обертаючим моментом T і осьовою розтягуючою силою F (рис. 3.7). Перевірити міцність з'єднання, якщо палець і втулка виконані зі сталі, а зварювання виконується вручну електродом звичайної якості Э50. Напруження від моменту і сили скласти геометрично, як спрямовані перпендикулярно один одному (табл. 3.7). Довідкові дані див. табл. В.2.

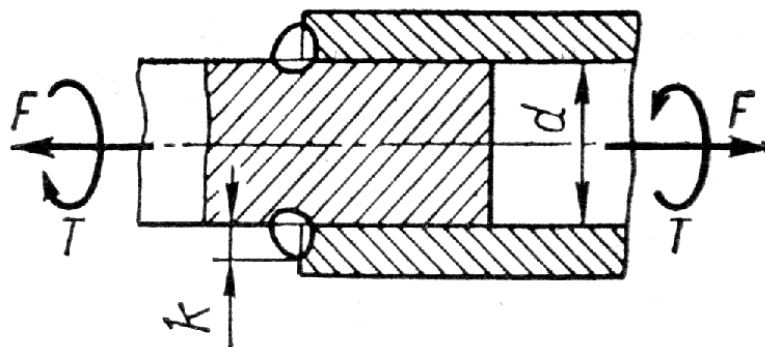


Рисунок 3.7

Таблиця 3.7 – Варіанти значень змінних даних до задачі

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Обертаючий момент T , Н·м	100	120	360	255	180	145
Матеріал пальця і втулки	Ст 2	Ст 3	Ст 5	Ст 4	Ст 0	Ст. 5
Діаметр пальця d , мм	20	30	40	60	70	50
Катет шва k , мм	4	4	5	6	7	5
Осьова сила F , кН	4,5	12,0	12,8	17,4	22,0	20

Задача 3.8

Таврове з'єднання смуги перетином $b \times \delta$ з підставою виконано у стик (рис. 3.8, а) і за допомогою двосторонніх кутових (валикових) швів (рис. 3.8, б). Яким способом виконане з'єднання, що має більш високу навантажуючу здатність при центральному прикладенні навантаження? Зварювання виконане вручну електродом Э42, деталі виконані зі сталі. Катет валикового шва k (табл. 3.8). Довідкові дані див. табл.. В.1; В.2.

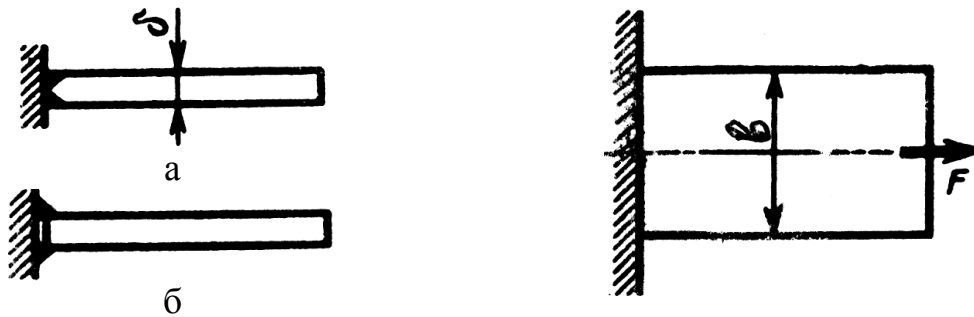


Рисунок 3.8

Таблиця 3.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Поперечний розмір смуги $b \times \delta$, мм × мм	8 × 20	12 × 60	14 × 70	6 × 100	7 × 40	16 × 50
Катет шва k , мм	3	4	6	3	3	7
Матеріал смуги і підстави	Ст 5	Ст 3	Ст 2	сталь 20Х	Ст 4	сталь 15СГ

Задача 3.9

Смуга приварена до косинки за допомогою двох флангових і двох прорізних швів (рис. 3.9) так, що зварене з'єднання рівномірне цілому перетині смуги з розміром $b \times \delta$. Розрахувати довжину прорізних швів, якщо кожний із флангових має довжину $l_{фл}$, катет k і виконаний вручну електродами Э50А (табл. 3.9). Ширина прорізного шва $S=2k$. Деталі з'єднання виконані зі сталі.

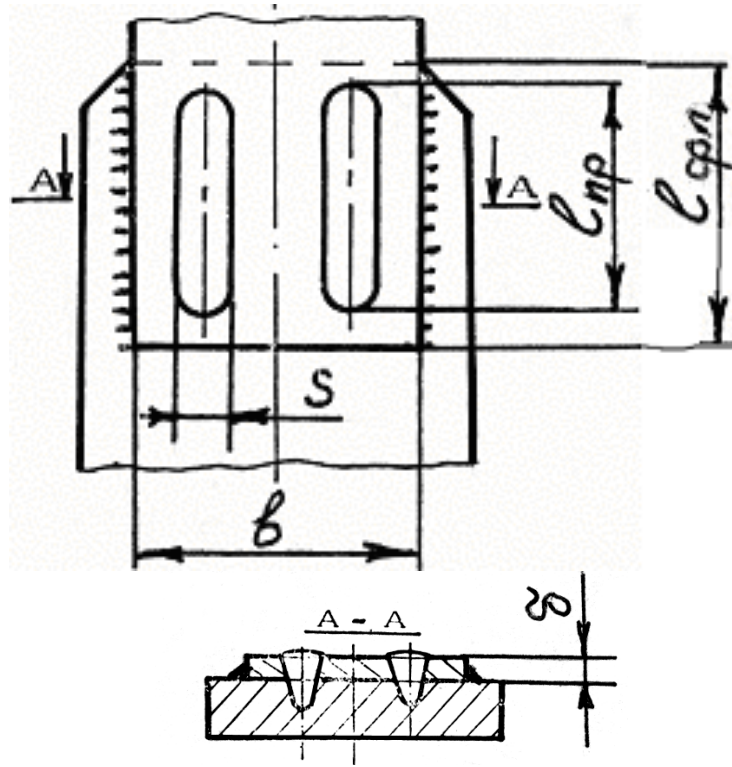


Рисунок 3.9

Таблиця 3.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Перетин смуги $b \times \delta$, мм×мм	40×50	115×30	112×35	210×20	220×25	210×35
Довжина флангового шва $l_{\phi л}$, мм	120	150	160	110	160	150
Катет флангового шва k , мм	4	5	6	6	8	8
Матеріал деталей, що з'єднуються	Ст 2	Ст 0	Ст 4	Ст 3	Ст 0	Ст 5
Допустимі напруження для наплавляного матеріалу $[\tau]_{зр}$, МПа	72	72	96	96	72	114
Коефіцієнт технології зварювання k_T	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6

Задача 3.10

Визначити діаметр зварених точок з'єднання, виконаного контактним зварюванням і показано на рисунку 3.10. Матеріал деталей з'єднання – сталь, коефіцієнт запасу міцності S , розтягувальне навантаження F (табл. 3.10). Довідкові дані див. табл. В.1.

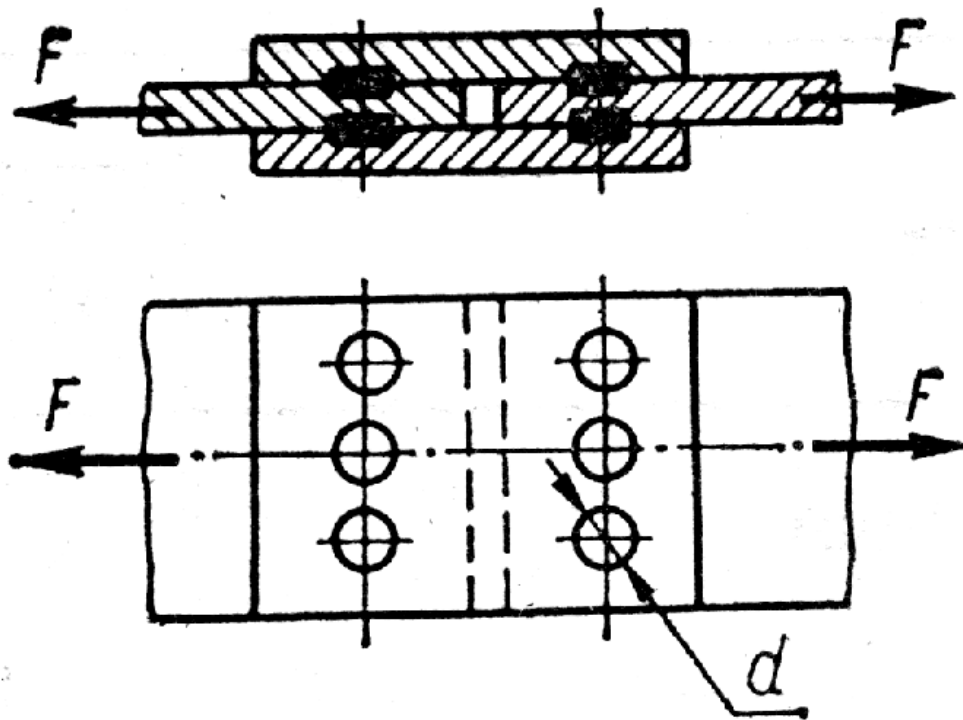


Рисунок 3.10

Таблиця 3.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Навантаження, що діє на з'єднання, F , кН	40	55	40	45	60	35
Коефіцієнт запасу міцності S	1,35	1,6	1,3	1,5	1,6	1,3
Матеріал деталей, що з'єднуються	Ст 3	Ст 5	Ст 2	Ст 4	Ст 5	Ст 2
Межа текучості зварених матеріалів σ_T , МПа	240	380	220	280	380	220

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Деякі значення сполучень зовнішнього діаметра d , внутрішнього d_1 , кроку p , мм для метричної різьби за ДСТ 24705-81

D	p	d_1	d	p	d_1	d	p	d_1
5	0,8* 0,5	4,134 4,459	16	2* 1,5 1 0,75 0,5	13,835 14,376 14,917 15,188 15,459	24	3* 2 1,5 1 0,75	20,752 21,835 22,376 22,917 23,188
6	1* 0,75 0,5	4,917 5,188 5,459						
8	1,25* 1 0,75 0,5	6,647 6,917 7,188 7,459						
10	1,5* 1,25 1 0,75 0,5	8,376 8,647 8,917 9,188 9,459						
12	1,75* 1,5 1,25 1 0,75 0,5	10,106 10,376 10,647 10,917 11,188 11,459	20	2,5* 2 1,5 1 0,75 0,5	15,294 15,835 16,376 16,917 17,188 17,459	(27)	3* 2 1,5 1 0,75	23,752 24,835 25,376 25,917 26,188
(14)	2* 1,5 1,25 1 0,75 0,5	11,835 12,376 12,647 12,917 13,188 13,459	(22)	2,5* 2 1,5 1 0,75 0,5	17,294 17,835 18,376 18,917 19,188 19,459	30	3,5* 3 2 1,5 1 0,75	26,211 26,752 27,835 28,376 28,918 29,188
(14)	2* 1,5 1,25 1 0,75 0,5	11,835 12,376 12,647 12,917 13,188 13,459	(22)	2,5* 2 1,5 1 0,75 0,5	19,294 19,835 20,376 20,917 21,188 21,459	(33)	3,5* 3 2 1,5 1 0,75	29,211 29,752 30,835 31,376 31,918 32,188

Примітки: 1 Без дужок наведені діаметри 1-го ряду, яким варто віддавати перевагу над діаметрам 2-го ряду, укладеним у дужки.

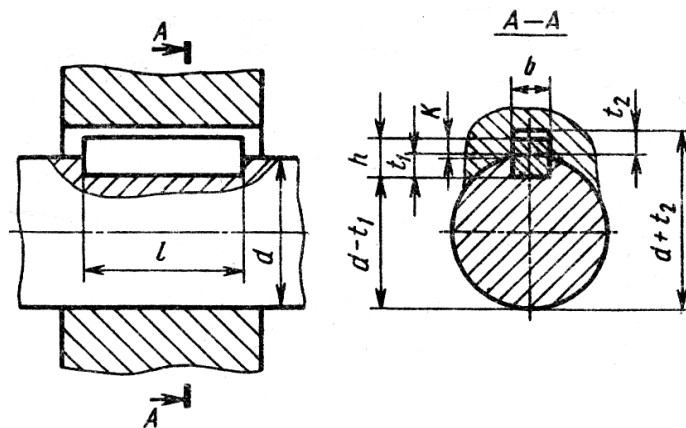
2 Знаком зірочки відзначені різьба з основним кроком.

Таблиця А.2 – Значення коефіцієнтів запасу міцності для болтів з метричною різьбою (М6-М30) при неконтрольованому затягуванні

Матеріал болта	Значення S при статичному навантаженні для різьби		Значення S при змінному навантаженні для різьби	
	М6-М16	М16-М30	М6-М16	М16-М30
Вуглецева сталь	5-4	4-2,5	12-8,5	8,5
Легована сталь	6,5-5	5-3,3	10-6,5	6,5
Примітка. При контрольованому затягуванні коефіцієнт запасу міцності вибирають у межах $S = 1,2 \dots 1,5$				

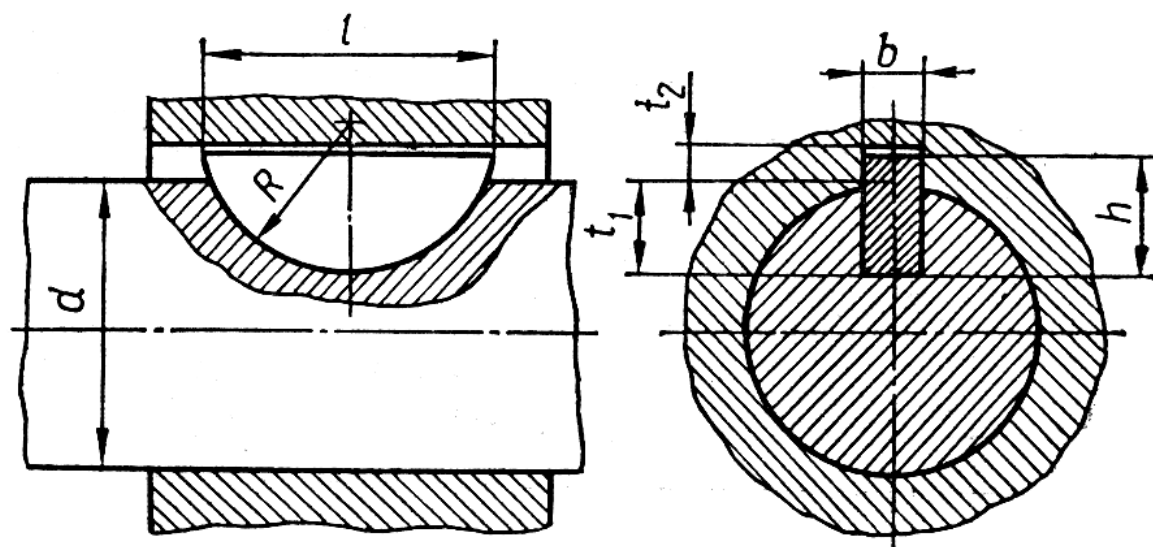
ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Шпонки призматичні за ДСТ 23360-78, СТ СЭВ 129 - 75, мм



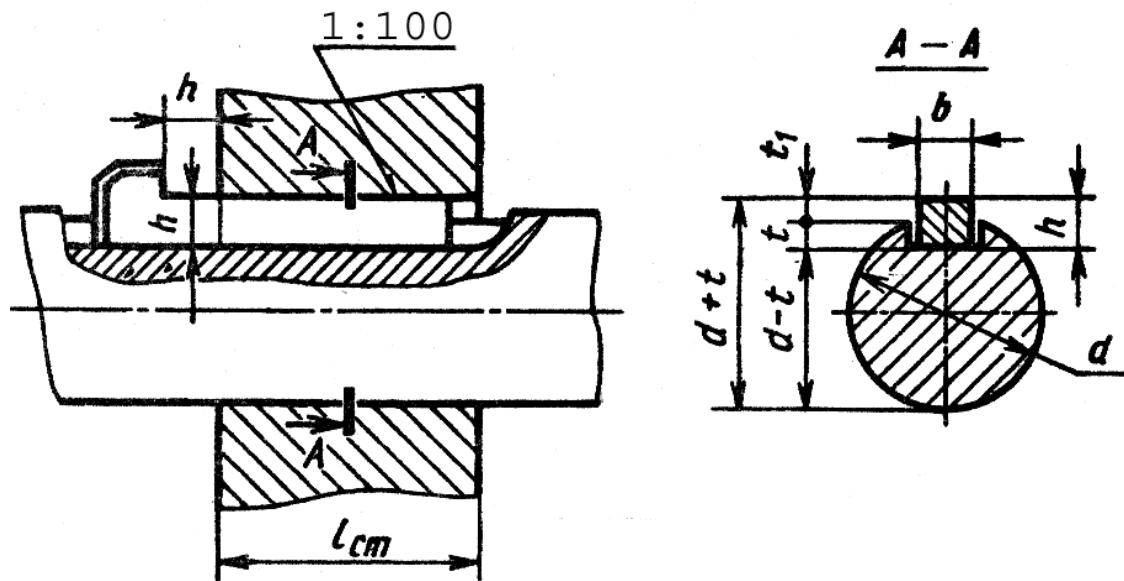
Діаметр вала d	Розміри шпонки			Глибина паза		Довідковий розмір D_o для розрахунку на зминання
	b	h	l^*	t_1 (вал)	t_2 (втулка)	
Понад 12 до 17	5	5	10-56	3	2,3	2,3
» 17 » 22	6	6	14-70	3,5	2,8	2,6
» 22 » 30	8	7	18-90	4	3,3	3,0
Понад 30 до 38	10	8	22-110	5	3,3	3,5
» 38 » 44	12	8	28-140	5	3,3	3,6
» 44 » 50	14	9	36-16	5,5	3,8	4,0
» 58 » 65	16	10	45-180	6	4,3	4,3
	18	11	50-200	7	4,4	4,8
Понад 65 до 75	20	12	56-220	7,5	4,9	5,2
» 75 » 85	22	14	63-250	9	5,4	6,0
» 85 » 95	25	14	70-280	9	5,4	6,2

Таблиця Б.2 – Шпонки сегментні за ДСТ 24071-80,
СТ СЭВ 647-77, мм



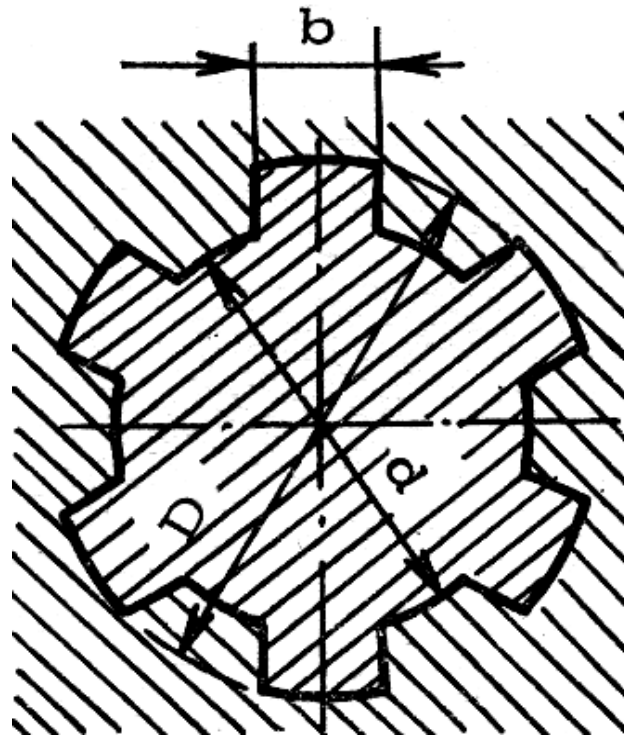
Діаметр вала d , мм	Розміри шпонки $b \times h \times R \times l$, мм	Глибина пазів, мм	
		t_1 (вал)	t_2 (втулка)
Св. 8 до 10	$3 \times 5 \times 6,5 \times 12,6$	3,8	1,4
<< 10 >> 12	$3 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,3	1,4
<< 12 >> 14	$4 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,0	1,8
<< 14 >> 16	$4 \times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

Таблиця Б.3 – Шпонки клинові за ДСТ 24068-80, мм



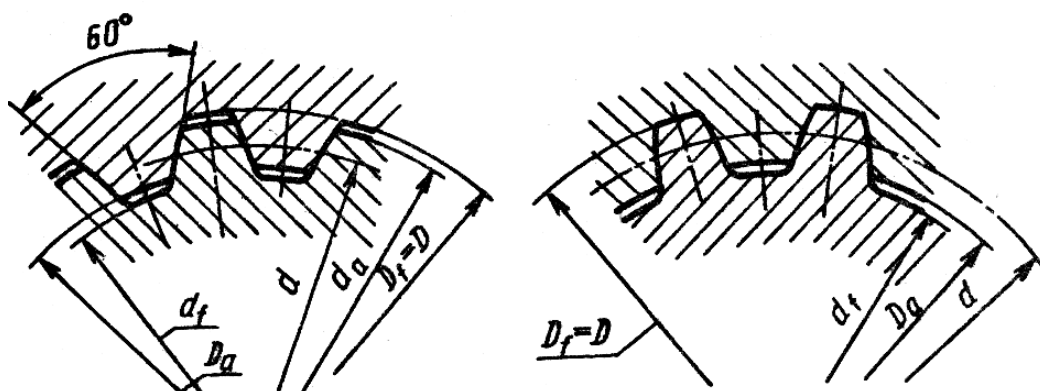
Діаметр вала d	Розміри шпонки		
	b	h	l
Св. 12 до 17	5	5	10-56
<< 17 >> 22	6	6	14-70
<< 22 >> 30	8	7	18-90
<< 30 >> 38	10	8	22-110
<< 38 >> 44	12	8	28-140
<< 44 >> 50	14	9	36-160
<< 50 >> 58	16	10	45-180
<< 58 >> 65	18	11	50-200
<< 65 >> 75	20	12	56-220
<< 75 >> 85	22	14	63-250
<< 85 >> 95	25	14	70-280
<< 95 >> 110	28	16	80-320
<< 110 >> 130	32	18	90-360
Примітка. Довжину шпонки вибирають у зазначених межах з ряду: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160...			

Таблиця Б.4 – Основні геометричні параметри шліцевих прямобо-
чих з'єднань за ДСТ 1139-80, мм



<i>d</i>	Легка серія				Середня серія				Важка серія			
	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>z</i>	<i>f</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>z</i>	<i>f</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>z</i>	<i>f</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
11	-	-	-	-	14	3	6	0,3	-	-	-	0,3
13	-	-	-	-	16	3		0,3	-	-	-	0,3
16	-	-	-	-	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	-	-	-	-	22	5		0,4	23	3	10	0,4
21	-	-	-	-	25	5		0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4
32	36	6	8	0,4	38	6	8	0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9		0,4	54	9		0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	2,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12	10	0,5	82	12	10	0,5	82	7	16	0,5
82	88	12		0,5	92	12		0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5

Таблиця Б.5 – Основні геометричні параметри шліцевих евольвентних з'єднань за ДСТ 6033-80, мм



D	Кількість зубів z при модулі m					D	Кількість зубів z при модулі m				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5		2*	2,5	3,0	5*	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	-
22	26	20	14	9	7	70	34	26	22	12	-
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	-
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	12	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	110	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	50	48	32	24	18	140	68	54	45	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	-	-	52	30	14

Примітки: 1 При виборі зовнішнього діаметра і модуля віддавати перевагу значенням, що не відзначені зірочкою.

2 Числам зубів, укладеним в рамку, віддавати перевагу.

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Допустимі напруження для зварених швів при статичному навантаженні

Вид зварювання	Допустимі напруження для зварених швів		
	при розтяганні $[\sigma'_p]$	при стиску $[\sigma'_c]$	при зрушенні (зрізі) $[\tau']$
Автоматичне і ручне електродами Э42А, у середовищі захисного газу, контактне стикове з оплавленням	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручне електродами звичайної якості	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Контактне точкове	$0,3[\sigma_p^*]$	-	$0,5[\sigma_p]$
* З'єднання, виконані точковим контактним зварюванням, на розтягання практично не працюють.			

Таблиця В.2 – Допустимі напруження, при розтяганні, стиску, вигині для зварених швів металоконструкцій при постійному навантаженні

Сталь	Ст 0; Ст 2	Ст 3; Ст 4	Ст 5	Низьколегована
Допустимі напруження, МПа	140	160	190	250

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 2002. – 408 с.
- 2 Детали машин в примерах и задачах / С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др. – Минск: Высшая школа, 1981 – 432 с.
- 3 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
- 4 Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
- 5 Сборник задач по деталям машин: Учебное пособие для учащихся техникумов/ Н.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
- 6 Цехнович Л.І. Деталі машин. Збірник задач: Навчальний посібник. – К.: Вища школа, 1993. – 124 с.

Навчальне видання

Збірник задач
з дисципліни “Деталі машин”
для студентів механічних спеціальностей
Частина 3

Укладачі: КАРНАУХ Сергій Григорович
 ЧУМАЧЕНКО Анатолій Васильович

Редактор: І.І. Дьякова
Комп’ютерна верстка: О.П. Ордіна

_____ Підп. до друку _____. Формат 60х84/16
Папір офсетний. Ум. друк. арк. _____. Обл. вид. арк. _____.
Тираж _____ прим. Зам. № _____.

Видавець і виготівник
«Донбаська державна машинобудівна академія»
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи
до Державного реєстру
серія ДК № 1633 від 24.12.03.