

Міністерство освіти й науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

ЗБІРНИК ЗАВДАНЬ

Частина I

Для студентів механічних спеціальностей

Краматорськ
ДДМА
2020

УДК 621.81

Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності : збірник завдань. Частина 1 : для студентів механічних спеціальностей / уклад. : С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 60 с.

У збірник включені задачі з розрахунків робочих і допустимих напружень при різних видах деформації, механічних передач: прямозубих, косозубих, шевронних циліндричних передач, прямозубих, конічних, черв'ячних, пасових і ланцюгових передач.

Укладачі:

С. Г. Карнаух, доц.,
М. Г. Таровик, асист.

Відп. за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ (ВУЗЛІВ) МАШИН	5
1.1 Розрахунок робочих напружень при різних видах деформації при статичному навантаженні	5
1.2 Проектний і перевірочний розрахунки деталей (вузлів) машин на міцність при статичному навантаженні	9
2 ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	15
2.1 Основні кінематичні й силові параметри передач	15
2.2 Зубчасті передачі. Основні параметри евольвентного зачеплення	19
3 ПЕРЕДАЧІ ПРЯМОЗУБИМИ ЦИЛІНДРИЧНИМИ КОЛЕСАМИ	21
3.1 Геометричні параметри передач	21
3.2 Сили в зачепленні прямозубих циліндричних коліс	23
3.2 Розрахунки на міцність	24
4 ПЕРЕДАЧІ КОСОЗУБИМИ Й ШЕВРОННИМИ КОЛЕСАМИ	29
4.1 Геометричні параметри передач	29
4.2 Сили в зачепленні косозубих циліндричних коліс	30
4.3 Розрахунки на міцність передач косозубими й шевронними циліндричними колесами	32
5 КОНІЧНІ ОРТОГОНАЛЬНІ ПРЯМОЗУБІ ПЕРЕДАЧІ	36
5.1 Геометричні параметри передачі	36
5.2 Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс	37
5.3 Розрахунки на міцність	39
6 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ ІЗ ЦИЛІНДРИЧНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ	
3 АРХІМЕДОВИМ ПРОФІЛЕМ ВИТКІВ	40
6.1 Геометричні параметри передачі	40
6.2 Кінематичні характеристики	41
6.3 Сили в зачепленні	43
6.4 ККД черв'ячної передачі	44
6.5 Розрахунок черв'ячних передач на міцність і теплостійкість	46
7 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	48
7.1 Коефіцієнт ковзання	48
7.2 Коефіцієнт тяги	49
7.3 Розрахунок плоскопасової передачі	51
7.4 Розрахунки клинопасової та поліклинової передач	54
8 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	57

ВСТУП

Методичні вказівки складені для студентів, які вивчають дисципліну «Деталі машин». У результаті вивчення цього курсу майбутній спеціаліст повинен знати:

- конструкцію типових деталей (вузлів) машин, їхні характеристики та доцільну сферу застосування;
- види та причини відмов деталей машин, основні критерії їхнього працездатного стану;
- рекомендації, правила, норми та методи розрахунку деталей машин.

Задача курсу – вивчення явищ, які відбуваються в типових деталях і вузлах машин, шляхів застосування методів опору матеріалів для оцінки напруженого стану деталей із метою визначення розмірів і надання їм найбільш раціональних форм, щоб забезпечити задані надійність та довговічність машин.

Мета цих вказівок – сформулювати для студентів основні питання курсу, допомогти сконцентрувати увагу на суттєвих моментах теорії, методах розрахунку й конструювання типових деталей (вузлів) машин, навчити самостійно користуватися підручниками й довідковою літературою. Відповідно до основних розділів дисципліни «Деталі машин» задачі згруповані за темами.

Завдання навчання полягає не в тому, щоб довести студента до повного опанування всіма знаннями, а в тому, щоб навчити навичкам, які б зробили його здатним у подальшому житті оволодіти знанням у будь-якій галузі його майбутньої праці.

Ніхто ще нічому не навчився, слухаючи або запам'ятовуючи правила; практика повинна закріпити звичку діяти, не думаючи про правила.

1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ (ВУЗЛІВ) МАШИН

1.1 Розрахунок робочих напружень при різних видах деформації при статичному навантаженні

Задача 1.1

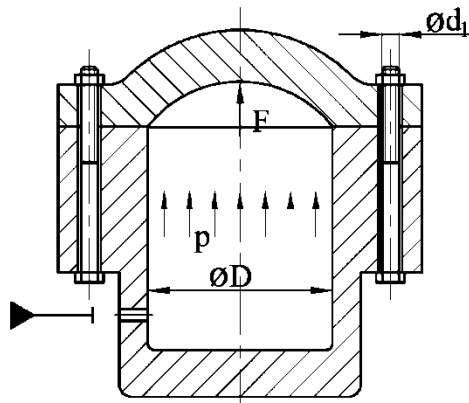


Рисунок 1.1

Кришка моторного циліндра кріпиться до корпусу болтами кількістю z із внутрішнім діаметром різі d_1 . Навантаження, що виникає під дією тиску робочої рідини у внутрішній порожнині циліндру й діє на болти кришки, дорівнює F . Розрахуйте максимальні напруження в тілі одного болта, викликані тиском у циліндрі (рис. 1.1). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Кількість болтів z	6	4	4	8	6	5
Болт	M6	M8	M10	M12	M16	M20
d_1 , мм	4,918	6,647	8,376	10,106	13,835	17,294
F , кН	0,6	0,8	1,5	5	8	10

Задача 1.2

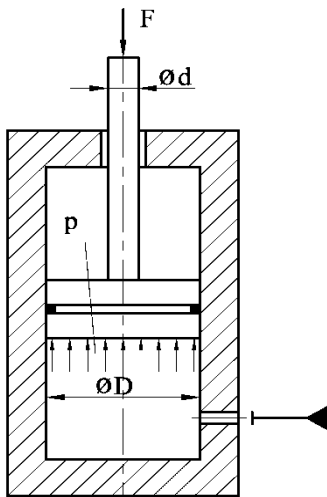


Рисунок 1.2

Під дією тиску робочої рідини в циліндрі переміщається поршень, шток якого має діаметр d . Сила спротиву з боку заготовки дорівнює F . Розрахуйте напруження в тілі штоку (рис. 1.2). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	22	33	45	55	60	65
F , кН	0,6	0,8	1,5	5	8	10

Задача 1.3

Пристрій для вимірювання моменту являє собою пластину з пружинної сталі розмірами $b \times h$, яка консольно кріпиться до стійки. Навантаження на пластину прикладаються на відстані l від місця кріплення пластини до стійки. Прогин пластини вимірюється індикатором. Розрахуйте максимальні напруження в пластині, якщо до пластини прикладена сила F (рис. 1.3). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.3.

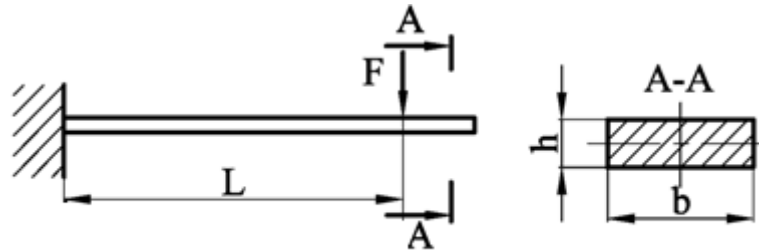


Рисунок 1.3

Таблиця 1.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Товщина пластини h , мм	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Ширина пластини b , мм	15	20	25	30	35	40
Навантаження F , Н	30	40	50	60	70	80
Відстань l , мм	40	50	60	80	90	100

Задача 1.4

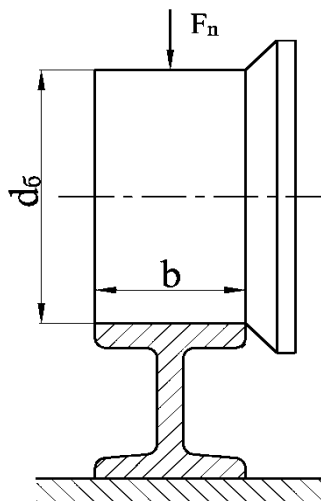


Рисунок 1.4

Чавунний циліндричний коток вагонетки котиться по плоскій сталевій рейці. Діаметр котка d_σ , ширина рейки b , навантаження на коток F_n . Розрахуйте максимальні напруження в зоні контакту котка з рейкою. При розрахунку прийняти: нормальний (поздовжній) модуль пружності (модуль Юнга): для сталі – $2,15 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну – $1,5 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона – 0,3 (рис. 1.4). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_σ , мм	220	250	300	350	400	450
b , мм	20	35	40	45	52	60
F_n , кН	2,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0

Задача 1.5



Рисунок 1.5

Вентилятор повітрорудвки має n лопатей, закріплених у кільці із середнім діаметром D_{cp} . Сила опору повітряної маси на кожній лопаті становить F . Діаметр валу вентилятора d . Розрахуйте напруження в тілі валу (рис. 1.5). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
n	6	8	10	12	14	16
D_{cp} , мм	300	350	400	450	500	550
F , Н	60	70	80	90	100	110
d , мм	20	25	30	35	40	45

Задача 1.6

Циліндричні пальці діаметром $d_{ш}$ кріплять між собою дві тяги та муфту. На з'єднання діє сила F , як показано на ескізі (рис. 1.6). Розрахуйте напруження в тілі пальця. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.6.

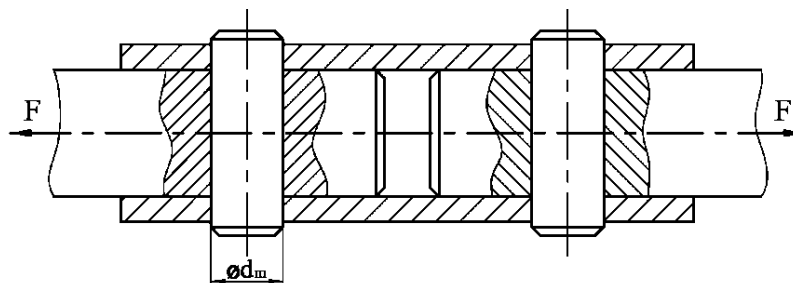


Рисунок 1.6

Таблиця 1.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$d_{ш}$, мм	10	12	16	18	20	22
F , кН	3	5	7	9	11	13

Задача 1.7

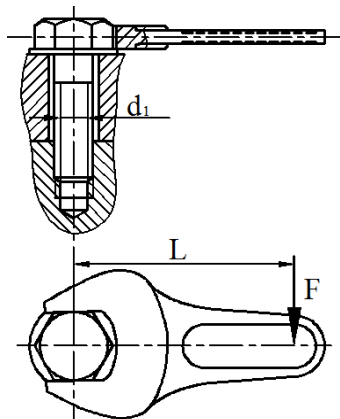


Рисунок 1.7

При закручуванні болта М8 із внутрішнім діаметром різі $d_1 = 6,647$ мм ключем довжиною l прикладається сила F . Розрахувати напруження в небезпечному перерізі болта (рис. 1.7). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
L , мм	100	120	140	160	180	200
F , Н	50	60	70	80	90	100

Задача 1.8

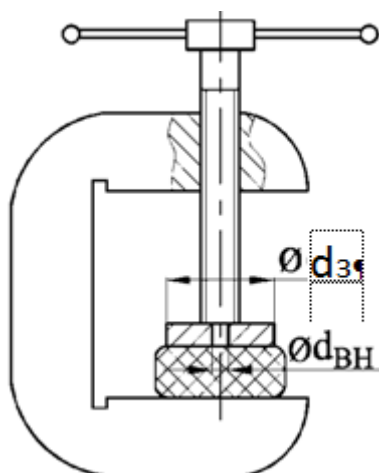


Рисунок 1.8

Опорна частина струбцини має кільцеву форму із зовнішнім і внутрішнім діаметрами: d_3 і $d_{вн}$. Сила стиску опорних поверхонь – F (рис. 1.8). Розрахувати напруження на опорних поверхнях частин струбцини і заготовки. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.8.

Таблиця 1.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_3 , мм	30	35	40	45	50	55
$d_{вн}$, мм	10	15	20	25	30	35
F , кН	8	9	10	11	12	13

Задача 1.9

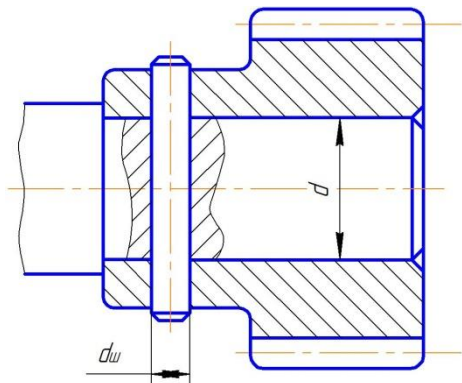


Рисунок 1.9

Циліндрична шестерня закріплена на валу діаметром d за допомогою циліндричного штифта d_w . Розрахувати напруження, що виникають у тілі штифта, якщо шестерня передає момент T (рис. 1.9). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	30	35	40	45	50	55
d_w , мм	10	15	20	25	30	35
$T, Н \cdot м$	100	150	200	250	275	300

Задача 1.10

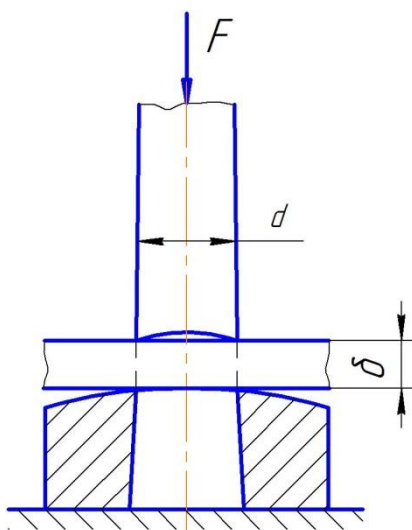


Рисунок 1.10

Визначити напруження, що виникають у пластині товщиною δ при продавлюванні пуансоном отвору діаметром d (рис. 1.10). Сила, прикладена до пуансона, – F . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.10.

Таблиця 1.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	30	35	40	45	50	55
δ , мм	10	15	20	25	30	35
$F, Н$	100 000	150 000	200 000	250 000	275 000	300 000

1.2 Проектний і перевірочний розрахунки деталей (вузлів) машин на міцність при статичному навантаженні

Задача 1.11

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр валика 2 механізму керування кулачковою зчійною муфтою 3 (рис. 1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Валик виготовлено зі сталі 45 ($\sigma_T = 321 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним $S = 1,5$. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\tau_{T_{кр}} \cong 0,6\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.11.

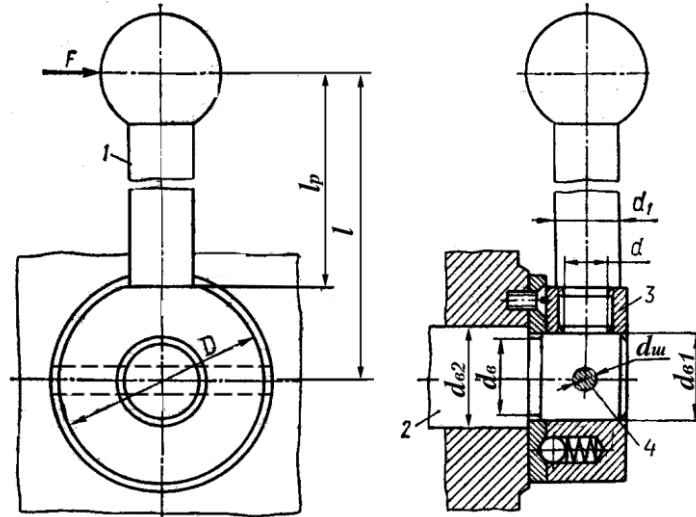


Рисунок 1.11

Таблиця 1.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , Н	200	300	400	500	600	700
l , мм	500	450	400	300	250	200

Задача 1.12

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр штифта 4 механізму керування кулачковою зчійною муфтою 3 (див. рис. 1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Діаметр валика в місці установки штифта розрахувати за формулою $d_{61} = d_6 + 2 \text{ мм}$. Штифт виготовлений із термообробленої сталі 50 ($\sigma_T = 620 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним $S = 1,5$. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\tau_{T_{зр}} \cong 0,6\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.12.

Таблиця 1.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , Н	300	500	900	200	450	900
l , мм	250	200	150	220	180	160
d_6 , мм	15	16	18	12	15	18

Задача 1.13

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр стрижня 1 ручки механізму керування кулачкової зчпної муфти 3 (див. рис. 1.11), якщо відома сила F , що діє на відстані l . Конструктивно прийняти розмір $l_p = l - 30$ мм. Ручка керування виготовлена зі сталі 45 ($\sigma_T = 321$ МПа). Коефіцієнт запасу міцності прийняти рівним 2. Навантаження на деталі вважати статичним. Прийняти $\sigma_{T_{32}} \cong 1,2\sigma_T$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.13.

Таблиця 1.13

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , Н	400	500	600	700	800	900
l , мм	800	700	600	500	400	300

Задача 1.14

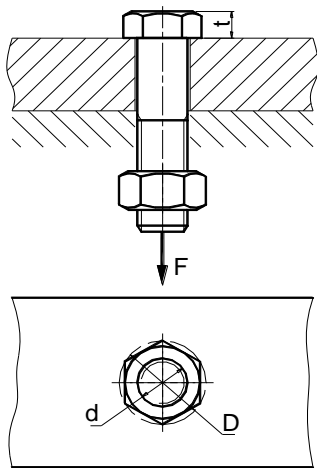


Рисунок 1.12

Болт діаметром d (внутрішній діаметр d_1), що працює на розтяг (рис. 1.12), опирається головкою на лист металу. Визначити діаметр головки болта D , якщо допустимі напруження розтягу в з'єднанні болта дорівнюють 100 МПа, а допустимі напруження зминання по площі обпирання головки – 40 МПа. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.14.

Таблиця 1.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	20	22	24	27	30	33
d_1 , мм	18,376	20,376	22,051	25,051	27,727	30,727

Задача 1.15

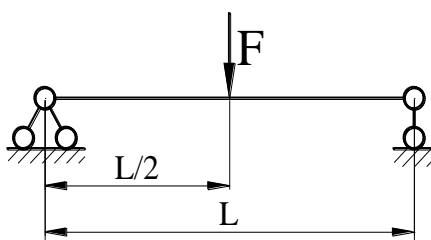


Рисунок 1.13

Колесо ручного візка закріплено посередині нерухомої осі (рис. 1.13). Навантаження на колесо F , довжина осі L , матеріал осі – Сталь 20 ($\sigma_T = 321$ МПа). Розрахувати діаметр осі. Рекомендації: при розрахунку $[\sigma]_{32}$ коефіцієнт запасу міцності прийняти $S = 2$; $\sigma_{T_{32}} = 1,2\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти

значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.15.

Таблиця 1.15

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , Н	300	400	500	600	700	800
L , мм	40	50	60	70	80	90

Задача 1.16

Дві тяги з'єднані між собою за допомогою втулкової муфти штифтами, як показано на рис. 1.14, і навантажуються силою F . Матеріал штифта – сталь Ст. 5 ($\sigma_T = 280 \text{ МПа}$). Розрахувати й призначити діаметр штифта. Рекомендації: при розрахунку $[\tau]_{зр}$ коефіцієнт запасу міцності прийняти $S = 1,8$; $\tau_{T_{зр}} \approx 0,5\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.16.

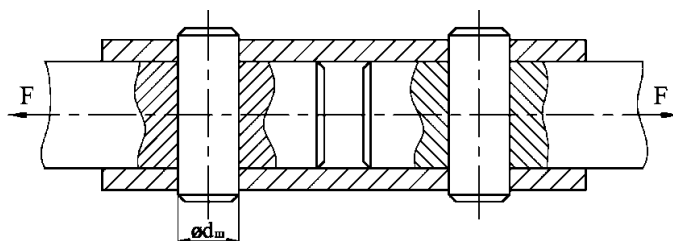


Рисунок 1.14

Таблиця 1.16

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , Н	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500

Задача 1.17

Тяга круглого перетину зі сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) діаметром d сприймає поздовжню силу. Розрахувати максимальну величину поздовжньої сили, що навантажує тягу. Рекомендації: при розрахунку $[\sigma]_p$ прийняти $S = 2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.17.

Таблиця 1.17

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	20	25	30	35	40	45

Задача 1.18

Вал діаметром d зі сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) навантажується крутним моментом T . Розрахувати величину крутного моменту з умови міцності. При розрахунках $[\tau]_{кр}$ прийняти $S = 2,4$; $\tau_{T_{кр}} \approx 0,7\sigma_T$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.18.

Таблиця 1.18

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	10	15	20	25	30	35

Задача 1.19

На тягу зі сталі 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$) діє сила F . Перевірити міцність тяги. Рекомендації: при розрахунках $[\sigma]_p$ прийняти $S = 2,2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.19.

Таблиця 1.19

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d , мм	10	15	20	25	30	35
F , кН	20	25	30	35	40	45

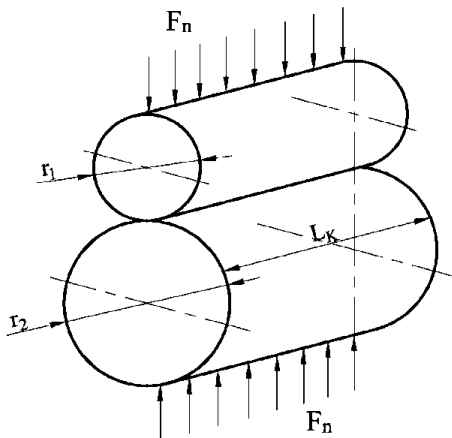
Задача 1.20

Рисунок 1.15

Два сталевих циліндричних котки фрикційної передачі радіусами r_1 і r_2 притискаються один до одного силою F_n (рис. 1.15). Прийняти: допустимі контактні напруження рівними $[\sigma]_H = 400 \text{ МПа}$, коефіцієнт матеріалу котків $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ і розрахувати ширину котків L_k . Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.20.

Таблиця 1.20

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
r_1 , мм	25	50	75	100	125	150
r_2 , мм	50	100	125	200	250	300
F_n , кН	10	15	20	25	30	35

Задача 1.21

Два сталевих циліндричних котки фрикційної передачі радіусами r_1 і r_2 притискаються один до одного силою F_n (див. рис. 1.15). Ширина котків L_k . Прийняти допустимі контактні напруження $[\sigma]_H = 600 \text{ МПа}$, коефіцієнт матеріалу котків $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ і розрахувати силу F_n стиску котків з умови міцності. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.21.

Таблиця 1.21

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
r_1 , мм	25	50	75	100	125	150
r_2 , мм	50	100	125	200	250	300
L_k , мм	40	50	60	70	80	90

Задача 1.22

До труби будівельного майданчика (рис. 1.16) із розмірами: зовнішній діаметр d_3 , внутрішній $d_{вн}$ – консольно на відстані l підвішений вантаж вагою G . Оцінити міцність труби, якщо матеріал труби – Сталь 40Х ($\sigma_T = 500 \text{ МПа}$). Коефіцієнт безпеки $S = 2$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.22.

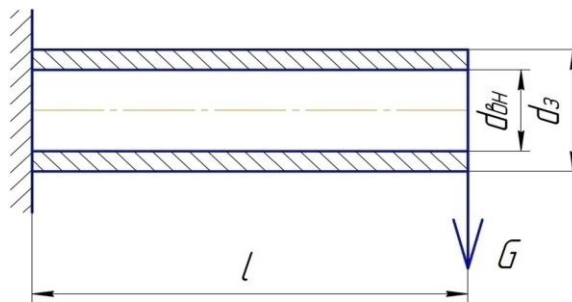


Рисунок 1.16

Таблиця 1.22

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_3 , мм	80	90	100	110	120	130
$d_{вн}$, мм	60	70	80	90	100	110
l , мм	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300
G , кН	10	15	20	25	30	35

Задача 1.23

Стрижні 1 і 2 з'єднані штифтом 3 та навантажені силами F (рис. 1.17). Із умови міцності з'єднання визначити розміри: $D, d_{шт}$, якщо: $[\sigma]_p = 120 \text{ МПа}$, $[\tau]_{зр} = 80 \text{ МПа}$. Навантаження на деталі вважати статичним. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 1.23.

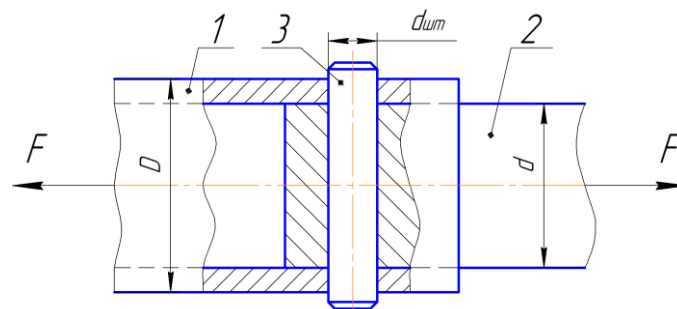


Рисунок 1.17

Таблиця 1.23

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F , кН	10	15	20	25	30	35
d , мм	15	20	25	30	35	40

2 ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Основні кінематичні й силові параметри передач

Задача 2.1

Сила натягу канату на барабані лебідки F_t , діаметр барабана d_{δ} , частота обертання барабана n_{δ} , передаточне число редуктора U_p , ККД лебідки $\eta_{прив} = 0,87$ (рис. 2.1). Розрахуйте частоту обертання валу електродвигуна, момент обертання й потужність на його валу. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.1.

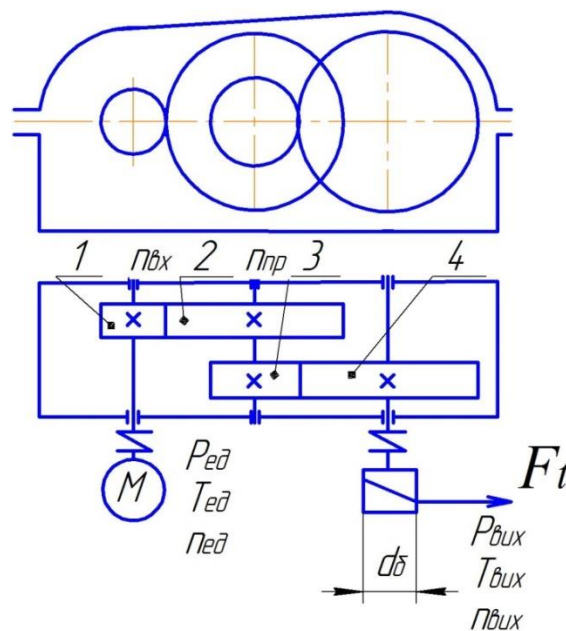
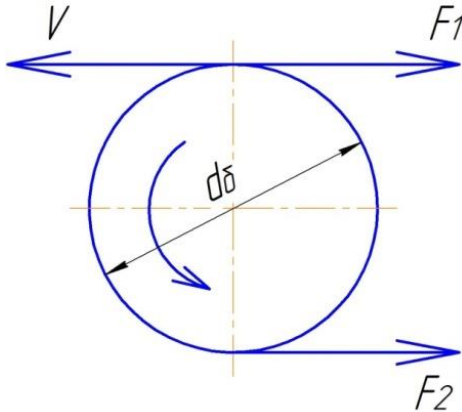


Рисунок 2.1

Таблиця 2.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F_t , Н	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500	2 750
d_{δ} , мм	200	250	300	350	400	450
n_{δ} , хв^{-1}	100	110	125	150	175	200
U_p	6,0	6,5	7,0	7,1	7,5	8,0

Задача 2.2



Стрічка конвеєра обгинає приводний барабан діаметром d_{δ} . Натяг віток стрічки: ведучої – F_1 , веденої – F_2 , швидкість стрічки V (рис. 2.2). Розрахуйте частоту обертання барабана, обертальний момент і потужність на його валу. Примітка: $F_t = F_1 - F_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.2.

Рисунок 2.2

Таблиця 2.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_{δ} , мм	200	250	300	350	400	450
F_1 , Н	5 000	5 500	6 000	6 500	7 000	7 500
F_2 , Н	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500	5 000
V , м/с	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 2.3

У передачах двоступінчастого редуктора із циліндричними зубчастими колесами початкові діаметри: шестірні першої ступені – d_1 , шестірні другої ступені – d_3 . Частоти обертання валів: вхідного – $n_{вх}$, проміжного – $n_{пр}$, вихідного – $n_{вих}$. Розрахуйте: передаточні числа пар першої та другої ступені, початкові діаметри коліс першої та другої ступені, окружні швидкості коліс першої та другої ступені (див. рис. 2.1). Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	30	35	40	45	50	55

d_3 , мм	40	45	50	55	60	65
n_{ex} , хВ ⁻¹	730	935	975	1 425	1 480	2 740
n_{np} , хВ ⁻¹	206	263	275	401	417	772
$n_{вих}$, хВ ⁻¹	73	94	98	143	149	276

Задача 2.4

Визначити передаточне число редуктора приводної станції стрічкового конвеєра, схема якої представлена на рис. 2.1. Швидкість руху стрічки V , діаметр барабана $d_{\bar{o}}$, асинхронна частота обертання вала електродвигуна $n_{e\bar{o}}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
V , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$d_{\bar{o}}$, мм	150	200	250	300	350	400
$n_{e\bar{o}}$, хВ ⁻¹	700	740	955	985	1 455	1 480

Задача 2.5

Обертальний момент на вхідному валу двоступінчастого редуктора T_{ex} . Розрахуйте обертальний момент на вихідному валу (див. рис. 2.1), якщо відомі початкові діаметри зубчастих коліс редуктора: шестірні першої ступені d_1 , колеса першої ступені d_2 , шестірні другої ступені d_3 , колеса другої ступені d_4 , ККД пари підшипників кочення – 0,99, ККД пари зубчастих коліс – 0,97. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
T_{ex} , Н м	40	60	80	100	120	140
d_1 , мм	40	45	50	55	60	65
d_2 , мм	142	160	178	195	213	231
d_3 , мм	80	85	90	95	100	105
d_4 , мм	224	238	252	266	280	294

Задача 2.6

Визначити частоту обертання конічного колеса й частоту обертання циліндричного колеса, а також момент на вихідному валу, якщо відомі: потужність е/двигуна $P_{ед}$, частота обертання вала е/двигуна $n_{ед}$, діаметр ведучого шківa d_{u1} , діаметр веденого шківa d_{u2} , передаточне число редуктора U_p , передаточне число пари 3–4 U_{3-4} (рис. 2.3). Для довідки: ККД пасової передачі – 0,96; ККД редуктора – 0,91. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.6.

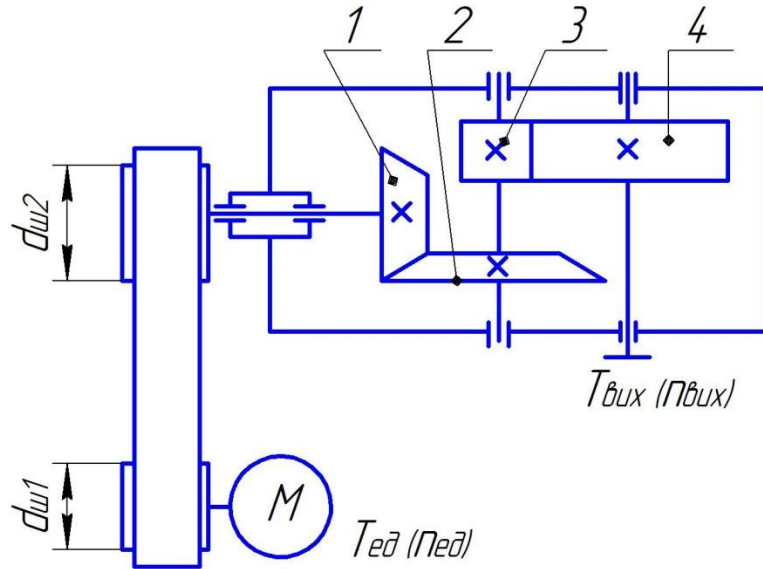


Рисунок 2.3

Таблиця 2.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$P_{ед}, \text{кВт}$	4,0	5,5	7,5	11,0	15,0	18,5
$n_{ед}, \text{хв}^{-1}$	900	970	1 380	1 480	2 740	2 960
$d_{u1}, \text{мм}$	100	80	40	60	50	100
$d_{u2}, \text{мм}$	250	240	80	120	100	200
U_p	8,0	8,9	9,9	11,2	12,6	14,2
U_{3-4}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

2.2 Зубчасті передачі. Основні параметри евольвентного зачеплення

Задача 2.7

Число зубців прямозубого циліндричного колеса z , його модуль m . Розрахуйте радіус кривизни евольвенти профіля в точці, що відповідає полюсу, при стандартному значенні кута зачеплення α й при зміні кута зачеплення на α' . У скільки разів зміниться величина радіуса? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z	17	20	25	30	35	40
m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
α' , ...°	10	15	17	22	25	27

Задача 2.8

Розрахуйте кут зачеплення передачі прямозубими циліндричними колесами, якщо число зубців одного з коліс z і діаметр його основного кола дорівнює діаметру кола впадин. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z	17	20	25	30	35	40

Задача 2.9

При якому числі зубців для зубчастого колеса нормального зачеплення виконується умова? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.9.

Таблиця 2.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Умова	$d_b < d_f$	$d_b > d_f$	$d_b < d_a$	$d_b > d_a$	$d_b = d_f$	$d_b = d_a$

Задача 2.10

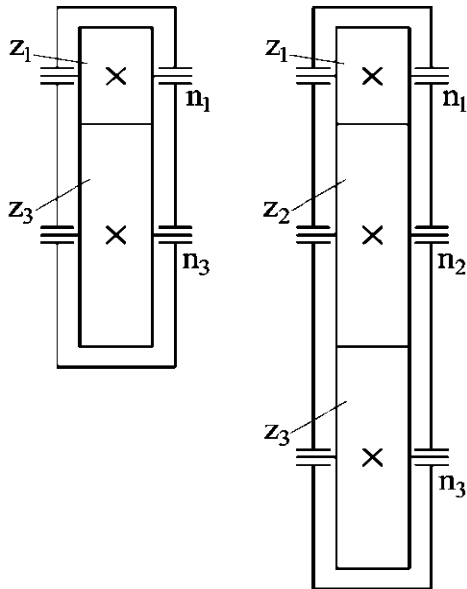


Рисунок 2.4

Визначити передаточне число, частоту обертання вихідного вала для двох зубчастих передач, схеми яких представлені на рис. 2.4. Указати, який вплив має проміжне зубчасте колесо z_2 на величину передаточного числа й на напрямок обертання веденого вала.

Числа зубців: z_1 , z_2 , z_3 . Частота обертання вхідного вала n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 2.10.

Таблиця 2.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z_1	20	25	18	24	17	25
z_2	25	40	36	48	45	70
z_3	71	89	64	85	60	89
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	780	890	920	1 390	1 480

Задача 2.11

Розрахувати розміри зубчастої пари для випадків зовнішнього й внутрішнього зачеплень: ділільні діаметри, діаметри кіл виступів і западин, діаметри основних кіл шестірні й колеса, міжосьова відстань передач, якщо відомі числа зубців z_1 , z_2 , і модуль m . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.11.

Таблиця 2.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z_1	18	19	25	20	28	24
z_2	64	67	89	71	99	85
$m, \text{мм}$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

3 ПЕРЕДАЧІ ПРЯМОЗУБИМИ ЦИЛІНДРИЧНИМИ КОЛЕСАМИ

3.1 Геометричні параметри передач

Задача 3.1

Міжосьова відстань пари прямозубих циліндричних коліс a , зовнішній діаметр (діаметр кола виступів) шестірні d_{a1} , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте передаточне число зубчастої пари U_{1-2} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	112	125	140	160	180
d_{a1} , мм	44	48	54	60	80	102
z_1	20	22	25	28	30	32

Задача 3.2

У передачі циліндричними прямозубими колесами з внутрішнім зачепленням число зубців шестірні z_1 , модуль m , міжосьова відстань a . Розрахуйте ділильні діаметри коліс пари та її передаточне число. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z_1	18	20	25	30	35	40
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
a , мм	80	100	125	140	160	180

Задача 3.3

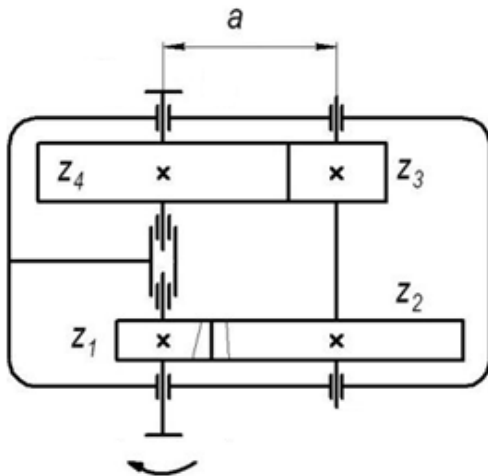


Рисунок 3.1

Загальне передаточне число двоступінчастого співвісного циліндричного редуктора U_p . Міжосьова відстань швидкохідної та тихохідної пар a (рис. 3.1). Передаточне число швидкохідної пари U_{1-2} . Розрахуйте дільні діаметри коліс редуктора й уточнені передаточні числа його передач. Модулі зачеплення передач m однакові. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_p	8	10	13	16	20	25
a , мм	100	125	140	160	180	200
U_{1-2}	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00

Задача 3.4

Передаточне число прямозубої циліндричної передачі U_{1-2} . Контактна витривалість зубців забезпечується при міжосьовій відстані a , а згинна витривалість – при модулі m . Розрахуйте числа зубців коліс пари, її фактичне передаточне число й похибку передаточного числа у відсотках до заданого. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
a , мм	140	160	180	200	225	250
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 3.5

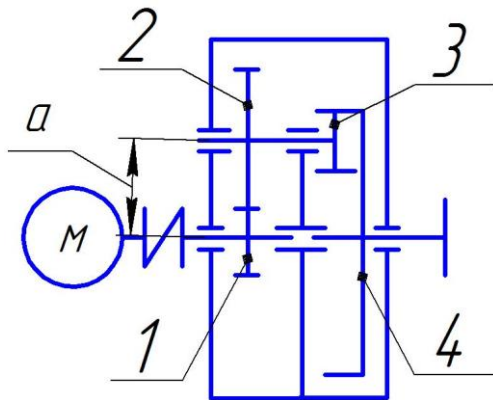


Рисунок 3.2

Двоступінчастий циліндричний співвісний зубчастий редуктор складається зі швидкохідної пари 1–2 зовнішні зачеплення й тихохідної 3–4 внутрішні зачеплення (рис. 3.2). За відомими параметрами: міжосьовою відстанню a , передаточним числом редуктора U_p , передаточним числом U_{3-4} , модулем зачеплення m визначити передаточне число пари 1–2 й число зубців зубчастих коліс. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	200	220
U_p	5,60	7,06	8,88	11,20	14,18	17,75
U_{3-4}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5

3.2 Сили в зачепленні прямозубих циліндричних коліс

Задача 3.6

Пара прямозубих циліндричних коліс передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Міжосьова відстань пари a , передаточне число U_{1-2} . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
n_1 , xv^{-1}	720	950	1 420	1 480	2 740	2 960
a , мм	100	112	125	140	160	180
U_{1-2}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

Задача 3.7

Пара прямозубих циліндричних коліс, шестерня якої має зовнішній діаметр d_{a1} , число зубців z_1 , навантажується обертовим моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_{a1} , мм	66	84	108	144	185	235
z_1	20	22	25	30	35	40
T_1 , Н м	30	40	50	60	70	80

Задача 3.8

Одноступінчастий редуктор із циліндричними прямозубими колесами має міжосьову відстань a . Обертовий момент на вихідному валу редуктора $T_{вих}$. Числа зубців редуктора: шестірні – z_1 , колеса – z_2 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	112	125	140	160	180
$T_{вих}$, Н м	300	350	400	450	500	550
z_1	20	25	30	35	40	45
z_2	71	89	107	124	142	160

Задача 3.9

За умовою забезпечення контактної міцності зубців прямозубої циліндричної передачі зубці можуть навантажуватися нормальною силою F_n . Передача має міжосьову відстань a і передаточне число U_{1-2} . Розрахуйте обертовий момент на вихідному валу. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F_n , Н	1 500	1 750	2 000	2 500	3 000	3 500
a , мм	100	112	125	140	160	180
U_{1-2}	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00

3.2 Розрахунки на міцність**Задача 3.10**

Сума ділительних діаметрів прямозубої циліндричної пари ($d_1 + d_2$) визначає габарит передачі. Пара передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Передаточне число пари – U_{1-2} . Розрахувати

контактні напруження на робочих поверхнях зубців. При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – 0,9, коефіцієнт форми профілю – 1,77, коефіцієнт навантаження – K_H , коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані – ψ_{ba} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.10.

Таблиця 3.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$(d_1 + d_2)$, мм	142	160	180	200	224	250
P_1 , кВт	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
n_1 , хв^{-1}	720	940	1 120	1 420	1 520	1 800
U_{1-2}	1,60	1,80	2,00	2,24	2,80	3,15
K_H	1,30	1,40	1,45	1,47	1,50	1,60
ψ_{ba}	0,2	0,25	0,2	0,25	0,315	0,4

Задача 3.11

Для пари прямозубих циліндричних коліс прийняте рішення замінити матеріал Сталь 40 із термообробкою поліпшення до твердості $H(\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70)$ на Сталь 40 із термообробкою ТВЧ до твердості $H'(\sigma_{H \lim b} = 17HRC + 200)$. Визначити, у скільки разів зменшиться міжосьова відстань пари за інших рівних умов. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.11.

Таблиця 3.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
HB	190	195	200	205	210	215
HRC	48	49	50	51	52	53

Задача 3.12

З умови контактної міцності поверхні зубців визначити величину допустимої потужності на шестірні одноступінчастого редуктора із циліндричними прямозубими колесами, якщо міжосьова відстань передачі a , передаточне число U_{1-2} , ширина зубчастого вінця b , частота обертання шестірні n_1 . Допустимі контактні напруження для зубців коліс $[\sigma]_H = 400 \text{ МПа}$, коефіцієнт навантаження – $K_H = 1,3$. При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – 0,9, коефіцієнт форми профілю зубця – 1,77. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.12.

Таблиця 3.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
----------------	---	---	---	---	---	---

a , мм	160	180	200	225	250	280
U_{1-2}	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50
b_2 , мм	25	30	35	40	45	50
n_1 , $xв^{-1}$	720	940	1 120	1 420	1 520	1 800

Задача 3.13

Вага двоступінчастого циліндричного редуктора виявляється близькою до мінімально можливої, якщо діаметри ведених коліс першої і другої ступені однакові. Виконати розбивку загального передаточного числа U_p по ступенях U_{1-2} , U_{3-4} так, щоб при однакових в обох парах контактних напруженнях забезпечити зазначену рівність діаметрів. Коефіцієнт навантаження прийняти в обох парах однаковим, а коефіцієнт ширини вінця колеса відносно міжосьової відстані прийняти для другої ступені вдвічі більшим, ніж для першої. Матеріал коліс пар однаковий. Прийняти зі стандартного ряду передаточні числа U_{1-2} , U_{3-4} та розрахувати похибку передаточного числа редуктора в процентах. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.13.

Таблиця 3.13

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_p	6,3	7,1	11,2	12,6	14,8	16,0

Задача 3.14

Розрахувати геометричні параметри одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора загального призначення: міжосьову відстань, ділильні діаметри коліс, числа зубців, ширину вінця колеса, якщо відомі: частота обертання шестірні n_1 , потужність на шестірні P_1 , передаточне число U_{1-2} , модуль зачеплення m , коефіцієнт навантаження $K_H = 1,2$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно міжосьової відстані ψ_{ba} , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, матеріал коліс – Сталь 40Х (поліпшення). При розрахунку прийняти сумарний коефіцієнт $K_{ap} = 9750 MПа^{1/3}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 6.18.

Таблиця 3.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
n_1 , $xв^{-1}$	720	940	1 120	1 420	1 520	1 800
U_{1-2}	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
$[\sigma]_H$, МПа	490	520	540	560	580	600

Задача 3.15

Визначити контактні напруження, що виникають у зубцях коліс одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора й дати висновок про придатність редуктора для передачі заданої потужності, якщо відомі: передана потужність P_1 , частота обертання вхідного вала $n_{\text{вх}}$, модуль зачеплення m , числа зубців шестірні й колеса – z_1 і z_2 , ширина зубчастого вінця колеса – b_2 , коефіцієнт навантаження – K_H , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт матеріалу коліс – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – 0,9; коефіцієнт форми профілю зубця $Z_H = \sqrt{2/\sin(2\alpha)}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.15.

Таблиця 3.15

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
$n_{\text{вх}}$, хв^{-1}	740	960	1 370	1 750	2 100	2 500
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
z_1	20	22	25	30	35	40
z_2	71	78	89	107	124	142
b_2 , мм	20	25	30	35	40	45
K_H	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$[\sigma]_H$, МПа	495	520	540	560	600	650

Задача 3.16

Для передачі прямозубими циліндричними колесами визначена міжосьова відстань a . Розрахувати модуль передачі, якщо передача передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Передаточне число пари U_{1-2} , коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані ψ_{ba} . При розрахунку прийняти: коефіцієнт навантаження – K_F , допустимі напруження згину – $[\sigma]_F$, коефіцієнт форми зубця – Y_F . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 3.16.

Таблиця 3.16

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	63	71	80	90	100	112
P_1 , кВт	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
n_1 , хв^{-1}	700	750	800	850	900	950
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,355	0,400	0,450
K_F	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60
Y_F	3,90	3,95	4,00	4,05	4,10	4,15

$[\sigma]_F, \text{MПа}$	190	200	210	220	225	230
--------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

4 ПЕРЕДАЧІ КОСОЗУБИМИ Й ШЕВРОННИМИ КОЛЕСАМИ

4.1 Геометричні параметри передач

Задача 4.1

Розрахувати основні параметри циліндричної косозубої передачі: передаточне число, число зубців колеса, діаметри шестерні й колеса: ділильні, виступів і впадин, міжосьову відстань, якщо: частота обертання шестерні n_1 , частота обертання колеса n_2 , стандартний модуль m , число зубців шестерні z_1 , кут нахилу зубця β . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	890	980	1 380	1 470	2 740
$n_2, \text{хв}^{-1}$	360	397	392	493	467	772
$m, \text{мм}$	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
z_1	20	22	24	26	28	30
β, \dots°	8,2345	10,1234	13,4567	14,2568	15,8945	16,3276

Задача 4.2

Міжосьова відстань косозубої циліндричної передачі a , її стандартний модуль m , число зубців шестерні z_1 , передаточне число пари U_{1-2} . Колеса пари нарізані без зміщення інструмента. Розрахуйте кут нахилу зубців коліс β . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$a, \text{мм}$	100	112	125	140	160	180
$m, \text{мм}$	3,00	2,50	2,25	2,00	1,75	1,50
z_1	20	25	30	35	40	45
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55

Задача 4.3

Шестірня з роздвоєним шевроном має кут нахилу зубців β і нарізується нормальною черв'ячною фрезою без зміщення (не корегована). Яке найменше число зубців можливе за умови відсутності підрізання зубців? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
----------------	---	---	---	---	---	---

β, \dots°	25	27	30	32	35	40
----------------------	----	----	----	----	----	----

Задача 4.4

Розрахувати основні геометричні розміри косозубих коліс циліндричного зубчастого одноступінчастого редуктора: ділильні діаметри, діаметри кіл виступів і впадин зубців шестірні й колеса, кут нахилу зубців, якщо відомі наступні його параметри: міжосьова відстань a , сума зубців $(z_1 + z_2)$, передаточне число U_{1-2} , модуль зачеплення нормальний m , зачеплення не кореговане. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
$(z_1 + z_2)$	90	100	110	115	120	125
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 4.5

У пари косозубих циліндричних коліс міжосьова відстань a , крок зачеплення в нормальному до зубця перетині p , крок у торцевому до зубця перетині p_s , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте фактичне передаточне число зубчастої пари U_{1-2} . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
p , мм	4,7124	6,2832	7,8540	9,4248	10,9956	12,5664
p_s , мм	4,9026	6,5368	8,1710	9,8052	11,4394	13,0736
z_1	22	25	28	30	35	40

Задача 4.6

Шестерня косозубої циліндричної передачі має z_1 зубців, обертається з частотою n_1 . Частота обертання колеса n_2 . Визначити модуль зачеплення (нормальний та торцевий), якщо міжосьова відстань передачі a та кут нахилу зубців β . Яке число зубців колеса z_2 ? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z_1	22	25	28	30	35	40
$n_1, \text{хв}^{-1}$	450	600	875	1 050	1 260	1 700
$n_2, \text{хв}^{-1}$	250	300	350	375	400	425

a , мм	100	112	125	140	160	180
β , град	8,2345	10,1234	13,4567	14,2568	15,8945	16,3276

4.2 Сили в зачепленні косозубих (шевронних) циліндричних коліс

Задача 4.7

Передача косозубими циліндричними колесами має міжосьову відстань a , передаточне число U_{1-2} , торцевий модуль m_s , стандартний модуль m . Шестірня навантажується обертовим моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	100	125	140	160	180	200
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m_s , мм	2,0805	2,6006	3,1208	3,6409	4,1610	4,6812
m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
T_1 , Н м	80	90	100	110	120	130

Задача 4.8

Передача косозубими циліндричними колесами передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Міжосьова відстань передачі a , передаточне число U_{1-2} . Який повинен бути кут нахилу зубця, щоб осьова сила не перевищила значення F_a ? Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
n_1 , хв^{-1}	720	790	930	1 170	1 350	1 670
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
a , мм	63	71	80	90	100	112
F_a , Н	300	350	400	450	500	550

Задача 4.9

За умовою забезпечення контактної міцності робочої поверхні зубця косозубого циліндричного колеса до нього може бути прикладена нормальна профілю сила F_n . Ділильний діаметр колеса d_{s2} , число його зубців z_2 . Колесо нарізане інструментом із модулем m . Розрахуйте

обертовий момент, яким можна навантажувати колесо передачі T_2 .
Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.9.

Таблиця 4.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F_n , Н	1 300	1 500	1 700	2 000	2 500	3 000
d_{s2} , мм	110,7874	184,6457	276,9685	387,7559	517,0078	664,7244
z_2	71	89	107	124	142	160
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

Задача 4.10

У пари косозубих циліндричних коліс міжосьова відстань a , передаточне число U_{1-2} , стандартний модуль m , число зубців шестірні z_1 . Розрахуйте співвідношення сил: F_n/F_t ; F_a/F_t ; F_r/F_t . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.10.

Таблиця 4.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	63	112	160	180	200	280
U_{1-2}	2,0	2,5	2,8	6,3	4,0	4,5
m , мм	2,0	2,5	3,0	1,5	2,0	2,5
z_1	20	24	28	32	36	40

Задача 4.11

Для одноступінчастого редуктора із шевронними колесами визначити сили, що діють у зачепленні напівшевронів. Дано: потужність на шестерні P_1 , частота обертання шестерні n_1 , передаточне число U_{1-2} , сума зубців $z_\Sigma = z_1 + z_2$, модуль зачеплення нормальний (стандартний) m , кут нахилу зубця β ; напрямок нарізки – правий, кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.11.

Таблиця 4.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
n_1 , хв^{-1}	720	780	920	980	1450	2870
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
$z_\Sigma = z_1 + z_2$	100	110	120	130	140	150

m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
β , град	25,6340	28,2345	31,3456	34,1256	37,4523	40,1256

4.3 Розрахунки на міцність передач косозубими й шевронними циліндричними колесами

Задача 4.12

В одноступінчастому циліндричному редукторі вирішено передачу прямозубими циліндричними колесами з коефіцієнтом ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані $\psi_{ba\text{пр}}$ замінити передачею шевронними колесами з кутом нахилу зубця β і коефіцієнтом ширини вінця $\psi_{ba\text{ш}}$ для напівшеврона. У скільки разів зміниться міжосьова відстань передачі при такій заміні? При розрахунку прийняти: $K_{ap} = 100\sqrt[3]{9,55 \cdot Z_M^2 Z_H^2 Z_\varepsilon^2 / 2}$; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$ – для прямозубої передачі; $Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta / \sin 2\alpha}$ – для шевронної передачі; $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}$ – для прямозубої передачі; $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ – для шевронної передачі; $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.12.

Таблиця 4.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
β , град	25	28	30	35	40	45
$\psi_{ba\text{пр}}$	0,250	0,315	0,355	0,400	0,315	0,355
$\psi_{ba\text{ш}}$	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25
z_1	18	20	22	25	28	30
z_2	36	45	55	70	88	107

Задача 4.13

Для матеріалу, з якого виготовлена шестірня косозубої циліндричної передачі, визначені допустимі контактні напруження – $[\sigma]_H$. Перевірити контактну витривалість зубця шестірні, якщо нормальна сила, що діє на зубець, – F_n , коефіцієнт навантаження – K_H , передаточне число – U_{1-2} , коефіцієнт ширини зубчастого вінця – ψ_{ba} , міжосьова відстань – a , число зубців шестірні – z_1 , кут нахилу зубця – β . При розрахунку прийняти: коефіцієнт матеріалу – $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ ($\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta$), коефіцієнт

форми профілю зубця – $Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta / \sin 2\alpha}$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.13.

Таблиця 4.13

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$[\sigma]_H$, МПа	410	450	490	517	580	615
F_n , Н	1 650	1 700	1 750	1 850	1 900	2 000
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
K_H	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
a , мм	100	125	140	160	180	200
z_1	19	23	27	30	33	35
β , ...°	8,2345	10,9632	12,1221	14,5974	15,7345	16,0213

Задача 4.14

Передача прямозубими циліндричними колесами з передаточним числом U_{1-2} має характеристики: стандартний модуль зачеплення m , число зубців шестірні z_1 , ширину зубчастого вінця b . Шестірня навантажується обертовим моментом T_1 , і в небезпечному перерізі зубця виникають напруження згину σ_F , а величина допустимих напружень дорівнює $[\sigma]_F$. При цьому шестерня є непрацездатною. Чи буде забезпечуватися її працездатність, якщо при тих же характеристиках зубці нарізати з нахилом β ? При розрахунку прийняти: $K_F = 1,48$, $Y_F = 3,47 + 13,2/z_E$, $z_E = z/\cos^3 \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.14.

Таблиця 4.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
z_1	20	24	28	32	36	40
b , мм	30	33	36	40	45	50
T_1 , Н м	50	60	70	80	90	100
σ_F , МПа	235	245	255	265	275	285
$[\sigma]_F$, МПа	180	180	180	180	180	180
β , ...°	8,2345	10,9632	12,1221	14,5974	15,7345	16,0213

Задача 4.15

Передача косозубими циліндричними колесами з міжосьовою відстанню a , передаточним числом U_{1-2} , коефіцієнтом ширини вінця щодо міжосьової відстані ψ_{ba} , числом зубців шестірні z_1 і кутом нахилу зубця β передає потужність P_1 при частоті обертання шестірні n_1 . Розрахуйте величину нормального модуля зачеплення, що забезпечує згинну витривалість зубця, якщо допустимі напруження згину для матеріалу шестірні – $[\sigma]_F$. При розрахунку прийняти: $K_F = 1,46$; $Y_F = 3,47 + 13,2/z_E$; $z_E = z/\cos^3 \beta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 4.15.

Таблиця 4.15

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	80	100	112	125	140	160
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
ψ_{ba}	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630
z_1	22	24	26	28	30	32
β , град	10,1234	14,6543	15,9766	17,7654	18,7765	20,3456
P_1 , кВт	5,5	6,0	6,5	7,0	10,0	12,0
n_1 , хв^{-1}	720	780	920	980	1 450	1 600
$[\sigma]_F$, МПа	160	165	170	180	190	150

5 КОНІЧНІ ОРТОГОНАЛЬНІ ПРЯМОЗУБІ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Геометричні параметри передачі

Задача 5.1

У пари прямозубих конічних коліс зовнішній торцевий модуль зачеплення $m_e = m$, число зубців шестірні z_1 , число зубців колеса z_2 . Розрахуйте зовнішню конусну відстань передачі R_e . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
m_e , мм	3	2,5	2	3,5	5	3
z_1	24	31	35	41	46	55
z_2	48	69	88	115	145	195

Задача 5.2

Для пари прямозубих коліс відомі: зовнішня конусна відстань R_e , передаточне число U_{1-2} . Приймаючи коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$, розрахувати діаметри шестерні й колеса в середньому перерізі зубця. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
R_e , мм	83	95	100	112	124	130
U_{1-2}	1,80	2,00	2,50	2,80	3,15	3,55

Задача 5.3

Ділильні діаметри зубчастих коліс конічної прямозубої передачі в зовнішньому торцевому перерізі: шестірні – d_{e1} , колеса – d_{e2} . Розрахувати середні ділильні діаметри коліс і середню конусну відстань передачі, приймаючи коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_{e1} , мм	50	56	64	71	79	79
d_{e2} , мм	100	125	160	200	250	280

Задача 5.4

У конічній передачі з міжосьовим кутом 90^0 передаточне число – U_{1-2} , а конусна відстань – R_e . Розрахувати в зовнішньому торцевому перерізі модуль $m_e = m$ і зовнішній діаметр шестірні d_{a1} . Число зубців шестірні – z_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80
R_e	150	170	190	210	230	250
z_1	25	30	35	40	45	50

Задача 5.5

У конічній передачі з передаточним числом U_{1-2} модуль у середньому перерізі зубця – m_m при довжині зубця b . Обчислити модуль і зовнішній діаметр шестірні. Число зубців шестірні z_1 . Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,28$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5
m_m , мм	1,29	1,72	2,15	2,58	3,44	4,3
b , мм	9	13	22	36	55	60
z_1	20	25	30	35	40	45

5.2 Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс

Задача 5.6

У передачі конічними прямозубими колесами передаточне число – U_{1-2} , дільний діаметр колеса в зовнішньому торцевому перетині d_{e2} , і колесо навантажується обертовим моментом T_2 . Розрахуйте сили в зачепленні в середньому зубцю перетині, якщо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.6.

Таблиця 5.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5
d_{e2} , мм	100	125	160	200	250	280
T_2 , Н·м	150	200	250	300	350	400

Задача 5.7

Підшипники, на які спирається вал конічного прямозубого колеса, допускають осьову силу F_{a2} . Розрахуйте максимальний обертовий момент на валу колеса, якщо модуль у зовнішньому торцевому перетині дорівнює $m_e = m$, число зубців колеса – z_2 , передаточне число конічної пари – U_{1-2} . Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.7.

Таблиця 5.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F_{a2} , Н	200	250	300	350	400	450
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
z_2 , мм	80	90	100	110	120	140
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,5	2,8	3,15

Задача 5.8

Передача прямозубими конічними колесами має конусну відстань R_e і передатне число U_{1-2} . Її шестірня навантажується крутним моментом T_1 . Розрахуйте сили в зачепленні в середньому торцевому перетині. Коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 8.11.

Таблиця 5.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
R_e , мм	80	90	100	110	120	130
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15
T_1 , Н·м	30	40	50	60	70	80

5.3 Розрахунки на міцність

Задача 5.9

У конічній прямозубій передачі з міжосьовим кутом 90° обоє зубчастих сталевих колеса мають по $z_1 = z_2 = z$ зубців і обертаються із частотою $n_1 = n_2 = n$. Модуль зубця в зовнішньому торцевому перерізі $m_e = m$, довжина зубця – b . Переданий обертовий момент T_1 . Коефіцієнт навантаження в розрахунках контактної і згинної міцності зубців прийняти рівним 1,2. У розрахунках прийняти: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_\varepsilon \cong 0,9$; $Z_H \cong 1,77$, коефіцієнт змінності кроку $K_p \cong 0,72$. Коефіцієнт форми зубця розрахувати за формулою $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$, де $z_k = z/\cos \delta$. Розрахувати зубці коліс за контактними й згинними напруженнями. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.9.

Таблиця 5.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
z	20	17	32	45	55	65
$n, \text{хв}^{-1}$	24	60	80	120	90	140
$m, \text{мм}$	5	4	3,5	2,5	3	3,5
$b, \text{мм}$	20	50	55	45	40	25
$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	100	150	180	200	250	300

Задача 5.10

При роботі передачі в небезпечному перерізі зубця конічної шестірні виникає напруження згину σ_F . Яке напруження згину випробовує зубець колеса, якщо передаточне число U_{1-2} , число зубців шестірні z_1 ? Зубці не кореговані, нормальної висоти. Коефіцієнт форми зубця розрахувати за формулою $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$, де $z_k = z/\cos \delta$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.10.

Таблиця 5.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$\sigma_F, \text{МПа}$	135	150	165	180	195	210
U_{1-2}	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55
z_1	20	24	28	32	36	40

Задача 5.11

В одноступінчастому редукторі з прямозубою конічною передачею передаточне число U_{1-2} , число зубців колеса z_2 , модуль зубця в зовнішньому торцевому перерізі $m_e = m$. Яким обертовим моментом

можна навантажувати колесо цієї передачі, виходячи із згинної витривалості зубця, якщо коефіцієнт навантаження в розрахунку згинної міцності K_F , допустимі напруження згину $[\sigma]_F$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$? Коефіцієнт форми зубця розрахувати за формулою $Y_{F_2} = 3,47 + 13,2/z_{K_2}$, $z_{K_2} = z_2/\cos\delta_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.11.

Таблиця 5.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U_{1-2}	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15
z_2	60	64	68	72	76	80
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
K_F	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80	1,85
$[\sigma]_F$, МПа	227	212	232	208	222	217

Задача 5.12

Розрахувати дільний діаметр колеса конічної прямозубої передачі в зовнішньому торцевому перерізі, якщо: обертовий момент на колесі T_2 , коефіцієнт навантаження $K_H = 1,6$, число зубців шестерні z_1 , модуль у зовнішньому торцевому перерізі m , конусна відстань R_e , допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$. У розрахунках прийняти: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_\varepsilon \cong 0,9$; $Z_H \cong 1,77$, коефіцієнт змінності кроку $K_p \cong 0,72$. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 5.12.

Таблиця 5.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
T_2	150	200	250	300	350	400
z_1	25	25	31	36	41	46
m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
R_e	120	140	160	180	200	220
$[\sigma]_H$, МПа	400	450	500	550	600	650

6 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ З АРХІМЕДОВИМ ПРОФІЛЕМ ВІТКІВ

6.1 Геометричні параметри передачі

Задача 6.1

Розрахувати передаточне число черв'ячної передачі, якщо її міжосьова відстань дорівнює a , число заходів черв'яка z_1 при коефіцієнті діаметра q і модулі зачеплення m . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	80	125	140	200	180	225
z_1	4	2	4	2	1	1
q	8	10	12,5	14	16	20
m , мм	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5

Задача 6.2

Відомі наступні параметри черв'ячної передачі: міжосьова відстань a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 і коефіцієнт діаметра черв'яка q . Розрахувати ділильні діаметри черв'яка й черв'ячного колеса, а також модуль зачеплення. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	280	250	200	125	280	160
$U_{\text{чп}}$	12,5	50,0	20,0	25,0	40,0	16,0
z_1	4	1	2	2	1	2
q	20,0	12,5	10,0	12,5	16,0	8,0

Задача 6.3

Розрахувати ділильний діаметр черв'яка, якщо міжосьова відстань черв'ячної пари дорівнює a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, модуль зачеплення m і число заходів черв'яка z_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	280	160	250	280	125	200
$U_{\text{чп}}$	40,0	16,0	50,0	10,0	25,0	20,0
m , мм	10	8	8	10	4	8
z_1	1	2	1	4	2	2

Задача 6.4

Ділильний діаметр черв'яка дорівнює d_1 , модуль зачеплення черв'ячної передачі m , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 . Визначити кут підйому витка черв'яка й міжосьову відстань передачі. Варіанти значень змінних даних до задачі наведені в табл. 6.4.

Таблиця 6.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	40	80	100	40	80	100
$U_{\text{чп}}$	16,0	40,0	12,5	20,0	16,0	20,0
m , мм	5	5	8	4	10	10
z_1	2	1	4	2	2	2

6.2 Кінематичні характеристики**Задача 6.5**

Розрахувати швидкість ковзання в передачі, якщо число заходів черв'яка дорівнює z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , модуль зачеплення m і частота обертання черв'яка n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.5.

Таблиця 6.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
q	8	8	12,5	12,5	20	8
m , мм	10	8	5	10	8	16
z_1	2	4	1	2	4	1
n_1 , хв ⁻¹	960	1 445	765	940	2 880	520

Задача 6.6

Визначити швидкість ковзання в черв'ячній передачі, якщо частота обертання черв'яка n_1 , частота обертання колеса n_2 , а їхні ділильні діаметри, відповідно, d_1 і d_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.6.

Таблиця 6.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$n_1, \text{хв}^{-1}$	960	2 880	400	1 440	736	1 312
$n_2, \text{хв}^{-1}$	77	90	50	72	23	82
$d_1, \text{мм}$	160	80	40	100	64	32
$d_2, \text{мм}$	400	320	160	400	256	128

Задача 6.7

Міжосьова відстань черв'ячної передачі дорівнює a , модуль зачеплення m , число заходів черв'яка z_1 , а коефіцієнт діаметра черв'яка q . Визначити колові швидкості черв'яка й черв'ячного колеса, а також швидкість ковзання в зачепленні, якщо колесо обертається із частотою n_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.7.

Таблиця 6.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$a, \text{мм}$	280	200	100	250	140	80
$m, \text{мм}$	8	10	5	10	5	4
z_1	4	1	4	2	2	2
q	20	8	8	10	16	8
$n_2, \text{хв}^{-1}$	77	90	50	72	37	82

Задача 6.8

Міжосьова відстань черв'ячної передачі a . Передаточне число U_{1-2} . Розрахувати частоти обертання черв'яка й черв'ячного колеса, якщо колові швидкості черв'яка й черв'ячного колеса відповідно рівні V_1 і V_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.8.

Таблиця 6.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$a, \text{мм}$	80	160	250	100	200	280
U_{1-2}	16,0	32,0	20,0	8,0	32,0	12,5
$V_1, \text{м/с}$	2,20	2,46	7,54	0,84	12,06	8,04

$V_2, \text{ м/с}$	0,55	0,31	1,51	0,42	1,51	1,61
--------------------	------	------	------	------	------	------

6.3 Сили в зачепленні

Задача 6.9

Обертвий момент на колесі черв'ячної передачі T_2 , міжосьова відстань пари a , число зубців колеса z_2 , коефіцієнт діаметра черв'яка q і передаточне число $U_{\text{чп}}$. Прийнявши коефіцієнт тертя рівним f , розрахувати сили в зачепленні. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.9.

Таблиця 6.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$T_2, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	700	400	600	550	480	380
$a, \text{ мм}$	250	160	140	280	200	100
z_2	32	32	50	40	32	40
q	8	8	20	16	8	10
$U_{\text{чп}}$	16	8	25	10	16	40
f	0,07	0,06	0,07	0,05	0,06	0,07

Задача 6.10

З умови контактної міцності зубця черв'ячного колеса його можна навантажити нормальною силою F_{n2} . Чи може черв'ячна передача передати потужність $P_{2\text{max}}$ при частоті обертання колеса n_2 , якщо міжосьова відстань дорівнює a , а модуль зачеплення m при коефіцієнті діаметра черв'яка q ? Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.10.

Таблиця 6.10

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
$F_{n2}, \text{ Н}$	730	1 020	1 400	1 600	850	1 320
$P_{2\text{max}}, \text{ кВт}$	0,2	1,5	1,45	2,5	0,3	1,0
$n_2, \text{ хв}^{-1}$	30	72	56	80	75	43
$a, \text{ мм}$	125	200	250	280	160	280
$m, \text{ мм}$	4	8	8	10	8	10
q	12,5	10	12,5	16	8	16

Задача 6.11

Розрахувати сили в зачепленні черв'ячної передачі, якщо потужність на валу черв'яка P_1 при його кутовій швидкості ω_1 , модулі зачеплення m , коефіцієнті діаметра черв'яка q і числі заходів z_1 . При розрахунку прийняти

коефіцієнт тертя в зачепленні рівним f . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.11.

Таблиця 6.11

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	1,13	4,18	3,94	2,16	1,46	2,74
ω_1, c^{-1}	502,3	302,6	473,3	100,6	107,9	260
m , мм	4	10	8	10	8	8
q	12,5	8,0	10,0	10,0	8,0	12,5
z_1	4	1	2	2	1	4
f	0,04	0,06	0,03	0,03	0,04	0,06

6.4 ККД черв'ячної передачі

Задача 6.12

Відомі параметри черв'ячної передачі: дільний діаметр черв'яка d_1 , передаточне число $U_{\text{чп}}$, дільний діаметр колеса d_2 . Розрахуйте потужність на черв'яку, якщо потужність на черв'ячному колесі P_2 і коефіцієнт тертя в зачепленні f . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.12.

Таблиця 6.12

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	80	64	160	40	64	80
$U_{\text{чп}}$	32,0	32,0	12,5	8,0	12,5	32,0
d_2 , мм	320	256	400	160	320	400
P_2 , кВт	0,80	1,20	1,60	2,00	2,40	2,80
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

Задача 6.13

Обертовий момент на черв'яку черв'ячної передачі T_1 . Параметри черв'ячної пари: міжосьова відстань a , передаточне число $U_{\text{чп}}$, дільний діаметр колеса d_2 . Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні f , розрахуйте обертовий момент на колесі. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.13.

Таблиця 6.13

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
T_1 , Н м	17,0	13,2	4,2	18,4	20,0	35,0
a , мм	280	200	125	280	200	320
$U_{\text{чп}}$	12,5	20,0	25,0	40,0	16,0	25,0
d_2 , мм	400	320	200	400	320	400
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

Задача 6.14

Черв'як черв'ячної передачі обертається із частотою n_1 і навантажується корисною (коловою) силою F_{t_1} . Параметри черв'ячної пари: міжосьова відстань a , модуль зачеплення m , коефіцієнт діаметра черв'яка q , число заходів нарізки черв'яка z_1 . Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні f , розрахуйте потужність на черв'яку й черв'ячному колесі. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 6.14.

Таблиця 6.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
n_1 , хв ⁻¹	960	1 430	1 610	840	720	2 880
F_{t_1} , Н	400	285	210	200	315	560
a , мм	280	200	160	80	100	250
m , мм	8	10	8	4	5	10
q	20	8	8	8	8	10
z_1	4	1	1	2	4	2
f	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065

6.5 Розрахунок черв'ячних передач на міцність і теплостійкість**Задача 6.15**

Черв'ячний одноступінчастий редуктор установлений у приводі лебідки, яка має діаметр барабана d_6 . Розрахуйте вантажопідйомність лебідки F_t , якщо міжосьова відстань черв'ячної передачі a , число зубців колеса z_2 , коефіцієнт діаметра черв'яка q . При розрахунку прийняти сумарний коефіцієнт у розрахунку міжосьової відстані за обертаючим моментом $K'_{a_T} = 300 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт навантаження K_H , допустимі контактні напруження черв'ячного колеса $[\sigma]_H$. ККД пари підшипників

кочення – 0,99. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.15.

Таблиця 6.15

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_o , мм	250	500	350	400	300	450
a , мм	100	200	140	160	180	160
z_2	32	50	40	36	50	40
q	8,0	12,5	16,0	14,0	20,0	10,0
K_H	2,20	2,12	2,10	2,10	2,15	2,05
$[\sigma]_H$, МПа	221	204	198	217	215	210

Задача 6.16

Черв'ячна передача має характеристики: міжосьова відстань a , число заходів черв'яка z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , передаточне число $U_{\text{чп}}$. Розрахуйте, яку потужність може передати черв'ячне колесо, якщо частота обертання черв'яка n_1 , допустимі контактні напруження – $[\sigma]_H$. При розрахунку прийняти: коефіцієнт навантаження K_H , коефіцієнт матеріалу – $Z'_M = 8600 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт форми профілю зубця – $Z_H = \sqrt{2 \cos^2 \gamma / \sin 2\alpha}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.16.

Таблиця 6.16

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
a , мм	125	160	100	140	200	180
z_1	2	1	4	2	2	1
q	8	12,5	8	16	18	8
$U_{\text{чп}}$	16	50	8	20	16	40
n_1 , хв ⁻¹	1 430	1 725	940	720	1 200	800
$[\sigma]_H$, МПа	230	210	220	216	225	212
K_H	2,05	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30

Задача 6.17

Розрахувати згинну витривалість зубця черв'ячного колеса, якщо: потужність на колесі P_2 , коефіцієнт навантаження K_F ; частота обертання черв'яка n_1 , дільний діаметр черв'яка d_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q , число заходів черв'яка z_1 , передаточне число $U_{\text{чп}}$. Коефіцієнт форми зубця черв'ячного колеса $Y'_F = 1,8$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 6.17.

Таблиця 6.17

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
K_F	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50	1,55
n_1 , хв ⁻¹	720	840	920	980	1 420	1 480
d_1 , мм	64	63	112	160	80	100
q	8	10	14	16	16	20
z_1	4	4	2	2	1	1
$U_{\text{чп}}$	8	10	18	20	40	50

Задача 6.18

Одноступінчастий черв'ячний редуктор передає потужність P_2 і має характеристики: модуль зачеплення m , передаточне число $U_{\text{чп}}$, число заходів черв'яка z_1 , коефіцієнт діаметра черв'яка q . Розрахуйте очікувану температуру нагріву мастила редуктора, прийнявши: коефіцієнт тертя в зачепленні f , коефіцієнт тепловіддачі – $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, температуру навколишнього середовища – 20°C і оцінити виконання умови теплостійкості передачі, якщо допустима температура нагріву мастила – 85°C . Для довідки: площу тепловіддачі редуктора розрахувати за формулою $A=10a^{1,71}$, де a – міжосьова відстань передачі в метрах. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 6.18.

Таблиця 6.18

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт	0,5	1,0	0,7	1,2	0,8	1,8
m , мм	8,0	10,0	4,0	5,0	5,0	10,0
$U_{\text{чп}}$	32,0	10,0	16,0	20,0	8,0	16,0
z_1	1	4	2	2	4	2
q	8,0	10,0	8,0	10,0	8,0	8,0
f	0,060	0,055	0,065	0,070	0,070	0,050

7 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

7.1 Коефіцієнт ковзання

Задача 7.1

Фактичне передатне число пасової передачі становить U , діаметри ведучого й веденого шківів відповідно рівні d_1 й d_2 . Розрахувати коефіцієнт пружного ковзання й частоту обертання ведучого шківа, якщо частота обертання веденого – n_2 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
U	1,314	1,448	1,141	1,318	1,637	1,473
d_1 , мм	125	100	112	125	112	140
d_2 , мм	160	140	125	160	180	200
n_2 , хв ⁻¹	722	560	1 020	2 010	420	890

Задача 7.2

Діаметри ведучого й веденого шківа відповідно рівні d_1 і d_2 . Коефіцієнт пружного ковзання ε . Розрахувати передаточне число та частоту обертання ведучого шківа n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	90	112	125	140	100	160
d_2 , мм	125	160	225	200	160	315
ε , %	2,4	3,2	2,75	3,42	3,3	2,5
n_1 , хв ⁻¹	700	965	2 880	1 430	1 240	800

Задача 7.3

У пасовій передачі відомий діаметр ведучого шківа d_1 , частота його обертання n_1 , передаточне число U і коефіцієнт пружного ковзання ε . Розрахувати діаметр веденого шківа й частоту його обертання. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.3.

Таблиця 7.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	140	125	112	100	160	125
n_1 , хв ⁻¹	935	1 430	700	2 880	965	730
U	1,462	1,32	1,64	2,298	1,289	1,477
ε	0,023	0,027	0,018	0,021	0,03	0,025

Задача 7.4

Діаметри ведучого й веденого шківів пасової передачі відповідно рівні d_1 і d_2 , а їхні частоти обертання n_1 і n_2 . Розрахувати коефіцієнт пружного ковзання. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	125	100	140	160	100	180
d_2 , мм	180	140	225	200	180	250
n_1 , хв ⁻¹	1 430	940	955	2 880	735	1 460
n_2 , хв ⁻¹	940	655	580	2 200	400	1 030

7.2 Коефіцієнт тяги**Задача 7.5**

Розрахувати коефіцієнт тяги плоскопасової передачі, що передає потужність P_1 , при частоті обертання ведучого шківів n_1 та діаметрі d_1 . У передачі використаний плоский пас шириною b і товщиною δ . Напруження від попереднього натягу паса σ_0 . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.5.

Таблиця 7.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	4	6,5	3,6	7,1	5,5	8
n_1 , хв ⁻¹	1 440	970	2 900	2 880	935	970
d_1 , мм	160	180	225	140	200	225
b , мм	56	80	125	63	125	160
δ , мм	4,5	5	5,5	4	5,5	6
σ_0 , МПа	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8

Задача 7.6

Натяг віток паса в працюючій пасовій передачі: ведучої – F_1 , веденої – F_2 . Розрахувати коефіцієнт тяги. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.6.

Таблиця 7.6

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
F_1 , Н	3 100	2 500	2 700	1 230	3 000	1 420
F_2 , Н	760	500	420	210	800	720

Задача 7.7

Ведучий шків пасової передачі діаметром d_1 навантажується обертаючим моментом T_1 . Коефіцієнт тяги передачі φ . Розрахувати натяг віток паса. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.7.

Таблиця 7.7

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	125	140	160	180	200	225
T_1 , Н м	30	45	60	70	80	85
φ	0,46	0,5	0,62	0,38	0,43	0,55

Задача 7.8

Діаметр ведучого шківa пасової передачі d_1 , її фактичне передаточне число U_φ , коефіцієнт пружного ковзання ε , коефіцієнт тяги φ , зусилля попереднього натягу віток F_0 . Розрахувати обертаючий момент на валу веденого шківa. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.8.

Таблиця 7.8

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
d_1 , мм	90	112	125	140	100	160
U_φ	1,423	1,476	1,851	1,479	1,655	2,02
ε	0,024	0,032	0,0275	0,0342	0,033	0,025
φ	0,36	0,41	0,45	0,43	0,46	0,44
F_0 , Н	430	460	500	540	380	560

7.3 Розрахунок плоскопасової передачі

Задача 7.9

Плоскопасова передача передає потужність P_1 при частоті обертання ведучого шківa n_1 і діаметрі d_1 . Кількість шарів прогумованого паса i . Умови експлуатації передачі задані: кутом обхвату пасом ведучого шківa α_1 ; кутом нахилу лінії центрів до обрїю θ . При розрахунку прийняти коефіцієнт режиму роботи C_p і розрахувати ширину паса. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.9.

Таблиця 7.9

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	0,5	6,3	4,0	7,0	13,0	35,0
n_1 , хв ⁻¹	965	1 440	730	1 430	970	725
d_1 , мм	100	160	200	224	250	400
i	2	3	3	4	5	6
α_1, \dots°	160	170	150	160	160	170
θ, \dots°	30	45	0	70	20	0
C_p	1,1	1,0	1,4	1,25	1,1	1,1

Примітка. Для довідки див. табл. 7.10...7.13.

Таблиця 7.10

Кількість шарів, i	2	3	3	4	5	6
Діаметр ведучого шківa d_1 , мм	100	160	200	224	250	400
Питоме колове зусилля p_0 , Н/мм	6,0	9,1	9,3	12,3	15,1	18,7

Таблиця 7.11

Кут обхвату α_1, \dots°	150	160	170	180
Коефіцієнт C_α	0,91	0,94	0,97	1

Таблиця 7.12

Кут нахилу передачі до обрїю θ, \dots°	$0^0 \dots 60^0$	$60^0 \dots 80^0$	$80^0 \dots 90^0$
Коефіцієнт C_θ	1,0	0,9	0,8

Таблиця 7.13

Швидкість паса V , м/с	1	5	10	15	20	25	30
--------------------------	---	---	----	----	----	----	----

Коефіцієнт C_V	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
------------------	------	------	-----	------	------	------	------

Задача 7.10

Прогумований плоский пас на основі бельтингу 320 має кількість прокладок i , товщину δ й ширину b . Питоме зусилля попереднього натягу F_0 . Діаметр ведучого шківa d_1 , частота його обертання n_1 . Умови роботи передачі: кут обхвату пасом ведучого шківa α_1 ; кут нахилу лінії центрів до обрїю θ ; коефіцієнт режиму роботи C_p . Розрахувати максимальну потужність, що може передати пасова передача. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.14.

Таблиця 7.14

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
i	3	5	4	2	3	4
δ	3,75	6,25	5,0	2,5	3,75	5,0
b , мм	63	100	71	25	50	90
F_0 , Н/мм	2,25	2,5	2,25	2,5	2,0	2,5
d_1 , мм	160	250	224	100	160	250
n_1 , хв ⁻¹	965	1 430	2 880	700	1 465	2 900
α_1 , град	160	170	165	175	155	170
θ , град	0	45	60	0	70	50
C_p	1,5	1,4	1,8	1,6	1,4	1,5

Примітка. Для довідки див. табл. 7.15

Таблиця 7.15

i	2	3	3	4	4	5
d_1 , мм	100	160	160	224	280	250
F_0 , Н/мм	2,5	2,0	2,25	2,25	2,5	2,5
p_0 , Н/мм	6,0	7,3	8,5	11,4	12,5	15,1

Примітка. Значення коефіцієнтів C_α , C_θ , C_V брати з табл. 7.11...7.13.

Задача 7.11

Розрахувати обертаючий момент на валу ведучого шківa плоскопасової передачі з текстильним бавовняним пасом. Кількість шарів паса – i , товщина – δ й ширина – b . Ведучий шків діаметром d_1 охоплений пасом на кут α_1 . Попередній натяг паса викликає в ньому напруження σ_0 . Умови роботи передачі визначаються також кутом нахилу лінії центрів до

обрію θ . Швидкість паса дорівнює V . Коефіцієнт режиму навантаження дорівнює C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.16.

Таблиця 7.16

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
i	4	6	4	8	6	4
δ , мм	4,5	6,5	4,5	8,5	6,5	4,5
b , мм	60	75	40	150	100	90
d_1 , мм	140	180	180	280	224	112
α_1 , град	160	170	150	160	150	170
σ_0 , МПа	1,8	1,8	2,0	1,8	1,8	1,6
θ , град	45	0	75	30	60	70
V , м/с	7,5	3,0	6,0	12	16	10
C_p	1,5	1,5	1,5	1,4	1,3	1,5

Примітка. Для довідки див. табл. 7.17.

Таблиця 7.17

i	4		4		4	6	6		8
d_1 , мм	112		140		180	180	224		280
σ_0 , МПа	1,6	1,8	1,8	2,0	2,0	1,8	1,8	2,0	1,8
p_0 , Н/мм	6,2	6,7	7,3	7,8	8,3	10,1	10,8	11,5	13,9

Примітка. Значення коефіцієнтів C_α , C_θ , C_V брати з табл. 7.11...7.13.

Задача 7.12

При випробуванні плоского текстильного бавовняного паса товщиною δ й шириною b попереднім натягом у ньому створюються напруження σ_0 . Розрахувати потужність, якою можна навантажити передачу в еталонних умовах, якщо діаметри її шківів $d_1 = d_2$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.18.

Таблиця 7.18

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
i	4	6	8	6	4	8
δ , мм	4,5	6,5	8,5	6,5	4,5	8,5
b , мм	50	75	125	90	80	100
σ_0 , МПа	1,8	1,8	1,8	2,0	2,0	1,8

$d_1 = d_2, \text{ мм}$	112	180	280	224	140	280
-------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Примітка. Для довідки див. табл. 7.11...7.13, 7.17.

7.4 Розрахунки клинопасової та поліклинової передач

Задача 7.13

Розрахувати потужність, що може передати клинопасова передача з кількістю пасів z заданого профілю, якщо ведучий шків діаметром d_1 обертається з частотою n_1 й охоплюється пасом на кут α_1 . Довжина пасу L . Коефіцієнт режиму навантаження C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.19.

Таблиця 7.19

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Профіль	Б	А	Б	В	О	А
z	1	4	5	3	3	2
$d_1, \text{ мм}$	140	125	160	250	71	112
$n_1, \text{ хв}^{-1}$	1 430	765	1 795	1 535	2 700	860
$L, \text{ мм}$	1 800	1 360	1 800	3 750	1 000	1 370
$\alpha_1, \text{ град}$	140	140	150	160	170	160
C_p	1,15	1,2	1,18	1,09	1,08	1,14

Примітка. Для довідки див. табл. 7.20...7.22.

Таблиця 7.1 – Потужність P_0 , передана одним клиновим пасом еталонної передачі

Профіль	$L_0, \text{ мм}$	$d_1, \text{ мм}$	$P_0, \text{ кВт, при } V_1, \text{ м/с}$					
			3	5	10	15	20	25
О	1 320	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
А	1 700	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
Б	2 240	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,85	3,27
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
В	3 750	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,6

Таблиця 7.21 – Коефіцієнт C_ℓ

L/L_0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
C_ℓ	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13

Таблиця 7.22 – Коефіцієнт C_α

α_1, \dots°	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Задача 7.14

Розрахувати обертаючий момент на ведучому шківі в передачі з поліклиновим пасом заданого профілю, який має z клинових виступів. Ведучий шків діаметром d_1 обертається із частотою n_1 . Кут обхвату пасом ободу ведучого шківа – α_1 , довжина паса – L , коефіцієнт режиму роботи – C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.23.

Таблиця 7.23

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Профіль	М	К	Л	К	М	К
z	30	25	35	18	28	20
d_1 , мм	250	80	180	100	200	80
n_1 , хв ⁻¹	765	1 190	535	955	955	1 195
L , мм	2 690	570	2 560	1 278	3 590	995
α_1, \dots°	140	150	140	160	170	170
C_p	1,3	1,2	1,37	1,11	1,09	1,14

Примітка. Для довідки див. табл. 7.21...7.22, 7.24.

Таблиця 7.24 – Потужність P_{10} , передана поліклиновим пасом з 10 клиновими виступами еталонної передачі

Профіль	L_0 , мм	d_1 , мм	P_{10} , кВт, при V_1 , м/с							
			2	5	10	15	20	25	30	35
К	710	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
		100	0,97	2,2	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–
Л	1 600	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
М	2 240	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
		250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48

Задача 7.15

Призначити профіль і число пасів клинопасової передачі, що передає потужність P_1 при частоті обертання ведучого шківа n_1 й діаметрі d_1 .

Довжина паса в передачі відповідає еталонній, ведучий шків охоплюється пасом на кут α_1 , коефіцієнт режиму навантаження C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 7.25.

Таблиця 7.25

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
P_1 , кВт	7	12	2,8	21	9	3,2
d_1 , мм	125	180	90	250	160	112
n_1 , хв ⁻¹	1 530	1 065	1 065	1 147	1 195	515
α_1, \dots°	160	140	170	150	160	150
C_p	1,11	1,4	1,15	1,12	1,3	1,1

Примітка. Для довідки див. табл. 7.21...7.22, 7.24, 7.26.

Таблиця 7.26 – Значення обертаючого моменту, що рекомендуються

T_1

Профіль	О	А	Б	В	Г
T_1 , Н м	<30	15–60	50–150	120–600	450–2 400

8 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Задача 8.1

Перевірити приводний роликовий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, якщо на передачу діє обертаючий момент T_1 , число зубців провідної зірочки z_1 , інтенсивність навантаження характеризується коефіцієнтом K_H , зовнішня динаміка передачі характеризується коефіцієнтом K_A . Припустимий питомий тиск у шарнірі ланцюга $[p]_{зн}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл.8.1.

Таблиця 8.1

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	ПР-19,05	2ПР-25,4	2ПР-15,875	ПР-31,75	2ПР-19,05	ПР-38,1
T_1 , Н м	80	125	170	160	200	190
z_1	25	27	19	27	31	21
K_H	1	0,8	0,4	0,6	0,2	1
K_A	1	1,3	1	1,5	1,5	1,3
$[p]_{зн}$, МПа	20	28	32	25	33	24

Примітка. У розрахунку використовувати довідкові дані табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – Параметри приводних роликових ланцюгів

Марка ланцюга	p_c , мм	B , мм	D_p , мм	$A_{он}$, мм ²	$F_{руйн}$, кН	q , кг/м
1	2	4	5	6	7	8
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180					31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540					45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200					72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340					113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700					177,0	7,30

ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400					254,0	11,00

Задача 8.2

Перевірити приводний роликівий ланцюг з умови втомної міцності пластин ланцюга протягом заданого терміну служби, якщо потужність на ведучій зірочці P_1 , частота обертання ведучої зірочки n_1 , число зубців ведучої зірочки z_1 , інтенсивність навантаження характеризується коефіцієнтом K_H , зовнішня динаміка характеризується коефіцієнтом K_A . Припустимий питомий тиск, що гарантує міцність пластин ланок ланцюга, – $[p]_{втом}$. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	ПР-38,1	2ПР-25,4	ПР-15,875	2ПР-19,05	ПР-25,4	ПР-12,7
P_1 , кВт	7,5	4,5	5	3,8	3	4,5
n_1 , хв ⁻¹	185	230	110	245	300	290
z_1	23	29	31	19	25	27
K_H	0,8	1	0,7	0,65	0,45	0,8
K_A	1	1,3	1,5	1,3	1,5	1
$[p]_{втом}$, МПа	12,4	31,7	25	18	22	30

Примітка. Для довідки див. табл. 8.2.

Задача 8.3

Розрахувати потужність, що може передати приводний роликівий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, у передачі із числом зубців ведучої зірочки z_1 , частотою обертання провідної зірочки n_1 , коефіцієнтом інтенсивності навантаження K_H , коефіцієнтом динамічності навантаження K_A . Припустимий питомий тиск, що забезпечує зносостійкість ланцюга $[p]_{зн}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 8.4.

Таблиця 8.4

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	2ПР-38,1	ПР-25,4	2ПР-15,875	ПР-19,05	2ПР-25,4	2ПР-12,7
z_1	23	29	19	31	25	27
n_1 , хв ⁻¹	200	230	120	215	280	190
K_H	0,8	1	0,6	0,4	0,25	1

K_A	2	1,2	1,2	1,5	1,3	1,5
$[p]_{зн}$, МПа	28	20	32	33	25	24

Примітка. Для довідки див. табл. 8.2.

Задача 8.4

Визначити максимальний крутний момент, що може передавати приводний роликівий ланцюг з умови втомної міцності пластини в передачі із числом зубців ведучої зірочки z_1 , коефіцієнтом інтенсивності навантаження K_H , коефіцієнтом динамічності навантаження K_A . Припустимий питомий тиск, що гарантує міцність пластин ланцюга, – $[p]_{втом}$. Варіанти значень змінних даних представлені в табл. 8.5.

Таблиця 8.5

Номер варіанта	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	2ПР- 19,05	ПР- 38,1	2ПР- 15,875	2ПР- 31,75	ПР- 12,7	ПР- 25,4
z_1	27	23	19	27	25	21
K_H	1	0,8	0,7	0,65	0,45	0,8
K_A	1,3	1	1,5	1,5	1,3	1,5
$[p]_{втом}$, МПа	13,5	28,4	27	18	31	22

Примітка. Для довідки див. табл. 8.2.

Навчальне видання

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

**Збірник завдань
Частина I**

Для студентів механічних спеціальностей

Укладачі: КАРНАУХ Сергій Григорович,
 ТАРОВИК Микола Георгійович

Редагування О. О. Дудченко

136/2018. Формат 60 x 84/8. Ум. друк. арк. 3,49.
Обл.-вид. арк. 2,73. Тираж пр. Зам. №

Видавець і виготівник

Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003