

І. І. МАРЖЕЛЬ

ДЕТАЛІ МАШИН

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

621.81(075)

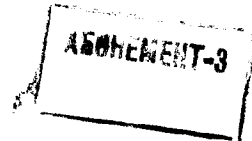
М 29

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

І. І. МАРХЕЛЬ

Деталі машин

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як
навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів*



Київ • Алерта • 2005

ББК 34.44
УДК 621.81(075.3)
М29

Рецензенти:

- І. М. Білоконєв** – д-р технічних наук, професор (Одеський національний політехнічний університет);
О. Г. Кібаков – канд. технічних наук, доцент;
А. В. Конопльов – канд. технічних наук, доцент (Одеський національний морський університет).

*Гриф надано Міністерством освіти і науки України
(Лист № 14/18.7 – 797 від 15.04.2004)*

*Рекомендовано вченою радою Одеського національного морського університету і
Радою директорів ВНЗ I-II рівня акредитації в Одеській області.*

Український переклад навчального посібника “Деталі машин”: Передмова, Вступ, Глави 1, 2 та 8–12 – викладач вищої категорії **П. Д. Березінський** (Одеська національна академія харчових технологій, Механіко-технологічний коледж); Глави 3–7 та 13–15 – доцент **Г. В. Лебідь** (Одеський національний морський університет), за участю філолога, викладача вищої категорії **Р. Г. Тумгосвої** (Одеська національна академія харчових технологій, Механіко-технологічний коледж). Загальна редакція українського варіанту книги і автор словника технічних термінів – **П. Д. Березінський**.

Мархель І. І.

М29 Деталі машин: Навчальний посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с.: іл.

ISBN 966-8533-26-7

Викладено основні відомості з фрикційних, зубчастих, черв’ячних, пасових і ланцюгових передач, передач гвинт - гайка, валів, осей, підшипників ковзання і кочення, муфт, шпонкових, шліцьових, різьбових, заклепкових і зварних з’єднань.

Призначений для студентів вузів I-IV рівня акредитації. Інформація навчального посібника може бути використана у відомому в СНД програмованому і дистанційному навчанні.

Весь матеріал розбитий на окремі кроки інформації, до яких подані питання для самоконтролю і картки для перевірки засвоєння вивченого матеріалу.

ББК 34.44
УДК 621.81(075.3)

428307

ISBN 966-8533-26-7

- © Издательство «Машиностроение», 1977 г.
© Издательство «Машиностроение», 1986 г., с изменениями
© І. І. Мархель, 2004 р., зі змінами.
© Видавництво “Алерта”, 2005



ЗМІСТ

Передмова	9
Як користуватися цією книгою (методичні вказівки студентам і викладачам)	11
Вступ	
§1. Мета і завдання курсу «Деталі машин», його зв'язок з іншими предметами	13
§2. Основні напрямки в розвитку машинобудування. Вимоги, що ставляться до машин, вузлів і деталей, які проектуються	14
§3. Основні критерії роботоздатності і розрахунку деталей машин	15
§4. Проектні і перевірочні розрахунки	17
§5. Граничні і допустимі напруження. Коефіцієнт запасу міцності	18
§6. Короткі відомості про машинобудівні матеріали й основи їх вибору.	20
§7. Основи стандартизації і взаємозамінності в машинобудуванні	23
Відповіді на питання	24

ЧАСТИНА I МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Глава 1. Загальні відомості про передачі

§1. Призначення і роль передач у машинах	26
§2. Класифікація механічних передач	27
§3. Основні кінематичні та силові співвідношення в передачах	29
§4. Механізми перетворення одного виду руху в інший (загальні відомості)	31
Відповіді на питання	35

✓ Глава 2. Фрикційні передачі

§1. Загальні відомості	36
§2. Геометричні параметри, кінематичні і силові співвідношення у фрикційних передачах	39
§3. Циліндрична фрикційна передача. Будова, основні геометричні та силові співвідношення	42
§4. Розрахунок на міцність циліндричної фрикційної передачі	44

§5.	Конічна фрикційна передача. Будова і основні геометричні співвідношення	48
§6.	Розрахунок на міцність конічної фрикційної передачі	50
§7.	Варіатори	52
	Відповіді на питання	55

Глава 3. Зубчасті передачі

§1.	Загальні відомості і класифікація зубчастих передач	58
§2.	Короткі відомості про методи виготовлення зубчастих коліс, їх конструкції і матеріали	60
§3.	Основні елементи зубчастої передачі Терміни, визначення і позначення	64
§4.	Основна теорема зубчастого зачеплення Поняття про лінію і полюс зачеплення Профілювання зубців	68
§5.	Короткі відомості про коригування зубчастих зачеплень	73
§6.	Види руйнувань зубців	75
§7.	Циліндричні прямозубі передачі. Будова і основні геометричні співвідношення	78
§8.	Розрахунок зубців циліндричної прямозубої передачі на згин	81
§9.	Розрахунок циліндричної прямозубої передачі на контактну міцність	89
§10.	Послідовність проектного розрахунку циліндричної прямозубої передачі	93
§11.	Циліндричні косозубі і шевронні зубчасті передачі. Будова й основні геометричні і силові співвідношення	96
§12.	Розрахунок зубців циліндричної косозубої і шевронної передач на згин	101
§13.	Розрахунок циліндричної косозубої і шевронної передач на контактну міцність	102
§14.	Послідовність проектного розрахунку циліндричної косозубої передачі	104
§15.	Конічні зубчасті передачі. Будова й основні геометричні і силові співвідношення	106
§16.	Розрахунок зубців прямозубої конічної передачі на згин	112
§17.	Розрахунок конічних прямозубих передач на контактну міцність	113
§18.	Послідовність проектного розрахунку конічної зубчастої передачі	114

§19. Зубчасті передачі з зачепленням Новикова. Будова, основні геометричні співвідношення	116
§20. Розрахунок передачі з зачепленням Новикова на контактну міцність	120
§21. Розрахунок зубців на злам	121
§22. Планетарні зубчасті передачі. Будова передачі і розрахунок на міцність	122
§23. Хвильові зубчасті передачі. Будова передачі і розрахунок на міцність	124
Відповіді на питання	127

Глава 4. Передача гвинт – гайка

§1. Будова і призначення, переваги і недоліки	137
§2. Розрахунок передачі гвинт-гайка на міцність	142
Відповіді на питання	145

Глава 5. Черв'ячні передачі

§ 1. Загальні відомості, будова передачі, матеріали, сфера застосування, переваги і недоліки	148
§2. Геометричне співвідношення розмірів черв'ячної некоригованої передачі з архімедовим черв'яком	151
§3. Основні критерії роботоздатності черв'ячних передач і розрахунок їх на міцність	154
§4. Розрахунок черв'ячної передачі на контактну міцність	156
§5. Розрахунок черв'ячної передачі на міцність за напруженнями згину	158
§6. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі	159
§7. Послідовність проектного розрахунку черв'ячних передач	161
Відповіді на питання	162

Глава 6. Пасові передачі

§1. Загальні відомості	166
§2. Плоскопасова передача. Конструкція та основні геометричні співвідношення	169
§3. Геометрія передачі, кінематичні співвідношення і ККД плоскопасової передачі	174
§4. Клинопасова передача. Основні геометричні співвідношення й конструкції	177
§5. Основи теорії розрахунку пасових передач. Сили і напруження в пасах, криві ковзання і допустимі корисні напруження	182
§6. Розрахунок плоскопасової передачі за тяговою силою. Довговічність передачі	191
§7. Розрахунок клинопасової передачі за тяговою здатністю і довговічністю	193
Відповіді на питання	197



Глава 7. Ланцюгові передачі

§1. Загальні відомості	202
§2. Конструкції приводних ланцюгів і зірочок	204
§3. Основні геометричні і кінематичні співвідношення, ККД передачі	208
§4. Сили у вітках ланцюга і критерії роботоздатності ланцюгової передачі.....	211
§5. Методика підбору і перевірки ланцюгів з урахуванням їх довговічності	212
§6. Ланцюгові варіатори	214
Відповіді на питання	216

ЧАСТИНА II

ВАЛИ, ОСІ, ШПОНКОВІ І ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ, ПІДШИПНИКИ І МУФТИ

Глава 8. Вали й осі

§1. Призначення, конструкції і матеріали валів і осей	219
§2. Критерії роботоздатності і розрахунок валів і осей	222
§3. Розрахунок осей на статичну міцність	223
§4. Наближений розрахунок валів на міцність	224
§5. Уточнений розрахунок валів (осей) на втомну міцність	227
§6. Розрахунок осей і валів на жорсткість	231
Відповіді на питання	232

Глава 9. Шпонкові і шліцьові (зубчасті) з'єднання. З'єднання з натягом

§1. Призначення і характеристика основних типів шпонкових і шліцьових з'єднань, їх переваги і недоліки, сфера застосування	238
§2. Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань	242
§3. Розрахунок на міцність прямобічних шліцьових (зубчастих) з'єднань	245
§4. Штифтові і профільні з'єднання	247
§5. З'єднання деталей з гарантованим натягом	248
Відповіді на питання	252

Глава 10. Підшипники і підп'ятники ковзання

§1. Призначення, типи, сфера застосування, різновиди конструкцій підшипників ковзання і підп'ятників, матеріали для їх виготовлення	255
§2. Умовний розрахунок підшипників ковзання і підп'ятників	259
§3. Робота підшипників ковзання в умовах тертя з мастильним матеріалом і поняття про їх розрахунок	261
Відповіді на питання	264

Глава 11. Підшипники кочення

§1. Загальні відомості. Класифікація і сфера застосування	266
§2. Порівняльна характеристика підшипників кочення і ковзання,	270
§3. Методика підбору підшипників кочення	273
§4. Способи підвищення довговічності і надійності підшипникових вузлів	282
§5. Підшипникові вузли	283
§6. Змащування підшипників кочення	285
§7. Ущільнення в підшипникових вузлах	286
Відповіді на питання	289

Глава 12. Муфти

§1. Загальні відомості	293
§2. Жорсткі (глухі) муфти	294
§3. Компенсуючі муфти	296
§4. Зчепні муфти	297
§5. Самокеровані муфти	298
§6. Запобіжні муфти	299
§7. Короткі відомості про вибір і розрахунок муфт	301
Відповіді на питання	306

ЧАСТИНА III РІЗЬБОВІ, ЗАКЛЕПКОВІ, ЗВАРНІ І КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Глава 13. Різьбові з'єднання

§1. Види різьбових з'єднань	309
§2. Основні типи різьб, їх порівняльна характеристика і сфера використання	310
§3. Конструкції різьбових деталей і матеріали, що використовуються	313
§4. Силкові співвідношення у гвинтовій парі	319
§5. Розрахунок різьбового з'єднання на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні	320
§6. Деякі рекомендації з розрахунку на міцність різьбових з'єднань	325
§7. Розрахунок різьби на міцність	326
Відповіді на питання	328

Глава 14. Заклепкові з'єднання

§1. Загальні поняття, утворення заклепкових швів, переваги, недоліки та сфера застосування	332
§2. Класифікація заклепкових швів, конструкції заклепок і їх матеріали	333

§3.	Розрахунок міцних заклепкових швів	336
§4.	Проектний розрахунок міцних заклепкових швів при заданому навантаженні і заданому типі шва	339
	Відповіді на питання	340
Глава 15. Зварні і клейові з'єднання		
§1.	Загальні відомості про зварні з'єднання	344
§2.	Класифікація і різновиди зварних з'єднань (швів)	346
§3.	Розрахунок зварних стикових і напусткових з'єднань	349
§4.	Короткі відомості про клейові з'єднання	352
	Відповіді на питання	353
	Словник деяких технічних термінів і словосполучень	356
	Коди правильних відповідей на питання контрольних карток	365
	Список використаної і рекомендованої літератури	367

ПЕРЕДМОВА

Ця книга є навчальним посібником з курсу “Деталі машин”, який забезпечує педагогічне тестування студентів у процесі роботи з навчальним матеріалом, що дуже необхідно при дистанційному навчанні (ДН).

Зміст навчального посібника відповідає програмі дисципліни “Деталі машин” для вузів машинобудівного профілю I-II рівня акредитації системи Міносвіти і науки України. Книга також може бути використана як навчальний посібник для вузів технологічного профілю III - IV рівня акредитації.

Матеріал у книзі розміщений так, щоб паралельно з теоретичним вивченням курсу студенти могли працювати над курсовим проектом. Книга складається з трьох частин, що розділені на 15 глав. У кожну главу входять вступні, програмні, пояснювальні і повторні дози (кроки) інформації, контрольні питання і картки тестового контролю.

Методика викладання навчального матеріалу і рекомендації по роботі з книгою є результатом експериментальних пошуків автора щодо активізації процесу навчання із загальнотехнічних і технічних дисциплін у вузах СНД.

Навчальний посібник “Деталі машин” витримав два видання російською мовою: у 1977 р. * тиражем 117,5 тис. екз., у 1986 р. ** - 100 тис. екз. План видання підручника в 1993 році, 50 тис. екз., не реалізувався у зв'язку з розпадом СРСР.

У третьому виданні навчального посібника (2005 р.) враховані зауваження професорсько-викладацького складу вузів, технікумів, що працювали з попередніми виданнями книги “Деталі машин”. Для вузів України навчальний посібник видається українською (основний тираж) і російською мовами (за замовленнями навчальних закладів).

Теоретичний і графічний матеріал підручника відповідає діючим в СНД стандартам і методичним рекомендаціям міжнародних організацій із стандартизації. У навчальному посібнику прийнята Міжнародна система фізичних величин (СИ) з такими відхиленнями, допущеними для розрахунків деталей машин: частота обертання іноді дається у позасистемних одиницях – хв^{-1} (замість с^{-1} у системі СИ); розміри деталей виражаються в міліметрах (замість метрів у системі СИ).

У зв'язку з цим у відповідні формули внесені необхідні коефіцієнти і множники. На жаль, використання системних одиниць у багатьох випадках пов'язане з достатніми труднощами – на кресленнях розміри наводяться в міліметрах, технічні дані з частоти обертання в більшості документацій до машин наводяться часто в обертах за хвилину (або хв^{-1}) і т. д. У всіх

*Мархель И. И. Детали машин. Программированное учебное пособие для машиностроительных техникумов. М.: “Машиностроение”, 1977. – 446 с. с ил.

**Мархель И. И. Детали машин. Программированное учебное пособие для средних специальных учебных заведений – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с., ил.

випадках, не обговорених спеціально, у формули підставляються значення величин, які виражені в одиницях СІ (мм потрібно перевести в м, МПа – у Па, кВт – у Вт і т. д.).

Автор звертається з проханням до усіх викладачів і студентів, що працюють з цією книгою, надіслати свої відгуки і зауваження на адресу видавництва.

Автор висловлює подяку інженерові-магістрові М. С. Мархелю за допомогу при підготовці видання.

Автор вдячний доцентам кафедри “ТММ і ДМ” ОНМУ О. Г. Кібакову і А. В. Конопльову за виконання значної роботи з рецензування рукопису та висловлення при цьому побажань.

Особливу подяку за рецензування та організаційну і методичну допомогу по виданню української версії навчального посібника автор висловлює заступникові проректора з наукової роботи Вінницької філії Відкритого міжнародного університету “Україна”, проф. Д. В. Чернілевському, а також викладачу вищої категорії П. Д. Березінському за редакційну правку фактичного матеріалу навчального посібника при перекладі книги.

Як користуватися цією книгою (методичні вказівки студентам і викладачам)

Весь матеріал навчального посібника розбитий на ряд логічних кроків (доз), які пропонуються для послідовного вивчення. Кроки занумеровані двома цифрами: перша вказує номер глави; друга, наступна за крапкою, – порядковий номер кроку в поданій главі. Навчальний матеріал містить 33 завдання. Вони не відбивають обов'язкові вимоги програми навчальної дисципліни. Це авторські (І. І. Мархеля) побажання, рекомендації. Кількість і послідовність виконання завдань регулюються самим студентом (при індивідуальному навчанні) або викладачем (при груповому).

Засвоєння кожного кроку учень перевіряє контрольним питанням, що виділене в тексті напівжирним шрифтом. Відповіді на питання і правильне розв'язання задач наведені наприкінці глави. При правильних відповідях на контрольні питання студентам дозволяється переходити до наступного кроку інформації, а у випадку неправильних відповідей до наступної інформації переходити не рекомендується (необхідно повторити матеріал кроку).

За кожним завданням через 8–12 кроків проводиться контроль засвоєної інформації за допомогою контрольної картки, що складається з п'яти питань і ряду відповідей, з яких слід вибрати правильні (для самоперевірки коди правильних відповідей наведені наприкінці книги). Код відповіді порівняйте з правильними даними. Якщо відповідь неправильна, проаналізуйте, чому.

У посібнику велика увага приділена також і розвиткові конструкторського мислення. Цьому сприяє розгляд відповідних ескізів і креслень. Деякі відповіді доповнюють основну навчальну інформацію, причому студент спочатку продумає можливі варіанти відповідей на поставлене у кроці питання й одержує в розділі «Відповіді на питання» нові знання. У книзі наведені завдання по роботі з таблицями і додатковою літературою.

Особлива увага приділена контрольним питанням, що підвищують активність студентів при роботі з книгою. Систематичний контроль сприйняття інформації введений для виключення можливості пасивного ставлення до досліджуваного предмета.

Відповісти на питання можна або усно, або у формі запису в зошиті. Після відповіді обов'язково перевірте себе. Правильні відповіді під тими ж порядковими номерами кроку інформації подані наприкінці кожної глави. Не читайте авторської відповіді, не обміркувавши відповідь самостійно.

Не вивчайте цей посібник без олівця і зошита, необхідних для самостійного виведення формул, розв'язання задач, складання ескізів і т. п. Конспект складайте у ході вивчення матеріалу. Не поспішайте записувати окремі формулювання і визначення. Насамперед необхідно проаналізувати досліджуваний матеріал, обміркувати його, а потім робити записи в конспекті.

Навчальний посібник передбачає два варіанти роботи з книгою. Перший (основний) – безмашинне навчання і другий варіант – із використанням персонального комп'ютера (ПК) на уроці (або в бібліотечі, в гуртожитку і т. п.). І в першому, і в другому випадках виконання студентами вищезазначених методичних вказівок є обов'язковим.

На Україні в останні роки широко впроваджується в навчальний процес дистанційне навчання (ДН).

ДН – це форма навчання, рівноцінна до очної, вечірньої, заочної й екстернату, реалізована на основі дистанційної педагогічної технології навчання з використанням телекомунікаційного зв'язку для спілкування викладачів зі студентами. Концепція ДН МОНУ, передбачає в Україні центри реалізації проблем дистанційного навчання.

Цей підручник може бути основою для дистанційного навчання по курсу “Деталі машин”.

ВСТУП

Завдання 1. Рекомендації студентам.

Вивчіть § 1-7 теми “Вступ”, дайте відповіді на питання кроків 0.1-0.18 і контрольної картки кроку 0.19 (КК 0.1). Складіть короткий конспект з матеріалу завдання 1.

§ 1. Мета і завдання курсу “Деталі машин”, його зв’язок з іншими предметами

0.1. Курс “Деталі машин” є сполучною ланкою між загальнотехнічними і спеціальними дисциплінами. У межах, передбачених навчальним планом і програмою, у цьому курсі вивчаються основи розрахунку на міцність і жорсткість деталей машин загального призначення, вибору матеріалів, правила конструювання з урахуванням технології виготовлення й експлуатації машин. Теоретичні знання закріплюються виконанням курсового проекту.

На яких предметах базується курс “Деталі машин”?

0.2. У пропонованому навчальному посібнику розглянуті теоретичні основи розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць (вузлів) машин. Досліджувані деталі і вузли загального призначення поділяються на три основні групи:

- деталі з’єднань (болти, шпильки, шпонки, гвинти та ін.);
- механічні передачі (зубчасті, черв’ячні, гвинт-гайка, ланцюгові, пасові, фрикційні);
- деталі і вузли передач (вали, підшипники, муфти та ін.).

Деталі і вузли, що зустрічаються тільки в спеціальних типах машин, називають деталями і вузлами спеціального призначення (клапани, поршні, шатуни, шпindelі верстатів і т.п.); їх вивчають у спеціальних курсах (“Двигуни внутрішнього згоряння”, “Металорізальні верстати” і т.д.).

З врахуванням раніше вивчених загальнотехнічних предметів дайте визначення поняття деталі.

0.3. Машина – механічний пристрій, призначений для виконання необхідної корисної роботи, пов’язаної з процесом виробництва, транспортування або ж із процесом перетворення енергії чи інформації.

Машину збирають з окремих механізмів, деталей і вузлів. З відповіді на питання, поставлене у кроці 0.2, Ви знаєте, що називається деталлю. Механізмом називається система рухомо з’єднаних тіл, яка призначена для перетворення руху одного або декількох тіл у доцільні рухи інших тіл (наприклад, кривошипно-повзунний механізм, механічні передачі і т.п.).

Вузол – складальна одиниця, яку можна збирати окремо від виробу в цілому. Вона виконує визначену функцію у виробі однакового призначення тільки разом з іншими складовими частинами виробу (муфти, підшипники кочення й ін.).

За характером робочого процесу і призначенням машини можна розділити на три класи:

I клас – машини-двигуни, що перетворюють той чи інший вид енергії в механічну роботу (двигуни внутрішнього згоряння, турбіни й ін.);

II клас – машини-перетворювачі (генератори), що перетворюють механічну енергію (отриману від машини-двигуна) в інший вид енергії (наприклад, електричні машини – генератори струму);

III клас – машини-знаряддя (робочі машини), що використовують механічну енергію, яка одержується від машини-двигуна, для виконання технологічного процесу, пов'язаного зі зміною властивостей, стану і форми об'єкта, що обробляється (металообробні верстати, сільськогосподарські машини й ін.), а також машини, призначені для виконання транспортних операцій (конвеєри, підйомні крани, насоси і т.д.). До цього ж класу можна віднести машини, що частково замінюють інтелектуальну діяльність людини (наприклад, ЕОМ).

До якого класу можна віднести такі машини, як компресор, електродвигун, прес, за характером робочого процесу?

§ 2. Основні напрямки в розвитку машинобудування.

Вимоги, які ставляться до машин, вузлів і деталей, що проектуються

При проектуванні нових і модернізації старих машин, вузлів і деталей необхідно враховувати новітні досягнення у сфері науки і техніки.

0.4. Вимоги, які ставляться до машин, що проектуються: збільшення потужності при тих же габаритних розмірах; підвищення швидкості і продуктивності; підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД); автоматизація роботи машин; використання стандартних деталей і типових вузлів; мінімальна маса і низька вартість виготовлення.

Наведіть приклади, які підтверджують той факт, що перелічені тенденції реалізуються в сучасному машинобудуванні.

0.5. Основними вимогами, які повинні задовольняти деталі і вузли машин, є: міцність (докладно див. крок 0.6); жорсткість (див. крок 0.7); зносостійкість (див. крок 0.8); теплостійкість (див. крок 0.9); вібростійкість (див. крок 0.10).

Додаткові вимоги:

- корозійна стійкість. Для захисту від корозії деталі виготовляють з корозійно-стійкої сталі, кольорових металів і сплавів на їхній основі, біметалів – металевих матеріалів, що складаються з двох шарів (наприклад, зі сталі і кольорового металу), а також застосовують різні покриття (анодування, нікелювання, хромування, лудіння, емалювання і покриття фарбами);
- зниження маси деталей. У літакобудуванні і деяких інших галузях промисловості виконання цієї вимоги є однією з головних розрахунково-конструкторських задач;
- використання недефіцитних і дешевих матеріалів. Ця умова повинна бути предметом особливої уваги у всіх випадках при проектуванні деталей машин. Необхідно економити кольорові метали і сплави на їхній основі;
- простота виготовлення і технологічність деталей і вузлів повинні бути предметом особливої уваги;

- зручність експлуатації. При проектуванні необхідно прагнути, щоб окремі вузли і деталі можна було зняти або замінити без порушення з'єднання суміжних вузлів. Усі мастильні пристрої повинні працювати безвідмовно, а ущільнення – не пропускати мастила. Деталі, що рухаються і не містяться в корпусі машини, повинні мати огорожу для безпеки обслуговуючого персоналу;
- транспортбельність машин, вузлів і деталей, тобто можливість і зручність їх перенесення і перевезення. Наприклад, електродвигуни і редуктори повинні мати на корпусі рим-болт, або “вушка”, за які їх піднімають при переміщенні. Великі деталі, корпуси гідротурбін, статори великих генераторів електричного струму на місці виготовлення виконують з окремих частин, а на місці розміщення збирають в одне ціле;
- стандартизація має велике економічне значення, тому що забезпечує високу якість продукції, взаємозамінність деталей і дозволяє вести складання в умовах серійного виробництва;
- краса форм. Оформлення вузлів і деталей, що визначають зовнішні обриси машини, повинне бути естетичним і відповідати вимогам художнього конструювання (дизайну). Форми зовнішніх деталей для створення їх привабливого вигляду розробляють за участю дизайнерів. Спеціально підбираються кольори для фарбування;
- економічність конструкції визначається широким використанням стандартних і уніфікованих деталей та вузлів, продуманим вибором матеріалів, проектуванням деталей з урахуванням технологічних можливостей підприємства, що їх виготовляє.

Перелічіть вимоги, які ставляться при проектуванні деталей і вузлів машин (запишіть у конспект).

§ 3. Основні критерії роботоздатності і розрахунку деталей машин

Роботоздатність – стан деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами, установленними вимогами нормативно-технічної документації.

Основними критеріями роботоздатності деталей машин є міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість. Коротко розглянемо ці вимоги.

0.6. Міцність є головним критерієм роботоздатності деталей. Методи розрахунків на міцність вивчають у курсі опору матеріалів.

Міцність – властивість матеріалу деталі у визначених умовах і межах сприймати ті або інші впливи (навантаження, нерівномірні температурні поля й ін.), не руйнуючись.

У більшості технічних розрахунків під порушенням міцності розуміють не тільки руйнування, але й виникнення пластичних деформацій.

Найбільш поширеним методом оцінки міцності деталей машин є порівняння розрахункових (робочих) напружень, що виникають у деталях машин під дією навантажень, з допустимими напруженнями.

Умову міцності виражають нерівністю

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (0.1)$$

де σ, τ – розрахункові нормальні і дотичні напруження в небезпечному перерізі деталі;

$[\sigma], [\tau]$ – допустимі напруження.

Крім звичайних видів руйнування деталей (поломок), спостерігаються також випадки, коли під дією навантажень, що притискають деталі одну до іншої, виникають місцеві напруження і деформації. Наявність контактних напружень може призвести до руйнування деталей. Тому для багатьох деталей (а залежить це від конструкції, сприйманих навантажень, умов роботи й інших факторів) проводиться розрахунок за умовою контактної міцності:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H; \quad (0.2)$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}} \quad (0.3)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження (формула Герца¹); q – навантаження на одиницю довжини контакту; E_{np} – приведений модуль пружності; ρ_{np} – приведений радіус кривизни; $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження.

Ця формула отримана для двох кругових циліндрів нескінченно великої довжини, матеріали яких мають коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$.

Дайте визначення поняття міцності деталі.

0.7. Жорсткістю називають здатність деталей опиратися зміні їх форми і розмірів під дією прикладених навантажень. Поряд з міцністю це один з найважливіших критеріїв роботоздатності машин. Іноді розміри деталей (таких, як довгі осі, вали і т.п.) остаточно визначаються розрахунком на жорсткість.

Запишіть умову, що забезпечує жорсткість працюючої деталі (пригадайте з курсу «Опір матеріалів»).

0.8. Зносостійкість – опір зношуванню деталей машин та інших виробів, що труться.

Зношування – процес руйнування поверхневих шарів в умовах тертя, що призводить до поступової зміни розмірів, форми, маси і стану поверхні деталей (зносу). Знос – результат процесу зношування.

При розрахунках деталей на знос або визначають умови, що забезпечують для них тертя з мастильним матеріалом, або призначають для тертьових поверхонь відповідні допустимі тиски.

Зношування деталей можна зменшити за допомогою таких конструктивних, технологічних й експлуатаційних заходів:

¹ Основи теорії контактних напружень і деформацій викладені в підручнику з опору матеріалів.

- створити при проектуванні деталей умови, що гарантують тертя з мастильним матеріалом;
- вибрати відповідні матеріали для спряженої пари;
- дотримуватись технологічних вимог при виготовленні деталей;
- наносити на деталі покриття;
- дотримуватись режиму змащування і захисту тертьових поверхонь від абразивних часток.

Що таке знос? Вкажіть шляхи зменшення зношування тертьових деталей.

0.9. Під теплостійкістю розуміють здатність деталей зберігати нормальну роботоздатність у припустимих (заданих) межах температурного режиму, викликаного робочим процесом машин і тертям у їхніх механізмах. Тепловиділення, яке пов'язане з робочим процесом, має місце в теплових двигунах, електричних машинах, ливарних машинах і в машинах для гарячої обробки матеріалів. Нагрівання деталей машин може викликати такі шкідливі наслідки: зниження міцності матеріалу і появу залишкових деформацій (так зване явище повзучості, яке спостерігається в машинах з дуже напруженим тепловим режимом, наприклад, у лопатках газових турбін); зниження захисної здатності мастильних плівок, а отже, збільшення зносу тертьових деталей; зміну зазорів у спряжених деталях; у деяких випадках зниження точності роботи машини; у деталях, що працюють в умовах багаторазової циклічної зміни температури, можуть виникнути і розвинутись мікротріщини, що призводять в окремих випадках до руйнування деталей.

Для забезпечення нормального теплового режиму роботи деталей і вузлів машин у ряді випадків виконують спеціальні розрахунки, наприклад, тепловий розрахунок черв'ячних редукторів.

Що відбудеться з деталлю, якщо у процесі роботи температура буде вищою від гранично допустимої?

0.10. Під вібростійкістю розуміють здатність деталей і вузлів працювати в потрібному режимі без недопустимих коливань (вібрацій). Вібрації викликають додаткові змінні напруження і можуть призвести до втомного руйнування деталей. Особливо небезпечними є резонансні коливання. У зв'язку з підвищенням швидкостей руху машин небезпека вібрації зростає, тому розрахунки параметрів вимушених коливань набувають усе більшого значення.

Наведіть приклад погіршення роботи машин при вібрації.

§4. Проектні і перевірочні розрахунки

У курсі “Деталі машин” застосовуються два види розрахунку – проектний і перевірочний.

0.11. Проектним розрахунком називають визначення розмірів деталей за формулами, що відповідають основним критеріям роботоздатності за допустимим напруженням. Розрахунок набуває в більшості випадків форми попереднього для прийнятої або намічуваної конструкції.

Використовуючи знання, отримані з курсу “Опір матеріалів”, виведемо формулу проектного розрахунку для стержня круглого перерізу, що працює на розтяг. Для круглого стержня, що працює на розтяг, умова міцності має вигляд (0.1):



$$\sigma = \frac{N_z}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma]. \quad (0.4)$$

Звідси діаметр небезпечного перерізу

$$d = \sqrt{\frac{4 N_z}{\pi [\sigma]}}, \quad (0.5)$$

де N_z – поздовжня сила в небезпечному перерізі стержня.

0.12. Перевірочний розрахунок відрізняється від проектного тим, що за відомими розмірами деталі конструктор перевіряє виконання основної умови міцності. Іноді конструкторові задають чітко обмежені габаритні розміри, і він повинен «вписати» деталь або вузол у них. Тоді за допомогою перевірочного розрахунку він визначає розміри і матеріал деталі.

Уточніть послідовність перевірочного розрахунку.

§ 5. Граничні і допустимі напруження. Коефіцієнт запасу міцності

0.13. Правильний вибір допустимих напружень забезпечує довговічність деталі при мінімальних масі і габаритних розмірах.

Залежно від виду деформації допустимі напруження визначають за формулами

$$[\sigma] = \sigma_{lim} / [s]; \quad (0.6)$$

$$[\tau] = \tau_{lim} / [s]; \quad (0.7)$$

де $[\sigma]$ і $[\tau]$ – допустимі нормальні і дотичні напруження; σ_{lim} , τ_{lim} – граничні напруження; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності. За граничне напруження приймають одну з таких механічних характеристик матеріалу:

σ_T – границю текучості (фізичну або умовну) – при статичному навантаженні деталі з пластичного або крихкопластичного матеріалу;

$\sigma_{Г.М.}$ – границю міцності – при статичному навантаженні деталі з крихкого матеріалу;

σ_{-1} – границю витривалості – при виникненні в деталі напружень, змінних з часом.

Для деталей машин широко поширені розрахунки не за допустимими напруженням, а за коефіцієнтами запасу міцності. Замість умови міцності (0.1) використовують тотожні їй умови:

$$s = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} \geq [s]; \quad (0.8)$$

$$s = \frac{\tau_{lim}}{\tau} \geq [s], \quad (0.9)$$

де s – дійсний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності; s , τ – розрахункові нормальні й дотичні напруження, $[s]$ – допустимий (нормативний) коефіцієнт запасу міцності.

Від яких основних факторів залежить граничне напруження? У яких випадках за граничне напруження приймають границю витривалості?

0.14. Для вибору допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності в машинобудуванні застосовують такі два методи: табличний та диференціальний.

Табличний метод – допустимі напруження і коефіцієнти запасу міцності вибирають за таблицями (див., наприклад, табл. 0.1). Цей метод менш точний, тому що не враховується відповідальність деталі, точність визначення навантажень і інші важливі фактори, але він зручний для практичного використання.

Таблиця 0.1.

Орієнтовні значення допустимих коефіцієнтів запасу міцності $[s]$

Матеріал	Границя текучості σ_T	Границя міцності $\sigma_{Г.М.Р}$ ($\sigma_{Г.М.С}$)	Границя витривалості σ_{-1}
Пластичні сталі (вуглецеві і леговані при високій температурі відпуску)	1,2 - 1,8	–	1,3 - 1,5
Високоміцні сталі зі знизженими пластичними властивостями (з низькою температурою відпуску) і високоміцні чавуни	1,5 - 2,2	2,0 - 3,5	1,5 - 1,7
Сталеві виливки	1,6 - 2,5	–	1,7 - 2,2
Чавуни (сірі і модифіковані)	–	3,0 - 3,5	–
Кольорові сплави (мідні, алюмінієві, магнієві) - ковани і прокатні вироби	1,5 - 2,0	–	1,5 - 2,0
Кольорові сплави (литво)	2,0 - 2,5	2,5 - 3,0	2,0 - 2,5
Особливо крихкі матеріали (пористі крихкі виливки, порошкові матеріали)	–	3,0 - 6,0	–
Пластмаси	–	3,0 - 5,0	–

Примітка.

1. - $\sigma_{Г.М.Р}$ – границя міцності на розрив
- $\sigma_{Г.М.С}$ – границя міцності на стиск

2. Менші значення $[s]$ відносять до розрахунків з досить точними параметрами навантаження. Для відповідальних деталей, вихід з ладу яких пов'язаний із серйозними аваріями, табличні значення варто збільшити на 30-50%.

Диференціальний метод – допустиме напруження або допустимий коефіцієнт запасу міцності визначають за відповідною формулою, що враховує різні фактори, які впливають на міцність деталі.

Так, наприклад, допустимий коефіцієнт запасу міцності визначають за формулою

$$[s] = [s]_1 [s]_2 [s]_3, \quad (0.10)$$

де $[s]_1$ – коефіцієнт, що відбиває вплив точності визначення діючих на деталь навантажень, вірогідність знайдених розрахунком внутрішніх сил і моментів і т.д. (при застосуванні досить точних методів розрахунку $[s]_1 = 1 \div 1,5$; при менш точних розрахунках $[s]_1 = 2 \div 3$ і більш); $[s]_2$ – коефіцієнт, що враховує однорідність матеріалу, чутливість його до недоліків механічної обробки, відхилення механічних властивостей матеріалу від нормативних у результаті порушення технології виготовлення деталі (для пластичного матеріалу $[s]_2 = 1,2 \div 2,2$; для крихкопластичного $[s]_2 = 1,6 \div 2,5$; для крихкого $[s]_2 = 2 \div 6$; $[s]_3$ – коефіцієнт, що забезпечує підвищену надійність особливо відповідальних і дорогих деталей ($[s]_3 = 1 \div 1,5$).

На практиці застосовують як диференціальний, так і табличний методи.

За допомогою першого методу визначте допустимий коефіцієнт запасу міцності для деталі (сталевий вилковик).

§ 6. Короткі відомості про машинобудівні матеріали й основи їх вибору

0.15. У машинобудуванні для виготовлення деталей загального призначення широко застосовують сталь (табл. 0.2), чавун (табл. 0.3), сплави кольорових металів (табл. 0.4), пластмаси (табл. 0.5), гуми. Властивості, методи одержання, позначення цих матеріалів розглянуті в курсі “Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів”.

Таблиця 0.2.

Вуглецеві і леговані конструкційні сталі

Марка сталі	$\sigma_{\text{то}}$, МПа	$\sigma_{\text{т}}$, МПа	НВ	Застосування
<i>Сталь вуглецева звичайної якості</i>				
Ст2	340	220	133	Заклепки, болти, валики, осі, що не зазнають значних напружень
Ст3	380	240	132	Болти, гайки, тяги, гаки, шатуни, осі, валики, зварні деталі
Ст4	420	260	152	Вали, осі
Ст5	500	280	160	Відповідальні болти, осі, вали, пальці, зубчасті колеса
Ст6	600	310	200	Шпонки, деталі кулачкових і фрикційних муфт, пластини ланцюгів, гальмові стрічки, зубчасті колеса, вали

<i>Сталі вуглецеві конструкційні якісні</i>				
10	333	206	137	Деталі, що виготовляються штампуванням у холодному стані, зварні деталі, а також деталі, що підлягають цементації, зокрема шайби, трубки, вилки
15	373	226	143	Деталі, що виготовляються куванням і штампуванням у гарячому стані, штампуванням у холодному стані (з витягом), деталі, що підлягають цементації, зварні деталі, болти, гвинти, гайки, ключі, важелі, фланці
20	412	245	156	Те ж, що зі сталі 15, а також ковани і штамповані тяги, гаки, важелі, серги
25	451	275	170	Те ж, що зі сталі 20, а також осі, вали, з'єднувальні муфти, болти, шпильки, гайки, гвинти і шайби, що не зазнають значних навантажень
30	490	294	179	Деталі, що виготовляються куванням і штампуванням у гарячому стані: осі, вали, тяги
35	490	260	187	Ковані тяги, осі, вали, зубчасті колеса, відповідальні болти, гайки
40	530	265	190	Осі, колінчасті вали, зубчасті колеса, фланці
45	580	290	200	Зубчасті колеса і рейки, муфти, вали, фрикційні диски, болти, шпильки
50	590	310	210	Осі, вали, зубчасті колеса, маловідповідальні пружини
<i>Сталеві виливки</i>				
35Л	490	274	143	Зубчасті колеса, що працюють у важких експлуатаційних умовах, вали, осі і т. д.
40Л	520	294	147	
45Л	540	314	153	
50Л	569	333	174	
55Л	589	343	155 - 217	
<i>Сталь легована конструкційна</i>				
30ХГС	981 - 795	835 - 637	229 - 215	Відповідальні зубчасті колеса, штамповані і зварні вузли
35Х	934 - 686	736 - 441	241 - 190	Зубчасті колеса, кулачкові муфти
40Х	981 - 686	785 - 441	241 - 190	Вали, зубчасті колеса, осі, колінчасті вали, кільця
40ХН	981 - 736	785 - 550	250 - 220	Вали, зубчасті колеса, шліцьові валики

Виливки із сірого чавуна

Марка чавуна	$\sigma_{ГМ}$, МПа	НВ	Застосування
СЧ 10	98	143 - 229	Підставки, стійки, противаги Литі станини і підставки
СЧ 15	147	163 - 229	
СЧ 18	176	170 - 229	Корпуси і коробки, опорні деталі (кронштейни, столи, супорти), кожухи і кришки, шківні і маховики, тихохідні зубчасті колеса, важелі і маховички керування; деталі підшипників ковзання, муфт і т.д.
СЧ 20	196	170 - 241	
СЧ 21	206	170 - 241	
СЧ 24	235	170 - 241	
СЧ 25	245	180 - 250	
СЧ 30	294	181 - 255	
СЧ 35	343	197 - 269	
СЧ 40	392	207 - 285	

Таблиця 0.4.

Механічні характеристики бронз і латуней деяких марок

Матеріал	$\sigma_{ТО}$, МПа	Застосування
БрОФ 6,5 - 0,15	200 - 350	Підшипники ковзання, гайки ходових і вантажних гвинтів, черв'ячні колеса
БрО4Ц4С2,5	150 - 180	
БрА9Ж4	400 - 500	
ЛЦ23А6Ж3Мц2	500 - 550	

Таблиця 0.5.

Механічні характеристики деяких пластмас

Матеріал	σ_p , МПа	$\sigma_{ЗГ}$, МПа	Застосування
Волокніт	30 - 40	50 - 80	Вкладиші, деталі фрикційних передач, сепаратори підшипників ковзання, зубчасті колеса
Текстоліт Пт	85	145	
Текстоліт ПТК	100	160	
Деревинно-шаруваті пластинки	110 - 260	100 - 280	
Капрон	60 - 84	90	

У табл. 0.2 - 0.5 наведені маркування, механічні характеристики, а також для деяких матеріалів вказане їх приблизне застосування. Правильний вибір матеріалу може бути зроблений на основі розрахунків, а також співставлення механічних характеристик матеріалів декількох варіантів деталей-аналогів. Надалі при вивченні конкретних деталей буде відзначатись, з яких матеріалів можливе їх виготовлення, а також будуть дані рекомендації з їх вибору.

Використовуючи викладені у вступі деякі вимоги і рекомендації при проектуванні деталей машин, перелічіть основні вимоги, які повинен задовольняти матеріал деталі.

§ 7. Основи стандартизації і взаємозамінності в машинобудуванні

0.16. Стандартизація встановлює і рекомендує до обов'язкового застосування правила, норми, параметри, технічні і якісні характеристики запроектованих виробів і виробів, що випускаються. Розрізняють такі категорії стандартів: ДСТУ – державний стандарт України; ГОСТ Р – державний стандарт Росії; ОСТ – галузевий стандарт.

Стандартизація має важливе загальнодержавне значення для забезпечення високої якості продукції.

Вище відзначалася необхідність використання стандартних деталей і типових вузлів при проектуванні нових і модернізації старих машин. Болти, гвинти, гайки, шпонки, підшипники кочення, муфти, паси, ланцюги й інші вироби повинні відповідати визначеним ДСТУ або ГОСТ Р. Стандарти категорії МС – міжнародні стандарти – застосовують для виробів спеціального призначення. У СНД випускаються також і нестандартні вироби. Для них завод-виготовлювач розробляє ТУ – технічні умови.

З курсу креслення згадайте і розшифруйте позначення ГОСТ Р 1476-93.

0.17. Широкого поширення в машинобудуванні набула уніфікація і взаємозамінність деталей і складальних одиниць машин.

Уніфікація – раціональне суміщення різноманіття видів, типів виробів однакового функціонального призначення.

Взаємозамінність – властивість однакових виробів (деталей і складальних одиниць), що дозволяє встановлювати їх у процесі складання або замінити без попереднього припасування при збереженні усіх вимог, які ставлять до роботи виробу в цілому.

Уніфікація і взаємозамінність створюють номенклатуру однотипних деталей і складальних одиниць для застосування їх у різних машинах, призводить до зменшення трудомісткості й вартості виготовлення, підвищення якості, збільшення довговічності деталей і вузлів.

Назвіть приклади взаємозамінності стосовно до курсу «Деталі машин».

0.18. Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків і посадок, що також стандартизована відповідно до Єдиної системи допусків і посадок (ЕСДП). Допуски і посадки, що застосовуються в машинобудуванні, вивчають у спеціальному курсі “Стандартизація, допуски, посадки і технічні вимірювання”.

0.19. Контрольна картка 0.1.

Вам необхідно відповісти на питання контрольної картки 0.1. Код правильних відповідей наведений в кінці книги на с. 365

Контрольна картка 0.1

Перелічіть основні критерії робоздатності деталей загального призначення	Міцність	11
	Жорсткість	12
	Довговічність	13
	Теплостійкість	14
	Вібростійкість	15
Як зветься розрахунок, за допомогою якого визначаються фактичні параметри деталі?	Проектний розрахунок	16
	Перевірочний розрахунок	17
Визначте табличним способом допустимий коефіцієнт запасу міцності (матеріал деталі – високоміцна сталь)	1,5 - 2,2	18
	2,0 - 3,5	19
	1,5 - 1,7	20

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

0.1. Курс «Деталі машин» базується на таких предметах: математика, фізика, хімія, матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів, теоретична механіка, опір матеріалів, взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання, інженерна графіка.

0.2. Деталлю називають виріб з однорідного матеріалу, виготовлений без застосування складальних операцій (іноді деталлю називають окрему елементарну частину машини, виготовлену з декількох елементів, з'єднаних зварюванням, заклепуванням і т.п., яка не підлягає розбиранню).

0.3. За характером робочого процесу і призначенням компресор можна віднести до II класу, електродвигун – до I, прес – до III класу.

0.4. Приклади реалізації вимог кроку 0.4 у машинобудуванні:

1. Потужність одного електрогенератора Волховської електростанції, побудованої в 1927 р., складає 8000 кВт, Красноярської (1967 р.) – 508000 кВт, тобто збільшення потужності в 63 рази.

2. Порівняйте швидкість літаків сорокових років зі швидкістю сучасного надзвукового лайнера.

3. На залізничному транспорті паровози, що мали низький ККД, замінені тепловозами й електровозами, ККД яких у багато разів вищий.

4. Комплексна автоматизація стає основою організації всіх галузей народного господарства. Створені заводи-автомати по виготовленню підшипників кочення; контроль технологічних процесів і керування виробництвом механізуються й автоматизуються.

5. Будь-яка машина або механізм складаються зі стандартних деталей і вузлів (болтів, гвинтів, муфт і т.д.), що спрощує й здешевлює виготовлення.

0.5. Міцність деталей, жорсткість, довговічність, теплостійкість, вібростійкість, корозійна стійкість, зниження маси деталей, використання недефіцитних матеріалів, зручність виготовлення і технологічність конструкції, зручність в експлуатації, транспортабельність деталі, естетичність і економічність.

0.6. Під міцністю розуміють здатність матеріалу деталі у визначених умовах і межах, не руйнуючись, сприймати ті або інші впливи (опиратися руйнуванню або виникненню пластичних деформацій під дією прикладених до деталі навантажень).

0.7. Умова жорсткості деталі: виникаючі (робочі) пружні переміщення (прогини, кути повороту поперечних перерізів і т.д.) у деталях під дією робочих навантажень повинні бути меншими від допустимих або рівними допустимим.

0.8. Знос – зміна розмірів, форми, маси або стану поверхні деталей внаслідок руйнування (зношування) поверхневого шару при терті. Достатнє змашування, збільшення твердості, застосування покриттів, правильний вибір матеріалів сполученої пари й інші заходи зменшують зношування.

0.9. Понизиться несуча здатність деталі, можлива поява залишкових деформацій і т.п.; порушиться рідинний режим змашування і підсилиться зношування деталей; зменшаться зазори в сполучених третьових деталях, у зв'язку з чим можливе заклинювання деталей, а отже, вихід їх з ладу, зниження точності.

0.10. У металообробних верстатах вібрації знижують точність обробки і погіршують якість поверхні оброблюваних деталей.

0.12. За формулою (0.4) визначають робоче напруження розтягу, що виникає в стержні круглого поперечного перерізу, і, порівнюючи його з допустимим напруженням для даного матеріалу, роблять висновок про міцність. Для відомих розмірів деталі (по розрахованому σ_p) підбирають по таблиці матеріал. Формула (0.4) – для перевірного розрахунку.

0.13. Граничне напруження (границя витривалості) залежить від матеріалу деталі, типу напруженого стану і характеру зміни напружень у часі. Границя витривалості також залежить від конструктивної форми деталі, її розмірів, агресивності середовища і т. д. (стан поверхні, вид зміцнюючої обробки).

При виникненні в деталі напружень, змінних у часі.

0.14. Для сталевих виливків (другий випадок навантаження): $[s] = 1,7 \div 2,2$ (див. табл. 0.1).

0.15. При виборі матеріалу для проєктованої деталі звичайно виходять з таких основних вимог:

- експлуатаційних – матеріал повинен відповідати умовам роботи деталі;
- технологічних – матеріал повинен задовольняти можливості виготовлення деталі при вибраному технологічному процесі;
- економічних – матеріал повинен бути вигідним з погляду вартості деталі.

0.16. ГОСТ – державний стандарт; цифри 1476 – указують на номер стандарту (по покажчиках стандартів – гвинт з конічним кінцем); 93 – рік затвердження стандарту.

0.17. У зубчастих редукторах можуть бути взаємозамінними зубчасті колеса, вали, підшипники, кришки підшипникових вузлів. Самі редуктори для різних машин можуть бути також взаємозамінними.

ЧАСТИНА I

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

ГЛАВА 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПЕРЕДАЧІ

Завдання 2. Рекомендації студентам.

Вивчіть §§ 1-3 теми «Загальні відомості про передачі». Дайте відповіді на питання і контрольні картки 1.1 і 1.2. Складіть конспект з матеріалу завдання 2.

§ 1. Призначення і роль передач у машинах

1.1. Для надання руху машинам-знаряддям потрібна механічна енергія. Цю енергію отримують від електричних, теплових та інших машин-двигунів. Найчастіше механічна енергія, що використовується для приведення в рух машини-знаряддя, являє собою енергію обертального руху вала двигуна.

Як правило, вал двигуна має іншу, звичайно велику, кутову швидкість (частоту обертання), ніж вал машини, що приводиться в рух. У порівняно рідкісних випадках ведучий вал може бути безпосередньо зв'язаний з веденим валом (прикладом є привод вентилятора); звичайно між валами двигуна 1 і машини-знаряддя 3 вводять проміжні пристрої 2, що називаються передачами (рис. 1.1).

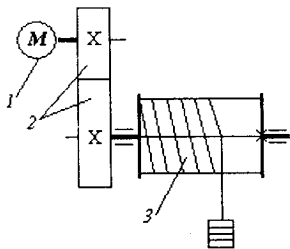


Рис. 1.1

У сучасних машинах передача енергії може здійснюватися механічними, гідравлічними, пневматичними й іншими пристроями.

У курсі «Деталі машин» розглядають тільки механічні передачі. *Механічними передачами, або просто передачами, називають механізми для передачі енергії від машини-двигуна до машини-знаряддя, як правило, з перетворенням швидкостей, моментів, а іноді – з перетворенням видів руху.*

Передачі між машиною-двигуном і машиною-знаряддям вводять з таких причин:

- енергію доцільно передавати при великих частотах обертання;
- швидкість виконавчого органа в процесі роботи машини-знаряддя необхідно змінювати (наприклад, в автомобілях, вантажопідйомних кранах, токарних верстатах), а швидкість машини-двигуна частіше постійна (наприклад, в електродвигунах);
- коли одним двигуном необхідно приводити в рух кілька механізмів з різними швидкостями;
- в окремі періоди роботи виконавчому органу машини потрібно передати обертаючі моменти, що перевищують моменти на валу машини-двигуна, а

це можливо виконати за рахунок зменшення кутової швидкості вала машини-знаряддя;

— у тих випадках, коли робочі органи машини здійснюють зворотно-поступальний рух (наприклад, супорт стругального верстата), а двигун має вал, що обертається (електродвигун і ін.).

На відміну від розглянутої на рис. 1.1 схеми машини можливі й інші схеми: машина-двигун – машина-знаряддя (двигун – гвинт літака), передача – виконавчий орган (велосипед і т.п.).

Чим відрізняється машина-знаряддя від машини-двигуна?

Покажіть на рис. 1.2 передачу.

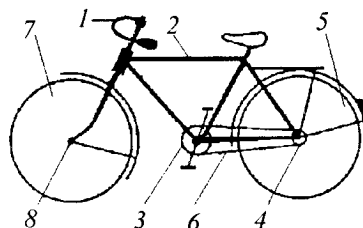


Рис. 1.2

§ 2. Класифікація механічних передач

1.2. Механічні передачі, які застосовуються в машинобудуванні, класифікують за такими принципами (рис. 1.3 і 1.4):

— за принципом передачі руху – передачі тертям (фрикційна – рис. 1.3, *а* і пасова – рис. 1.4, *а*); зачепленням (зубчасті – рис. 1.3, *б*, черв'ячні – рис. 1.3, *в*; ланцюгові – рис. 1.4, *б*; передачі гвинт – гайка – рис. 1.3, *г*, *д*);

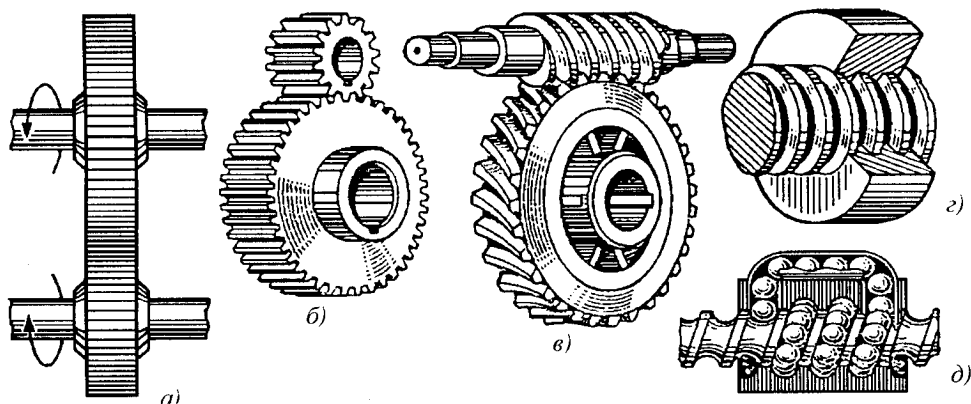


Рис. 1.3

— за способом з'єднання деталей – передачі з безпосереднім контактом тіл обертання (фрикційні, зубчасті, черв'ячні, передачі гвинт – гайка – див. рис. 1.3); передачі з гнучким зв'язком (пасова, ланцюгова – див. рис. 1.4).

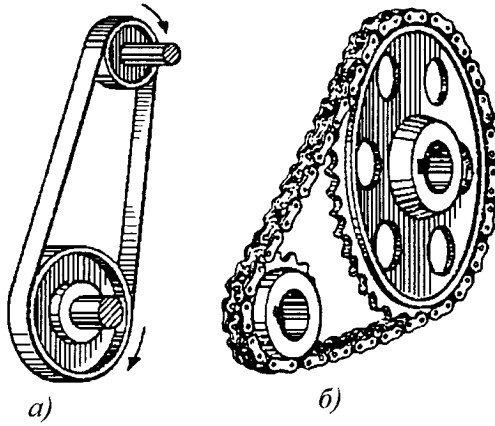


Рис. 1.4

Для закріплення вивченого матеріалу виконайте в конспекті ескіз (без позначення розмірів) передачі, розглянутої в кроці 1.2. Як класифікувати передачу, показану на рис. 1.2? Повну відповідь запишіть в конспект.

1.3. Ви ознайомилися з призначенням, принципом роботи і класифікацією механічних передач. Вам необхідно відповісти на питання контрольної картки 1.1.

Контрольна картка 1.1

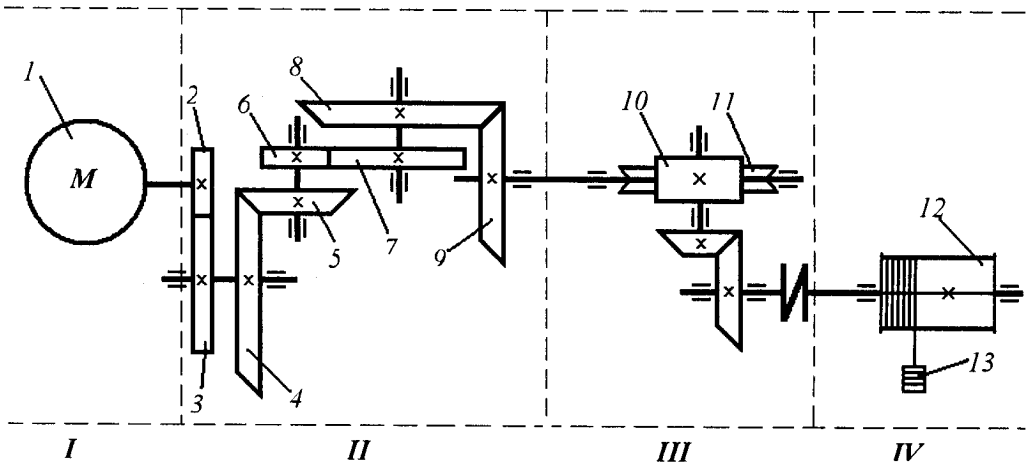


Рис. 1.5.

Питання	Відповіді	Код
Опишіть взаємне положення валів в передачі 10-11, див. рис. 1.5.	Передача з паралельними осями валів	1
	Передача з осями валів, що перетинаються	2
	Передача з перехресними осями валів	3
	Визначити неможливо	4
Покажіть на рис. 1.5 черв'ячну передачу.	Поз. 2-3	5
	Поз. 4-5	6
	Поз. 6-7	7
	Поз. 10-11	8
	Поз. 12-13	9
Покажіть на рис. 1.5 машину-знаряддя (поз. I, II, III, IV).	I	10
	II	11
	III	12
	IV	13
Яке призначення механічних передач?	Виробляти енергію	14
	Сприймати енергію	15
	Витратити енергію на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних із процесом виробництва	16
	Перетворювати швидкість, обертаючий момент, напрямок обертання і характер руху	17
Як класифікують зубчасту передачу за принципом передачі руху?	Тертям	18
	Зачепленням	19
	Безпосереднім контактом деталей, закріплених на веденому і ведучому валах	20
	Передача гнучким зв'язком	21

§ 3. Основні кінематичні і силові співвідношення в передачах

1.4. У механічних передачах веденими ланками називають деталі передач (котки, шків, зубчасті колеса і т.п.), що одержують рух від ведучих ланок.

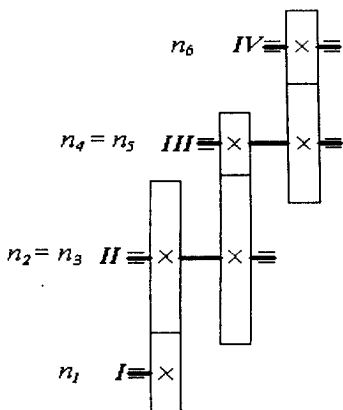


Рис. 1.6.

У машинобудуванні прийнято позначати кутові й колісні швидкості, частоту обертання, діаметри деталей ведучих валів індексами непарних цифр, ведених – парними. Наприклад, для триступінчастої передачі (рис. 1.6) позначення частот обертання такі: n_1 – ведучого вала I; n_3 – ведучого вала II; n_5 – ведучого вала III; n_2 – веденого вала II; n_4 – веденого вала III; n_6 – веденого вала IV.

Накресліть в конспекті триступінчасту передачу (рис. 1.6) і позначте діаметри ведучих і ведених ланок буквою D з відповідним індексом.

1.5. Усі механічні передачі характеризуються

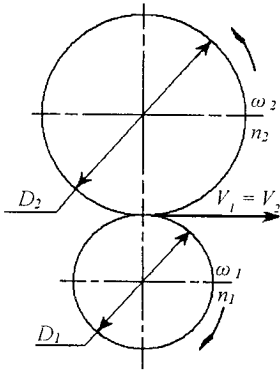


Рис. 1.7.

ланок передачі (рис. 1.7), одна із яких буде ведучою, а друга – веденою.

Введемо такі позначення: ω_1 і n_1 – кутова швидкість і частота обертання ведучого вала, виражені відповідно в рад/с і об/хв; ω_2 і n_2 – кутова швидкість і частота обертання веденого вала; D_1 і D_2 – діаметри обертових деталей (шківів, котків і т.п.); V_1 і V_2 – колові швидкості, м/с.

Відношення діаметра веденого елемента передачі до ведучого називають передаточним числом

$$u = D_2 / D_1 \quad (1.1)$$

Відношення кутових швидкостей двох будь-яких валів незалежно від напрямку силового потоку називають передаточним відношенням. Так, наприклад,

$$i_{1-2} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2; \quad i_{2-1} = \omega_2 / \omega_1 = n_2 / n_1 = 1 / i_{1-2}. \quad (1.2)$$

Якщо відомі параметри передачі – діаметри D_1 і D_2 або числа зубців z_1 і z_2 , то передаточне число u визначаємо в такий спосіб.

Для зубчастих передач передаточне число u – відношення числа зубців z_2 веденого колеса до числа зубців z_1 ведучого колеса.

Отже, передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = D_2 / D_1 = z_2 / z_1. \quad (1.3)$$

(зверніть увагу на індекси в букв ω , n , D і z ; D_1 і D_2 відноситься до фрикційної передачі, що не враховує проковзування).

Якщо $u > 1$, передачу називають знижувальною, якщо $u < 1$ – підвищувальною.

У приводах з великим передаточним числом ($u \geq 1000$), складених з декількох послідовно з'єднаних передач (багатоступінчасті передачі), передаточне число дорівнює добутковій передаточних чисел кожної ступені передачі, тобто

$$u_{заг} = u_1 u_2 \dots u_n \quad (1.4)$$

Запишіть у конспект формулу для визначення передаточного числа одноступінчастої передачі, якщо відомі діаметри коліс передачі і їхні кутові швидкості.

1.6. Передача потужності від ведучого вала до веденого завжди супроводжується втратою частини переданої потужності внаслідок наявності шкідливих опорів (тертя в частинах, що рухаються, опору повітря й ін.).

Якщо P_1 – потужність на ведучому валові, P_2 – на веденому валові, то $P_1 > P_2$. Відношення значень потужності на веденому валові до потужності на ведучому валові називають механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД) і позначають буквою η ;

$$\eta = P_2 / P_1 \quad (1.5)$$

Загальний ККД багатоступінчастої передачі з послідовно з'єднаними ланками визначають за формулою

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n, \quad (1.6)$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ – ККД, що враховують втрати в окремих кінематичних парах передач.

Виходячи з умови (1.7), $P_2 = P_1 \eta$ визначте залежність між обертаючими моментами T_1 і T_2 (запишіть у конспект формулу).

1.7. Перш ніж перейти до вивчення наступного розділу, Вам необхідно перевірити свої знання по контрольній картці 1.2.

Контрольна картка 1.2

Питання	Відповіді	Код
Покажіть на рис.1.5 ведуче колесо третьої пари.	Поз. 3	1
	Поз. 4	2
	Поз. 5	3
	Поз. 6	4
	Поз. 7	5
Передача 4-5 (див. рис. 1.5) знижувальна чи підвищувальна?	Знижувальна	6
	Підвищувальна	7
Скільки ступіней має передача, показана на рис. 1.5?	1	8
	2	9
	6	10
	12	11
Визначити передаточне число (без врахування проковзування) триступінчастої передачі (див. рис. 1.8), якщо $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 50$ мм, $D_3 = 70$ мм, $D_4 = 350$ мм, $D_5 = 100$ мм, $D_6 = 400$ мм.	1	12
	1/5	13
	5	14
	9,25	15
	4,45	16
Яке з наведених відношень називають передаточним числом одноступінчастої передачі?	n_2 / n_1	17
	D_2 / D_1	18
	D_1 / D_2	19

§ 4. Механізми перетворення одного виду руху в інший (загальні відомості)

Завдання 3. Рекомендації студентам.

Вивчіть § 4 “Механізми перетворення одного виду руху в інший” (загальні відомості). Дайте відповіді на контрольні питання кроку 1.12. Складіть конспект вивченого матеріалу завдання 3.

Докладніше тема (4) вивчається в курсі “Теорія механізмів і машин”. //1/

У пропонованому навчальному посібнику “Деталі машин” у межах навчальної програми розглядаються важільні, кулачкові і храпові механізми; їх призначення, принцип роботи, будова, сфера застосування.

1.8. Важільні механізми.

Важільні механізми призначені для перетворення одного виду руху в інший, коливальний уздовж або навколо осі. Найбільш поширені важільні механізми – шарнірний чотирьохланковик, кривошипно-повзунний і кулісний.

Шарнірний чотирьохланковий механізм (рис. 1.8) складається з кривошипа 1, шатуна 2, коромисла (балансира) 3 і стійки 4. Залежно від співвідношення довжин важелів 1, 2, 3 і стійки 4, механізм і його ланки будуть виконувати різні функції. Механізм, зображений на рис. 1.8, з ланкою 1, найбільш короткою з усіх, називається однокривошипним.

При обертанні кривошипа 1 навколо осі O_1 , коромисло 3 здійснює коливальний рух навколо осі O_2 , шатун 2 здійснює складний (плоскопаралельний) рух. Ланки креслярських приладів утворюють паралелограм.

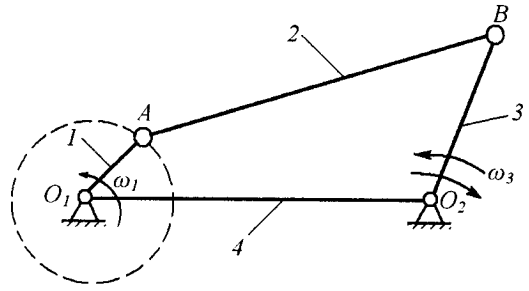


Рис. 1.8

Кривошипно-повзунний механізм одержують із шарнірного чотирьохланковика шляхом заміни коромисла 3 повзуном 3 (рис. 1.9). При обертальному русі кривошипа 1 повзун 3 здійснює зворотно-поступальний рух уздовж направляючих повзуна. У двигунах внутрішнього згоряння таким повзуном є поршень, а направляючою – циліндр.

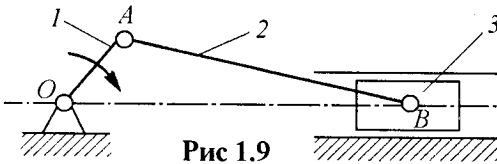


Рис 1.9

Кулісні механізми служать для перетворення рівномірного обертального руху кривошипа в хитний рух куліси або нерівномірний прямолінійний коливальний (зворотно-поступальний) рух повзуна. Кулісні механізми використовуються в стругальних верстатах, коли робочий хід (знімання стружки) відбувається повільно, а неробочий хід (повернення різця) – швидко.

На рис. 1.10 показана схема кулісного механізму з вхідним поршнем на шатуні. Така схема використовується в механізмах гідронасосів ротаційного типу з обертливими лопастями, а також у різних гідро- або пневмоприводах механізму з вхідним поршнем 3 на шатуні, що ковзає в хитному циліндрі, або в циліндрі, що обертається.

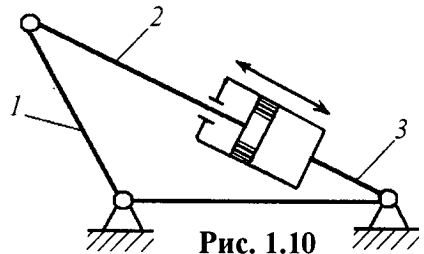


Рис. 1.10

1.9. Кулачкові механізми.

Кулачкові механізми призначені для перетворення обертального руху ведучої ланки (кулачка) в наперед заданий закон зворотно-поступального руху веденої ланки (штовхача). Кулачкові механізми широко застосовуються у швейних машинах, двигунах внутрішнього згоряння, автоматах металообробних верстатів, які дозволяють одержати наперед заданий

закон руху штовхача, а також забезпечити тимчасові зупинки веденої ланки при безперервному русі ведучої.

На рис. 1.11 наведені плоскі кулачкові механізми. Кулачковий механізм складається з трьох ланок:

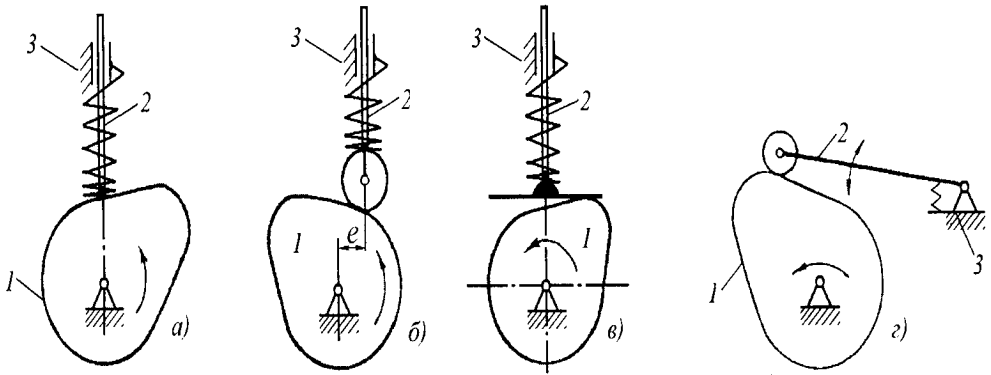


Рис. 1.11

кулачка 1, штовхача 2 і стойки (опори) 3. Для зменшення тертя іноді в кулачкові механізми вводиться ролик. Ведучою ланкою в кулачковому механізмі є кулачок. Кулачок може здійснювати як обертальний, так і поступальний рух. Рух веденої ланки – штовхача – може бути поступальним і обертальним.

Недоліки кулачкових механізмів: високі питомі тиски, підвищений знос ланок механізму, необхідність забезпечення замикання ланок, що призводить до додаткових навантажень на ланки і до ускладнення конструкції.

1.10. Храпові механізми

Храпові механізми належать до механізмів переривчастої дії, що забезпечують рухи веденої ланки в одному напрямку з періодичними зупинками. Конструктивно храпові механізми поділяються на нереверсивні з внутрішнім зачепленням і з храповим колесом, а також реверсивні у вигляді зубчастої рейки.

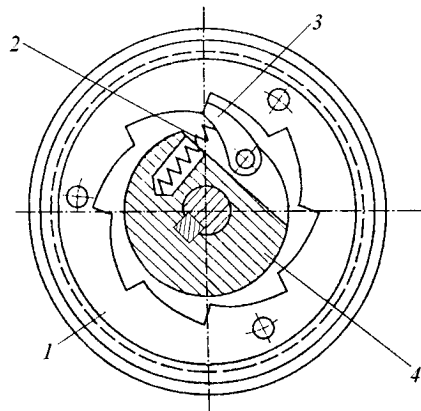


Рис. 1.12

Нереверсивний храповий механізм із внутрішнім зачепленням (рис.1.12).

Ведучою ланкою може бути як храпове колесо внутрішнього зачеплення 1, сполучене з зубчастим колесом зовнішнього зачеплення, так і втулка 4 із прикріпленою на ній собачкою 3 до зубців храпового колеса 1 пружиною 2.

У нереверсивних механізмах (рис. 1.13) храпове колесо виконують у вигляді рейки 1 в направляючих, і тоді собачка 2 надає рейці з храповими зубцями переривчастий прямолінійний рух. У цьому випадку передбачається пристрій, що повертає рейку в початкове положення.

Реверсивні храпові механізми (рис. 1.14) мають: храпове колесо 1 із зубцями евольвентного профілю, а на ведучому важелі 2 шарнірно встановлюють собачку 3, яку при необхідності реверсу перекидають навколо осі O .

В машино- і приладобудуванні застосовують храпові механізми, у яких механізм (ведена ланка) рухається в одному напрямку з періодичними зупинками (металобробні верстати, задня ведуча втулка у велосипеда та ін.).

1.11. Мальтійські механізми (хрести).

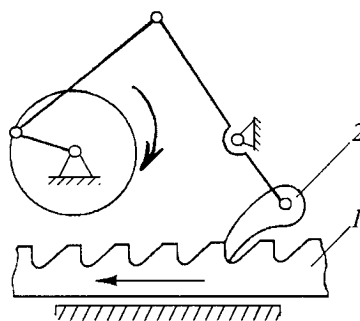


Рис. 1.13

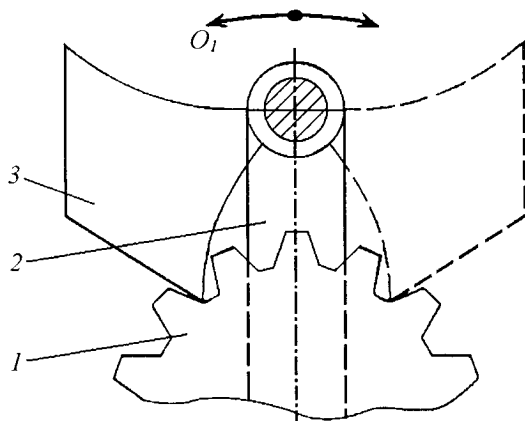


Рис. 1.14

Мальтійські механізми широко застосовуються в машинних автоматах. Вони належать до механізмів переривчастої дії і призначені для перетворення рівномірного обертання ведучої ланки в періодичні з зупинками рухи веденої ланки; працюють плавно, без ударів (на відміну від храпових механізмів).

Найбільш поширені мальтійські механізми з вищим зачепленням (рис. 1.14). Такий механізм складається з ведучого кривошипа

1, ролика 2 на його кінці і мальтійського хреста 3. При обертанні кривошипа 1 ролик 2 входить у паз 4 мальтійського хреста 3 і повертає його на заданий кут. Після виходу ролика 2 з паза 4 кутове положення мальтійського хреста фіксується циліндричною поверхнею диска.

Мальтійські механізми проектується з числом пазів мальтійського хреста, рівним $3 \div 12$. Розрахунки храпових механізмів на міцність проводяться залежно від обертального моменту на валові храпового колеса.

1.12. Контрольні питання до § 4.

1. Використовуючи інформацію § 4, уточнити, за яким принципом функціонує креслярський пристрій – прилад типу “Кульман”.

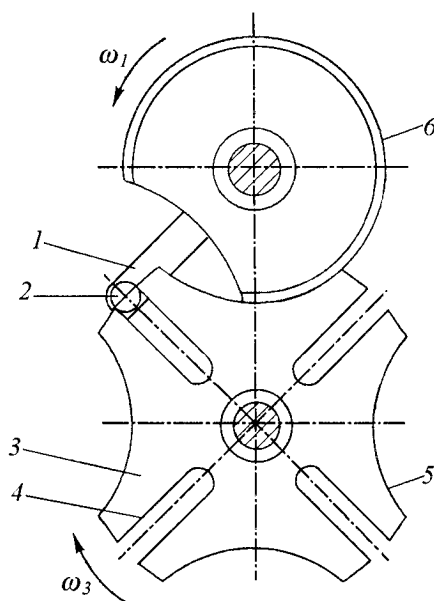


Рис. 1.15

2. Який принцип роботи кривошипно-повзунного механізму?
3. На рис. 1.11 показані кулачкові механізми. Дайте пояснення до рис. 3.11,б.
4. На якому рисунку зображені механізми переривчастого руху?
5. Чому при русі велосипеда задня (ведуча) втулка на неробочому ході “тріскотить”?
6. Чи допускають мальтійські механізми (ММ) при роботі удари елементів, що входять у кінематичну схему ММ?

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

1.1. Машина-знаряддя сприймає енергію, що витрачається на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних із процесом виробництва, а машина-двигун перетворює енергію і передає її через передавальний механізм (наприклад, редуктор) машині-знаряддю. На рис. 1.2 передача - поз. 3 — 4 — 6.

1.2. На рис. 1.2 показана передача зачепленням, передача з гнучкою в'язю і паралельними валами.

1.4. Рис. 1.16.

1.5. $u = D_2/D_1 = \omega_1/\omega_2$ (без врахування проковзування).

1.6. Перетворимо формулу $P_2 = P_1 \eta$.

Якщо відомі потужність P і кутова швидкість ω , то обертаючий момент $T = P / \omega$, Н · м.

Звідси на ведучому валові $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$, на веденому

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ тобто}$$

$$P_1 = T_1 \omega_1, \quad P_2 = T_2 \omega_2.$$

Підставивши значення P_1 і P_2 у формулу для визначення ККД, одержимо

$$T_2 \omega_2 = T_1 \omega_1 \eta,$$

$$\text{звідки} \quad T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} \eta = T_1 u \eta.$$

Передачі обертального руху служать не тільки для перетворення швидкостей і передачі енергії, але й для перетворення моментів $T_2 = T_1 u \eta$.

Якщо відомі обертальні моменти, то передаточне число $u = \frac{T_2}{T_1 \eta}$.

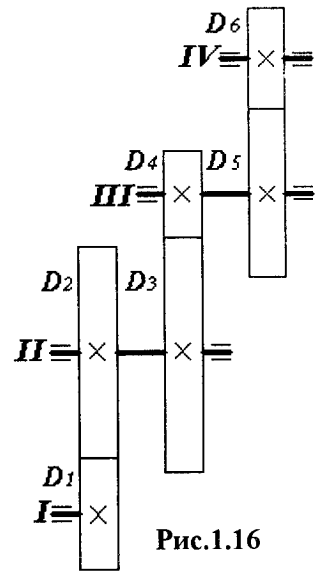


Рис.1.16

ГЛАВА 2

ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

Завдання 4. Рекомендації студентам.

Вивчіть § 1-4 теми “Фрикційні передачі”, дайте відповіді на питання кроків 2.2-2.21 і контрольні картки кроків 2.10 і 2.21 (КК 2.1 і КК 2.2). Складіть короткий конспект з матеріалу завдання 4.

§ 1. Загальні відомості

2.1. Фрикційна передача – це механізм, що служить для передачі обертального руху (або для перетворення обертального руху в поступальний) між валами за допомогою сил тертя, які виникають між котками циліндричної або конічної форми, насадженими на вали і притиснутими один до одного. Фрикційні передачі складаються з двох котків (рис. 2.1): ведучого 1 і веденого 2, що притискаються один до одного силою F_r , так, що сила тертя R_f у місці контакту котків достатня для передавання колової сили F_t .

Умова роботоздатності передачі

$$F_f \geq F_t \quad (2.1)$$

Порушення умови (2.1) приводить до буксування.

Один коток до другого може бути притиснутий:

- попередньо затягнутими пружинами (у передачах, призначених для роботи при невеликих навантаженнях);
- гідроциліндрами (при передачі великих навантажень);

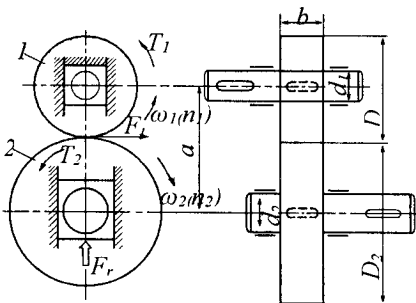


Рис. 2.1

- власною масою машини або вузла;
- через систему важелів за допомогою вказаних вище засобів;
- відцентровою силою (у випадку складного руху котків у планетарних системах).

Накресліть в конспекті фрикційну передачу (див. рис. 2.1).

Коротко опишіть роботу котків фрикційної передачі при буксуванні.

2.2. Фрикційні передачі класифікують за такими ознаками:

1. За призначенням: з нерегульованим передаточним числом (рис. 2.1-2.3); з безступінчастим регулюванням передаточного числа (варіатори) – без проміжної ланки (рис. 2.4) і з проміжною ланкою (рис. 2.5 і 2.6).

2. За взаємним розташуванням осей валів: циліндричні або конічні з паралельними осями (рис. 2.1, 2.2 і 2.6); конічні і лобові з осями, що перетинаються (рис. 2.3 і 2.4); торові співвісні (рис. 2.5).

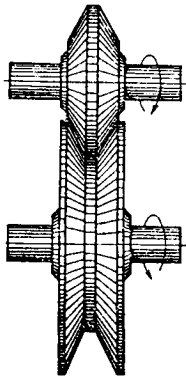


Рис. 2.2

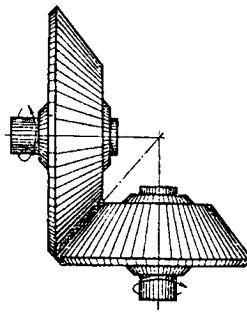


Рис. 2.3

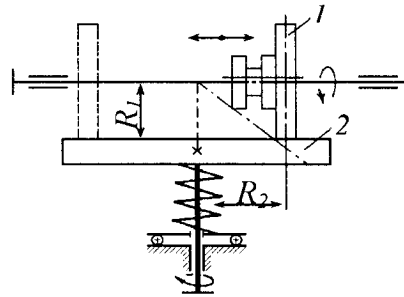


Рис. 2.4

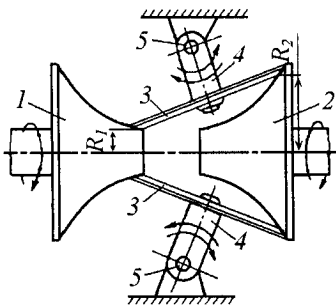


Рис. 2.5

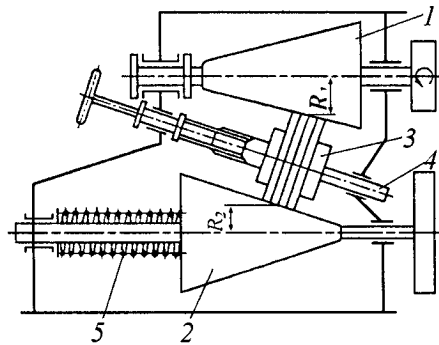


Рис. 2.6

3. Залежно від умов роботи: відкриті (працюють без змащування); закриті (працюють у масляній ванні).

4. За принципом дії: нереверсивні (рис. 2.1-2.3; 2.5 і 2.6); реверсивні (рис. 2.4).

За перерахованими ознаками класифікації дайте характеристику передачі, зображеної на рис. 2.7.

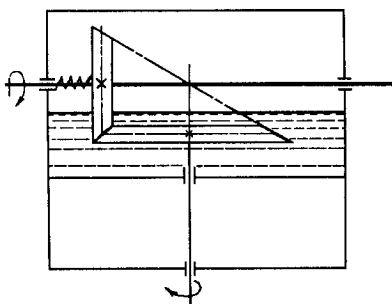


Рис. 2.7

2.3. Переваги фрикційних передач:
 а) простота конструкції й обслуговування;
 б) плавність передачі руху і безшумність роботи;
 в) великі кінематичні можливості (перетворення обертального руху в поступальний, безступінчасту зміну швидкості, можливість реверсування на ходу, включення і вимикання передачі на ходу без зупинки);
 г) за рахунок можливостей пробуксовки передача має запобіжні властивості. Однак після пробуксовки передача, як правило, різко погіршує свої

якості – з'являються лиски на котках, нерівномірно спрацьовуються фрикційні поверхні і т. д. Тому використовувати пробуксовку як запобіжний засіб не рекомендується.

Недоліки: а) непостійність передаточного числа через проковзування; б) незначна передана потужність (відкриті передачі – до 10-20 кВт; закриті – до 200-300 кВт); в) для відкритих передач порівняно низький ККД; г) велике і нерівномірне зношування котків при буксуванні; д) необхідність застосування опор валів спеціальної конструкції з притискними пристроями (це робить передачу громіздкою); е) для силових відкритих передач незначна колова швидкість ($V \leq 10$ м/с); ж) значно більші навантаження на вали.

Вкажіть основні переваги і недоліки фрикційної передачі, що працює в режимі пробуксовки котків.

2.4. Область застосування фрикційних передач з постійним передаточним числом. Внаслідок відзначених вище недоліків у машинобудуванні ці передачі застосовують порівняно рідко (фрикційні преси, молоти, лебідки в буровій техніці і т. п.), зате частіше застосовують у приладах і апаратах, де потрібна плавність і безшумність роботи (магнітофони, програвачі, спідометри і т. п.). Найбільш поширені в машинобудуванні варіатори – фрикційні передачі зі змінним передаточним числом. Їх застосовують у металорізальних верстатах, у приводах текстильних і транспортних машин і т. п.

Чи можна рекомендувати фрикційну передачу для застосування в точних ділильних механізмах? Чим пояснити погіршення якості звучання програвача (звук «пливе») при нормальній роботі всіх його електронних блоків?

2.5. Матеріали котків фрикційних передач. До матеріалів тертьових поверхонь котків висувають такі вимоги: високі зносостійкість, коефіцієнт тертя f , модуль пружності E і вологостійкість. Котки фрикційних передач виготовляють з однорідних або різнорідних матеріалів. При цьому доцільно ведений коток виконувати з більш зносостійкого матеріалу. Застосовують такі сполучення матеріалів:

1. Для швидкохідних закритих силових передач – загартована сталь по загартованій сталі (сталі ШХ15, 40ХН, 18ХГТ і ін.). Таке сполучення забезпечує найбільшу компактність передачі, але вимагає більш точного виготовлення і малих параметрів шорсткості поверхонь.

2. Для відкритих тихохідних силових передач – чавун по чавуну (СЧ 15; СЧ 20; СЧ 25 і ін.) або чавун по сталі. Частіше застосовують чавун по сталі, що забезпечує менший шум при роботі передачі.

3. Для малонавантажених відкритих передач, що не вимагають великої довговічності, – текстоліт, гетинакс або фібра по сталі або по чавуну. Таке сполучення матеріалів дозволяє знизити вимоги до якості обробки контактуючих поверхонь, тому що вони добре припрацьовуються.

4. Для передачі незначних обертальних моментів – шкіра, гума, прогумована тканина, ферродо, пластмаса по сталі або чавуні. Один з котків виготовляють зі сталі або чавуна (частіше ведений), а другий покривають одним з перерахованих неметалічних матеріалів (рис. 2.8).

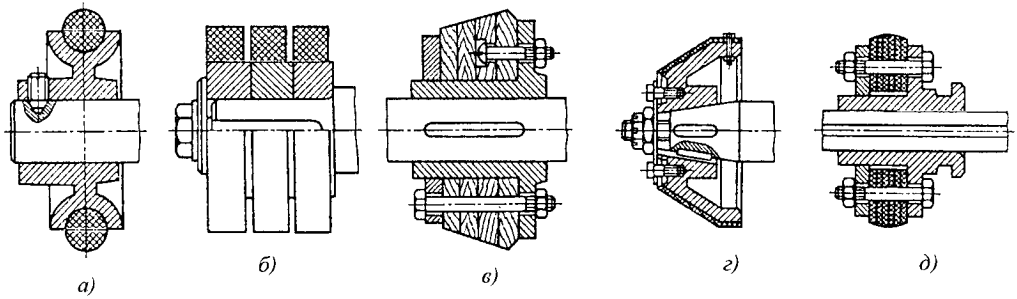


Рис. 2.8

Чому ведений коток рекомендують виготовляти з більш зносостійкого матеріалу? Яким матеріалом покривають котки, показані на рис. 2.8?

§ 2. Геометричні параметри, кінематичні і силові співвідношення у фрикційних передачах

2.6. Основні геометричні параметри фрикційної передачі (див. рис. 2.1): D_1 і D_2 – діаметри ведучого і веденого котків; a – міжосьова відстань; b – ширина котка; d_1 і d_2 – діаметри валів ведучого і веденого котків.

Методика визначення діаметрів котків D_1 , D_2 і їх ширини, що відносяться до параметрів фрикційної передачі, розглянута в цій главі. Діаметри валів d_1 і d_2 розраховують за відомими з курсу “Опору матеріалів” формулами.

Назвіть інші, не перераховані в кроці 2.6, силові параметри фрикційної передачі, показані на рис. 2.1.

2.7. Передаточне число. Якщо припустити, що у фрикційній передачі ковзання відсутнє, то кулові швидкості котків будуть рівні, тобто $V_1 = V_2$. Для передачі, показаної на рис. 2.1:

$$V_1 = \omega_1(D_1/2); V_2 = \omega_2(D_2/2).$$

Порівнюючи праві частини рівностей, одержимо $\omega_1(D_1/2) = \omega_2(D_2/2)$ або $\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2$. Звідси

$$\omega_1/\omega_2 = D_2/D_1 = u,$$

де u – передаточне число.

Насправді ковзання між котками є, тобто $V_1 \neq V_2$. Величина ковзання оцінюється коефіцієнтом ковзання $\varepsilon = (\omega_2^T - \omega_2) / \omega_2^T$; $\varepsilon = 0,005 \div 0,03$ (тут ω_2^T – теоретична кутова швидкість). Передаточне відношення фрикційної передачі з урахуванням ковзання

$$u_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = D_2/D_1(1 - \varepsilon) \approx D_2/D_1 \approx u \quad (2.2)$$

Чим зумовлене ковзання в закритій фрикційній передачі? Дайте визначення передаточного числа u . Запишіть формулу передаточного числа за умови відомих частот обертання ведучого і веденого валів n_1 і n_2 .

2.8. ККД фрикційних передач залежить від таких втрат:

- пов'язаних з використанням котків, що мають форми, які не дозволяють їм перекочуватися один по одному без проковзування; це чітко видно, наприклад, у передачі з клиновими котками (див. рис. 2.2) і лобовій передачі (див. рис. 2.4);
- проковзування, зумовленого плівкою мастила на робочих поверхнях і т. д.;
- тертя кочення, викликаного деформацією поверхонь котків у зоні контакту в підшипниках.

ККД фрикційної передачі визначають за формулою

$$\eta = 1 - \sum \Psi, \quad (2.3)$$

де $\sum \Psi$ – сума відносних втрат [18]. Для відкритих фрикційних передач $\eta = 0,68 \div 0,86$, для закритих $\eta = 0,88 \div 0,93$.

Чим пояснити, що ККД у закритих передачах більше, ніж у відкритих?

2.9. Основні види ушкоджень робочих поверхонь котків і критерії їх розрахунку.

Втомне викришування (піттинг). Сила притиснення котків F_r , що необхідна для забезпечення робото-здатного стану фрикційної передачі, на опорній поверхні котків викликає значні контактні напруження σ_H . Ці напруження (рис. 2.9, а) носять циклічний характер, тому що при обкочуванні точки ободів котків проходять нерухому точку контакту. Циклічна дія контактних напружень сприяє розвитку втомних мік-

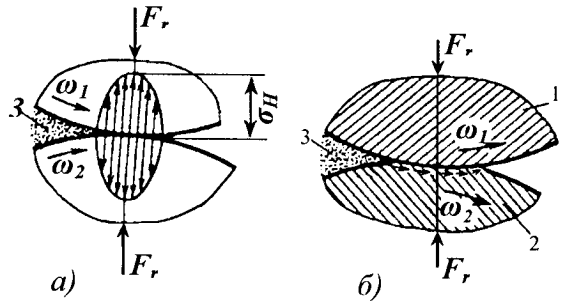


Рис. 2.9

тріщин на робочих поверхнях котків. У закритих передачах, що працюють при достатку мастильного матеріалу, мікротріщини розклинаються мастильним матеріалом, і від робочої поверхні котка відколюються частки металу (рис. 2.9, б). Такий вид руйнування котків називають втомним викришуванням. Умова для запобігання втомного викришування (або умова міцності):

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H \quad (2.4)$$

де $[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження для матеріалу котків.

Найбільші контактні напруження визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (2.5)$$

де q — нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній (для циліндричних котків $q = F_r / b$); $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведений модуль пружності; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів ведучих і ведених котків; $\rho_{np} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ – приведений радіус кривизни циліндричних котків; R_1 і R_2 – радіуси котків ($D_1/2$ і $D_2/2$). При перекочуванні котка, що має радіус R_p , всередині котка (кільця) радіуса R_2 приведений радіус кривизни

$$\rho_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1}$$

Формулу (2.5) можна застосовувати для фрикційних передач з матеріалів, деформації яких відповідають законам Гука.

Зношування. Цей вид пошкодження робочих поверхонь котків частіше спостерігається у відкритих передачах, тому що саме в ці передачі у процесі роботи більше потрапляє абразивних матеріалів, що, у свою чергу, збільшує зношування поверхонь котків. Спостерігається також зношування котків при буксуванні і внаслідок пружного проковзування, як у відкритих, так і в закритих передачах. Для забезпечення зносостійкості фрикційні передачі розраховують на контактну міцність (для сталевих або чавунних котків) або за умовою обмеження навантаження q на одиницю довжини контактної лінії (для котків з фібри, гуми та інших матеріалів).

Поясніть процес втомного викришування робочих поверхонь котків закритих передач (див. рис. 2.9, б).

2.10. Контрольна картка 2.1.

Контрольна картка 2.1

Питання	Відповіді	Код
Як класифікувати фрикційні передачі за принципом передачі руху і способом з'єднання ведучої і веденої ланок?	Зачепленням	1
	Тертям з безпосереднім контактом	2
	Передача з проміжною ланкою	3
	Тертям і гнучкою в'яззю	4
У якому напрямку буде обертатися ведений коток 2 (див. рис. 2.4), якщо ведучий коток 1 перемістити по ковзній шпонці в крайнє ліве положення?	За годинниковою стрілкою	5
	Проти годинникової стрілки	6
Чи можна застосувати фрикційну передачу (варіатор) для зміни швидкості приводних коліс автомобіля, снігохода і т. д.?	Не можна	7
	Можна	8
З якого матеріалу виготовляють котки важконавантажених швидкохідних закритих фрикційних передач?	З будь-якого матеріалу	9
	Зі сталі	10
	З чавуну	11
	З бронзи	12
	Зі текстоліту й інших неметалевих матеріалів	13
Визначте частоту обертання веденого вала фрикційної передачі, якщо $n_1 = 1000$ об/хв, $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 200$ мм (ковзанням знехтувати)	500	14
	1000	15
	2000	16

§ 3. Циліндрична фрикційна передача. Будова, основні геометричні і силові співвідношення

2.11. Фрикційну передачу з паралельними осями валів і з робочими поверхнями циліндричної форми називають циліндричною. Найпростіша фрикційна передача з гладкими котками і постійним передаточним числом показана на рис. 2.1. Один вал діаметром d_1 установлюють на нерухомих підшипниках, підшипники іншого валу діаметром d_2 – “плаваючі”. Котки 1 і 2 закріплюють на валах за допомогою шпонок і притискають один до одного спеціальним пристроєм із силою F_r . Циліндричні фрикційні передачі з гладкими котками застосовують для передачі невеликої потужності (у машинобудуванні до 10 кВт); ці передачі також знаходять широке застосування в приладобудуванні. Для одноступінчатих силових циліндричних фрикційних передач рекомендується $u \leq 6$.

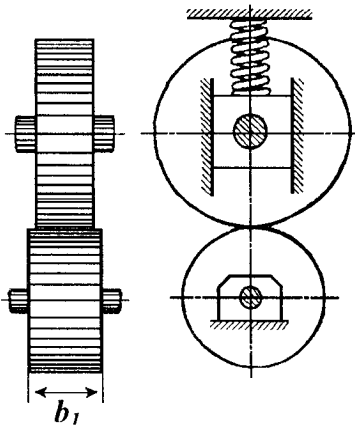


Рис. 2.10

Число клинових виступів для котків приймають рівним $z = 3 \div 5$ (рис. 2.11). При $z > 5$ умова рівномірного прилягання всіх робочих поверхонь таких котків погіршується. Потужність цієї передачі досягає 15 кВт. Недоліки: велике зношування клинових виступів котків; складність виготовлення котків; більш низький ККД ($\eta = 0,88 \div 0,9$), ніж у

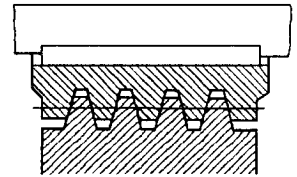


Рис. 2.11

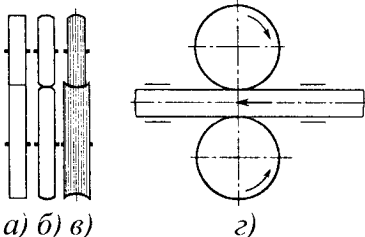


Рис. 2.12

Визначте конструктивні виконання притискних пристроїв циліндричних фрикційних передач, показаних на рис. 2.1 і 2.10.

2.12. Аналогічне призначення має циліндрична фрикційна передача з котками клинчастої форми (див. рис. 2.2).

У передачах із клинчастими котками при даній силі F_r притискання одного котка до другого нормальні сили між робочими поверхнями, а, отже, і сили тертя значно більші, ніж у передачах із гладкими котками (тим більші, чим менший кут клина).

Це дозволяє знизити в передачах із клинчастими котками силу F_r у 2-3 рази.

передачах з гладкими котками (η до 0,92).

Основне призначення фрикційної передачі з котками клинчастої форми.

2.13. Циліндричні фрикційні передачі можуть бути виконані з гладкими опуклими й опукло-вгнутими котками (рис. 2.12, а, б, в). Застосовують також й інші конструктивні різновиди фрикційних циліндричних передач.

Як назвати передачу, показану на рис. 2.12, *с*? Яке її призначення?

2.14. Геометричні параметри передачі (див. рис 2.1). Міжосьова відстань

$$a = 1/2 (D_1 + D_2) = 1/2 D_1 (1 + u). \quad (2.6)$$

Діаметр ведучого котка

$$D_1 = 2a/(1 + u). \quad (2.7)$$

Діаметр веденого котка

$$D_2 = D_1 u = 2au/(1 + u). \quad (2.8)$$

Робоча ширина обода котка

$$b = a \Psi_a, \quad (2.9)$$

де $\Psi_a = 0,2 \div 0,4$ – коефіцієнт ширини обода котка по міжосьовій відстані.

Для компенсації неточності монтажу на практиці ширину меншого котка (див. рис. 2.10) приймають:

$$b_1 = b + (5 \div 10) \text{ мм}, \quad (2.10)$$

Виведіть формулу для визначення діаметра веденого котка.

2.15. Сили в передачі. Для забезпечення роботоздатності фрикційних передач необхідно притиснути котки (див. рис. 2.1) силою притискання F_r таким чином, щоб виконувалась умова (2.1), тобто

$$F_f = F_r, f \geq F_t, \quad (2.11)$$

де F_f – максимальна сила тертя; F_t – передана колова сила; f – коефіцієнт тертя (вибирається по табл. 2.1). Звідси сила притискання F_r і F_t/f або

$$F_r = K_{зч} (F_t/f), \quad (2.12)$$

де $K_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення; вводиться для попередження пробуксовки від перевантажень у період пуску передачі (для силових передач $K_{зч} = 1,25 \div 1,5$; для передач приладів $K_{зч} = 3 \div 5$).

За схемою, показаною на рис. 2.1,

$$F_t = 2T_1/D_1 = [T_1 (1 + u)]/a. \quad (2.13)$$

Підставивши формулу (2.13) у формулу (2.12), визначимо силу притискання

$$F_r = K_{зч} [T_1 (1 + u)]/fa \quad (2.14)$$

Дайте визначення умови роботоздатності фрикційної передачі.

§ 4. Розрахунок на міцність циліндричної фрикційної передачі

2.16. Перевірочний розрахунок передач з металевими котками. Основним критерієм робоздатності фрикційних передач із зазначеними котками є втомна міцність. Підставивши у формулу (2.4) формулу Герца (2.5) для визначення найбільших контактних напружень і виконавши деякі перетворення, одержимо формулу перевірконого розрахунку

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{zu} (1 + u)^3}{b u f}} \leq [\sigma]_{HP}, (2.15)$$

де a – міжосьова відстань, мм; E_{np} – приведений модуль пружності, МПа (див. крок 2.9); f – коефіцієнт тертя (див. табл. 2.1); T_1 – момент на ведучому валові, Н · мм; K_{zu} – коефіцієнт запасу зчеплення (див. крок 2.15); $u \geq 1$ – передаточне число; b – робоча ширина обода котка, мм; $[\sigma]_{HP}$ – допустиме контактне напруження для менш міцного матеріалу, МПа (табл. 2.2).

Таблиця 2.1.

Значення коефіцієнта тертя ковзання для різних матеріалів

Матеріали контактуючої пари	f
Сталь по сталі або по чавуну (за наявності змащування)	0,04 - 0,05
Чавун (без змащування) по:	
сталі або чавуну	0,10- 0,18
текстолітові	0,15 - 0,25
фібри	0,15 - 0,30
шкірі	0,20 - 0,50
пресованому паперові	0,40 - 0,50
гумі	0,35 - 0,70
ферродо	0,30 - 0,35

Таблиця 2.2.

Допустимі контактні напруження і модуль пружності для котків з різних матеріалів

Матеріал	$[\sigma]_{HP}$	E
	МПа	
Загартована сталь (при гарному змащуванні)	600 - 800	$2,1 \cdot 10^5$
Сірий чавун марок від СЧ 10 до СЧ 30	420 - 720	$1,1 \cdot 10^5$
Текстоліт	80 - 100	$6 \cdot 10^3$

Для якої фрикційної передачі прийнятна формула (2.15)? Від яких геометричних параметрів залежить значення σ_{HP} ?

2.17. Проектний розрахунок. Підставивши вираз (2.9) у формулу (2.15) і виконавши деякі перетворення, одержимо формулу проектного розрахунку для визначення міжосьової відстані фрикційної передачі з умови контактної міцності:

$$a = (1 + u) \sqrt[3]{\left(\frac{0,481}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{E_{np} T_1 K_{зч}}{u f \psi_a}}, \quad (2.16)$$

де ψ_a - коефіцієнт ширини обода котка по міжосьовій відстані.

Виведіть у конспекті формулу (2.16).

2.18. Перевірочний розрахунок передач з неметалевими котками (текстоліт, фібра, гума і т. п.). Для цих передач основним критерієм роботоздатності є зносостійкість. Матеріал не підкоряється закону Гука.

Нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній

$$q = \frac{F_r}{b} = \frac{T_1 K_{зч} (1 + u)}{b f a} \leq [q], \quad (2.17)$$

де T_1 – момент на ведучому коткові, Н · мм; $K_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення (див. табл. 2.1); $u \geq 1$ – передаточне число; b – ширина обода меншого котка, мм; f – коефіцієнт тертя (див. табл. 2.1); a – міжосьова відстань, мм; $[q]$ – допустиме навантаження на одиницю довжини контактної лінії для менш міцного матеріалу, Н/мм. Значення $[q]$ для деяких матеріалів контактуючих пар (один матеріал сталь або чавун) такі:

$[q]$, Н/мм

Фібра	34 - 39
Гума	10 - 30
Шкіра	14,5 - 24,5
Деревина	2,4 - 4,9

Від яких силових факторів залежить значення q ?

2.19. Проектний розрахунок. Підставивши у формулу (2.17) $b = a \psi_a$ і розв'язавши рівняння відносно a , одержимо формулу проектного розрахунку для визначення міжосьової відстані фрикційної передачі з умови зносостійкості:

$$a = \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{зч} (1 + u)}{[q] f \psi_a}}. \quad (2.18)$$

Для розрахунку якої фрикційної передачі можна застосувати формулу (2.18)?

2.20. Послідовність проектного розрахунку.

1. У залежності від умов роботи вибирають матеріал котків і по табл. 2.2 приймають $[\sigma]_H$, E або $[q]$ для менш міцного матеріалу.
2. По табл. 2.1 задаються коефіцієнтом тертя f , після чого приймають коефіцієнт $\psi_a = 0,2 \div 0,4$ і $K_{зч}$ (див. крок 2.15).
3. За формулою (2.16) або (2.18) розраховують міжосьову відстань.
4. Визначають геометричні розміри котків: D_1 – діаметр ведучого котка [формула (2.7)], D_2 – веденого котка (2.8); b – ширина обода котків (2.9). За формулою (2.6) уточнюють фактичну міжосьову відстань a .
5. За формулою (2.14) визначають силу притискання F_r .
6. Передачу перевіряють по колівій швидкості $V \leq V_{max} = (7 \div 10)$ м/с.

7. Перевірочний розрахунок передачі на міцність проводять за формулами (2.15) або (2.17). При цьому слід мати на увазі, що допустиме недовантаження передачі не більше 10%, перевантаження – не більше 5%.

Приклад 2.1 (домашнє завдання). Розрахувати відкриту циліндричну фрикційну передачу з гладкими котками за такими даними: потужність на ведучому коткові $P = 4,1$ кВт; частота обертання $n_1 = 1000$ об/хв; передаточне число $u = 3,27$.

Розв'язання прикладу 2.1.

1. Вибираємо матеріал котків – сталь по сталі без мастила. По табл. 2.2 приймаємо: $[\sigma]_{II} = 600$ МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

2. По табл. 2.1 вибираємо коефіцієнт тертя $f = 0,15$; $\Psi_a = 0,3$, коефіцієнт запасу зчеплення $K_{зч} = 1,5$.

3. Визначаємо момент на валу ведучого котка:

$$T_1 = 9,55 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \frac{4100}{1000} = 39 \text{ Н} \cdot \text{м} = 39 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

і за формулою (2.16) обчислюємо міжосьову відстань

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{II}}\right)^2 \frac{E_{II} T_1 K_{зч}}{u f \Psi_a}} =$$

$$= (3,27 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{600}\right)^2 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 39 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{3,27 \cdot 0,15 \cdot 0,3}} = 148 \text{ мм.}$$

4. Визначаємо розміри котків: діаметр ведучого котка (2.7):

$$D_1 = \frac{2a}{1 + u} = \frac{2 \cdot 148}{1 + 3,27} = 69 \text{ мм;}$$

приймаємо $D_1 = 70$ мм;

діаметр веденого котка (2.8): $D_2 = D_1 u = 70 \cdot 3,27 = 228$ мм;

приймаємо $D_2 = 230$ мм;

за формулою (2.6) уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 1/2 (D_1 + D_2) = 1/2 (70 + 230) = 150 \text{ мм;}$$

робоча ширина обода веденого котка $b = a \Psi_a = 150 \cdot 0,3 = 45$ мм, ведучого

$$b_1 = b + 5 = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

5. Визначаємо силу притискання (2.14):

$$F_r = \frac{K_{зч} T_1 (1 + u)}{f a} = 1,5 \frac{39 \cdot 10^3 \cdot (1 + 3,27)}{0,15 \cdot 150} = 11 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

6. Перевіряємо колову швидкість

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 3,6 \text{ м/с,}$$

що менше $V_{max} = (7 \div 10) \text{ м/с}$.

7. Перевірочний розрахунок за контактними напруженнями проводимо за формулою

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{T_1 K_{зч} (1+u)^3 E_{np}}{b u f}} = \\ &= \frac{0,418}{150} \sqrt{\frac{39 \cdot 103 \cdot 1,5 (1+3,27)^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{45 \cdot 3,27 \cdot 0,15}} = \\ &= 574 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 600 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Недовантаження складе 4,35%, що припустимо.

2.21. Контрольна картка 2.2.

Контрольна картка 2.2

Питання	Відповіді	Код
Як називається передача, що показана на рис. 2.11?	Циліндрична фрикційна з гладкими котками	1
	Клинчаста фрикційна	2
	Конічна фрикційна	3
	Черв'ячна	4
Де фрикційна клинчаста передача застосовується частіше порівняно з фрикційною циліндричною передачею з гладкими котками?	У силових передачах	5
	У кінематичних парах	6
Формула для визначення діаметра веденого котка циліндричної фрикційної передачі	$\frac{D_1 (1+u)}{2}$	7
	$\frac{2a}{1+u}$	8
	$\frac{2au}{1+u}$	9
	$a \psi_u$	10
Для чого в розрахункові формули вводять коефіцієнт $K_{зч}$?	Для збільшення ККД передачі	11
	Для зниження пробуксовки котків при перевантаженнях	12
	Для зниження коефіцієнта тертя	13
Як зменшити міжосьову відстань a при проектуванні фрикційної передачі (без збільшення розмірів і навантаженості передачі)?	Вибрати більш міцний матеріал	14
	Збільшити коефіцієнт $K_{зч}$	15
	Збільшити коефіцієнт f	16
	Збільшити коефіцієнт ψ_u	17

Завдання 5. Рекомендації студентам.

Вивчіть § 5-7 теми "Фрикційні передачі", дайте відповідь на питання кроків 2.22-2.34 і контрольні картки кроків 2.29 і 2.35 (КК 2.3 і КК 2.4). Складіть короткий конспект з матеріалу завдання 5.

§ 5. Конічна фрикційна передача. Будова і основні геометричні співвідношення

2.22. Фрикційну передачу з валами, осі яких перетинаються, і котками, робочі поверхні яких мають конічну форму, називають фрикційною конічною передачею. На рис. 2.13 показана фрикційна конічна передача з нерегульованим передаточним числом. Її будова аналогічна до циліндричної фрикційної передачі. Притиск котка конічної передачі звичайно менший, тому що при цьому необхідна менша сила натискання. Кут δ між осями валів (рис. 2.13) може бути різним. Як правило, міжосьовий кут передачі

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \quad (2.19)$$

де δ_1 – кут при вершині конуса ведучого котка; δ_2 – кут при вершині конуса веденого котка. Для нормальної роботи передачі необхідно, щоб загальна вершина конусів лежала в точці перетину геометричних осей валів. Конічна фрикційна передача може бути нереверсивною (частіше) і реверсивною. Її застосовують для передачі невеликої потужності (до 25 кВт).

Опишіть коротко будову конічної фрикційної передачі. Який коток роблять притискним у конічній фрикційній передачі?

2.23. Геометричні параметри передачі (див. рис. 2.13).

1. Зовнішня конусна відстань (з ΔAO_1O)

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{D_{e1}}{2} \sqrt{1 + u^2}; \quad (2.20)$$

середня конусна відстань $R = R_e - 0,5b$.

2. Зовнішній діаметр ведучого котка

$$D_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1 + u^2}} \text{ або } D_{e1} = 2R_e \sin \delta_1 \text{ (з } \Delta ABC). \quad (2.21)$$

3. Діаметр веденого котка

$$D_{e2} = \frac{2R_e u}{\sqrt{1 + u^2}} \text{ або } D_{e2} = 2R_e \sin \delta_2 \text{ (з } \Delta ABC). \quad (2.22)$$

4. Довжина лінії контакту

$$b = R_e \psi_R, \quad (2.23)$$

де $\psi_R = 0,25 \div 0,3$ – коефіцієнт довжини лінії контакту.

5. Ширина обода котка

$$b_1 = b \cos \delta_1; b_2 = b \cos \delta_2 \quad (2.24)$$

6. Середній діаметр ведучого котка

$$D_{m1} = D_{e1} - 2(1/2 b \sin \delta_1) = D_{e1} - b \sin \delta_1 \quad (2.25)$$

7. Середній діаметр веденого котка

$$D_{m2} = D_{e2} - 2(1/2 b \sin \delta_2) = D_{e2} - b \sin \delta_2 \quad (2.26)$$

Виведіть формулу для визначення конусної відстані R_e через D_{e2} і u .

2.24. Сили в передачі. У конічній фрикційній передачі діючі сили визначають за розмірами середніх перерізів котків (див. рис. 2.13). Умова роботоздатності для конічної фрикційної передачі аналогічна до раніше розглянутої.

Силу натискання котків визначають за формулою

$$F_r = \frac{K_{зч} F_t}{f} = K_{зч} \frac{2T}{f D_m}, \quad (2.27)$$

де $F_t = 2T/D_m$.

Силу F_r можна розкласти на осьову F_{a2} і радіальну F_{r2} складові (див. рис. 2.13).
Осьова сила ведучого котка

$$F_{a1} = F_r \sin \delta_1; \quad (2.28)$$

веденого котка

$$F_{a2} = F_r \sin \delta_2. \quad (2.29)$$

Радіальні сили котків

$$F_{r1} = F_{a2}; F_{r2} = F_{a1}. \quad (2.30)$$

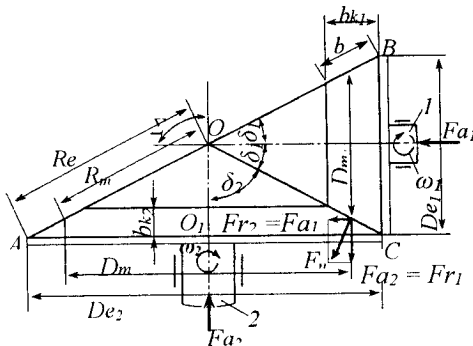


Рис. 2.13

Чи залежить сила натискання котків від коефіцієнта тертя? Якщо залежить, то як саме? Від яких геометричних параметрів передачі залежить ця сила?

§ 6. Розрахунок на міцність конічної фрикційної передачі

2.25. Перевірочний розрахунок. Розрахунок на міцність конічної фрикційної передачі аналогічний до розрахунку циліндричної фрикційної передачі. Контактну міцність перевіряють за формулою

$$\sigma_H = \frac{0,418}{R_m} \sqrt{\frac{T_1 K_{зч} (\sqrt{1+u^2})^3 E_{np}}{b u f}} \leq [\sigma]_{HP}, \quad (2.31)$$

де R_m – середня конусна відстань, мм; b – довжина контактної лінії обода котка, мм; T_1 – момент на ведучому валові Н · мм; $K_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення (див. крок 2.15); $u \geq 1$ – передаточне число; E_{np} – приведений модуль пружності, МПа; f – коефіцієнт тертя (див. табл. 2.1); $[\sigma]_{HP}$ – допустиме контактне напруження, МПа (див. табл. 2.2).

При яких матеріалах котків застосовується формула (2.31)?

2.26. Проектний розрахунок. Підставивши $b = R e \psi_R$ у формулу (2.31), одержимо формулу проектного розрахунку для визначення середньої конусної відстані:

$$R_m = \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{HP}}\right)^2 \frac{T_1 K_{зч} E_{np}}{\psi_R u f}}. \quad (2.32)$$

Виведіть у конспекті формулу (2.32).

2.27. Конічні фрикційні передачі, котки яких виготовлені з фібри, гуми і подібних матеріалів, розраховують на зносостійкість за умовою $q \leq [q]$.

Перевірочний розрахунок. З урахуванням формул (2.17), (2.27) і (2.23)

$$q = \frac{F_r}{b} = K_{зч} \frac{2T_1}{b f D_{m1}} = K_{зч} \frac{T_1 \sqrt{1+u^2}}{f \psi_R R_m^2} \leq [q]. \quad (2.33)$$

Проектний розрахунок. З формули (2.33) одержимо

$$R = \sqrt{K_{зч} \frac{T_1 \sqrt{1+u^2}}{\psi_R f [q]}}.$$

Назвіть параметри і коефіцієнти, використані у формулі (2.33), та одиниці їх виміру.

2.28. Послідовність проектного розрахунку.

1. Залежно від умов роботи вибирають матеріали котків і по табл. 2.2 для менш міцного матеріалу приймають $[\sigma]_{HP}$, E або $[q]$.

2. По табл. 2.1 вибирають коефіцієнт тертя f , після чого приймають коефіцієнти ψ_R і $K_{зч}$.

3. За формулою (2.32) або (2.34) визначають середню конусну відстань R_m .

4. Залежно від отриманого за формулою (2.32) або (2.34) значення R_m визначають діаметр більшого котка.

5. Визначають кути конусів котків:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 \quad (2.35)$$

6. За формулами (2.23)–(2.26) визначають всі інші геометричні параметри передачі й уточнюють фактичну конусну відстань.

7. Найменшу силу натискання знаходять за формулою (2.27).

8. Визначають колову швидкість і порівнюють із допустимою:

$$v_m < v_{max} = 7 \div 10 \text{ м/с.}$$

9. За формулами (2.31) і (2.33) проводять перевірочний розрахунок передачі.

Приклад 2.2 (домашнє завдання). Розрахувати фрикційну конічну передачу за такими даними: момент на ведучому валові $M_1 = 205 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; кутова швидкість $\omega_1 = 6,2 \text{ рад/с}$; $\omega_2 = 12,4 \text{ рад/с}$.

Розв'язання прикладу 2.2.

1. Вибираємо матеріал котків: текстоліт і чавун. По табл. 2.2 для текстоліту приймаємо $[\sigma]_{нр} = 90 \text{ МПа}$; $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $E_1 = 6 \cdot 10^3 \text{ МПа}$.

2. Коефіцієнти: тертя $f = 0,20$; запасу зчеплення $K_{зч} = 1,5$; $\psi_R = 0,3$.

3. Визначаємо приведенний модуль пружності

$$E_{нр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{6 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,13 \cdot 10^4 \text{ МПа};$$

передаточне число $u_{2-1} = \omega_2/\omega_1 = 12,4/6,2 = 2$. За формулою (2.32) обчислюємо середню конусну відстань

$$R_m = \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{нр}}\right)^2 \frac{T_1 K_{зч} E_{нр}}{\psi_R u f}} =$$

$$= \sqrt{2^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{90}\right)^2 \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,13 \cdot 10^4}{0,3 \cdot 2 \cdot 0,2}} = 192 \text{ мм}$$

4. Визначаємо діаметр ведучого котка

$$D_{m1} = \frac{2Rm}{\sqrt{1 + u_{1-2}^2}} = \frac{2 \cdot 192}{\sqrt{1 + (1/2)^2}} = 342 \text{ мм}$$

приймаємо $D_{m1} = 340 \text{ мм}$.

5. Визначаємо кути конусності котків $\delta_2 = \arctg u = \arctg 0,5 = 26^{\circ}34'$; $\delta_1 = 90^{\circ} - 26^{\circ}34' = 63^{\circ}26'$.

6. Визначаємо геометричні розміри котків: середній діаметр веденого котка $D_{m2} = D_{m1} u_{1-2} = 340 \cdot 1/2 = 170 \text{ мм}$; довжина контактної лінії і робоча ширина обода котка $b = R\psi_R = 192 \cdot 0,3 = 58 \text{ мм}$; $b_1 = b \cos \delta_1 = 58 \cos 63^{\circ}26' = 26 \text{ мм}$; $b_2 = b \cos \delta_2 = 58 \cos 26^{\circ}34' = 51,5 \text{ мм}$.

7. Визначаємо силу натискання

$$F_r = K_{зч} \frac{2T_1}{f D_{m1}} = 1,5 \frac{2 \cdot 205 \cdot 10^3}{0,20 \cdot 340} = 600 \text{ Н}$$

8. Перевіряємо колову швидкість

$$V_m = \frac{\omega_1 D_{m1}}{2 \cdot 100} = \frac{6,2 \cdot 340}{2 \cdot 1000} = 1,03 \text{ м/с} < V_{max}$$

9. Перевірочний розрахунок передачі

$$\sigma_H = \frac{0,418}{R} \sqrt{\frac{T_1 K_{\gamma n} (\sqrt{1+u^2})^3 E_{np}}{b u_{2-1} f}} = \frac{0,418}{192} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{205 \cdot 10^3 \cdot 1,5 (\sqrt{1+2^2})^3 \cdot 1,13 \cdot 10^4}{58 \cdot 2 \cdot 0,2}} = 89,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{HP}$$

що задовольняє умову міцності.

2.29. Контрольна картка 2.3.

Контрольна картка 2.3

Питання	Відповіді	Код
Покажіть на рис. 2.5 - 2.7 конічну фрикційну передачу.	Рис. 2.5	1
	Рис. 2.6	2
	Рис. 2.7	3
	На рис. немає даної передачі	4
Чи зможе нормально працювати конічна фрикційна передача, якщо обидва котки установити на нерухомих опорах?	Може	5
	Не може	6
Як називається сила, позначена на рис. 2.13 буквою F_{at}	Натискна	7
	Осьова	8
	Радіальна	9
	Колова	10
Вкажіть формулу проектного розрахунку конічної фрикційної передачі зі сталевими котками	$\frac{0,418}{R_m} \sqrt{\frac{T_1 K_{\gamma n} \sqrt{(1+u^2)^3} E_{np}}{b u f}}$	11
	$\sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{HP}}\right)^2 \frac{T_1 K_{\gamma n} E_{np}}{\psi_R u f}}$	12
	$K_{\gamma n} \frac{T_1 \sqrt{1+u^2}}{\psi_R f R^2}$	13
	$\sqrt{K_{\gamma n} \frac{T_1 \sqrt{1+u^2}}{\psi_R f q }}$	14
Який з котків конічної фрикційної передачі роблять притисним?	Менший	15
	Більший	16
	Будь-який	17

§ 7. Варіатори

2.30. Фрикційний механізм, призначений для безступінчастого регулювання передаточного числа, називають фрикційним варіатором або просто варіатором. Варіатори виконують у вигляді окремих одноступінчатих механізмів з безпосереднім контактом котків (див. рис. 2.4) або з проміжним диском (див. рис. 2.5 і 2.6). Основна кінематична характеристика варіатора – діапазон варіювання кутової швидкості (передаточного числа) веденого вала при постійній кутовій швидкості ведучого вала:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}}. \quad (2.36)$$

Що є основною кінематичною характеристикою варіатора? Дайте визначення.

2.31. Лобові варіатори (див. рис. 2.4). Ведучий коток 1 радіуса R_1 , установлюється на валові на ковзній шпонці і може переміщатися уздовж осі. Ведений коток 2 радіуса R_2 закріплений на валові нерухомо. За рахунок натискного пристрою створюється сила тертя, необхідна для роботи варіатора. Безступінчаста зміна кутової швидкості в цьому варіаторі досягається переміщенням уздовж вала ведучого котка 1; при цьому $R_1 = const$; $R_2 \neq const$. Звідси передаточне число

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const. \quad (2.37)$$

Тут не враховується проковзування котків, тому рівність наближена.

Лобовий варіатор дозволяє змінювати напрямок і частоту обертання веденого вала, а також зупиняти його на ходу без вимикання приводу.

Збільшиться чи зменшиться передаточне відношення варіатора (див. рис. 2.4), якщо малий коток переміщати до центра великого? Як класифікувати лобовий варіатор за взаємним розташуванням осей валів?

2.32. Торкові варіатори (див. рис. 2.5). На кінці валів насаджені дві торові чашки 1 і 2. Рух від ведучої чашки до веденої передається проміжними дисками 3, що вільно обертаються на осях 4. Кутова швидкість веденої чашки змінюється при одночасному повороті осей 4 навколо шарніра 5. При цьому змінюються радіуси R_1 і R_2 чашок 1 і 2, тобто $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Звідси

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const.$$

Для торових варіаторів діапазон варіювання

$$D \approx (R_{max} / R_{min})^2. \quad (2.38)$$

У яке положення необхідно поставити проміжний диск 3, щоб передаточне число u дорівнювало одиниці (див. рис. 2.5)? Чи правильно показано напрямок обертання веденого котка в торовому варіаторі? Як класифікувати розглянутий варіатор за взаємним розташуванням осей валів?

2.33. Варіатор з конічними котками (див. рис. 2.6). На ведучому і веденому валах встановлені котки 1 і 2 з робочими поверхнями конічної форми. Рух від ведучого котка 1 до веденого 2 передається проміжним диском 3 циліндричної форми, що вільно обертається на осі 4. Пружина 5 забезпечує необхідну силу натискання для нормальної роботи варіатора. При переміщенні проміжного диска 3 уздовж осі 4 радіуси R_1 і R_2 ведучого 1 і веденого 2 котків змінюються. У даній конструкції варіатора $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Звідси

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const.$$

Діапазон варіювання для варіаторів з конічними котками

$$D \approx (R_{max} / R_{min})^2.$$

Чи впливає розмір діаметра проміжного диска 3 на передаточне число (див. рис. 2.6)? Передаточне число більше чи менше одиниці при установці

проміжного диска 3, показаної на рис. 2.6? Як класифікувати варіатор з конічними котками за взаємним розташуванням осей валів?

2.34. В сучасному машинобудуванні застосовують варіатори з принципово різними схемами. У цій книзі розглянуті найбільш розповсюджені конструкції фрикційних варіаторів.

Варіатори знаходять практичне застосування в машинобудуванні (у верстатах, пресах, конвеєрах і т. п.), приладобудуванні й інших галузях промисловості.

На рис. 2.14 показана схема дискового фрикційного варіатора. Запишіть формулу діапазону варіювання для цієї передачі.

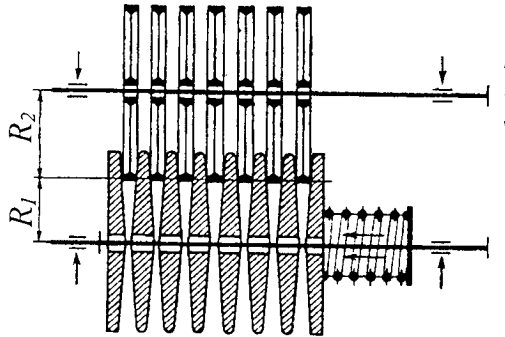


Рис. 2.14

2.35. Контрольна картка 2.4.

Контрольна картка 2.4

Питання	Відповіді	Код
Як називається передача, показана на рис. 2.4?	Циліндрична фрикційна передача	1
	Лобовий варіатор	2
	Торовий варіатор	3
	Варіатор з конічними котками	4
До яких передач відносяться варіатори?	З нерегульованим передаточним числом	5
	З регульованим передаточним числом	6
У яке положення необхідно помістити ведучий коток 1 (див. рис. 2.4), щоб збільшити кутову швидкість веденого котка 2?	Вліво до осі валу котка 2	7
	В праве крайнє положення	8
Який напрямок обертання буде мати ведений коток 2 (див. рис. 2.4), якщо ведучий коток 1 перемістити вліво (на малюнку показано штриховими лініями)?	За годинниковою стрілкою	9
	Проти годинникової стрілки	10
Як називається деталь, позначена цифрою 3 на рис. 2.5?	Ведучий коток	11
	Ведений коток	12
	Проміжний диск	13

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

2.1. При буксуванні ведений коток 2 (див. рис. 2.1) зупиняється, а ведучий 1 ковзає по ньому, при цьому робочі поверхні котків зношуються (утворюються лиски).

2.2. Передача, зображена на рис. 2.7, фрикційна з нерегульованим передаточним числом, конічна, з осями валів, що перетинаються, закрита, нереверсивна.

2.3. Перевага – запобігання поломкам; недоліки – непостійність передаточного числа u , підвищене і нерівномірне зношування котків.

2.4. Не рекомендується внаслідок непостійності передаточного числа. Пробуксовкою фрикційної передачі механізму приводу диска (обертаючого пластинку).

2.5. Щоб уникнути утворення лисок, рекомендують ведений коток виготовляти з більш зносостійкого матеріалу (рис. 2.8): a і b – гума; y – дерево; m – прогумована тканина (або ферродо); d – шкіра.

2.6. На рис. 2.1 F_r – сила натискання котків; T_1 і T_2 – обертальний момент на ведучому і веденому валах; $\omega_1(n_1)$, $\omega_2(n_2)$ – кутова швидкість (частота обертання) ведучого і веденого валів, F_t – колова сила.

2.7. Наявністю на робочих поверхнях котків плівки мастила, неможливістю оптимізувати величину сили натискання внаслідок нерівномірності переданого навантаження при роботі передачі. Передаточне число фрикційної передачі – відношення діаметра веденого котка D_2 до діаметра ведучого D_1 ; $u = D_2/D_1$ (без врахування проковзування).

2.8. Деталі закритих фрикційних передач працюють у масляній ванні, тому сума відносних втрат $\sum \psi$ цих передач менша, ніж відкритих.

2.9. Втомні тріщини утворюються на поверхні ведучого котка 1 у поверхневому шарі і веденому коткові 2, за рахунок сил тертя утворюються мікротріщини. При обертанні котків тиск мастила зростає, мікротріщини збільшуються, і від поверхні котка 2 відколюються частки металу.

2.11. Як притискні пристрої для циліндричної фрикційної передачі можуть служити пружини, важелі з противагами і т. п. (на рис. 2.1 притискний пристрій показаний схематично стрілками, на рис. 2.10 – притискний пристрій пружинного типу).

2.12. Призначена для передач обертального руху між паралельними валами.

2.13. Фрикційна циліндрична передача з гладкими котками (або іншої конструкції). Призначена для перетворення обертального руху в поступальний.

2.14. Формула для визначення діаметра веденого котка D_2 : $u = D_2/D_1$, звідси $D_2 = D_1 u$. Підставимо замість D_1 його значення з формули (2.7). Тоді $D_2 = 2au / (1 + u)$.

2.15. Максимальна сила тертя F_f у місці контакту котків повинна бути більшою від переданої колової сили F_t , тобто $F_f \geq F_t$.

2.16. Для циліндричної фрикційної передачі зі сталевими, чавунними або текстолітовими котками. Контактні напруження σ_H залежать від значень D_1 , D_2 і b .

2.17. Ліву і праву частини формули (2.15) зведемо в квадрат:

$$\frac{0,418^2 T_1 K_{зч} (1+u)^3 E_{np}}{a^2 b u f} \leq [\sigma]_{HP}^2$$

Замінивши $b = a \psi_a$ і розв'язавши рівняння відносно a , одержимо

$$a^3 \geq \frac{0,418^2 T_1 K_{зч} (1+u)^3 E_{np}}{\psi_a u f [\sigma]_{HP}^2} \quad \text{або}$$

$$a = (1+u) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{HP}}\right)^2 \frac{T_1 K_{зч} E_{np}}{\psi_a u f}}$$

2.18. Від сили натискання F_r .

2.19. Для циліндричних фрикційних передач, котки яких виготовлені з фібри, гуми, шкіри і деревини (або облицьовані ними). Матеріал не підкоряється законові Гука.

2.22. Для конічної фрикційної передачі (див. рис. 2.13) ведучий вал 1 установлюється на рухомих підшипниках, ведений 2 – на нерухомих. Для забезпечення роботоздатного стану передачі котки D_1 і D_2 притискаються один до одного (натискним робиться більший коток) спеціальним притискним пристроєм важільного, пружинного або іншого типу (на рис. 2.13 F_n – сила натискання котків).

У фрикційній циліндричній передачі можливо натискним робити ведений коток.

2.23. Висновок формули

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2}; \quad u = D_{e2}/D_{e1},$$

звідси $D_{e1} = D_{e2}/u$.

Підставивши у формулу (2.20) значення $D_{e1} = D_{e2}/u$, одержимо

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{D_{e2}}{2} \sqrt{\frac{1}{u^2} + 1} = \frac{D_{e2}}{2} \sqrt{\frac{1+u^2}{u^2}} = \frac{D_{e2}}{2u} \sqrt{1+u^2}$$

2.24. Залежить. Чим більший коефіцієнт тертя f , тим менша сила натискання F_r і навпаки. Сила притиснення залежить від середнього діаметра ведучого котка.

2.25. Якщо котки конічної фрикційної передачі виготовлені зі сталі, чавуну або інших матеріалів, деформація яких підлягає законові Гука.

2.26. Ліву і праву частини формули (2.31) зведемо у квадрат:

$$\left(\frac{0,418}{R_m}\right)^2 \frac{T_1 K_{зч} (\sqrt{1+u^2})^3 E_{np}}{b u f} \leq [\sigma]_{HP}^2,$$

підставивши $b = R_m \psi_R$, одержимо

$$\frac{0,418^2 T_1 K_{зч} (\sqrt{1+u^2})^3 E_{np}}{R_m^2 R_m \psi_R u f} \leq [\sigma]_{HP}^2,$$

$$\text{Звідси } R_m^3 \geq \left(\frac{0,418}{[\sigma]_{\text{нр}}} \right)^2 \frac{T_1 K_{\text{зч}} (\sqrt{1+u^2})^3 E_{\text{нр}}}{\psi_R u f}$$

$$\text{або } R_m = \sqrt{1+u^2} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_{\text{нр}}} \right)^2 \frac{T_1 K_{\text{зч}} E_{\text{нр}}}{\psi_R u f}}$$

2.27. У формулі (2.33): q – навантаження на одиницю довжини контактної лінії, Н/мм; F_r – сила притиснення, Н; b – довжина контактної лінії, мм; T_1 – момент на ведучому валові, Н · мм; $K_{\text{зч}}$ – коефіцієнт запасу зчеплення; f – коефіцієнт тертя; D_m – середній діаметр, мм; ψ_R – коефіцієнт довжини контактної лінії; $u \div I$ – передаточне число; R_m – середня конусна відстань, мм.

2.30. Діапазон варіювання кутової швидкості веденого котка – відношення найбільшої (максимальної) кутової швидкості веденого вала до найменшої

$$\text{(мінімальної) його кутової швидкості, тобто } D = \frac{\omega_{2\text{max}}}{\omega_{2\text{min}}} = \frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}}.$$

2.31. Якщо менший коток варіатора переміститься до центра більшого (рис. 2.4), то передаточне відношення зменшиться.

Лобовий варіатор – варіатор з валами, осі яких перетинаються.

2.32. При положенні осей 4, (див. рис. 2.5) проміжних дисків 3, перпендикулярному до осі котків 1 і 2, передаточне число $u = I$. Напрямок обертання веденого котка за годинниковою стрілкою. На рис. 2.5 показаний варіатор зі співвісними валами.

2.33. Діаметр проміжного диска 3 (див. рис. 2.6) не впливає на передаточне число.

$$\text{Доказ: } u_{\text{заг}} = u_1 u_2; u_1 = R_{\text{нр}}/R_1; u_2 = R_2/R_{\text{нр}}. \text{ Звідси } u_{\text{заг}} = \frac{R_{\text{нр}}}{R_1} \frac{R_2}{R_{\text{нр}}} = \frac{R_2}{R_1}.$$

За рис. 2.6 $u < I$, тобто передача підвищувальна. Варіатор з паралельними валами.

$$\text{2.34. Діапазон варіювання } D = R_{1\text{max}}/R_{1\text{min}}.$$

ГЛАВА 3 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Завдання 6. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-3 теми «Зубчасті передачі», дайте відповіді на питання кроків 3.1-3.10 і контрольних карток кроків 3.11 і 3.14 (КК 3.1 і 3.2). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 6.

§1. Загальні відомості і класифікація зубчастих передач

3.1. Механізм, у якому дві рухомі ланки є зубчастими колісьми, що утворюють з нерухою ланкою обертальну або поступальну пару, називають зубчастою передачею (рис. 3.1). У більшості випадків зубчаста передача служить для передачі обертового руху. В деяких механізмах цю передачу застосовують для перетворення обертового руху в поступальний (або навпаки, див. рис. 3.1, з).

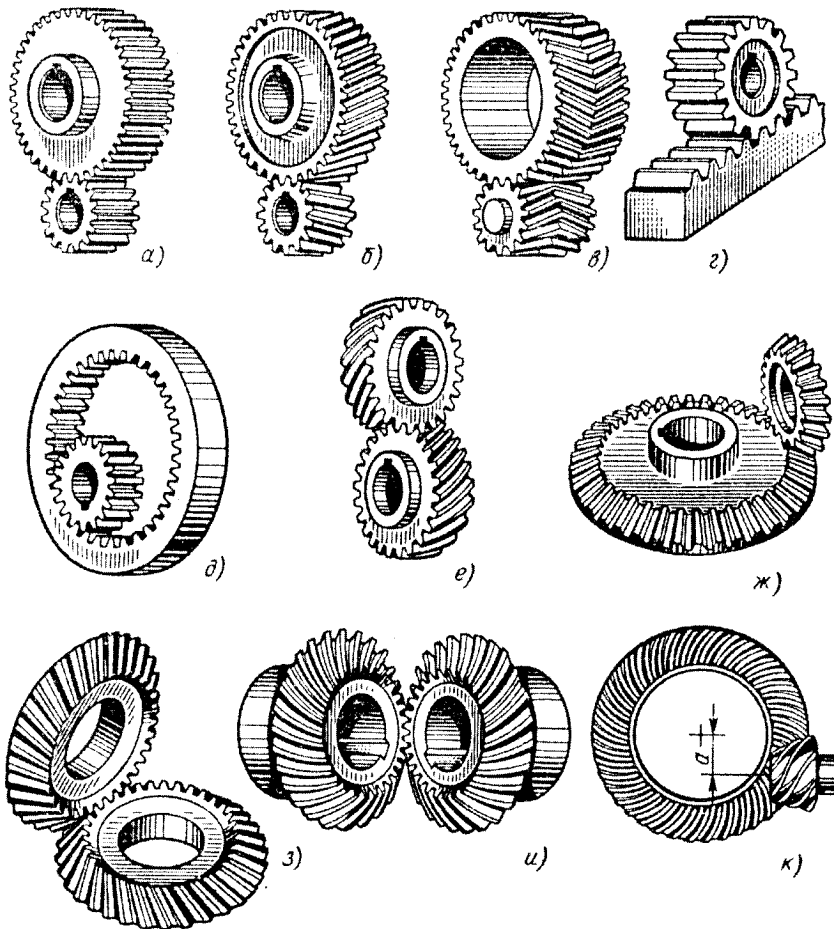


Рис. 3.1

Зубчасті передачі – найбільш розповсюджений тип передач у сучасному машинобудуванні і приладобудуванні; їх застосовують у широких діапазонах швидкостей (до 100 м/с) і потужностей (до десятків тисяч кіловат).

Опишіть у конспекті будову циліндричної прямозубчастої передачі (рис. 3.1, а) та її призначення.

3.2. Основні переваги зубчастих передач порівняно з іншими видами передач: технологічність, сталість передаточного числа; висока навантажувальна здатність; високий ККД (до $0,97 \div 0,99$ для однієї пари коліс); малі габаритні розміри порівняно з іншими видами передач при однакових умовах; велика надійність у роботі, простота обслуговування; порівняно невеликі навантаження на вали й опори.

Перелічіть переваги зубчастої передачі порівняно з раніше вивченою фрикційною передачею.

3.3. До недоліків зубчастих передач слід віднести: неможливість безступінчастої зміни передаточного числа; високі вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум при великих швидкостях; погані амортизаційні властивості; значні габарити при великих відстанях між осями ведучого і веденого валів; потреба в спеціальному устаткуванні й інструменті для нарізування зубців; зубчаста передача не виконує запобіжних функцій щодо можливих небезпечних перевантажень машини.

Порівняйте зубчасті і фрикційні передачі (розглянуті в гл. 2). Дайте оцінку в цілому проблемі застосування в машинобудуванні зубчастих передач.

3.4. Зубчасті передачі і колеса класифікують за такими ознаками (див. рис. 3.1):

а) за взаємним розташуванням осей коліс – з паралельними осями (циліндричні, див. рис. 3.1, а-д), з осями, що перетинаються (конічні, див. рис. 3.1, ж-и), з перехресними осями (гвинтові, див. рис. 3.1, е, κ);

б) за розташуванням зубців щодо твірних коліс – прямозубі, косозубі, шевронні і з криволінійними зубцями;

в) за конструктивним оформленням — відкриті й закриті; на рис. 3.2 (а – схема; б – загальний вигляд) показані зубчасті пари, встановлені в закритому корпусі

г) за коловою швидкістю – тихохідні (до 3 м/с), для середніх швидкостей (3-15 м/с), швидкохідні (понад 15 м/с);

д) за числом ступенів – одно- і багатоступінчасті;

е) за розташуванням зубців у передачах і колесах – зовнішнє, внутрішнє (див. рис. 3.1, δ) і рейкове зачеплення (див. рис. 3.1, ζ);

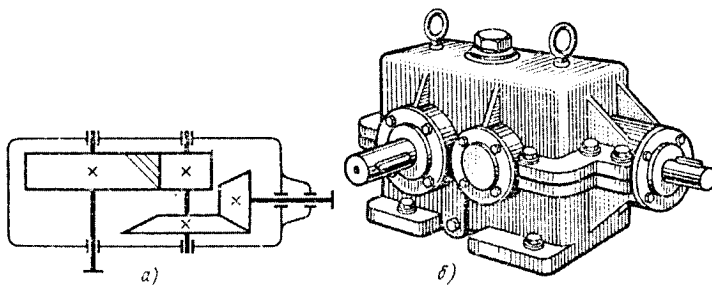


Рис. 3.2

ж) за формою профілю зубця – з евольвентними (в основному);

з) за точністю зачеплення. Стандартом передбачено 12 ступенів точності. Практично передачі загального машинобудування виготовляють від шостого до десятого ступеня точності. Передачі, виготовлені за шостим ступенем точності, використовують у найбільш відповідальних випадках.

Накресліть схеми передач, наведених на рис. 3.1, відповідно до прийнятих умовних позначень. Дайте їх коротку характеристику.

3.5. З перерахованих вище зубчастих передач найбільшого поширення набули циліндричні прямозубі і косозубі передачі як найбільш прості у виготовленні та експлуатації. Конічні передачі застосовують тільки в тих випадках, коли це необхідно за умовами компонування машини; гвинтові – лише в спеціальних випадках.

Чим відрізняється закрита передача від відкритої?

§2. Короткі відомості про методи виготовлення зубчастих коліс, їх конструкції, матеріали

3.6. Існують такі способи виготовлення зубчастих коліс (обробки зубців): лиття (без подальшої механічної обробки зубців), для сучасних машин цей спосіб застосовують рідко; накатка зубців на заготовки (також без подальшої їхньої обробки); нарізання зубців (тобто зубці отримуються у процесі механічної обробки заготовки).

Спосіб виготовлення зубчастих коліс вибирають залежно від їх призначення і з технологічних міркувань.

Для окремих конструкцій машин у масовому виробництві застосовують спосіб накатування зубців. Можливе також штампування, протягування і т.д. У цьому випадку форма інструмента повторює обриси западини (або зубців). У більшості ж випадків зубчасті колеса виготовляють нарізанням.

Чи прийнятний спосіб накатуванням зубців для зубчастих коліс п'ятого ступеня точності зачеплення?

3.7. Зубці нарізають, як правило, методами копіювання й обкочування. Копіювання полягає в прорізанні западин між зубцями за допомогою дискової (рис. 3.3) або пальцевої (рис. 3.4) фрези.

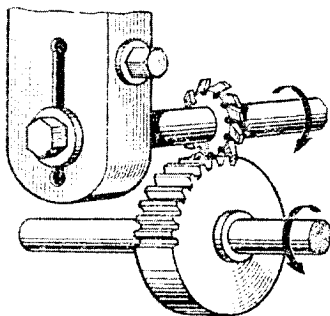


Рис. 3.3

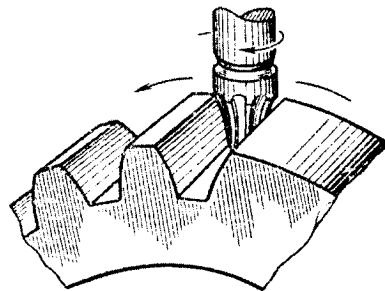


Рис. 3.4

Обробка зубців за методом обкочування виконується інструментами з обрисами, відмінними від обрисів зубців, – довб'яком (рис. 3.5), черв'ячною фрезою (рис. 3.6) або інструментальною рейкою (рис. 3.7).

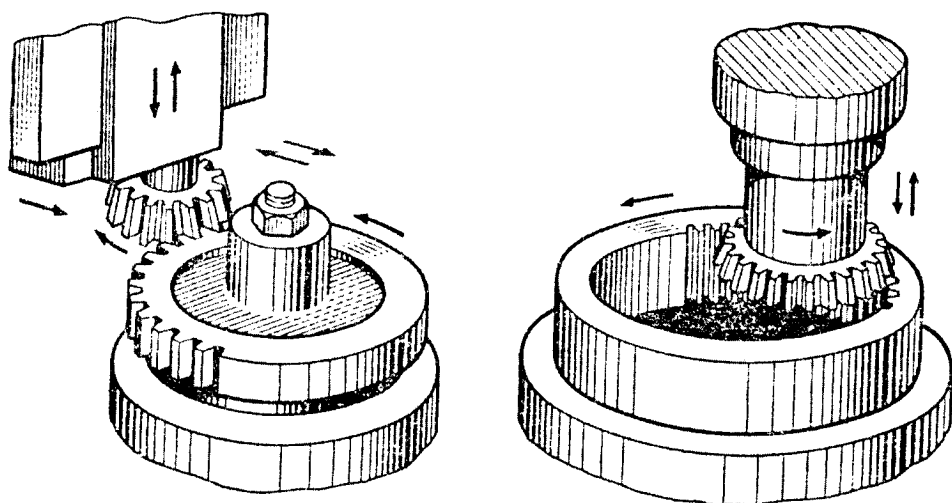


Рис. 3.5

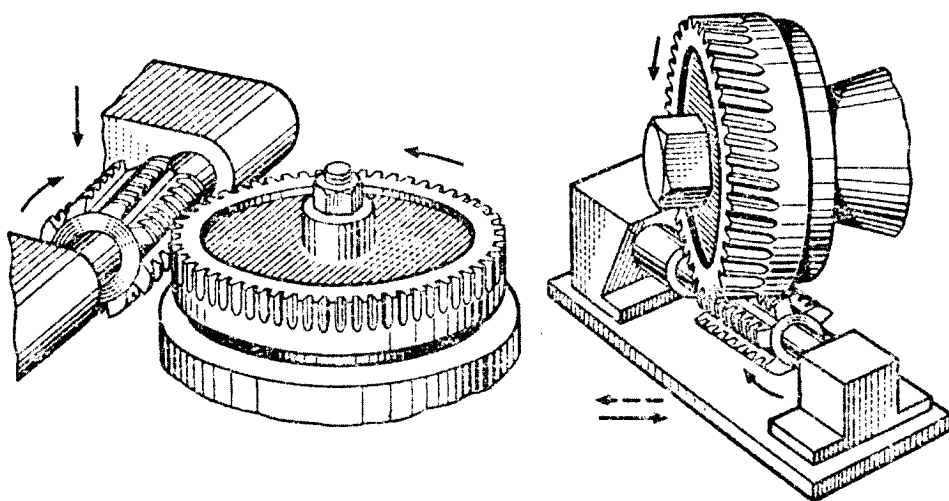


Рис. 3.6

Перевагою методу обкочування (обгинання) є те, що він дозволяє одним і тим же інструментом виготовляти колеса з зубцями різної форми. Змінюючи відносне розташування інструмента і заготовки на верстаті, можна одержувати зубці різної форми і товщини (передачі зі зміщенням).

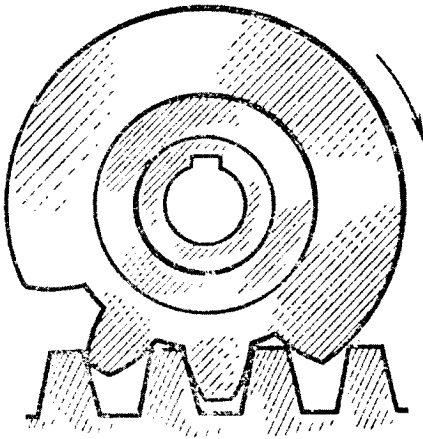


Рис. 3.7

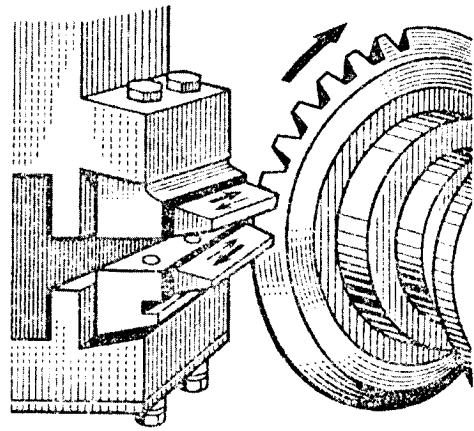


Рис. 3.8

Обкочування порівняно зі способом копіювання забезпечує велику точність і продуктивність.

На рис. 3.8 показана схема нарізання зубців конічного колеса на зубцестругальному верстаті. Як називається цей спосіб обробки зубців?

3.8. Для досягнення високої точності і малої шорсткості поверхні зубців після нарізування здійснюється їхня обробка.

Способи обробки зубців:

шліфування – виконується методом копіювання або обкочування шліфувальним кругом;

шевінгування – виконується спеціальним інструментом шевер-шестірнею або шевер-рейкою (обкочуючи оброблюване колесо, шевер обробляє зубці до необхідних точності і шорсткості поверхні);

притирання – виконується за допомогою спеціального чавунного колеса (притира), що знаходиться в зачепленні з оброблюваним колесом.

Який спосіб обробки зубців можна рекомендувати для зубчастих коліс, виготовлених штампуванням?

3.9. Залежно від способу одержання заготовки зубчасті колеса поділяють на литі (рис. 3.9), ковані або штамповані, виготовлені механічною обробкою (рис. 3.10), зварні (рис. 3.11).

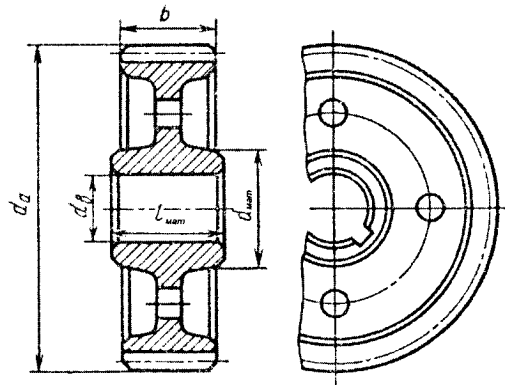


Рис. 3.9

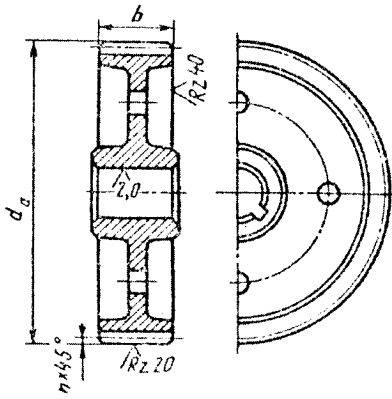


Рис. 3.10

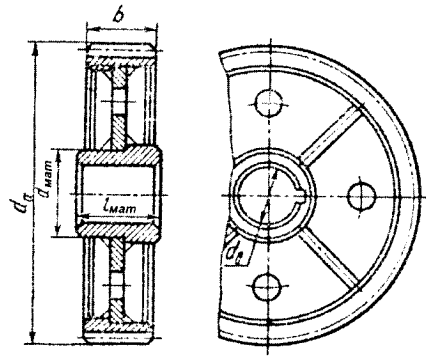


Рис. 3.11

Зубчасті колеса, у яких діаметр западин незначно перевищує діаметр вала в місці посадки зубчастого колеса, виготовляють за одне ціле з валом. Таку конструкцію (рис. 3.12) називають валом-шестірнею. В інших випадках зубчасте колесо виконується окремо, після чого насаджується на вал.

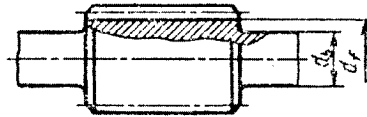


Рис. 3.12

Колеса діаметром менше 400 мм мають форму диска з виточеннями (див. рис. 3.9) або без виточень (див. рис. 3.3). Найчастіше ці колеса виготовляють з викування. Колеса діаметром більше 400-500 мм виготовляють зі спицями (рис. 3.13) різного перерізу.

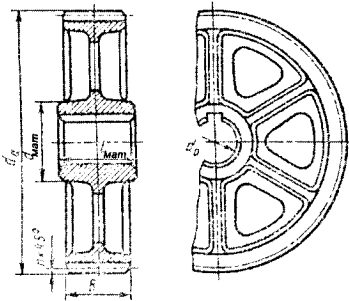


Рис. 3.13

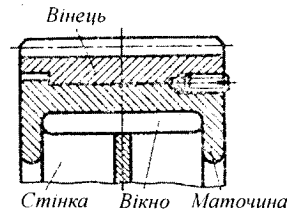


Рис. 3.14

При конструюванні коліс найбільш важливою вимогою є їх твердість. Основні співвідношення елементів зубчастих коліс залежно від їхньої конструкції наведені у спеціальних довідниках.

Для економії високоміцних дороговартісних матеріалів виготовляють збірні конструкції – бандажовані колеса (рис. 3.14). У цьому випадку зубчастий вінець колеса виготовляють з якісної сталі, а центральну частину роблять з менш цінного матеріалу (наприклад, чавуну).

Назвіть найбільш поширені в машинобудуванні конструкції зубчастих коліс. Накресліть їх (не вказуючи розміри). У яких випадках застосовують зварну конструкцію зубчастого колеса?

3.10. Для виготовлення зубчастих коліс застосовують такі матеріали:

сталь вуглецеву звичайної якості марок Ст5, Ст6; якісну сталь марок 35, 40, 45, 50, 55; леговану сталь марок 12ХНЗА, 30ХГС, 40Х, 35Х, 40ХН, 50Г; сталь 35Л, 45Л, 55Л;

сірий чавун марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 20, СЧ 25, СЧ 30, СЧ 40, високоякісний чавун марок ВЧ 50-2, ВЧ 45-5;

неметалеві матеріали (текстоліт марок ПТК, ПТ, ПТ-1, лігнофоль, бакеліт, капрон і ін.).

Чи можна застосувати для виготовлення пари зубчастих коліс різний матеріал, наприклад текстоліт і сталь? Якщо не можна, то чому?

3.11. Контрольна картка 3.1.

Контрольна картка 3.1

Питання	Відповіді	Код
Яка основна відмінність зубчастої передачі від фрикційної?	Сталість передаточного числа	1
	Непостійність передаточного числа	2
Як класифікується за взаємним розташуванням осей коліс передача на рис. 3.1. е?	Осі паралельні	3
	Осі перетинаються	4
	Осі схрещуються	5
Як називається спосіб обробки зубців, показаний на рис. 3.6?	Фрезерування дисковою фрезою	6
	Фрезерування черв'ячною фрезою ("обкочування")	7
	Шевінгування	8
	Притирання	9
Як класифікується за способом виготовлення заготовки зубчасте колесо на рис. 3.14?	Коване	10
	Штамповане	11
	Бандажоване	12
	Зварне	13
Чи застосовуються (як правило) у загальному машинобудуванні для виготовлення зубчастих коліс бронза, латунь?	Так	14
	Ні	15

§3. Основні елементи зубчастої передачі. Терміни, визначення і позначення

3.12. Одноступінчата зубчата передача складається з двох зубчастих коліс – ведучого і веденого. Менше за числом зубців з пари коліс називають шестірнею, а більше – колесом. Термін «зубчасте колесо» є загальним. Параметрам шестірні (ведучого колеса) приписують при позначенні непарні індекси (1, 3, 5 і т. д.), а параметрам колеса – парні (2, 4, 6 і т. д.). Зубчасте зачеплення характеризується такими основними параметрами: d_a – діаметр вершин зубців; d_f – діаметр западин

зубців; d_w – діаметр початкового кола; d_b – діаметр основного кола, d – діаметр ділильного кола; p_t – коловий крок; p_n – нормальний крок; h – висота зубця; h_a – висота ніжки зубця; c – радіальний зазор; b – ширина вінця (довжина зубця); e_t – колова ширина западини зубця; s_t – колова товщина зубця, a_w – міжосьова відстань; a – ділильна міжосьова відстань; z – число зубців.

Основні елементи зубчастих коліс представлені на рис. 3.15.

До основних параметрів зубчастого зачеплення відносять також коловий і нормальний модулі.

Модулем зубців m називається частина діаметра ділильного кола, що припадає на один зубець. Модуль є основною характеристикою розмірів зубців. Для пари коліс, що знаходяться в зачепленні, модуль повинен бути однаковим.

Лінійну величину, у π разів меншу від колового кроку зубців, називають коловим модулем зубців і позначають m_t , а лінійну величину, у π разів меншу від нормального кроку зубців, називають нормальним модулем зубців і позначають m_n . Таким чином,

$$m_t = p_t / \pi; m_n = p_n / \pi.$$

Розміри циліндричних прямозубих коліс обчислюють за ділильним нормальним модулем, що називають розрахунковим модулем зубчастого колеса, або просто модулем; позначають буквою m . Модулі вимірюють у міліметрах. Модулі стандартизовані (табл. 3.1).

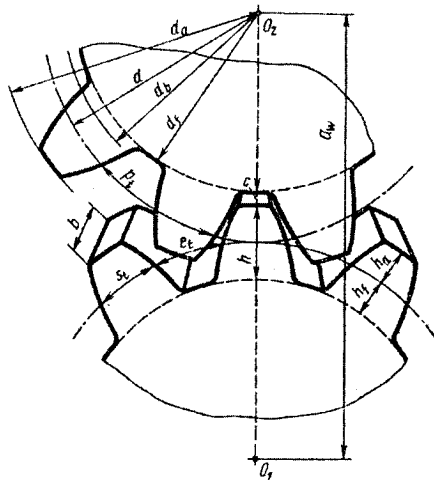


Рис. 3.15

Запишіть у конспект основні параметри зубчастого зачеплення. Згадайте з курсу креслення і запишіть визначення діаметра кола вершин зубців d_a , кола западин d_f , колового кроку p_t . Як умовно поділяють зубець на дві частини – голівку і ніжку? З табл. 3.1 выпишіть у конспект значення найбільш поширених стандартних модулів.

Стандартні значення модулів

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,125	3	3,5	10	11	32	36
1,25	1,375	4	4,5	12	14	40	45
1,5	1,75	5	5,5	16	18	50	55
2	2,25	6	7	20	22	60	70
2,5	2,75	8	9	25	28	80	90

Примітка. При призначенні модулів першому ряду значень слід надавати перевагу перед другим.

3.13. У відповіді на питання до кроку 3.12 дано визначення діаметрів кіл вершин зубців d_a , кіл западин d_f кроку p_p , h_a , h_f

Нижче наведені визначення інших параметрів зачеплення.

Початкове коло – кожне з взаємодотичних кіл зубчастих коліс передачі, що належить початковій поверхні даного зубчастого колеса. Початкові кола є сполученими, тобто це поняття відноситься до пари коліс, що знаходяться в зачепленні (до передачі). При зміні міжосьової відстані a_w діаметри початкових кіл теж відповідно змінюються, тому що a_w дорівнює сумі радіусів цих кіл. Таким чином, у пари коліс, що знаходяться в зачепленні, може бути скільки завгодно початкових кіл, у той час як для окремо взятого зубчастого колеса поняття початкового кола взагалі не існує.

По ділильному діаметрі d колові кроки відповідають стандартному модулю m . Для циліндричних прямозубих коліс, наприклад, $p_t = p_n = m\pi$ або $d = mz$.

Для визначення основних параметрів зубчастої передачі приймають ділильний радіус. Якщо міжосьова відстань у передачі дорівнює сумі ділильних радіусів, то початкові і ділильні кола в цьому випадку збігаються. Надалі розглядається саме такий окремих випадок зачеплення.

Основне коло – коло, розгорнення якого є теоретичним торцевим профілем зубця евольвентного циліндричного зубчастого колеса. Діаметр основного кола

$$d_b = d \cos \alpha,$$

де α – кут профілю торцевого перерізу зубчастої рейки.

Висота зубця h – радіальна відстань між колами вершин і западин зубчастого колеса:

$$h = h_a + h_f$$

Голівка зубця – його частина, розташована між ділильною окружністю циліндричного зубчастого колеса і колом вершин зубців; h_a – висота голівки зубця.

Ніжка зубця – частина зубця, розташована між ділильним колом і колом западин (висота ніжки зубця h_f).

Радіальний зазор – відстань між поверхнями вершин зубців і западин шестірні та колеса: $c = h_f - h_a$.

Колова товщина зубця s_f – відстань між різнойменними профілями зубця по дузі концентричного кола зубчастого колеса.

Ширина вінця b – найбільша відстань між торцями зубців циліндричного зубчастого колеса по лінії, паралельній до його осі.

Міжосьова відстань a_w – відстань між осями зубчастих коліс передачі.

Ділильна міжосьова відстань a – міжосьова відстань циліндричної зубчастої передачі, що дорівнює півсумі ділильних діаметрів зубчастих коліс при зовнішньому зачепленні або напіврізниці при внутрішньому зачепленні.

Як визначається модуль зубців? Чи можуть мати різний модуль шестірна і колесо в одній парі зубчастих коліс? А у двох парах?

3.14. Контрольна картка 3.2.

Контрольна картка 3.2

Питання	Відповіді	Код
Як називається деталь, зображена на рис. 3.16?	Зубчасте колесо циліндричне	1
	Зубчасте колесо конічне	2
	Черв'ячне колесо	3
Як називається деталь 1, зображена на рис. 3.17?	Черв'як	4
	Шестірна	5
	Колесо зубчасте	6
	Зірочка	7
	Шків	8
Як називається коло (див. рис. 3.16), діаметр якого d_u ?	Початкове коло	9
	Коло вершин зубців	10
	Ділильне коло	11
	Коло западин	12
Як називається коло (див. рис. 3.16), діаметр якого d ?	Коло маточини колеса	13
	Коло западин	14
	Коло вершин зубців	15
	Ділильне коло	16
Напишіть формулу для визначення модуля зубчастого зачеплення	π/p_t	17
	p_t/π	18
	$h_f - h_a$	19

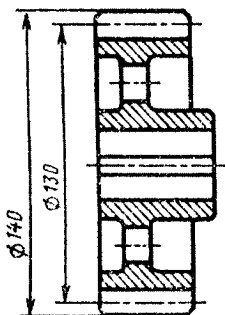


Рис. 3.16

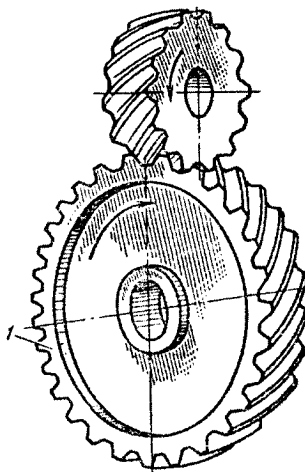


Рис. 3.17

Завдання 7. Рекомендації студентам.

Вивчіть §4-6 теми «Зубчасті передачі», дайте відповіді на питання кроків 3.15-3.27 і контрольні картки кроків 3.19 і 3.28 (КК 3.3 і 3.4). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 7.

§ 4. Основна теорема зубчастого зачеплення. Поняття про лінію і полюс зачеплення. Профілювання зубців

3.15. Для забезпечення нормальної роботи пари зубчастих коліс з постійним передаточним числом профілі зубців повинні бути окреслені по кривих, що підлягають певним законам. Ці закони впливають з основної теореми зачеплення, сутність якої полягає в наступному.

Нехай є пара зубчастих коліс з центрами O_1 і O_2 , що обертаються з кутовими швидкостями відповідно ω_1 і ω_2 . На рис. 3.18, **a** показані положення, що послідовно займають пари сполучених (евольвентних) зубців у процесі їхнього зачеплення; пряму O_1O_2 називають міжосьовою лінією зубчастої передачі. Проведемо в точках дотику зубців K_1, K_2, K_3, \dots загальні нормалі до профілів. Усі ці нормалі NN повинні перетинати міжосьову лінію O_1O_2 у постійній точці P . Цю точку називають полюсом зачеплення; її положення на міжосьовій лінії визначається відношенням кутових швидкостей коліс, тобто їх передаточним числом:

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u.$$

Основну теорему зачеплення можна сформулювати так: загальна нормаль до профілів зубців у точці їхнього дотику перетинає міжосьову лінію в точці P , яка називається полюсом зачеплення та яка ділить міжосьову відстань на відрізки, обернено пропорційні до кутових швидкостей. Наслідок: для забезпечення постійного передаточного відношення положення полюса P на лінії центрів повинне бути постійним.

Для доведення цієї теореми розглянемо пару сполучених зубців у зачепленні (рис. 3.18, **б**). Профілі зубців шестірні і колеса дотикаються у точці K_3 . Проведемо через цю точку загальну для обох профілів дотичну TT і нормаль NN . Колові швидкості точки K_3 щодо центрів обертання O_1, O_2 будуть

$$V_1 = O_1K_3\omega_1 \text{ і } V_2 = O_2K_3\omega_2.$$

Розкладемо V_1 і V_2 на складові V'_1 і V'_2 за напрямком нормалі NN і складові V''_1 і V''_2 за напрямком дотичної TT . Для забезпечення постійного дотикання профілів необхідно дотримуватись умови $V'_1 = V'_2$, у протилежному випадку, при $v'_1 < v'_2$, зубець шестірні відстане від зубця колеса, при $V'_1 > V'_2$ відбудеться врізання зубців. Опустимо з центрів O_1 і O_2 перпендикуляри O_1a і O_2d на нормаль NN . З подібності трикутників ef_1K_3 і a_3O_1

$$\frac{V'_1}{V_1} = \frac{O_1a}{O_1K_3}.$$

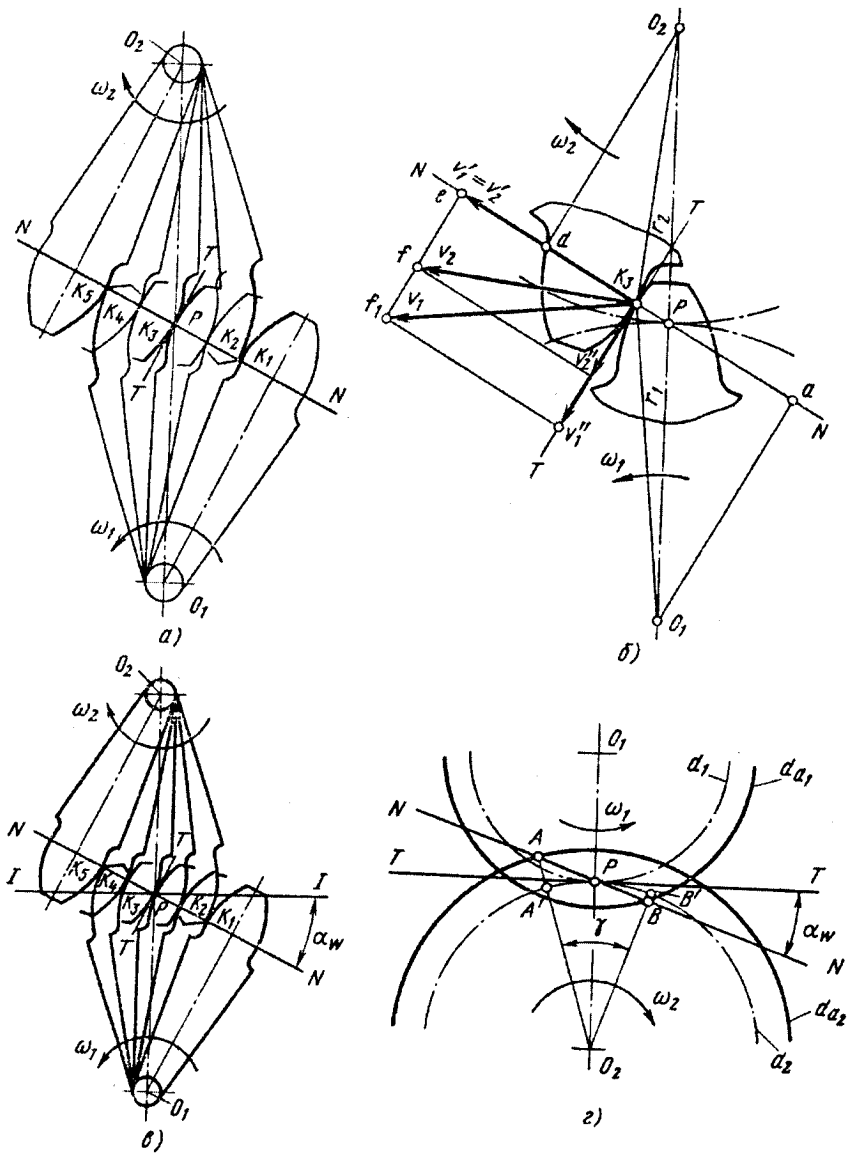


Рис. 3.18

Звідси $V'_1 = \frac{V_1}{O_1 K_3} O_1 a = \omega_1 O_1 a$.

З подібності трикутників efK_3 і $dO_2 K_3$ $\frac{V'_1}{V_2} = \frac{O_2 d}{O_2 K_3}$

Звідси $V'_2 = \frac{V_2}{O_2 K_3} O_2 d = \omega_2 O_2 d$.

Але через те, що $V'_1 = V'_2$, отже, $\omega_1 O_1 a = \omega_2 O_2 d$.

Передаточне відношення $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 d}{O_1 a}$.

З подібності трикутників $O_2 P d$ і $O_1 P a$:

$$\frac{O_2 d}{O_1 a} = \frac{O_2 P}{O_1 P},$$

звідси $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 d}{O_1 a} = \frac{z_2}{z_1}$.

Запишіть у конспект формулювання основної теореми зачеплення і вивчіть її. Перенесіть в конспект рис. 3.18, а і проведіть через точку P лінію $I-I$, перпендикулярну до міжосьової лінії $O_1 O_2$.

3.16. У процесі роботи сполучених (евольвентних) профілів точка їхнього дотику увесь час переміщується по прямій NN . Цю пряму називають лінією зачеплення.

Місце (точку) входу в зачеплення і виходу з нього сполучених зубців можна визначити при такій геометричній побудові.

Візьмемо довільну міжосьову відстань $O_1 O_2$ (рис. 3.18, з) і розділимо її в довільному відношенні $O_2 P / O_1 P = u$. Радіусами $O_2 P$ і $O_1 P$ проведемо початкові кола зубчастих коліс через точку P , дотичну TT до цих кіл і лінію NN – нормаль до бічних поверхонь зубців – під кутом α_w і дотичної TT . Кут α_w називають кутом зачеплення; у СНД прийнято $\alpha_w = 20^\circ$.

Приймемо довільну висоту голівки зубців і проведемо радіусами, що дорівнюють $l/2d_{a1}$ і $l/2d_{a2}$, кола виступів зубчастих коліс (висота голівки зубця шестірні і колеса повинна бути однаковою). При напрямку обертання коліс, зазначеному на рисунку, зубці ввійдуть у зачеплення в точці A (точці перетину нормалі з колом виступів колеса) і вийдуть із зачеплення в точці B (точці перетину нормалі з колом виступів шестірні).

Усі точки дотику сполучених зубців будуть лежати на ділянці AB лінії зачеплення. Ділянка AB називається робочою ділянкою лінії зачеплення.

З'єднаємо точки A і B з центром колеса O_2 . Кут, що утворився, є кутом, на який повернеться колесо за період зачеплення пари зубців.

Продовжимо лінію $O_2 B$ до її перетину в точці B' з початковим колом колеса, а точку перетину прямої $O_2 A$ з початковим колом колеса позначимо через A' . Дуга $A'B'$, що відповідає кутові γ і обмірювана за ділильним (початковим) колом, називається дугою зачеплення.

Необхідна умова безперервності зачеплення: дуга зачеплення повинна бути більшою від кроку. У протилежному випадку при виході із зачеплення однієї пари зубців друга пара ще не ввійде.

Довжина лінії зачеплення q_α – відрізок лінії зачеплення, що відтинається колами вершин зубців сполучених коліс. Він визначає початок і кінець зачеплення пари сполучених зубців. Довжина зачеплення – активна частина лінії зачеплення.

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_α – відношення довжини лінії зачеплення (q_α) до основного кроку (p_b), тобто $\varepsilon_\alpha = q_\alpha / p_b$. Величина ε_α показує, скільки пар

зубців у середньому знаходиться одночасно в зачепленні. Наприклад, при $\varepsilon_\alpha = 1,4$ протягом 40% часу в зачепленні знаходяться дві пари зубців, а протягом 60% – одна.

Чи можна побачити на зубчастому колесі (рис. 3.19) лінію зачеплення NN і кут зачеплення α_w , чи це тільки геометричні елементи, що подаються теоретично? Накресліть в конспекті умовне зображення зовнішнього зачеплення циліндричних зубчастих коліс. Проведіть під кутом $\alpha_w = 20^\circ$ лінію зачеплення NN , на яку з точок O_1 і O_2 опустіть перпендикуляри O_1A і O_2D . Як називаються кола, проведені з центрів O_1 і O_2 радіусами O_1A і O_2D ?

На цьому ж кресленні проставте літерні позначення геометричних параметрів зачеплення шестірні й колеса.

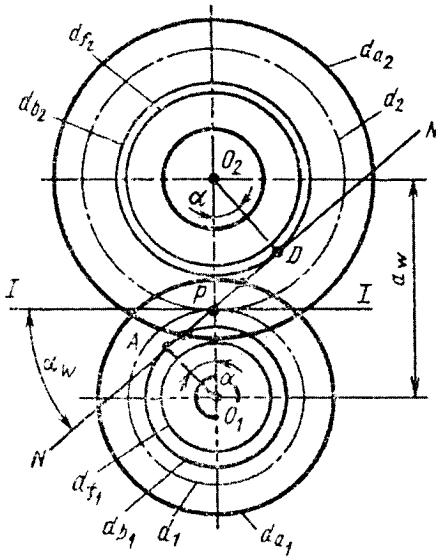


Рис. 3.19

Уточніть основну умову для забезпечення сталості передаточного числа зубчастої передачі.

3.18. Профілі зубців повинні бути технологічними, тобто такими, щоб їх можна було одержати у виробничих умовах найбільш простими методами. З теоретично можливих профілів переважне застосування одержали евольвентні профілі (див. рис. 3.18, б), тому що такі профілі простіше обробити і вони мають великі переваги. Евольвентне зачеплення запропоноване Ейлером більше 200 років тому. Це зачеплення порівняно з іншими має такі переваги: при зміні міжосьової відстані не порушується правильність їхнього зачеплення (не змінюється передаточне число); це зачеплення може бути використане також у змінних колесах.

Зубчасті колеса раніше виготовляли з профілем зубця, окресленим циклоїдальними кривими. Зачеплення в цьому випадку називають циклоїдальним: голівка зубця окреслюється епіциклоїдою, ніжка – гіпоциклоїдою.

3.17. Полюс зачеплення P (див. рис. 3.18, б) зберігає незмінне положення на лінії центрів O_1O_2 . Отже, радіуси O_1P (r_1) і O_2P (r_2) також незмінні. Кола радіусів r_1 і r_2 називають початковими (ділительними – див. крок 3.13). При обертанні зубчастих коліс ці кола перекочуються одне по одному без ковзання, про що свідчить тотожність їхніх колових швидкостей $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ (див. доведення основної теореми зачеплення). Теоретично бічні поверхні зубців (профілі) можуть бути окреслені будь-якими кривими, що задовольняють основний закон зубчастого зачеплення. Такі профілі називають сполученими. В сучасному машинобудуванні для побудови сполучених профілів застосовують обмежене число кривих.

Порівняно з евольвентним зачепленням циклоїдальне має такі недоліки: складність виготовлення профілю зубця; не допускає відхилення міжосьової відстані.

У зачепленні М. Л. Новикова робочі профілі зубців окреслені дугами кіл (рис. 3.20). Порівняно з евольвентними, передачі з зачепленням Новикова можуть при тих же габаритних розмірах передавати в 1,5–2 рази більшу потужність. Через складність виготовлення і монтажу передачі з зачепленням Новикова на сьогодні знайшли застосування тільки у спеціальному машинобудуванні.

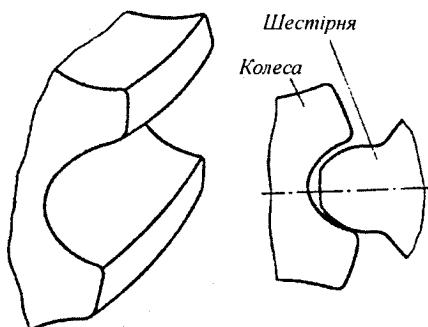


Рис. 3.20

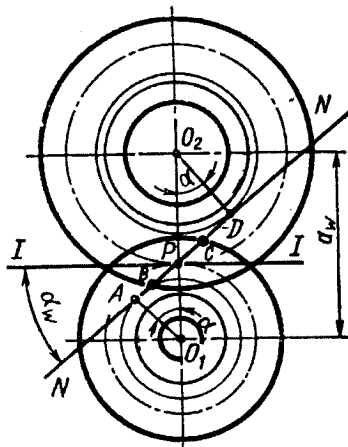


Рис. 3.21

Який профіль зубця набув найбільшого поширення в машинобудуванні?

3.19. Контрольна картка 3.3.

Контрольна картка 3.3

Питання	Відповіді	Код
Що називається полюсом зачеплення?	Точка дотикання двох сусідніх зубців	1
	Відношення числа до кроку зачеплення	2
	Точка дотикання ділительних (або початкових) кіл шестірні і колеса	3
	Точка доторкання лінії зачеплення з основним колом шестірні або колеса	4
Покажіть на рис. 3.21 активну лінію зачеплення (робоча ділянка)	Відрізок	5
	Відрізок ВР	6
	На кресленні не показаний	7
Який профіль мають зубці передачі, показаної на рис. 3.22?	Евольвентний	8
	Циклоїдальний	9
	Зачеплення Новикова	10
	Ці профілі в машинобудуванні не використовуються	11

Визначити, скільки пар зубців знаходиться одночасно в зачепленні, якщо $\varepsilon_\alpha = 1,7$	Протягом 70% часу в зачепленні знаходяться дві пари, а протягом 30% часу – одна	12
	Протягом 30% часу в зачепленні знаходяться дві пари, а протягом 70% – одна	13
Який кут зачеплення прийнятий для стандартних зубчастих коліс, нарізаних без зміщення?	15	14
	20	15
	25	16
	Будь-який	17

§ 5. Короткі відомості про коригування зубчастих зачеплень

3.20. Форма евольвентного профілю зубців при заданому куті інструмента α і модулі залежить від числа зубців z (рис. 3.23): зі зменшенням числа зубців збільшується кривизна евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців при основі і вершині.

Якщо число зубців z менше від деякого граничного значення z_{min} , то при нарізанні зубців відбувається підрізання ніжок зубця (рис. 3.23, $z = 10$), у результаті чого небезпечний переріз зубця значно послаблюється, знижується його міцність на згин, а також зменшується робоча частина ніжки, що збільшує зношування зубців і зменшує коефіцієнт їхнього перекриття.

Мінімальне число зубців шестірні, при якому виключене підрізання зубців, без зміщення інструменту рейкового типу, визначається за формулою $z_{min} = 2/\sin^2 \alpha$, де α – кут профілю зубця рейки. Для стандартного зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$, $z_{min} = 17$. При великих колових швидкостях передачі для зменшення шуму в редукторах приймають число зубців шестірні $z_1 = 20 \div 30$.

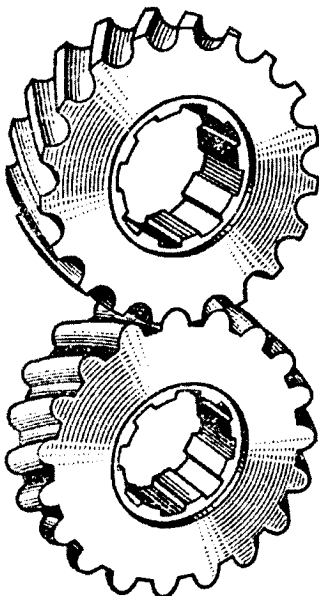


Рис. 3.22

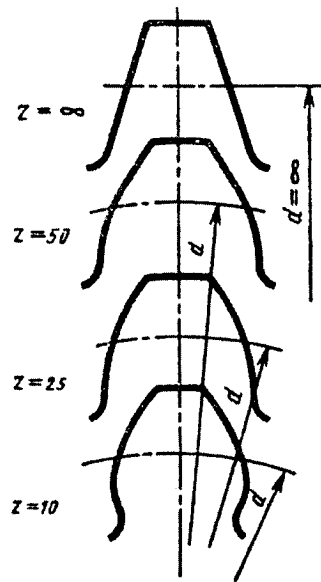


Рис. 3.23

Для усунення явищ підрізання зубців і поліпшення параметрів передачі застосовують корегування. Корегування зубців виконують на звичайних верстатах стандартним інструментом. Різниця у виготовленні зубчастих коліс з некорегованими і корегованими зубцями полягає в тому, що для останніх інструмент установлюють з деяким додатковим зміщенням відносно осі заготовки.

При цьому, порівняно з нормальним евольвентним зачепленням, профілі корегованих зубців виходять іншими, тобто використовуються для даної передачі більш вигідні ділянки – евольвенти того ж основного кола. Відповідно заготовки цих коліс повинні бути іншого діаметра.

У яких випадках спостерігається підрізання зубців?

3.21. Корекція зачеплення може бути висотною або кутовою. Здійснюється вона зміщенням інструментальної рейки (рис. 3.24) на розмір χ при нарізанні зубців (позитивне зміщення рейки – від центра зубчастого колеса, негативне – до центра).

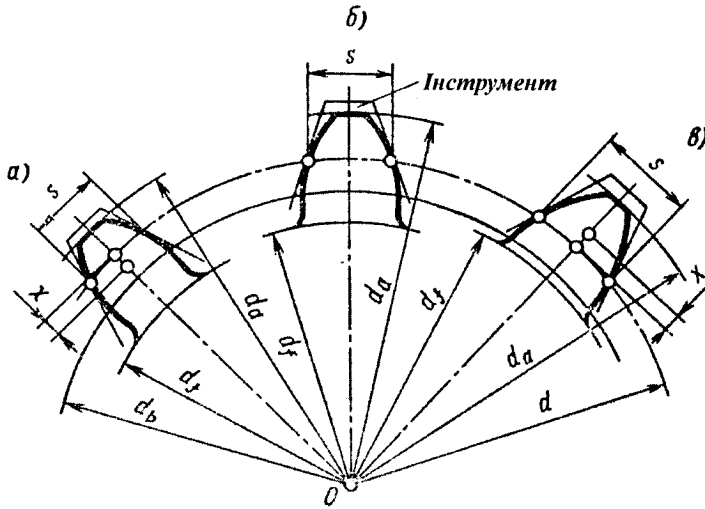


Рис. 3.24

Висотне корегування. Шестірню виготовляють з позитивним коефіцієнтом зміщення ξ_1 , а колесо з негативним – ξ_2 (тут $\xi = \chi/m$). Сумарний коефіцієнт зміщення $\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2 = 0$. При висотній корекції змінюється співвідношення між висотою голівки ніжки зубців, загальна ж висота зубців не змінюється. Міжосьова відстань a_w і кут зачеплення α_w також залишаються незмінними.

Кутове корегування відрізняється від висотного тим, що $\xi_\Sigma \neq 0$. При $\xi_\Sigma \xi_1 > 0$ і $\xi_2 > 0$ товщина зубців по ділільних колах s_1 і діаметри вершин зубців d_a збільшаться як у шестірні, так і в колеса. Для забезпечення нормального зачеплення колеса необхідно розсунути на величину Δa_w (при цьому початкові кола відрізняються від ділільних). При збільшенні міжосьової відстані a_w кут зачеплення α_w зростає. Кутове корегування має значно більші можливості, ніж висотне, тому застосовується частіше.

Більш докладні відомості про корегування зачеплення приведені в спеціальній літературі.

Покажіть на рис. 3.24 позитивне і негативне зміщення інструмента. Опишіть результати позитивного зміщення.

§ 6. Види руйнувань зубців

3.22. Правильно спроектована і виготовлена зубчата передача при виконанні всіх правил експлуатації не повинна перегріватися і утворювати при роботі сильний шум. Поява значного перегріву і надмірного шуму свідчить про недоліки в роботі передачі, які пов'язані з її конструкцією, виготовленням, неправильним вибором мастильного матеріалу або можливими uszkodженнями зубців. Спостерігаються такі види руйнування зубців: їх поломка, зношування, заїдання, викришування робочих поверхонь, пластична деформація робочих поверхонь.

Перелічіть основні зовнішні ознаки, що характеризують порушення нормального робочого стану зубчастої передачі.

3.23. Поломка зубців. Цей вид руйнування зубців цілком виводить передачу з ладу. Частіше поломка спостерігається в основі зубця (рис. 3.25) внаслідок періодичної дії змінного навантаження F , а також у результаті значного короточасного перевантаження (ударного навантаження). Якщо зубець працює однією стороною, то первинна тріщина, як правило, утворюється в зоні розтягу. Тріщина поширюється вздовж основи ніжки зубця, а іноді до його вершини або по якійсь робочій частині зубця.

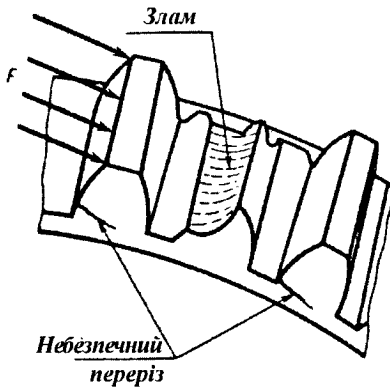


Рис. 3.25

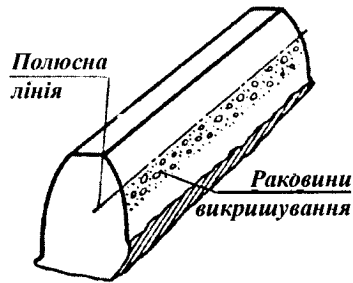


Рис. 3.26

Довговічність зубців можна підвищити, збільшивши міцність основи зубця і зменшивши концентрацію напружень у небезпечному перерізі, збільшивши модуль передачі.

До якого виду руйнування може призвести дія на зубець змінного навантаження?

Які конструктивні заходи можна рекомендувати для підвищення опору зубців на злам?

3.24. Викришування робочих поверхонь зубців. Цей вид пошкодження зубців порушує нормальну роботу всієї передачі, але не виводить її з ладу повністю. Частіше це пошкодження спостерігається в закритих передачах, що працюють при

достатній кількості мастильного матеріалу. Викришування поверхні зубців виникає на ніжках зубців коліс поблизу полюсної лінії (рис. 3.26). Мастильний матеріал, що заходить у мікротріщини, знаходячись під дією зовнішнього тиску при роботі передачі, розклинає тріщини. Повторюючись, такі дії призводять до відколювання частинок металу (рис. 3.27). Діаметр ямок викришування (віспинок) сягає 2-5 мм. Установлено, що чим твердіші поверхні зубців і чим менша шорсткість їхніх поверхонь, тим більше навантаження вони можуть витримувати без небезпеки виникнення викришування. Більш в'язке мастило здатне краще гасити динамічні навантаження на зубець і тим самим зменшувати викришування поверхні зубців.

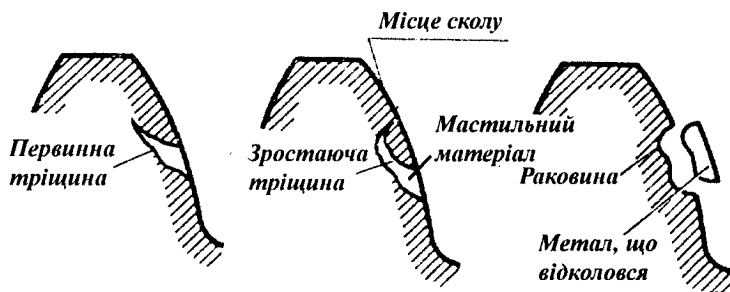


Рис. 3.27

У відкритих передачах викришування спостерігається дуже рідко, тому що поверхневий шар, у якому виникають початкові тріщини, стирається раніше, ніж у ньому встигає відбутися втомне викришування.

Як збільшити опірність зубців викришуванню робочих поверхонь?

3.25. Зношування зубців частіше спостерігається у відкритих передачах, ніж у закритих, полягає у стиранні робочих поверхонь (рис. 3.28) внаслідок потрапляння в зону зачеплення металевих часток, пилу, бруду (абразивне зношування). Зношування може початися також внаслідок недостатньо гладкої поверхні в новій передачі і продовжуватися до згладжування нерівностей робочих поверхонь зубців.

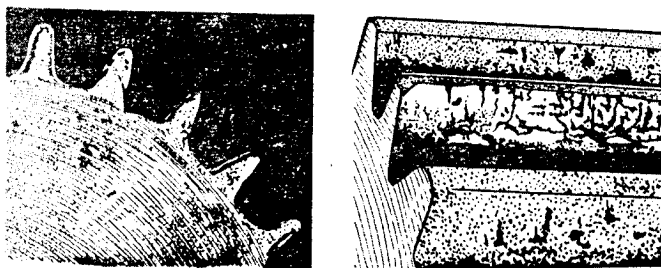


Рис. 3.28

Чи виходить з ладу передача через зношування зубців? Як зменшити зношування зубців?

3.26. Заїдання зубців. Спостерігається як у відкритих, так і в закритих тихохідних важконавантажених передачах.

Цей вид ушкодження зубців полягає в тому, що під дією високих тисків сполучені поверхні зубців зчіплюються одна з одною. настільки сильно, що частки металу з поверхні зубців у зоні роздавленої плівки мастила відриваються і прихоплюються

поверхнею зубців парного колеса; при наступному відносному русі зубців ці частки відриваються і утворюють на робочих поверхнях борозни, задирки.

Чи можна попередити заїдання зубців?

3.27. Правильно спроектовані передачі повинні бути розраховані так, щоб кожна з можливих причин пошкодження зубців була виключена. Відповідно до цього виконують перевірку на міцність, проводять розрахунок на контактну міцність і міцність на згин. Загальноприйнятої методики розрахунку зубців на зношування і заїдання на сьогодні немає. Відкриті передачі розраховуються на згин, закриті – на контактну міцність і на згин.

Чим пояснити приведені в кроці 3.27 рекомендації з розрахунку відкритих зубчастих передач?

3.28. Контрольна картка 3.4.

Контрольна картка 3.4

Питання	Відповіді	Код
Що називається корегуванням?	Додаткова обробка поверхні зубця з метою поліпшення зачеплення по профілю зубця	1
	Поліпшення властивостей зачеплень шляхом окреслення робочого профілю зубців різними ділянками евольвенти того ж основного кола	2
	Спосіб, застосовуваний для збільшення довговічності зубчастих коліс при зношуванні і заїданні	3
Яке мінімальне число зубців повинна мати некорегована прямозуба шестірня, щоб при нарізуванні її гребінкою зубці вийшли непідрізаними?	13	4
	17	5
	21	6
	24	7
	30	8
Як змінюється основа ніжки зубця при негативному зміщенні рейки?	Товщає	9
	Потоншується	10
Визначте вид руйнування для зубця, показаного на рис. 3.29 (ділянка під буквою <i>a</i>)	Поломка зубців	11
	Викришування	12
	Зношування	13
	Заїдання	14
Для яких видів руйнувань зубців розроблені методи розрахунку на контактну міцність?	Поломка	15
	Викришування	16
	Зношування	17
	Заїдання	18

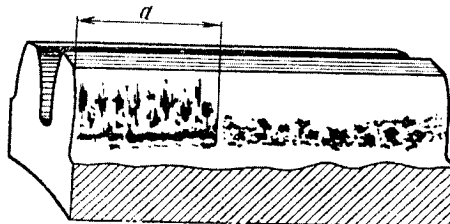


Рис. 3.29

Завдання 8. Рекомендації студентам. Вивчіть §1-3 теми “Циліндричні прямозубі передачі”, дайте відповіді на питання кроків 3.29-3.41 і контрольних карток кроків 3.32 і 3.42 (КК 3.5 і 3.6). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 8.

§7. Циліндричні прямозубі передачі. Будова і основні геометричні співвідношення

3.29. Зубчасту передачу з паралельними осями, у коліс якої поверхні по діаметру виступів циліндричні, називають циліндричною.

Циліндрична прямозуба зубчаста передача складається з двох або декількох пар циліндричних зубчастих коліс із прямими зубцями (рис. 3.30). Ця передача найбільш проста у виготовленні. Застосовується як у відкритому, так і в закритому виконанні.

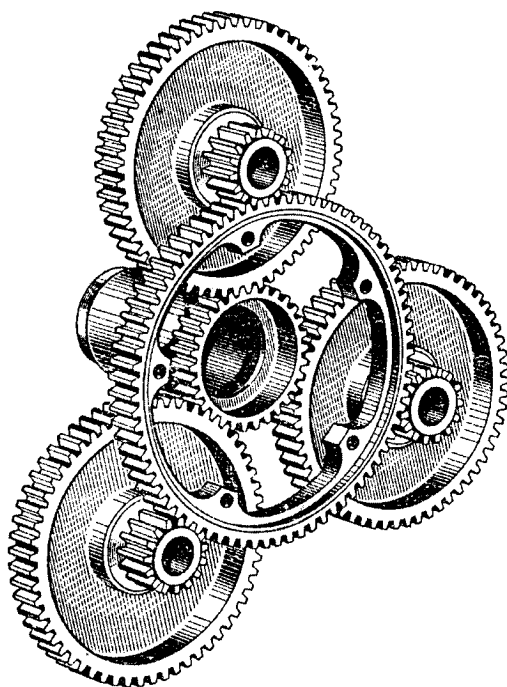


Рис. 3.30

Передаточне число u обмежується габаритними розмірами передачі. Для однієї пари циліндричних зубчастих коліс $z_2/z_1 = u \leq 12,5$.

Як розташовуються осі валів обертання в циліндричній прямозубій передачі?

3.30. Геометричні співвідношення розмірів прямозубої циліндричної передачі з евольвентним профілем зубця. Визначимо геометричні параметри прямозубої циліндричної передачі залежно від модуля і числа зубців (m і z). Діаметр кола вершин зубців $d_a = d + 2h_a$ (рис. 3.31), діаметр кола западин $d_f = d - 2h_f$ з рівності

$\pi d = pz$ діаметр ділильного кола $d = (p/\pi)z$ або $d = mz$ ($\frac{p}{\pi} = m$). Відповідно до стандарту висота голівки зубця $h_a = m$, висота ніжки зубця $h_f = 1,25m$, висота зубця $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$. Звідси діаметр кола вершин зубців $d_a = mz + 2m = m(z + 2)$; діаметр кола западин $d_f = mz - 2,5m = m(z - 2,5)$; діаметр основного кола $d_b = d \cos \alpha$ або $d_b = mz \cos 20^\circ$.

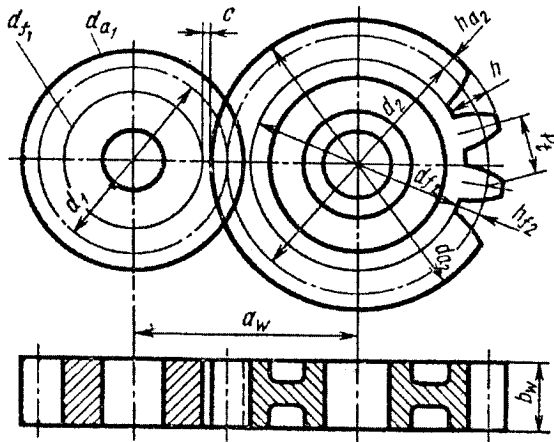


Рис. 3.31

Товщина зубця s_i і ширина западини e_i по ділильному колу тотожні між собою (бічний затор між зубцями теоретично відсутній), тобто $s_i = e_i = p/2 = (\pi m)/2 \approx 1,57m$.

Різниця у висоті ніжки одного колеса і висоті голівки іншого утворює радіальний затор $c = h_f - h_a = 1,25m - m = 0,25m$. Міжосьова відстань при $a = a_w$ (див. рис. 3.31) $a_w = (d_1 + d_2)/2$ або $a_w = (mz_1 + mz_2)/2$. Приймавши сумарне число зубців $z_1 + z_2 = z_\Sigma$, знайдемо $a_w = (mz_\Sigma)/2$.

У прямозубій передачі ширина вінця b_w , дорівнює довжині зубця: $b_w = m\psi_m$, де ψ_m – коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) по модулю (для циліндричних прямозубих передач); вибирається за табл. 3.2.

Таблиця 3.2.

Значення коефіцієнта ψ_m

$\psi_m = b_w/m$, не більше	<i>HV</i>	Характеристика конструкції
45-30 30-20	До 350 Понад 350	Вали, опори і корпуси підвищеної жорсткості
30-25 20-15 15-10	До 350 Понад 350	Звичайні передачі редукторного типу в окремому корпусі з досить жорсткими валами й опорами. Передачі низької жорсткості з консольними валами.

Визначте модуль m зубчастого колеса з числом зубців z за відомими d_1, d_a, d_f, d_w . Запишіть в конспект формули для визначення геометричних параметрів прямозубої циліндричної передачі (табл. 3.3).

Таблиця 3.3.

Геометричні параметри прямозубої циліндричної передачі

Параметр, позначення	Розрахункові формули
Модуль m	$m = \frac{P_t}{\pi}; m = \frac{d}{z};$ $m = \frac{da}{z+2}; m = \frac{2a_w}{z_2}$
Діаметр кола вершин зубців d_a	$d_a = m(z + 2)$
Діаметр діляльного кола d	$d = mz$
Діаметр основного кола d_b	$d_b = mz \cos \alpha$
Діаметр кола западин зубців d_f	$d_f = m(z - 2,5)$
Висота зубця h	$h = 2,25m$
Висота голівка зубця h_a	$h_a = m$
Висота ніжки зубця h_f	$h_f = 1,25m$
Колова товщина зубця s_t	$s_t = \frac{\pi m}{2}$
Колова товщина западин зубців e_t	$e_t = \frac{\pi m}{2}$
Радіальний зазор c	$c = 0,25m$
Міжосьова відстань a_w	$a_w = \frac{mz_2}{2}$
Коловий крок p	$p = \pi m$
Довжина зубця (ширина вінця) $b_w = b$	$b_w = b = m\psi_m$

3.31. Визначення числа зубців шестірні і колеса за сумарним числом зубців передачі і відомим передаточним числом. Якщо відомо u і z_Σ то число зубців шестірні і колеса можна визначити за формулами:

$$z_1 = z_\Sigma / (1 + u); z_2 = z_\Sigma - z_1,$$

де z_1 – число зубців шестірні; z_2 – число зубців колеса; z_Σ – сумарне число зубців; u – передаточне число.

Виведіть самостійно формули для визначення z_1 і z_2 при відомих z_Σ і u .

3.32. Контрольна картка 3.5.

Контрольна картка 3.5

Питання	Відповіді	Код
За відбитком зубця на рис. 3.32 у М1:1 визначити модуль m зачеплення (мм)	6,0	1
	4,5	2
	3,0	3
	2,5	4
	4,0	5
Розрахувати діаметр кола вершин зубців (мм) веденого колеса прямозубої передачі, якщо $z_1 = 20$; $z_2 = 50$; $m = 4$ мм	88	6
	20	7
	880	8
	200	9
	190	10
Розрахувати міжосьову відстань (мм) прямозубої передачі, якщо $z_1 = 20$, $u = 2$, $m = 5$ мм	300	11
	150	12
	100	13
	200	14
	40	15
Покажіть на рис. 3.33 діаметр кола западин зубців шестірні	d_{a_2}	16
	d_{a_1}	17
	d_1	18
	d_{f_1}	19
	D_1	20
За яким колом (рис. 3.33) звичайно вимірюють крок зубців?	d_{a_1}	21
	d_2	22
	D_2	23
	d_{a_2}	24
	d_1	25

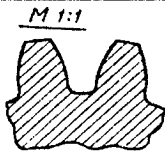


Рис. 3.32

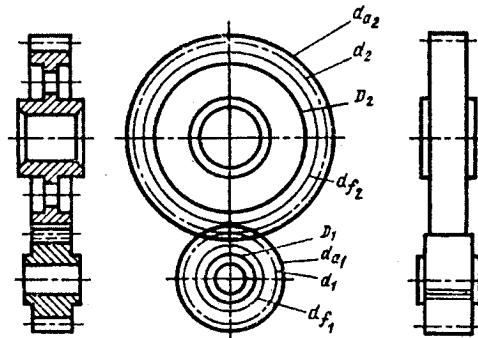


Рис. 3.33

§ 8. Розрахунок зубців циліндричної прямозубої передачі на згин

3.33. Нижче викладається спрощений метод розрахунку зубців на згин, що ґрунтується на положеннях опору матеріалів.

На рис. 3.34 показана схема зачеплення двох зубців у полюсі і сили, що діють на зубці коліс з боку шестірні; тертя не враховується. Нормальна сила F_n розкладається на дві складові: колову силу F_t і радіальну, або розпірну – F_r .

При виведенні формул приймають такі спрощення і допущення: зубець розглядають як консольну балку прямокутного перерізу, що працює на згин і стиск; все навантаження, що діє в зачепленні, передається однією парою зубців і прикладене до їх вершин; навантаження рівномірно розподілене по довжині зубця b_w .

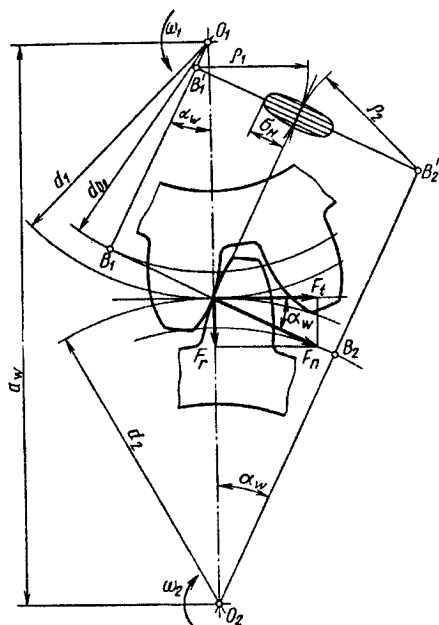


Рис. 3.34

На рис. 3.35 показаний профіль балки рівного опору (s – товщина зубця в небезпечному перерізі; l – плече згинаючої сили; b_w – довжина зубця; F_n – нормальна сила, що діє на зубець).

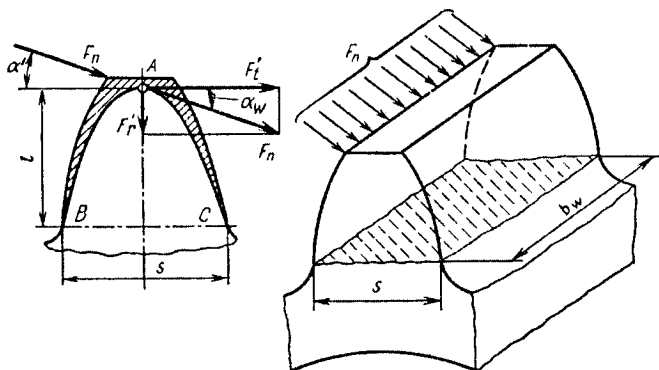


Рис. 3.35

Визначимо сили в небезпечному перерізі кореня зубця. Розкладемо силу F_n у точці A на дві складові: F'_t і F'_r , умовно приймаємо, що сила F_n прикладена тільки до одного зубця (перекриттям знехтуємо), а сила F'_t дорівнює коловій силі на початковому колі.

Сила F'_t згинає зубець, а сила F'_r стискає його. З рис. 3.35 знаходимо

$$F'_t = F_n \cos \alpha'; F'_r = F_n \sin \alpha',$$

де α' – кут напрямку нормальної сили F_n , прикладеної біля вершини, який дещо більший від кута зачеплення α_w , $F_n = F'_t / \cos \alpha_w$ – нормальна сила.

З урахуванням наведеної залежності для F_n одержимо

$$F'_t = (F_t \cos \alpha') / \cos \alpha_w; F'_r = (F_t \sin \alpha') / \cos \alpha_w.$$

У якому перерізі зубця рис. 3.35 виникає найбільша концентрація напружень?

3.34. Виходячи з викладеного вище, за розрахункове напруження приймають напруження на розтягнутій стороні зубця:

$$\sigma_F = \sigma_z - \sigma_{cm} \quad (3.1)$$

Для небезпечного перерізу BP умова міцності

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) \leq [\sigma]_F \quad (3.2)$$

де σ_F – напруження згину в небезпечному перерізі кореня зубця; W – осьовий момент опору; $A = b_w s$ – площа перерізу ніжки зубця.

Виразимо l і s у частках модуля зубців: $l = km$; $s = cm$, де k і c – коефіцієнти, що залежать від форми зубця, тобто від кута α_w і числа зубців z .

Тоді згинаючий момент у небезпечному перерізі

$$M_{z2} = F_t l = F_t km;$$

осьовий момент опору прямокутного перерізу зубця.

$$W = \frac{b_w s^2}{6} = \frac{b_w c^2 m^2}{6}.$$

Підставимо у формулу (3.2) складові параметри M_{z2} і W , введемо коефіцієнти розрахункового навантаження $K_{F\beta}$ (табл. 3.4), K_{Fv} (табл. 3.5) і теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_T , одержимо

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m} \left[\left(\frac{6k}{c^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{c \cos \alpha_w} \right) K_T \right] K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F \quad (3.3)$$

Таблиця 3.4.

Значення коефіцієнтів $K_{F\beta}$ і $K_{H\beta}$

Розташування шестерні щодо опору	Твердість $HВ$ поверхонь зубців колеса	$K_{F\beta}$ при $\psi_{bd} = b_w/d_1$						$K_{H\beta}$ при $\psi_{bd} = b_w/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне (опори-шарико-підшипники)	До 350	1,16	1,37	1,64	-	-	-	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	Понад 350	1,33	1,70	-	-	-	-	1,22	1,44	-	-	-	-
Консольне (опори-ролико-підшипники)	До 350	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	Понад 350	1,20	1,44	1,71	-	-	-	1,11	1,25	1,45	-	-	-
Симетричне	До 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,10
	Понад 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	До 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	Понад 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

У формулі (3.3) позначимо

$$\left[\left(\frac{6k}{c^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{c \cos \alpha_w} \right) K_T \right] = Y_F,$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напружень (табл. 3.6).

Таблиця 3.5.

Значення коефіцієнтів K_{Fv} і K_{Hv}

Ступінь точності передачі	Твердість $HВ$ поверхні зубців колеса	K_{Fv} (K_{Hv}) при колій швидкості, м/с					
		1	2	3	6	8	10
7	До 350	1,08/1,03 (1,04/1,02)	1,16/1,06 (1,07/1,03)	1,33/1,11 (1,14/1,05)	1,50/1,16 (1,21/1,06)	1,62/1,22 (1,29/1,07)	1,80/1,27 (1,36/1,08)
	Понад 350	1,03/1,01 (1,03/1,00)	1,05/1,02 (1,05/1,01)	1,09/1,03 (1,09/1,02)	1,13/1,05 (1,14/1,03)	1,17/1,07 (1,19/1,03)	1,22/1,08 (1,24/1,04)
8	До 350	1,10/1,03 (1,04/1,01)	1,20/1,06 (1,08/1,02)	1,38/1,11 (1,61/1,04)	1,58/1,17 (1,24/1,06)	1,78/1,23 (1,32/1,07)	1,96/1,29 (1,40/1,08)
	Понад 350	1,04/1,01 (1,03/1,01)	1,06/1,02 (1,06/1,01)	1,12/1,03 (1,10/1,02)	1,16/1,05 (1,16/1,03)	1,21/1,05 (1,22/1,04)	1,26/1,08 (1,26/1,05)
9	До 350	1,13/1,04 (1,05/1,01)	1,28/1,07 (1,10/1,03)	1,50/1,14 (1,20/1,05)	1,72/1,21 (1,30/1,07)	1,98/1,28 (1,40/1,09)	2,25/1,35 (1,50/1,12)
	Понад 350	1,04/1,01 (1,04/1,01)	1,07/1,02 (1,07/1,01)	1,14/1,04 (1,13/1,02)	1,21/1,06 (1,20/1,03)	1,27/1,08 (1,26/1,04)	1,34/1,09 (1,32/1,05)

Примітка: В чисельнику – значення для прямозубих коліс, в знаменнику – для косозубих.

Таблиця 3.6.

Коефіцієнт Y_F для евольвентного зовнішнього зачеплення при $\alpha=20^\circ$
(при $x = 0$)

Число зубців	Y_F	Число зубців	Y_F	Число зубців	Y_F
17	4,26	28	3,81	65	3,62
20	4,07	30	3,79	80	3,60
22	3,98	35	3,75	100	3,60
24	3,92	40	3,70	150	3,60
26	3,88	45	3,66	300	3,60
		50	3,65	Рейка	3,63

Вибір коефіцієнта Y_F можна здійснювати за графіком (див. додаток)

У результаті отримуємо остаточну формулу перевірного розрахунку прямозубої передачі на втому при згині

$$\sigma_F = Y_F (F_t / b_w m) K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F \quad (3.4)$$

Як визначаються у формулах (3.3) і (3.4) коефіцієнти K_T , $K_{F\beta}$, K_{Fv} , Y_F ?

3.35. Виведемо формулу перевірного розрахунку прямозубих передач на втому при згині через обертаючий момент T_2 .

Із врахуванням того, що $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_1/mz_1 = 2T_2/mz_1u$; $b_w = \psi_{bd} m z_1$, формула перевірного розрахунку (3.4) набуде вигляду

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2}{uz_1^2 m^3 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F \quad (3.5)$$

де σ_F , $[\sigma]_F$ МПа; m , мм; T_2 – обертаючий момент на колесі, Н · мм; z_1 – число зубців шестірні; ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) по дільному діаметру (табл. 3.7).

Таблиця 3.7.

Значення коефіцієнта $\psi_{bd} = b_w/d_1$, рекомендовані залежно від жорсткості робочих поверхонь зубців

Розташування коліс щодо опор	$HB_2 \leq 350$ або HB_1 і $HB_2 \leq 350$	HB_1 і $HB_2 > 350$
Симетричне	0,8-1,4	0,4-0,9
Несиметричне	0,6-1,2	0,3-0,6
Консольне	0,3-0,4	0,2-0,25

3.36. У якому випадку проводять перевірений розрахунок зубчастої передачі на згин?

3.37. Підставимо у формулу (3.5) замість моменту T (Н · мм) його вираження через потужність, що передається P (кВт) і кутову швидкість (рад/с):

$$T = 10^6 (P/\omega)$$

і отримаємо формулу перевірного розрахунку зубців на згин

$$\sigma_F = Y_F \frac{2 \cdot 10^6 P_p K_{F\beta} K_{Fv}}{uz_1^2 \omega m^3 \psi_{bd}} \leq [\sigma]_F, \quad (3.6)$$

де σ_F – напруження згину, МПа; P_p – розрахункова потужність, кВт; m – модуль, мм; ω – кутова швидкість, рад/с; $[\sigma]_F$ – напруження згину, що допускається; ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зубця (ширина вінця колеса) (табл. 3.7); Y_F – коефіцієнт форми зубця (табл. 3.6); $K_{F\beta}$ і K_{Fv} – коефіцієнти розрахункового навантаження (див. табл. 3.4 і 3.5).

Проаналізуйте формули (3.5) і (3.6) і визначте, у яких зубцях (шестірні або колеса) виникають більші згинаючі напруження і чому?

3.38. З формул (3.5) і (3.6) одержуємо формули проектного розрахунку

$$m = \sqrt[3]{2K_{Fv}} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.7)$$

або

$$m = \sqrt[3]{2K_{Fv}} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^6 P_p K_{F\beta} Y_F}{\omega uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.8)$$

Позначимо $\sqrt[3]{2K_{Fv}} = K_m$ і запишемо остаточну формулу проектного розрахунку

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.9)$$

або

$$m \approx 126 K_m \sqrt[3]{\frac{P_2 K_{F\beta} Y_F}{\omega uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.10)$$

де m – модуль, мм; M_2 – обертаючий момент на колесі, Н · мм; $[\sigma]_F$ – допустиме напруження при згині, МПа; P_2 – потужність на колесі, кВт; ω – кутова швидкість, рад/с; $K_m = 1,4$ (для прямозубих передач) – допоміжний коефіцієнт; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження (приймаються за табл. 3.4); Y_F – коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень (приймають за табл. 3.6); ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) приймають за табл. 3.7; z_1 – число зубців шестірні.

У формулу (3.9) або (3.10) підставляють менше з двох відношень $[\sigma]_F/Y_F$ обчислених для шестірні і колеса.

У яких одиницях необхідно підставити T_2 і $[\sigma]_F$ у формулу (3.9), щоб модуль m одержати в міліметрах?

Запишіть формулу для визначення ширини вінця циліндричного прямозубого колеса.

3.39. Вибір допустимих напружень на згин. Вище відзначалося, що причиною поломки зубців, як правило, є втома матеріалу під дією повторних змінних згинаючих напружень. Тому значення допустимих напружень повинні бути

визначені, виходячи з межі витривалості зубців. Допустимі напруження згину визначають за формулою

$$[\sigma]_F = (\sigma_F^0 \lim b / S_F) Y_R Y_A Y_N, \quad (3.11)$$

де $\sigma_F^0 \lim b$ – базова межа витривалості зубців при віднульовому циклі зміни напружень згину (табл. 3.8); S_F – коефіцієнт безпеки ($S_F = 1,7 \div 2,2$; $S_F > 2,2$ – для литих заготовок); Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зубця ($Y_R = 1,05 \dots 1 \dots 1,2$ – при поліруванні, в інших випадках $Y_R = 1$); Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження ($Y_A = 1,0$ – при однобічному прикладанні навантаження, що згинає зубець; $Y_A = 0,65$ – при нормалізації, $Y_A = 0,75$ – для загартованих сталей із твердістю понад **HRC45**; $Y_A = 0,9$ – для азотованих сталей.); Y_N – коефіцієнт довговічності [визначається за формулою (3.12)].

Таблиця 3.8.

Приблизні значення межі витривалості при згині зубців $\sigma_{F \lim b}^0$

$\sigma_{F \lim b}^0$ МПа	Твердість зубців HRC		Сталь	Вид термічної або хіміко-термічної обробки
	Поверхня	Серцевина		
1,8 $HB_{сер}$	HB 180-300		Вуглецева або легована	Відпалювання, нормалізація або поліпшення
550-600	HRC 45-55		Легована	Об'ємне загартування
750-850	48-58	30-45		Поверхнєве загартування
750-850	56-62	32-45		Цементация і ніпроцементация
300 + 1,2 HRC (серцевини зубця)	50-60	24-40		Азотування

Чи можна приймати при розрахунку модуля m прямозубої передачі значення міцнісних характеристик матеріалу зубчастих коліс з табл. 3.8. для підстановки у формулу (3.9) або (3.10)?

3.40. Залежно від твердості активних поверхонь зубців коефіцієнт довговічності Y_N визначається за наступними формулами:

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{FO} / N_K} \geq 1 \text{ при } HB \leq 350 \quad (3.12)$$

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{FO} / N_K} \geq 1 \text{ при } HB > 350$$

де $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – база випробувань змінних напружень при згині (для всіх сталей); N_K – розрахункова циклічна довговічність;

$$N_K = 60nct_{\Sigma} \quad (3.13)$$

або $N_F = 573 \omega c t_\Sigma$, де $n(\omega)$ – частота обертання (кутова швидкість) шестірні або колеса, об/хв (рад/с); c – число коліс, що знаходяться в зачепленні з колесом, що розраховується; t_Σ – тривалість роботи зубчастої передачі за розрахунковий термін служби, г;

$$t_\Sigma = 365 \cdot L_p \cdot Z \cdot t_3 \cdot k_p \cdot k_c \quad (3.14)$$

де L_p – термін служби передачі, рік; Z – число змін; t_3 – тривалість зміни, г; k_p – коефіцієнт річного використання привода; k_c – коефіцієнт використання привода в зміні.

Формула (3.13) прийнятна для визначення розрахункової циклічної довговічності тільки при постійному режимі навантаження.

При виборі матеріалу для зубчастої пари з метою скорочення номенклатури, як правило, призначають однакові матеріали. Різниця значень твердості для шестірні і колеса досягається їхньою термічною обробкою. Одержання потрібних механічних характеристик залежить не лише від температурного режиму обробки, але і від розмірів заготовки.

Визначити допустимі напруження при згині $[\sigma]_{F1}$ і $[\sigma]_{F2}$ для матеріалів зубчастої передачі:

шестірня – сталь 40X (кування), термічна обробка – об'ємне загартування до *HRC 45-50*;

колесо – сталь 40X (кування), термічна обробка – нормалізація до *HB 260-300*.

Додаткові умови: *нереверсивне навантаження, близьке до постійного* ($K_{FC} = 1,0$); $Y_R = 1,0$; $S_F = 1,7$; $t_\Sigma = 40 \cdot 10^3$ з;

частота обертання шестірні $n_1 = 360$ об/хв; колеса $n_2 = 80$ об/хв.

3.41. При змінному режимі навантаження розрахунок коефіцієнтів довговічності K_{FE} виконують за еквівалентною циклічною довговічністю

$$N_{FE} = N_F K_{FE}, \quad (3.15)$$

де K_{FE} – коефіцієнт приведення змінного режиму навантаження до постійного еквівалентного режиму:

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{m_F} \cdot \left(\frac{t_2}{t_z} \right) \quad (3.16)$$

де T_{max} , T_i – максимальні і проміжні значення моментів; коефіцієнт $m_F = 6$ – при нормалізації; $m_F = 9$ – при загартуванні; t_2 , t_z – відповідні T_{max} і T_i – частота обертання і тривалість роботи.

У формулі (3.15) розшифруйте параметр N_F .

3.42. Контрольна картка 3.6.

Контрольна картка 3.6

Питання	Відповіді	Код
За якою формулою виконують проектний розрахунок прямозубої передачі на згин?	$Y_F \frac{2T_2 K_{FB} K_{Fv}}{uz_1^2 m^3 \psi_{bd}}$	1
	$K_m^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{FB} K_{FS}}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]}}$	2
Як називається коефіцієнт, що позначається буквою K_β ?	Форми зубця	3
	Довжини зубця	4
	Розрахункового навантаження	5
	Концентрації напружень	6
Визначте коефіцієнт форми зубця колеса, якщо $z_\varepsilon = 150; u = 4$	4,26	7
	3,79	8
	3,60	9
	3,63	10
У яких розмірних одиницях підставляють модуль зачеплення у формулу (3.7) для визначення σ_F ?	мм	11
	см	12
	м	13
	Величина безрозмірна	14
За якою формулою визначають допустиме напруження згину при однобічному напрямку обертання ведучого вала?	$(\sigma_{F \text{ lim } b} / S_F) Y_R K_{FC} K_{FL}$	15
	$(\sigma_{H \text{ lim } b} / S_H) Z_R K_{HL}$	16

Завдання 9. Рекомендації студентам. Вивчіть §9-10 теми “Циліндричні прямозубі передачі”, дайте відповіді на питання кроків 3.43-3.47 і контрольну картку кроку 3.48 (КК 3.7). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 9.

§9. Розрахунок циліндричної прямозубої передачі на контактну міцність

3.43. Розрахунок міцності контактуючих поверхонь зубців ґрунтується на обмеженні найбільших нормальних напружень.

При виведенні формул прийняті такі допущення: зубці розглядають як два циліндри, що знаходяться в контакт з рівнобіжними твірними (радіуси цих циліндрів приймають тотожними до радіусів кривизни профілів зубців у полюсі зачеплення); навантаження вважають рівномірно розподіленим по довжині зубця; контактуючі профілі вважають нерозділеними масляною плівкою.

На основі цих допущень до розрахунку зубчастих коліс можна застосувати результати досліджень циліндричних роликів на контактну міцність. Найбільші

нормальні контактні напруження виникають у точках, що лежать на дуже малій глибині під лінією контакту за формулою Герца – Беляєва:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \mu^2)}}, \quad (3.17)$$

де q – розрахункове питоме нормальне навантаження; E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів зубців; ρ_{np} – приведений радіус кривизни профілів зубців шестірні і колеса; μ – коефіцієнт Пуассона.

Для прямозубих коліс без обліку коефіцієнтів навантаження

$$q = F_n / l_\Sigma,$$

де $F_n = F_t / \cos \alpha_w$ – нормальна сила, що діє на зубець (див. рис. 3.35); F_t – колова сила; $l_\Sigma = b_w K_\epsilon \epsilon_\alpha$ – сумарна довжина контактної лінії (для прямозубих передач $l_\epsilon = b_w$ – ширина вінця, тому що $K_\epsilon \epsilon_\alpha \approx 1,0$; тут $K_\epsilon = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує зміну сумарної довжини контактної лінії).

Для обліку нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній, а також для обліку динамічних навантажень внаслідок погрішності виготовлення і деформації деталей передачі вводять коефіцієнт навантаження $K = K_{H\beta} K_{Hv}$ (див. табл. 3.4-3.5).

Звідси
$$q = \frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv}}{b_w K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha}. \quad (3.18)$$

Приведений модуль пружності $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, де E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів шестірні і колеса.

Зубці розглядаються як циліндри довжиною b_w (ширина зубчастого колеса) і радіусів ρ_1 і ρ_2 , де

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w.$$

Приведений радіус кривизни зубців у полюсі

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 d_2 \sin \alpha_w}{2(d_1 + d_2)} = \frac{d_1 \sin \alpha_w}{2} \frac{u}{u \pm 1}.$$

Тут знак “плюс” для зовнішнього зачеплення, знак «мінус» – для внутрішнього зачеплення.

Підставляючи значення ρ_{np} і q у формулу (3.17) і замінивши $\cos \alpha_w = 0,5 \sin 2\alpha_w$, одержимо

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w} \frac{E_{np}}{2\pi(1 - \mu^2)} \frac{2F_t K_{H\beta} K_{Hv} (u + 1)}{b_w d_1 K_\epsilon \epsilon_\alpha u}} \quad (3.19)$$

Позначимо у формулі (3.19) вираження $\sqrt{2 / \sin 2\alpha_w}$ через z – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців;

$$\sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}} = Z_M - \text{коефіцієнт, що враховує механічні властивості}$$

матеріалів сполучених коліс ($Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – для сталевих коліс);

$\sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}} = Z_\varepsilon$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній ($Z_\varepsilon \approx 1$ для прямозубих передач), одержимо розрахункову формулу (3.19), що рекомендується для перевірного розрахунку:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_w} \frac{u \pm 1}{u} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (3.20)$$

Після підстановки значень $F_t = 2T_2/d_1 u$; $d_1 = 2a_w/(u \pm 1)$ і $b_w = \psi_{ba} a_w$ у формулу (3.20) і деяких перетворень одержимо зручну для розрахунку формулу

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a_w^3 u^2} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq [\sigma]_H \quad (3.21)$$

Значення ψ_{ba} визначають за формулою $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u + 1)$ (ψ_{bd} – див. табл. 3.7).

Розшифруйте формулу (3.21) і підставте одиниці виміру параметрів, що входять до цієї формули.

3.44. Після деяких перетворень формули (3.21) одержимо формулу проектного розрахунку для визначення міжосьової відстані прямозубих зубчастих передач:

$$a_w = (u \pm 1)^3 \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha}} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$$

Позначимо $\sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha}}$ через допоміжний коефіцієнт K_a (для прямозубих передач при $K_{H\alpha} = 1,0$ $K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$).

Тоді формула проектного розрахунку для визначення міжосьової відстані закритих циліндричних передач

$$a_w = K_a (u \pm 1)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} \quad (3.22)$$

Проаналізуйте формули (3.17), (3.21), (3.22). У яких зубцях (шестірні або колеса) виникає більше нормальне контактне напруження?

3.45. Допустимі контактні напруження (МПа) при розрахунку робочих поверхонь на втомне викришування розраховуються за формулою

$$[\sigma]_H = (\sigma_{H \text{ lim } b} / S_H) Z_R Z_N,$$

де $\sigma_{H \text{ lim } b}$ – межа витривалості робочих поверхонь зубців (табл. 3.9), що відповідає базовому числу циклів зміни напружень N_{HO} МПа (база випробувань N_{HO} визначається за табл. 3.10);

S_H – коефіцієнт безпеки ($S_H = 1,1$ при нормалізації, поліпшенні або об'ємному загартуванні; при поверхневому загартуванні і цементуванні $S_H = 1,2$);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь зубців ($Z_R = 1$ при $R_a = 1,25 \div 0,63$; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \div 1,5$; $Z_R = 0,9$ при $R_z = 40 \div 10$ мкм);

Z_N – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну служби, режиму

навантаження передачі і можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач.

Таблиця 3.9.

Межі контактної витривалості $\sigma_{H \text{ lim } b}$

$\sigma_{H \text{ lim } b}$, МПа	Матеріал	Твердість поверхонь зубців (середня)	Термічна обробка зубців
2 HB + 70 18 HRC + 150 17 HRC + 200	Сталь вуглецева і легована	HB ≤ 350 HRC 38-50 HRC 40-50	Нормалізація, поліпшення Об'ємне загартування Поверхневе загартування
23HRC 1050	Сталь легована	HRC > 56 HV 550-750	Цементування і нітроцементування Азотування

При постійному навантаженні, $Z_N = \sqrt[6]{N_{HO}/N_H}$, де $N_H = 60nct_\Sigma$, (або $N_H = 573\omega ct_\Sigma$) – циклічна довговічність (див. крок 3.40).

При змінному навантаженні розрахункова циклічна довговічність визначається за формулою:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_\Sigma \cdot K_{HE}$$

де K_{HE} – коефіцієнт приведення змінного режиму навантаження до постійного еквівалентного.

У розрахункові формули (3.21) і (3.22) входить менше з допустимих напружень, прийнятих для шестірні і колеса. Оскільки матеріал колеса має звичайно меншу твердість, ніж матеріал шестірні, то в більшості випадків $[\sigma]_H$ для колеса менше.

Таблиця 3.10.

Базове число циклів $N_{H \text{ lim } b}$ (база випробувань N_{HO})

Твердість поверхонь зубців HB	До 200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{HO} , млн. циклів	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

У табл. 3.9 наведені значення межі витривалості $\sigma_{H \text{ lim } b}$ для різних матеріалів зубчастих коліс.

За даними прикладу (крок 3.40) визначити контактні напруження, що допускаються, для шестірні колеса прямозубої передачі.

§10. Послідовність проектного розрахунку циліндричної прямозубої передачі

Вихідними даними для розрахунку передачі звичайно є потужність (або обертаючий момент), кутові швидкості (або швидкість одного вала і передаточне число), умови роботи (характер навантаження) і термін служби передачі.

Оскільки проектний розрахунок зубців у закритих передачах виконують на контактну міцність, а у відкритих – на згин, то і порядок їхнього розрахунку дещо відмінний.

3.46. Розрахунок закритої циліндричної прямозубої передачі.

1. Визначити передаточне число u .
2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити термічну обробку і значення твердості робочих поверхонь зубців (табл. 3.11).

Таблиця 3.11.

Краї марки сталей для виготовлення зубчастих коліс

Термічна обробка	Твердість <i>HB (HRC)</i>	<i>d</i> , мм				
		Будь-яка	315	200	125	80
		<i>b</i> , мм				
		Будь-яка	200	125	80	50
Нормалізація, поліпшення	179-207	45	45	45	45	45
	235-262	-	35ХМ	40Х	45	45
	269-302	-	-	35ХМ	40Х	45
Поверхнєве загартування ТВЧ	(45-50)	-	-	35ХМ	35ХМ	35ХМ
	(50-56)	-	-	50ХМ	50ХМ	50ХМ
Цементация	(56-63)	-	-	20ХН2М	20ХН2М	20ХН2М
Нітроцементация	(56-63)	-	-	25ХГТ	25ХГТ	25ХГТ
Азотування	(50-56)	-	-	40ХН2МА	40ХН2МА	40ХН2МА

3. Визначити базу випробувань N_{lim} , розрахункову циклічну довговічність N_K , обчислити коефіцієнти і допустиме напруження на згин (див. кроки 3.39, 3.40, 3.41, 3.45).

4. Вибрати коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця колеса) і розрахувати ψ_{ba} .

5. Визначити міжосьову відстань з умови контактної міцності за формулою (3.22) і округлити його значення до стандартного.

Для стандартних редукторів розрахункове значення a_w округляють до найближчого більшого значення: 40, 50, 63, 80, 100, 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, (335), 400, (450), 500, (560), 630, (710), 800, (900), 1000 і т. д. до 25000 (у дужках значення по 2-му ряду стандарту для a_w).

6. Задати модуль зі співвідношення $m = (0,01 \div 0,02) a_w$ і округлити його значення до найближчого стандартного (див. табл. 3.1). При цьому в силових передачах бажано, щоб модуль був не меншим 1,5-2 мм.

7. Визначити сумарне число зубців z_Σ передачі, числа зубців шестірні і колеса.

8. З табл. 3.6 вибрати коефіцієнти форми і концентрації напружень зубців Y_{FS} для шестірні і колеса.

9. Перевірити міцність зубців за напруженнями згину. При незадовільних результатах ($\sigma_F \leq [\sigma]_F$ або $\sigma_F > [\sigma]_F$) необхідно шляхом відповідної зміни числа зубців і модуля при тій же міжосьовій відстані домогтися зменшення напружень згину, не порушуючи при цьому умови контактної міцності.

10. Зробити геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.3).

11. Визначити колову швидкість колеса v і за табл. 3.12 призначити відповідний ступінь точності зачеплення.

Таблиця 3.12.

Значення колової швидкості коліс

Вид передачі	Форма зубців	Твердість поверхонь зубців колеса (більшого) <i>НВ</i>	Колова швидкість V (м/с, не більше) при степені точності			
			6	7	8	9
Циліндрична	Прямі	До 350	18	12	6	4
		Понад 350	15	10	5	3
Конічна	Непрямі	До 350	36	25	12	8
		Понад 350	30	20	9	6
	Прямі	До 350	10	7	4	3
		Понад 350	9	6	3	2,5

Примітка. Щоб уникнути одержання надмірно високих значень коефіцієнтів навантаження, пропонується ступінь точності призначати на одиницю вище, ніж зазначено в таблиці.

Приклад 3.1 (домашнє завдання). Розрахувати циліндричну прямозубу передачу: потужність $P = 8 \text{ кВт}$, кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = 80 \text{ рад/с}$; веденого – $\omega_2 = 40 \text{ рад/с}$; колеса сталеві; передача закрита, нереверсивна.

3.47. Розрахунок відкритих передач. Пропонується така послідовність розрахунку.

1. Визначити передаточне число u .
2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити їх термічну обробку і значення твердості робочих поверхонь зубців.
3. Визначити розрахункову циклічну довговічність, обчислити коефіцієнти режиму роботи і визначити допустимі напруження згину (див. кроки 3.39-3.41).
4. Задати число зубців шестірні $z_1 \geq 17$ і за передаточним числом визначити число зубців колеса z_2 .
5. Визначити за табл. 3.6 коефіцієнти форми зубця Y_F .
6. Вибрати коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця колеса ψ_{bd}).
7. З умови міцності на згин визначити модуль передачі m і округлити його до найближчого більшого стандартного значення (див. табл. 3.1).
8. Зробити геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.3).
9. Визначити колову швидкість коліс і за табл. 3.12 відповідний ступінь точності зачеплення.

Приклад 3.2 (домашнє завдання).

Виконати проектний розрахунок відкритої зубчатої циліндричної передачі за такими даними: $P = 24,5 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 80 \text{ рад/с}$; $\omega_2 = 40 \text{ рад/с}$.

Для скорочення обсягу розрахунку вихідні дані з розрахунку допустимих напружень приймаються з прикладу 3.1.

3.48. Контрольна картка 3.7.

Контрольна картка 3.7

Питання	Відповіді	Код
За якою формулою виконується перевірочний розрахунок прямозубої передачі на контактну міцність?	$Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a^3 w u^2}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \leq [\sigma]_H$	1
	$K_a (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$	2
	$Y_F = \frac{2 T_2 K_{F\beta} K_{F\alpha}}{u z_1^2 m^3 \psi_{bd}}$	3
	$K_m^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$	4
У яких межах вибирають коефіцієнт ψ_{bd} для прямозубої передачі?	8–40	5
	0,2–1,4	6
За якою формулою визначають допустимі контактні напруження?	$(y_{F \text{ lim } b}^0 / S_F) Y_R Y_A Y_N$	7
	$(y_{H \text{ lim } b} / S_H) Z_R Z_N$	8
У якій системі одиниць необхідно підставляти параметри a_w ; m ; $[\sigma]_H$; $[\sigma]_F$ у формули першого питання?	СИ	9
	МКГСС	10
Які передачі розраховують на контактну міцність і перевіряють на згин?	Відкриті	11
	Закриті	12

Завдання 10. Рекомендації студентам. Вивчіть §11-14 теми «Циліндричні косозубі і шевронні зубчасті передачі», дайте відповіді на питання кроків 3.49-3.64 і контрольних карток кроків 3.56 і 3.65 (КК 3.8 і 3.9). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 10.

§11. Циліндричні косозубі і шевронні зубчасті передачі. Будова й основні геометричні і силові співвідношення

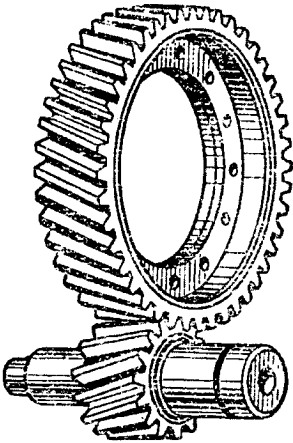


Рис. 3.36

3.49. Косозубі зубчасті передачі, як і прямозубі, призначені для передачі обертаючого моменту між паралельними валами (рис. 3.36). У косозубих коліс осі зубців розташовуються не по твірній ділительного циліндра, а по гвинтовій лінії, що складає з твірною кут β (рис. 3.37). Кут нахилу зубців β приймають рівним $8-18^\circ$, він однаковий для обох коліс, але на одному зі сполучених коліс зубці нахилені вправо, а на іншому – вліво. Передаточне число для однієї пари $u \leq 12$. У прямозубих передачах лінія контакту паралельна до осі, а в косозубих розташована по діагоналі на поверхні зубця (контакт у прямозубих передачах здійснюється уздовж усієї довжини зубця, а в

косозубих – спочатку в точці збільшується до прямої, «діагонально» захоплює зубець, і поступово зменшується до точки).

Переваги косозубих передач порівняно з прямозубими: зменшення шуму при роботі; менші габаритні розміри; висока плавність зачеплення; велика навантажувальна здатність; значно менші додаткові динамічні навантаження.

Напрямок осьової сили залежить від напрямку обертання колеса (див. рис. 3.37), напрямку гвинтової лінії зубця, а також від того, яким є колесо – ведучим чи веденим. Осьова сила додатково навантажує вали й опори, що є недоліком косозубих передач.

Як впливає кут нахилу зубців на величину осьової сили (див. рис. 3.37)?

3.50. Шевронні зубчасті колеса являють собою різновид косозубих коліс (рис. 3.38).

Циліндричне зубчасте колесо, вінець якого по ширині складається з ділянок із правими і лівими зубцями (рис. 3.38, а), називають шевронним колесом. Частина вінця зубчастого колеса, у межах якого лінії зубців мають один напрямок, називають напівшевроном. Розрізняють шевронні колеса з жорстким кутом (рис. 3.38, б), що призначений для виходу ріжучого інструмента при нарізанні зубців. Шевронні передачі мають переваги перед косозубими, осьові сили (рис. 3.39) протилежно спрямовані і на підшипник не передаються. У цих передачах допускають великий кут нахилу зубців ($\beta = 25 \div 40^\circ$). Через складність виготовлення шевронні передачі застосовують рідше, ніж косозубі, тобто в тих випадках, коли потрібно передавати велику потужність і високу швидкість, а осьові навантаження небажані.

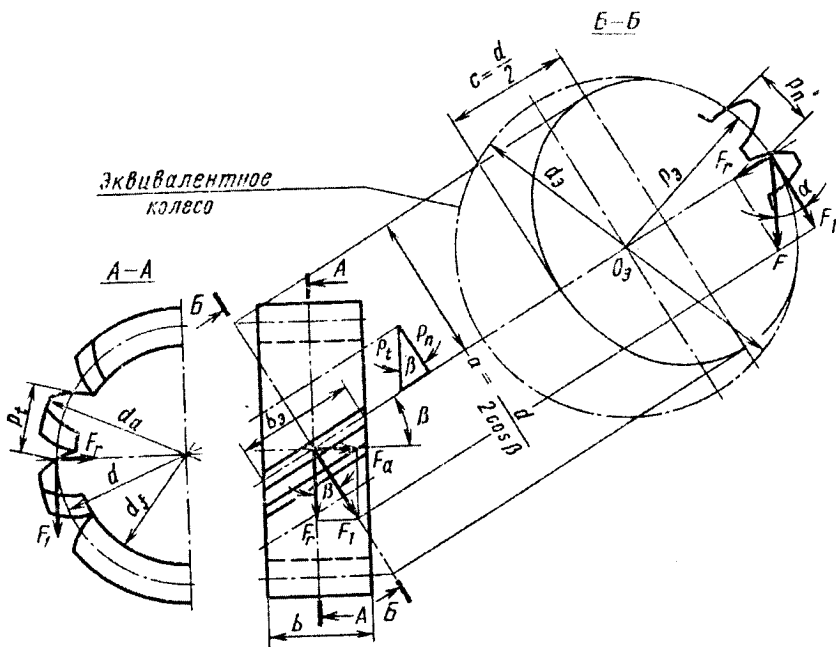


Рис. 3.37

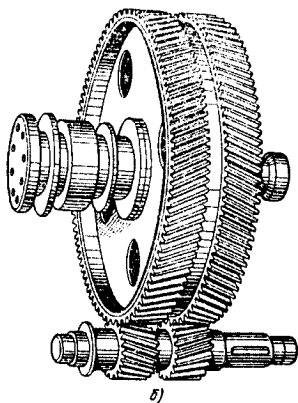


Рис. 3.38

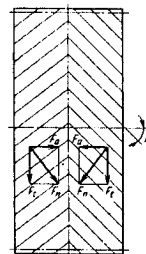
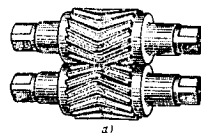


Рис. 3.39



Рис. 3.40

Чи буде виникати осьова сила в передачі, що складається з зубчастих коліс (рис. 3.40)? Чим відрізняється ця передача від косозубої?

3.51. Косозубі і шевронні колеса, на відміну від прямозубих, мають два кроки і два модулі: у нормальному перерізі (див. рис. 3.37) по ділительному колу – нормальний крок p_n , у торцевій площині – торцевий крок p_t . З умови, що модуль зачеплення дорівнює кроку, поділеному на число π , маємо $m_n = p_t/\pi$; $m_t = p_t/\pi$.

Для косозубих і шевронних коліс значення нормального модуля m_n стандартизовані, тому що профіль косоного зубця в нормальному перерізі відповідає вихідному контурові інструментальної рейки і, отже, $m = m_n$ (косозубі і шевронні колеса нарізають тим же способом та інструментом, що і прямозубі). Нормальний модуль m_n є вихідним при геометричних розрахунках.

За рис. 3.37 визначте залежність між нормальним і торцевим кроком і модулем через кут нахилу зубців.

3.52. Геометричні параметри циліндричної косозубої і шевронної передач з евольвентним профілем зубця розрахують за формулами, наведеними у табл. 3.13. За торцевим модулем m_t розраховують діаметри ділительних (початкових) кіл, а до m_n – всі інші розміри зубчастих коліс.

Перепишіть у конспект табл. 3.13. Визначте m_n і m_t , якщо відомі діаметр ділительного кола і міжосьова відстань.

Таблиця 3.13.

Геометричні параметри циліндричної косозубої передачі

Параметр, позначення	Розрахункові формули
Нормальний модуль m_n	$m_n = \frac{p_n}{\pi}$; $m_n = \frac{d}{z} \cos\beta$; $m_n = m_t \cos\beta$
Торцевий (коловий модуль) m_t	$m_t = \frac{p_t}{\pi}$; $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$; $m_t = \frac{d}{z}$
Діаметр кола вершин зубців d_a	$d_a = m_t z + 2m_n$; $d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} + 2 \right)$
Діаметр ділительного кола d	$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}$
Діаметр основного кола d_b	$d_b = m_t z \cos\alpha_t = \frac{m_n z \cos\alpha_t}{\cos\beta}$
Діаметр кола западин зубців d_f	$d_f = m_t z + 2,5m_n = \frac{m_n z}{\cos\beta} - 2,5 m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} + 2,5 \right)$
Крок нормальний p_n	$p_n = m_n \pi$; $p_n = p_t \cos\beta$
Крок торцевий (коловий) p_t	$p_t = m_t \pi$; $p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$
Колова товщина зубців s_t	$s_t = \frac{\pi m_n}{2}$

Ширина западин зубців e	$e = \frac{\pi m_n}{2}$
Висота зубця h	$h = 2,25m_n$
Висота голівки зубця h_a	$h_a = m_n$
Висота ніжки зубця h_f	$h_f = 1,25m_n$
Радіальний зазор c	$c = 0,25m_n$
Міжосьова відстань a_w	$a_w = \frac{m_t z_\Sigma}{2} = \frac{m_n z_\Sigma}{2 \cos \beta}$
Довжина зубця b	$b = m_n \psi_m (\psi_m = 10 \div 20)$
Ширина вінця b_w	$b_w = b \cos \beta$

Примітка. Кут профілю зубця рейки в торцевому перерізі не дорівнює куту профілю зубця рейки в нормальному перерізі [$\alpha_t \neq \alpha$ ($\alpha_t > \alpha$)]

3.53. У косозубій передачі сила F , що діє на зубець косозубого колеса (див. рис. 3.37 і 3.41), спрямована по нормалі до профілю зубця, тобто по лінії зачеплення еквівалентного прямозубчастого колеса, і складає кут α з дотичною до еліпса. Цю силу розкладемо на дві складові: колову силу на еквівалентному колесі F_t , і радіальну (розпірну) силу на цьому колесі F_r .

Якщо, у свою чергу, силу F_t розкласти по двох напрямках, то одержимо такі сили: F_t – колову силу, F_a – осьову.

Згадайте, чому дорівнює колова сила F_t , якщо відомі потужність P і колова швидкість V . Які сили діють на косий зубець? Визначте їх за рис. 3.41 через колову силу.

3.54. Для зубчастого колеса із шевронним зубом колову силу F_t і розпірну F_r , визначають за тими ж формулам, що і для косозубої передачі, тобто $F_t = P/V$, $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$. У шевронній передачі осьова сила $F_a = 0$.

Чому в шевронній передачі (див. рис. 3.38) осьова сила дорівнює нулеві?

3.55. Гвинтова передача (різновид косозубої) складається з двох косозубих циліндричних коліс (рис. 3.42). Однак на відміну від косозубих циліндричних передач з паралельними валами між зубцями тут відбувається в точці і при значних швидкостях ковзання. Тому при значних навантаженнях гвинтові зубчасті передачі працювати задовільно не можуть.

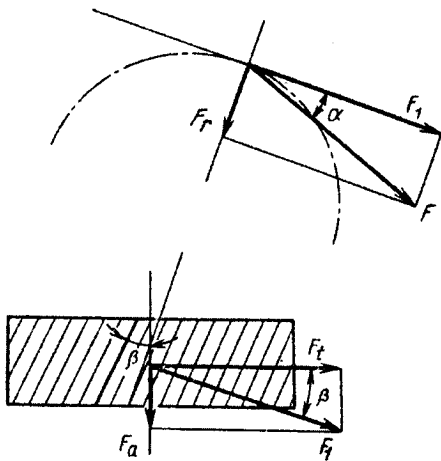


Рис. 3.41

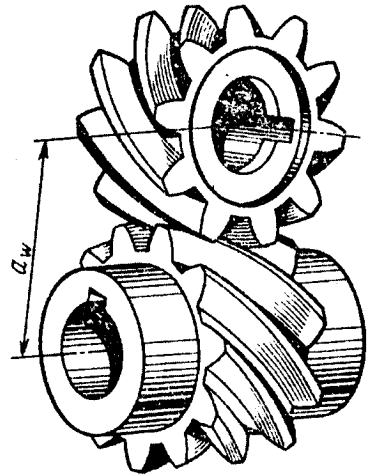


Рис. 3.42

За рис. 3.42 визначте, як розташовані осі валів у гвинтової передачі.
3.56. Контрольна картка 3.8

Контрольна картка 3.8

Питання	Відповіді	Код
Покажіть на рис. 3.43 нормальний крок зубців p_n	x_1	1
	x_2	2
	x_3	3
	x_4	4
	На малюнку не показаний	5
У яких межах приймають кут нахилу зубців (β) для косозубої зубчастої передачі?	8-15°	6
	25-45°	7
	20°	8
	90°	9
Який модуль приймають стандартним при розрахунку косозубої зубчастої передачі?	m_n	10
	m_t	11
	Обидва	12
Вкажіть формулу для розрахунку передаточного числа і косозубої передачі, якщо відомі діаметри, показані на рис. 3.44	d_{a1}/d_{a2}	13
	d_{a2}/d_{a1}	14
	d_1/d_2	15
	d_2/d_1	16
	d_f/d_f	17
За яким модулем розраховують діпильний розмір у косозубої передачі?	m_n	18
	m_t	19
	За обома	20

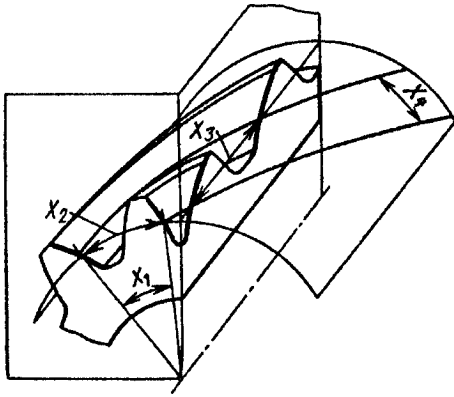


Рис. 3.43

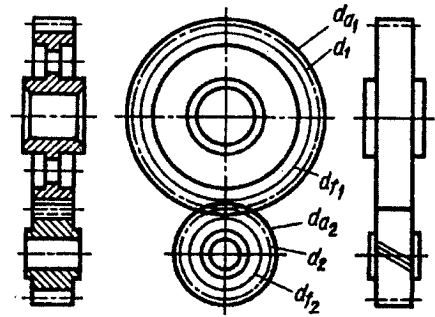


Рис. 3.44

§ 12. Розрахунок зубців циліндричної косозубої і шевронної передач на згин

3.57. Розрахунок на згин косих і шевронних зубців аналогічний до розрахунку прямих зубців. Це пояснюється тим, що в косозубої і шевронній передачах зубці значно міцніші від прямих зубців, де відповідно в розрахункові формули (3.5), (3.9) вводять коефіцієнти, що враховують підвищення міцності при згині порівняно з прямими зубцями.

Коефіцієнт форми зубця Y_F вибирають за табл. 3.6 залежно від еквівалентного числа зубців приведенного колеса (див. рис. 3.37):

$$z_e = z_v = z / \cos^3 \beta,$$

де z_v – число зубців приведенного (еквівалентного) колеса в перерізі Б-Б (див. рис. 3.37); z – фактичне число зубців; β – кут нахилу зубців.

Якщо зубчасте колесо розсікти нормальною площиною (див. рис. 3.37), то в перерізі початкового циліндра одержимо еліпс із напівосями $a = d/2 \cos \beta$ і $b = d/2$. Профіль зубця в цьому перерізі близький до профілю такого прямого зубця модуля m_n , що розташується на циліндричному колесі радіусом $c_e = d_e/2$, що дорівнює радіусові кривизни еліпса. Це колесо називається еквівалентним (приведеним) колесом. Радіус кривизни еліпса $c_e = a^2/b = d/(2 \cos^2 \beta)$. Діаметр еквівалентного колеса $d_e = 2c_e = d/\cos^2 \beta$. Якщо в останній вираз підставити $d = (m_n z)/\cos \beta$, то отримаємо число зубців еквівалентного колеса (еквівалентне або фіктивне число зубців):

$$m_n z_e = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta} \text{ або } z_e = z / \cos^3 \beta = z_v.$$

При тих самих силових параметрах передачі косозуба передача порівняно з прямозубою має менші чи більші габарити?

3.58. Перевірочний розрахунок. За аналогією до формули (3.5) умова міцності зубців на згин циліндричної косозубої передачі відрізняється введенням поправкових коефіцієнтів:

враховуючий перекриття зубців $Y_\varepsilon = 1/K_\varepsilon \varepsilon_\alpha$;
 враховуючий кут нахилу зубця $Y_\beta \approx \cos \beta$ (при $\beta = 8 \div 18^\circ$ середнє значення $Y_\beta = 0,9$);
 враховуючий розподіл навантаження між зубцями $K_{F\alpha}$ (вибирається за табл. 3.14).

Таблиця 3.14.

Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

Ступінь точності передачі	$K_{H\alpha}$ при коловій швидкості V , м/с			$K_{F\alpha}$
	5	10	15	
6	1,01	1,03	1,04	0,72
7	1,05	1,07	1,09	0,81
8	1,09	1,13	-	0,91

Прийmemo $Y_\varepsilon Y_\beta = 0,9$, тоді формула перевірного розрахунку косозубих передач на згин набуває вигляду

$$\sigma_F = 0,9 Y_F \frac{2T_2}{uz_1^2 m_n^3 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \leq [\sigma]_F, \quad (3.23)$$

де T_2 – обертаючий момент на колесі, Н·мм; u – передаточне число; $\psi_{bd} = 0,2 \div 1,4$ – коефіцієнт довжини зубця (табл. 3.7); Y_F – коефіцієнт форми зубця (табл. 3.6 вибирається за еквівалентним числом зубців шестірни z_v); z – число зубців; m_n – нормальний модуль, мм; $K_{F\beta} K_{Fv}$ – коефіцієнти розрахункового навантаження (див. табл. 3.4 і 3.5); $[\sigma]_F$ – допустиме напруження при згині, МПа (вибирається, див. крок 3.39). Розрахунок косозубих передач на згин ведеться за менш міцним зубцем, у якого відношення $[\sigma]_F/Y_F$ менше.

Відмінність розрахунку на згинальну міцність косозубих і прямозубих передач.

3.59. Проектний розрахунок. З урахуванням формули (3.9) з формули (3.23)

$$m_n = K_m \sqrt{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F K_{F\alpha}}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.24)$$

де m_n – нормальний модуль, мм; T_2 – обертаючий момент, Н·мм; $[\sigma]_F$ – допустиме напруження при згині, МПа; K_m – допоміжний коефіцієнт (див. крок 3.38) (для косозубих передач K_m враховує також Y_ε і Y_β).

Для умови $z = 24$, $\beta = 36^\circ 52' 12''$ виберіть з табл. 3.6 коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень Y_F .

§13. Розрахунок циліндричної косозубої і шевронної передач на контактну міцність

3.60. Перевірочний розрахунок на контактну міцність косозубих і шевронних коліс виконують аналогічно до розрахунку прямозубчастих коліс. Розташування зубців у косозубому зачепленні підвищує коефіцієнт перекриття зубців, тому що в зачепленні знаходиться одночасно декілька пар зубців, що зменшує навантаження

на один зубець і підвищує його контактну міцність, збільшує міцність зубців на згин, зменшує динамічні навантаження. Для врахування підвищення контактної міцності косих зубців порівняно з прямими у формулу (3.21) вводять поправкові коефіцієнти.

Контактні напруження, що виникають у поверхневому шарі косих зубців:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a_w^3 u^2} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.25)$$

де $Z_H = 1,76 \cos \beta$ – коефіцієнт, що враховує форму сполучення поверхонь зубців (середнє значення $Z_H \approx 1,71$); $Z_M = 275 \text{ МПа}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу сполучених коліс; $Z_\varepsilon = \sqrt{1 / K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній (для косозубих передач середнє значення $Z_\varepsilon = 0,8$); $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями (вибирається за табл. 3.14); $K_{H\beta}$ (табл. 3.4), $K_{H\nu}$ (табл. 3.5) – коефіцієнти режиму роботи; $\psi_{ba} = 2 \psi_{bd} / (u + 1)$ – коефіцієнт довжини зубця (ψ_{bd} – табл. 3.7); a_w – міжосьова відстань, мм; $u \geq 1$ – передаточне відношення; T_2 – момент на колесі, Н · мм; $[\sigma]_H$ – допустиме нормальне контактне напруження, МПа.

Як враховується при розрахунку зубців на контактну міцність концентрація навантаження і динамічність її дії?

3.61. Проектний розрахунок на контактну міцність. Аналогічно до розрахунку прямозубої передачі (див. крок 3.44) одержимо формулу проектного розрахунку для визначення міжосьової відстані косозубої передачі:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (3.26)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт ($K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ з урахуванням $K_{H\alpha}$).

Допустиме напруження $[\sigma]_H$ слід підставити у формулу (3.26) – для матеріалу шестірні чи матеріалу колеса? Відповідь обґрунтувати.

3.62. Допустимі нормальні контактні напруження для розрахунку циліндричної косозубої передачі визначають так само, як і для розглянутих раніше прямозубих передач (див. крок 3.45). Часто матеріали для шестірні і колеса вибирають однаковими. Різні контактні напруження, що допускаються для шестірні і колеса, забезпечуються шляхом їх різної термічної обробки. Кращі марки сталей дані в табл. 3.11. У якості допустимого контактного напруження для косозубих і шевронних циліндричних передач приймають значення менше від середнього арифметичного між значеннями $[\sigma]_{H_1}$ і $[\sigma]_{H_2}$, тобто

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}), \quad (3.27)$$

де $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження; $[\sigma]_{H_1}$ – допустиме контактне напруження для матеріалу шестірні; $[\sigma]_{H_2}$ – допустиме контактне напруження для матеріалу колеса. Розрахункове $[\sigma]_H$ не може бути прийняте більшим, ніж $1,23 [\sigma]_{H_2}$.

Користуючись вихідними даними прикладу кроку 3.45, розрахуйте допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$ для сталевих косозубих шестірни і колеса (твердість зубців HB 475).

§14. Послідовність проектного розрахунку циліндричної косозубої передачі

Послідовність зазначеного розрахунку аналогічна до розрахунку циліндричної прямозубої передачі (див. кроки 3.46, 3.47).

3.63. Послідовність розрахунку закритої циліндричної косозубої передачі.

1. Визначити передаточне число u .
2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити термічну обробку і твердість робочих поверхонь зубців.
3. Визначити базове число циклів N_{lim} , розрахункову циклічну довговічність N_H , визначити допустиме напруження згину і контактні напруження (див. кроки 3.45, 3.62);
4. Вибрати коефіцієнт ψ_{ba} довжини зубця (ширини вінця колеса) (див. крок 3.60).
5. Визначити міжосьову відстань з умови контактної міцності за формулою (3.26).
6. Задати значення нормального модуля зі співвідношення $m_n = (0,01 \div 0,02) a_w$ і округлити його до найближчого стандартного значення (див. табл. 3.1). При цьому для силових передач бажано мати модуль не менше 1,5–2 мм.
7. Задати кут нахилу зубців β і визначити сумарне число зубців z_Σ передачі, числа зубців шестірни і колеса z_1 і z_2 .
8. Визначити еквівалентні числа зубців z_{v1} , z_{v2} і коефіцієнти форми зубця Y_{F1} і Y_{F2} .
9. За формулою (3.23) перевірити міцність зубців за напруженням згину. При незадовільних результатах ($\sigma_F > [\sigma]_F$ або $\sigma_F = [\sigma]_F$) необхідно шляхом відповідної зміни числа зубців і модуля при тій же міжосьовій відстані домогтися визначеної зміни напруження згину, не порушуючи умови контактної міцності.
10. Виконати геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.13). Визначити колову швидкість коліс і за табл. 3.12 призначити відповідний ступінь точності, вибрати $K_{F\alpha}$ (табл. 3.14).

3.64. Розрахунок відкритих передач.

1. Визначити передаточне число u .
2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали для коліс, призначити вид термічної обробки і твердість робочих поверхонь зубців.
3. Визначити базу випробувань базового числа циклів N_{lim} , розрахункове циклічне навантаження, обчислити коефіцієнти і визначити допустимі напруження згину (див. кроки 3.39–3.41).
4. Задати кут нахилу зубців β і число зубців шестірни z_1 .
5. Визначити число зубців колеса z_2 .
6. Визначити числа зубців z_{v1} і z_{v2} еквівалентних коліс (шестірни і колеса) за табл. 3.6 коефіцієнти форми зубця Y_{F1} і Y_{F2} .

7. Вибрати ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) (див. крок 3.58).
8. З умови міцності на згин визначити за формулою (3.24) значення нормального модуля m_n і округлити до найближчого більшого стандартного значення (див. табл. 3.1).
9. Виконати геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.13).
10. Визначити колову швидкість коліс v і за табл. 3.12 призначити відповідну їй ступінь точності.

Домашнє завдання. Для проектного розрахунку відкритої косозубої передачі згідно з рекомендованою послідовністю розрахунку запишіть у конспект розрахункові формули. Повторіть інформацію кроків 3.39, 3.51–3.59 і запишіть формули для проектного розрахунку відкритої косозубої передачі.

3.65. Контрольна картка 3.9.

Контрольна картка 3.9.

Питання	Відповіді	Код
За якою формулою проводять перевірочний розрахунок на контактну міцність косозубої передачі?	$0,9Y_F \frac{2T_2}{uz_1^2 m_n^3 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}$	1
	$K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{bd} u^2 [\sigma]_H^2}}$	2
	$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \times$ $\times \sqrt{\frac{0,5T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{bd} a_w^3 u^2}} K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha}$	3
	$K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F K_{F\alpha}}{uz_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$	4
У яких межах вибирають коефіцієнт ψ_{bd} для косозубої передачі?	10-20	6
	0,2-1,2	7
	0,4-1,0	8
Який модуль у косозубої передачі більший – нормальний чи торцевий?	m_n	9
	m_t	10
	Тотожні	11
У якій системі одиниць необхідно підставляти значення параметрів a_w ; T_2 ; m_n ; $[\sigma]_F$ і $[\sigma]_H$ у формули першого питання?	СІ	12
	МКГСС	13
	Байдуже, у якій системі	14
Визначте коефіцієнт форми і концентрації напружень косозубої шестірни, якщо $\beta = 8^\circ 40' 14''$; якщо $z_2 = 25$; $d_1 = 40$ мм; $d_2 = 50$ мм	4,07	15
	3,98	16
	3,90	17
	4,03	18

§15. Конічні зубчасті передачі. Будова й основні геометричні і силові співвідношення

Завдання 11. Рекомендації студентам.

Вивчіть §15-18 теми «Конічні зубчасті передачі», дайте відповіді на питання кроків 3.66–3.64 і контрольних карток кроків 3.73–3.81 (КК 3.10 і 3.11). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 11.

3.66. Зубчасту передачу з осями, що перетинаються, і у якої початкові і ділильні поверхні коліс конічні, називають конічною. Конічна передача складається з двох конічних зубчастих коліс (рис. 3.45) і служить для передачі обертаючого моменту між валами з осями, що перетинаються під кутом $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Найбільш поширена в машинобудуванні конічна передача з кутом між осями $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 3.46), але можуть бути передачі і з $\Sigma \geq 90^\circ$. Колеса конічних передач виконують із прямими (рис. 3.47, а), косими (рис. 3.47, б) і круговими зубцями (рис. 3.47, в).

Передачу з конічними колісами для передачі обертаючого моменту між валами з перехресними осями називають гіпоїдною (рис. 3.48). Ця передача знаходить застосування в автомобілях.

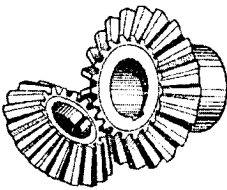


Рис. 3.45

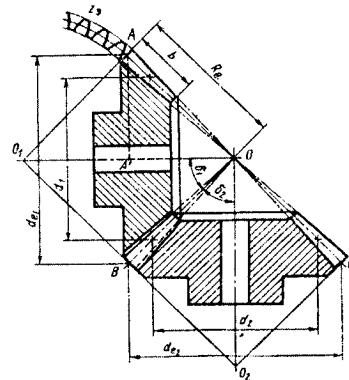


Рис. 3.46

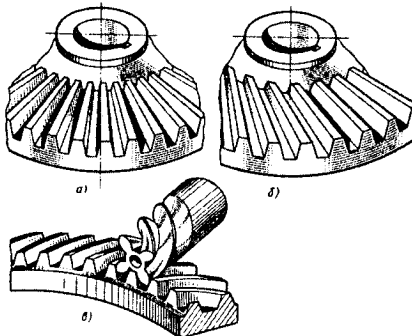


Рис. 3.47

За вартістю кінчні передачі дорожчі від циліндричних при тотожних силових параметрах. Їхнє застосування диктується лише необхідністю передавати момент при пересічних осях валів. Передаточне число однієї пари $u \leq 6.3$.

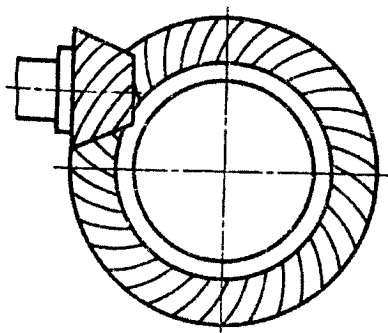


Рис. 3.48

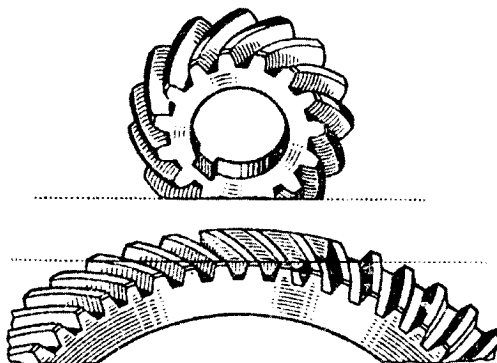


Рис. 3.49

З якими зубцями виконані шестірни і колесо, показані на рис. 3.49?

3.67. Вершини початкових і ділительних конусів кінчної передачі знаходяться в точці перерізу осей валів 0 (рис. 3.50). Висота і товщина зубців зменшуються в напрямку до вершин конусів. Геометричні параметри кінчної передачі (рис. 3.46 і 3.50):

AOB – ділительний конус шестірни;

BOC – ділительний конус колеса;

AO_1B – ділительний додатковий конус шестірни;

BO_2C – ділительний додатковий конус колеса;

δ_1 – кут ділительного конуса шестірни;

δ_2 – кут ділительного конуса колеса;

d_{e1} – зовнішній ділительний діаметр шестірни;

d_{e2} – зовнішній ділительний діаметр колеса;

d_1 – середній ділительний діаметр шестірни;

d_2 – те ж, колеса;

b – ширина зубчастого вінця (довжина зубця);

R_e – зовнішня ділительна конусна відстань (або довжина дистанції).

За рис. 3.46 та інформацією кроку 3.67 виведіть у конспекті формулу для визначення передаточного числа через кут ділительного конуса шестірни.

3.68. Передаточне число кінчної передачі визначається так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{l}{tg \delta_1} = tg \delta_2.$$

Запишіть формулу для визначення u у конспект і виведіть формулу для визначення кута δ_1 , якщо відоме передаточне число u .

3.69. У кінчній передачі може бути дуже багато ділительних кіл. Для розрахунку в машинобудуванні приймають тільки зовнішнє і середнє ділительні кола (див. рис. 3.46).

З умови, що в конічній передачі модуль і ділильний діаметр зв'язані тими ж співвідношеннями, що й у циліндричних передачах, тобто $d = mz$ (рис. 3.51), визначають зовнішній d_e і середній d_m ділильні діаметри:

$$d_e = m_e z; d_m = m_m z,$$

де m_e – зовнішній коловий модуль; m_m – середній коловий модуль.

Зовнішній коловий модуль звичайно вибирають зі стандартного ряду (див. табл. 3.1). Округлення зовнішнього модуля до стандартного значення не є обов'язковою вимогою. Цей модуль називають виробничим і за його значенням визначають всі геометричні параметри зубчастих коліс (задають розміри зубців на зовнішньому торцеві, на якому зручно виконувати виміри).

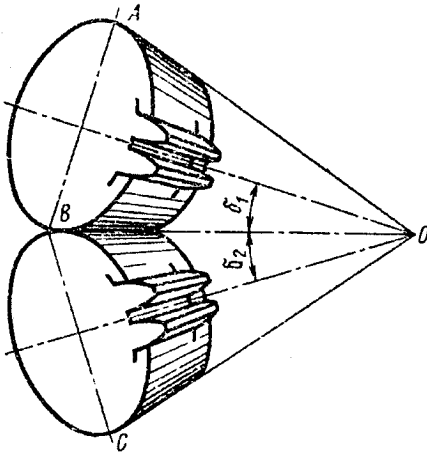


Рис. 3.50

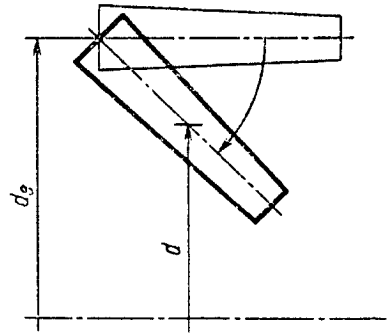


Рис. 3.51

Середній коловий модуль m розраховують у залежності від зовнішнього колового модуля m_e . За середнім коловим модулем виконують розрахунок передачі на міцність при згині.

Покажіть на рис. 3.52 висоту зубця h_{ae} і h_{am} .

3.70. Залежність між m_e і m_m у конічній передачі. З рис. 3.53 $r_e = r + AB$, де $AB = \frac{b}{2} \sin \delta$ (з $\triangle ABC$). Звідси $r_e = r + \frac{b}{2} \sin \delta$. Помноживши ліву і праву частини тотожності на два, одержимо $d_e = d + b \sin \delta$. Розділивши ліву і праву частини тотожності на z , одержимо

$$\frac{d_e}{z} = \frac{d_m}{z} + \frac{b}{z} \sin \delta \text{ або } m_e = m_m + \frac{b}{z} \sin \delta.$$

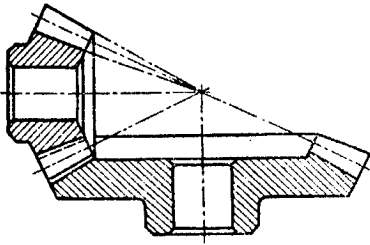


Рис. 3.52

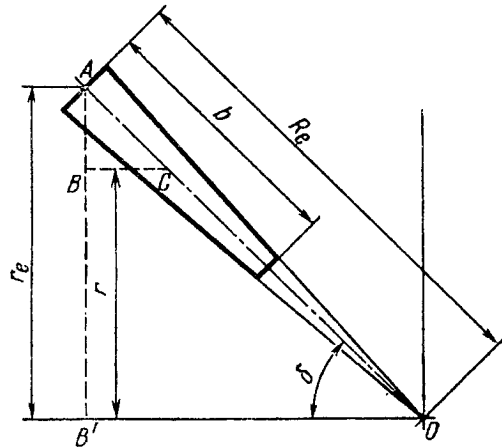


Рис. 3.53

За аналогією (рис. 3.53) виведіть формулу для визначення зовнішньої ділильної конусної відстані залежно від m_e і z .

3.71. Геометричні співвідношення розмірів прямозубої конічної передачі з евольвентним профілем зубця. Згідно з рис. 3.54, зовнішній діаметр кола вершин зубців

$$d_{ae} = d_e + 2AB = m_e z + 2m_e \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta);$$

зовнішній діаметр западин зубців

$$d_{fe} = d_e - 2AC = m_e z - 2,4m_e \cos \delta = m_e (z - 2,4 \cos \delta).$$

Довжина зубця (ширина вінця) $b = \psi_{bd} d_1$ [$\psi_{bd} = 0,3 \div 0,6$ за умови $\psi_{bre} = b/R_e \leq 0,3$ і $b \leq 10m_e$, де d_1 – середній ділильний діаметр шестірні].

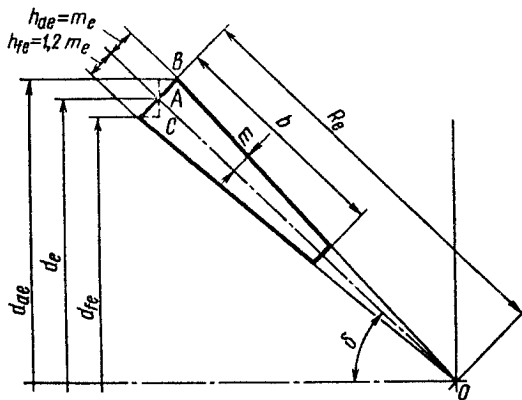


Рис. 3.54

Орієнтовно довжина зубця може бути вибрана також залежно від зовнішньої ділильної конусної відстані R_e :

$$R_e/4 \leq b \leq R_e/3.$$

З інформації кроків 3.61–3.71 запишіть у конспект формули для визначення геометричних параметрів прямозубої конічної передачі. Запис зробіть у вигляді таблиці (аналогічно до табл. 3.3 і 3.13).

Геометричні параметри прямозубої конічної передачі

Параметр, позначення	Розрахункові формули
Зовнішній коловий модуль m_e	$m_e = \frac{d_e}{z}; m_e = \frac{2R_e \sin \delta}{z}$
Середній коловий модуль m	$m = m_e - \frac{b}{z} \sin \delta$
Зовнішній діаметр вершин зубців d_{ae}	$d_{ae} = m_e (z + 2 \cos \delta)$
Зовнішній ділільний діаметр d_e	$d_e = m_e z$
Основний діаметр d_b	$d_b = m_e z \cos \alpha$
Зовнішній діаметр западин зубців d_{fe}	$d_{fe} = m_e (z - 2,4 \cos \delta)$
Висота зубця h_e	$h_e = 2,2 m_e$
Висота голівки зубця h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Висота ніжки зубця h_{fe}	$h_{fe} = 1,2 m_e$
Коловий крок p_{te}	$p_{te} = \pi m_e$
Колова товщина зубця s_{te}	$s_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Колова товщина западини e_{te}	$e_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Радіальний зазор c_e	$c_e = 0,2 m_e$
Ширина зубчатого вінця b	$b = \psi_{bd} d_1$
Зовнішня ділільна конусна відстань R_e	$R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$
Кут ділільного конуса шестерні δ_1 колена δ_2	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
	$tg \delta_2 = u$

3.72. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі. У розглянутій передачі діє одна сила, обумовлена тиском зубця шестірни на зубець колеса. Ця сила для зручності розрахунків розкладається на 3 складові: колова F_r , радіальна F_t і осьова F_a . З урахуванням геометричних співвідношень у конічній передачі по нормалі до зубця діє сила F_{n1} (рис. 3.55).

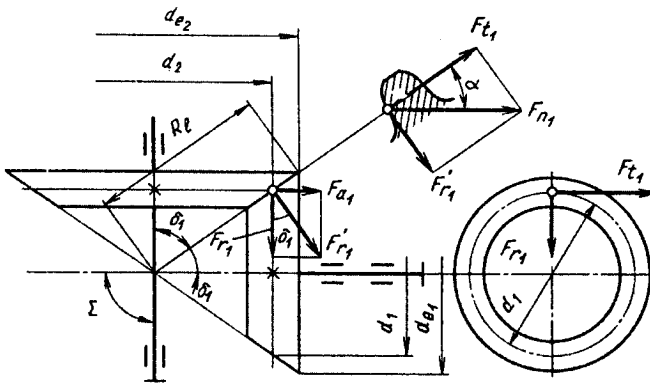


Рис. 3.55

Цю силу розкладемо на дві складові: F'_{r1} і F'_{a1} . У свою чергу F'_{r1} розкладемо на F_{a1} і F_{r1} . Запишемо:

$$F_{t1} = 2M_1/d_1; F_{n1} = F_{t1}/\cos \alpha; F'_{r1} = F_{n1} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{n1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{n1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

Які з перерахованих у кроці 3.72 сил використовують при виведенні формул розрахунку циліндричних зубчастих передач на міцність по σ_F і σ_H ?

3.73. Контрольна картка 3.10.

Контрольна картка 3.10.

Питання	Відповіді	Код
За відбитком зубця (рис. 3.56) у M1:1 визначте модуль зачеплення (мм)	13,5	1
	11,0	2
	7,5	3
	6,0	4
	3,0	5
Який модуль може бути прийнятий за стандартний у конічній передачі?	m_e	6
	m_m	7
	Обидва	8
За яким модулем розраховують діаметр кола западин у конічній передачі?	m_e	9
	m_m	10
	m_e і m_m	11
Чому дорівнює висота (мм) голівки зубця, якщо колесо має 45 зубців (див. рис. 3.57); $d_{e1} = 51$ мм, $d_{e2} = 225$ мм?	3,75	12
	11,25	13
	5,0	14
	6,25	15
	За цими даними неможливо підрахувати	16
	Покажіть на рис. 3.56 діаметр кола западин шестірни	d_{vel}
d_{e1}		18
d_{e2}		19
D_1		20

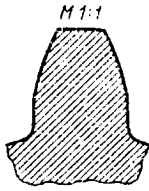


Рис. 3.56

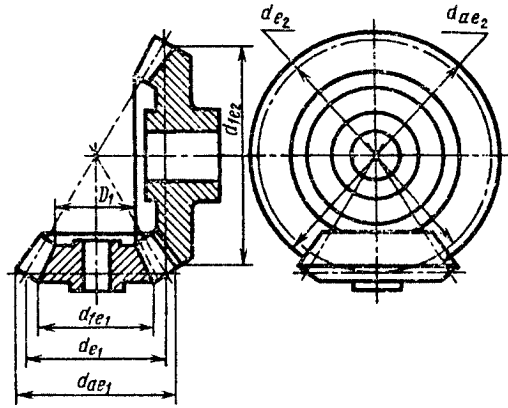


Рис. 3.57

§ 16. Розрахунок зубців прямозубої конічної передачі на згин

3.74. Розрахунок роблять за аналогією до розрахунку циліндричної прямозубої передачі (див. кроки 3.33–3.38).

Дослідним шляхом встановлено, що навантажувальна здатність конічної передачі нижча, ніж циліндричної. Відповідно до цього в розрахункові формули для зубців конічної передачі вводять коефіцієнт K_{Fu} , що враховує зниження їх навантажувальної здатності порівняно з зубцями циліндричних передач.

Розрахунок на міцність зубців при згині виконують за середнім значенням модуля зубців m . Коефіцієнт форми зубця Y_F вибирають за аналогією до циліндричної прямозубої передачі, але залежно від числа зубців еквівалентних коліс $z_v = z / \cos \delta$.

Під числом зубців z_e еквівалентних коліс розуміють таке число зубців, що може розташуватися на довжині кола (див. рис. 3.46) з радіусом, що дорівнює довжині твірної додаткового конуса O_1A .

За яким модулем виконують розрахунок геометричних параметрів і за яким модулем – розрахунок на міцність конічної передачі?

3.75. Перевірочний розрахунок слід проводити за аналогією до прямозубої передачі. Розрахункові напруження згину в зубцях конічних коліс і умова міцності виражаються формулою

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{K_{F\theta} u z_1^2 m^3 \psi_{bd}} \leq [\sigma]_F, \quad (3.28)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину, МПа; T_2 – обертаючий момент на колесі, Н · мм; $K_{F\beta}$, K_{Fv} – коефіцієнти навантаження (див. табл. 3.4, 3.5); ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зубця (див. крок 3.71); Y_{FS} – коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень (вибирають за табл. 3.6) залежно від z_v ; z_1 – число зубців шестірні; u – передаточне число; $m = m_e - (b/z) \sin \delta$ – середній модуль, мм;

$K_{F\theta} = 0,85$, – дослідний коефіцієнт зниження навантажувальної здатності;
 $[\sigma]_F$ – допустиме напруження згину, МПа (див крок 3.39).

Для $z_2 = 72$, $\delta_2 = 75^\circ 58'$ виберіть з табл. 3.6 коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень.

3.76. Проектний розрахунок. Середній модуль зубців визначається за формулою

$$m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (3.29)$$

де m , мм; T_2 , Н · мм; $[\sigma]_F$, МПа; $K_m = 1,45$ – допоміжний коефіцієнт для сталевих прямозубих конічних коліс; $\psi_{bd} = b/d_1$ приймають $\psi_{bd} = 0,3 \div 0,6$.

Для чого у формулу (3.28) введено коефіцієнт $K_{F\theta}$. Чи є він в аналогічних формулах для проектного розрахунку зубців на згин прямозубої і косозубої передач?

§ 17. Розрахунок конічних прямозубих передач на контактну міцність

3.77. В основі даного розрахунку лежить формула (3.20). У параметрах еквівалентної циліндричної прямозубої передачі по середньому додатковому конусу

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t (u_v + 1)}{K_{H\theta} d_{v1} b u_v}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H.$$

З огляду на зв'язок тригонометричних функцій і формул для визначення передаточного числа (див. крок 3.68), дільного діаметра еквівалентного колеса $d_{vei} = d_{ei} / \cos \delta_i$, запишемо

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{d_2 \cos \delta_1}{d_1 \cos \delta_2} = \frac{d_2 \cos (90 - \delta_2)}{d_1 \cos \delta_1} = u^2.$$

Після підстановки у вихідну формулу значень d_{v1} і u_v та нескладних перетворень одержимо формулу перевірного розрахунку для сталевих прямозубих конічних коліс

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t}{K_{H\theta} b \cdot d_1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H, \quad (3.30)$$

або, замінивши $F_t = 2T_2/d_1 u$; $b = \psi_{bd} d_1$,

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} d_1^3 u^2} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.31)$$

де σ_H – розрахункове нормальне контактне напруження, МПа; d_1 – середній дільний діаметр шестірні, мм; T_2 – обертаючий момент на колесі, Н · мм; $Z_H = 1,76 \cos \beta$ – коефіцієнт, що враховує форму сполучення поверхні зубців; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини (довжини) зубця (див. крок 3.71); b – передаточне відношення; $K_{H\theta} = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зниження контактної міцності конічної передачі порівняно з прямозубою; $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження (див. крок 3.45). З двох значень $[\sigma]_H$ вибирається менше.

Яким чином можна знизити нормальне контактне напруження в передачі, не змінюючи силових параметрів передачі і передаточного числа?

3.78. Проектний розрахунок. Розв'язуючи вираз (3.31) відносно d_1 , запишемо

$$d_1 = \sqrt[3]{(Z_H Z_M)^2 2K_{Hv}} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} u^2 [\sigma]^2}};$$

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} u^2 [\sigma]^2}}, \quad (3.32)$$

де $K_d = \sqrt[3]{(Z_H Z_M)^2 2K_{Hv}}$ – допоміжний коефіцієнт (для сталевих прямозубих конічних коліс $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$); d_1 , мм; T_2 , Н · мм; $[\sigma]$, МПа.

Запишіть у конспект формули для визначення $[\sigma]_H$

§18. Послідовність проектного розрахунку конічної зубчастої передачі

3.79. Послідовність розрахунку закритої передачі.

1. Визначити передаточне число u й кути дільних конусів шестірні та колеса δ_1 і δ_2 .
2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити вид термічної обробки і значення твердості робочих поверхонь зубців.
3. Визначити базове число циклів N_{Hlim} , розрахункову циклічну довговічність, коефіцієнти режиму, допустимі контактні напруження і допустиме напруження згину (див. кроки 3.39–3.41, 3.45).
4. Вибрати коефіцієнт ψ_{bd} довжини зубця (див. крок 3.71).
5. Визначити середній дільний діаметр з умови контактної міцності [формула (3.32)].
6. Задати число зубців шестірні z_1 і визначити число зубців колеса z_2 .
7. Розрахувати зовнішній модуль m_e і округлити його до стандартного значення (див. табл. 3.1), а також середній модуль $m = m_e - \frac{b}{z} \sin \delta$.
8. Визначити числа зубців еквівалентних коліс z_{v1} і z_{v2} і за табл. 3.6 – коефіцієнти форми зубця шестірні Y_{FS1} і колеса Y_{FS2} .
9. Перевірити міцність зубців за напруженнями згину. При незадовільних

результатах ($\sigma_F > [\sigma]_F$) необхідно шляхом відповідної зміни числа зубців і модуля при тій же конусній відстані домогтися визначеної зміни напруження згину, не порушуючи при цьому умови контактної міцності.

10. Виконати геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.17).

11. Визначити колову швидкість коліс і за табл. 3.12 призначити відповідний ступінь точності.

3.80. Послідовність розрахунку відкритих конічних передач.

1. Визначити передаточне число u й кути в ділільних конусів шестірні та колеса δ_1 і δ_2 (див. крок 3.68).

2. Залежно від умов роботи передачі вибрати матеріали коліс, призначити вид термічної обробки і значення твердості робочих поверхонь зубців.

3. Визначити базу випробувань N_{HO} , розрахункову циклічну довговічність, коефіцієнти режиму і визначити допустиме напруження згину (див. кроки 3.39–3.41).

4. Задати число зубців шестірні z_1 і за передаточним числом u визначити число зубців колеса z_2 .

5. Визначити число зубців еквівалентних коліс z_{v1} і z_{v2} коефіцієнти форми зубця Y_{FS1} і Y_{FS2} за табл. 3.6.

6. Вибрати коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця) ψ_{bd}

7. З умови міцності на згин (формула 3.29) визначити середній модуль m_m , після чого підрахувати зовнішній модуль m_e , значення якого округлити до найближчого більшого стандартного (див. табл. 3.1). При необхідності слід перерахувати m_m залежно від стандартного m_e .

8. Виконати геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.17).

9. Визначити колову швидкість коліс V і за табл. 3.8 призначити відповідний ступінь точності зачеплення.

Для проектного розрахунку відкритої конічної передачі відповідно до рекомендованої послідовності розрахунку запишіть (домашнє завдання) у конспект розрахункові формули. Повторіть вивчений у §16 матеріал і запишіть розрахункові формули проектного розрахунку відкритої конічної передачі.

3.81. Контрольна картка 3.11.

Контрольна картка 3.11.

Питання	Відповіді	Код
За якою формулою проводять перевірочний розрахунок закритих конічних передач на контактну міцність?	$Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{K_{F\theta} u z_1^2 m^3 \psi_{bd}}$	1
	$K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$	2
	$Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} d_1^3 u^2} K_{H\beta} K_{Hv}}$	3
	$K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{K_{H\theta} \psi_{bd} [\sigma]_H^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}}$	4

У якій системі одиниць необхідно підставляти параметри R_p , b , T_p , m_m , $ \sigma _F$, $ \sigma _H$ у формули для розрахунку σ_F і σ_H ?	МКГСС	5
	У будь-якій системі	6
	СІ	7
Визначте коефіцієнт форми зубця конічного веденого колеса, якщо $z_1 = 17^\circ$; $u = 3,25$; $\delta_1 = 17^\circ$; $\delta_2 = 73^\circ$	4,07	8
	4,26	9
	3,62	10
	3,60	11
Як позначається коефіцієнт форми зубця залежно від відношення довжини зубця до модуля (b/m)?	ψ_m	12
	ψ_{ba}	13
	ψ_{bd}	14
	Y_F	15
	$K_{F\beta}$	16
За яким модулем виконується розрахунок конічного колеса на згин?	m_e	17
	m_m	18
	Можна по m_e і по m	19

Завдання 12. Рекомендації студентам.

Вивчіть §19-20 теми “Зубчасті передачі з зачепленням Новикова”, дайте відповіді на питання кроків 3.82–3.87 і контрольну картку кроку 3.88 (КК 3.12). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 12.

§19. Зубчасті передачі з зачепленням Новикова. Будова, основні геометричні співвідношення

3.82. Передачі з зачепленням Новикова складаються з двох циліндричних косозубих коліс (рис. 3.58, *a*) або конічних коліс (рис. 3.58, *б*) із гвинтовими зубцями і служать для передачі моменту між валами з рівнобіжними або пересічними осями. Особливість зачеплення Новикова полягає в тому, що в цьому зачепленні первинний лінійний контакт (рис. 3.58, *в*) замінено точковим, який під впливом навантаження перетворюється у контакт із тісним приляганням (рис. 3.58, *г*). Найпростішими профілями зубців, що забезпечують такий контакт, є профілі, окреслені по дузі кола або близької до неї кривої.

Звичайно профіль зубців шестірні робиться опуклим, а профіль зубців коліс увігнутим або – навпаки (рис. 3.59, *a*, *б*), але можуть бути передачі і з профілем зубців шестірні і колеса, показаних на рис. 3.59, *в*. Така конструкція зубців збільшує навантажувальну здатність даної передачі порівняно з евольвентною передачею при рівних умовах. У зачепленні Новикова контакт зубців теоретично здійснюється в точці, у евольвентному зачепленні зіткнення зубців відбувається по лінії. Однак при однакових габаритних розмірах передачі зіткнення зубців у зачепленні Новикова значно краще, ніж зіткнення в евольвентному зачепленні.

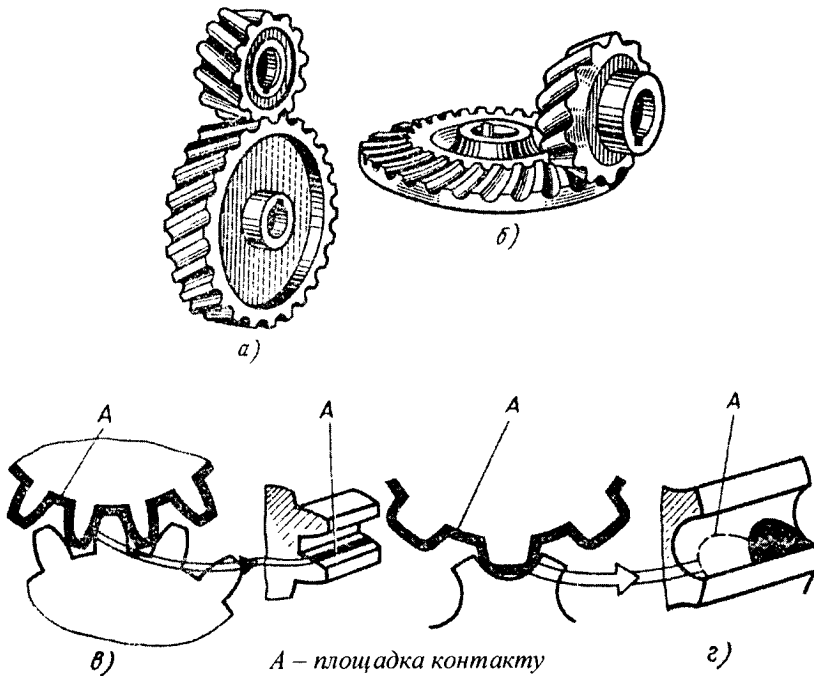


Рис. 3.58

Ведучі шестерні



Рис. 3.59

Які профілі зубців мають широке застосування в машинобудуванні? Основна конструктивна відмінність зубця Новикова від інших відомих зубців.

3.83. Переваги і недоліки передач із зачепленням Новикова. Висока навантажувальна здатність є основною перевагою передач із зачепленням Новикова. При твердості робочих поверхонь до $HV\ 350$ можна приймати допустимим навантаження приблизно в 2,5 рази більше від допустимого навантаження для евольвентних прямозубих передач тих же основних розмірів, виконаних з тих же матеріалів, з тією ж термічною обробкою (порівняння допустимих навантажень здійснено при коефіцієнті навантаження $K = 1$).

Завдяки більшій навантажувальній здатності передач із зачепленням Новикова більш компактні (рис. 3.60): мають майже в 2 рази менші габарити порівняно з

передачами з евольвентним зачепленням при однаковій потужності, що передається. Передачі з зачепленням Новикова допускають більше передаточне число, а внаслідок того, що масляна плівка між дотичними зубцями утримується добре, зменшується зношування зубців, підвищується ККД передачі (втрати на тертя в зачепленні Новикова приблизно в 2 рази менші, ніж втрати в евольвентному зачепленні). Шум під час їхньої роботи значно нижчий.

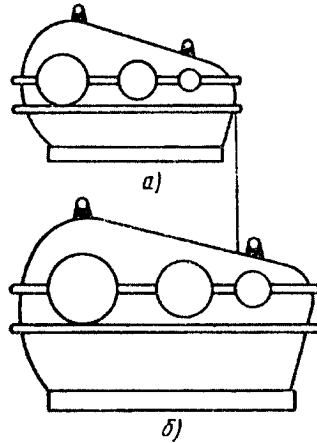


Рис. 3.60

Недоліками є більша (ніж у евольвентних зачепленнях) чутливість до зміни міжосьової відстані; зі збільшенням навантаження у зачепленні зростає осьова складова, що, у свою чергу, ускладнює конструкцію застосовуваних підшипникових вузлів; при погіршенні контакту (наприклад, у випадку перекосу валів і зміни міжосьової відстані) усе навантаження, що діє на зубці, може зосередитися на невеликій ділянці довжини зубців, у результаті чого зубці можуть виявитися дуже перевантаженими; необхідність мати дві спеціальні фрези для нарізування зубців (для шестірні і колеса).

Назвіть недоліки і основні переваги зубчастих передач із зачепленням Новикова.

3.84. На рис. 3.61, *a* показані стандартні вихідні контури для циліндричної зубчастої передачі з зачепленням Новикова для опуклих (шестірня) і увігнутих (колесо) зубців. Основні геометричні розміри цих передач (рис. 3.61, *б*) визначають залежно від значення нормального модуля m_n (табл. 3.16 і 3.17).

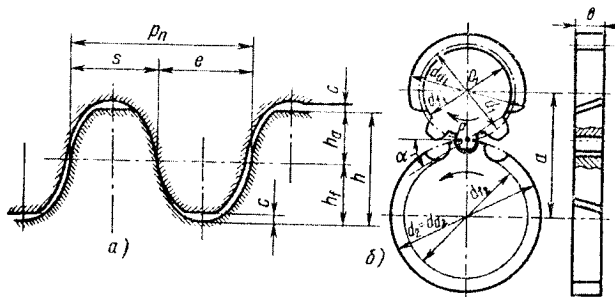


Рис. 3.61

Таблиця 3.16.

Стандартні значення модулів для передач з зачепленням Новикова

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1,6		6,3		25	
2,0	1,8	8	7,1		28
2,5	2,25	10	9	31,5	
3,15	2,8	12,5	11,2	40	35,5
4	3,55	16	14	50	45
5	4,5	20	18	63	56
	5,6		22,4		

Запишіть у конспект формули для визначення геометричних параметрів передач з зачепленням Новикова (табл. 3.16). Виведіть формулу міжосьової відстані a , якщо відомі d_2 та u , запишіть її в конспект.

Таблиця 3.17.

Геометричні параметри передач з зачепленням Новикова

Параметр, позначення	Розрахункові формули
Нормальний модуль m_n	$m_n = \frac{p_n}{p}; mn = \frac{d}{z} \cos \beta; mn = m_t \cos \beta$
Торцевий модуль m_t	$m_t = \frac{p_t}{\pi}; m_t = \frac{d}{z}; m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$
Діаметр кола вершин зубців d_a	$d_a = m_t z + 1,8 m_n$
Діаметр діляльного кола d	$d = m_t z$
Діаметр основного кола d_b	$d_b = m_t z \cos \alpha$
Діаметр кола западин зубців d_f	$d_f = m_t z - 2,1 m_n$
Нормальний крок p_n	$p_n = \pi m_n$
Торцевий крок p_t	$p_t = \pi m_t$
Осьовий крок p_x	$p_x = \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$
Колова товщина зубців s	$s = 1,53 m_n$
Колова ширина западин зубців e	$e = 1,6 m_n$
Висота зубця h	$h = 1,95 m_n$
Висота голівки зубця h_a	$h_a = 0,9 m_n$
Висота ніжки зубця h_f	$h_f = 1,05 m_n$
Радіальний зазор c	$c = 0,15 m_n$
Ширина вінця b	$b = k p_x + \Delta b$
Міжосьова відстань a_w	$a_w = \frac{m_n z_{\Sigma}}{2 \cos \beta} = \frac{m_t z_{\Sigma}}{2}$

Примітка. β – кут нахилу зубців; $\beta = 10 \div 30^\circ$; k – ціле число осьових кроків p_x у ширині вінця; Δb – частина ширини вінця більше цілого числа осьових кроків (ширину вінця рекомендується вибирати з урахуванням виконання умови $b \geq 1,25 p_x$); $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ – сумарне число зубців.

§ 20. Розрахунок передач з зачепленням Новикова на контактну міцність

3.85. Цей розрахунок роблять за аналогічними розрахунковими формулами на контактну міцність для косих зубців евольвентного зачеплення (див. кроки 3.60, 3.61), але із врахуванням їхньої більшої навантажувальної здатності. На підставі дослідних даних несучу здатність зубців зачеплення Новикова за контактною міцністю приймають у 1,75–2 рази більшою, ніж для евольвентних зачеплень.

Згадайте формули розрахунку на контактну міцність циліндричної евольвентної прямозубої передачі з евольвентним зачепленням.

3.86. Умови контакту в передачах із зачепленням Новикова відрізняються від умов контакту за теорією Герца (мала різниця r_1 і r_2 , великі значення c_1 і c_2). Контактні напруження наближаються до напружень зминання. Розрахунок передач Новикова за контактними напруженнями застосовують умовно і ведуть аналогічно до розрахунку з евольвентним зачепленням.

У проектному розрахунку використовується формула (3.25), але розрахункові коефіцієнти приймаються з урахуванням особливості зачеплення Новикова:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (3.33)$$

де a_w – міжосьова відстань, мм; u – передаточне число; T_2 – обертаючий момент на колесі, Н·мм; $K_{H\beta} = 1,05 \div 1,3$ – коефіцієнт, що враховує розподіли навантаження по довжині зубця; ψ_{ba} – коефіцієнт довжини зубця (ширини вінця); $K_a = 33,6 \text{ МПа}^{1/3}$ – допоміжний коефіцієнт; $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа (вибирають за аналогією до евольвентної передачі).

Чим відрізняється проектний розрахунок за контактним напруженням передач із зачепленням Новикова від аналогічного розрахунку для циліндричної косозубої передачі?

§21. Розрахунок зубців на злам

3.87. Для передач із зачепленням Новикова перевірочний розрахунок на попередження зламу зубців проводять, виходячи з наступної умови:

$$s_{zl} \geq [s], \quad (3.34)$$

де s_{zl} – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності зубців на злам; $[s] \geq 1,5$ – коефіцієнт запасу допустимий, міцності зубців на злам. Коефіцієнт запасу міцності s для опуклих зубців шестірні визначається за формулою

$$s_{zl} = \frac{\sigma_{z.m.}}{\sigma_{zl}} = \frac{\sigma_a Y_{FH} z_1 m_n^3 K_{F\beta}}{2T_p K_3 \cos \beta}, \quad (3.35)$$

де T_p – розрахунковий момент, Н·мм; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт підвищення міцності для косих зубців; K_3 – коефіцієнт зношування (1,25–1,8 – для відкритих передач; 1 – для закритих передач); s_{zl} – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності зубців на

злам; m_n – нормативний модуль, мм; $\sigma_{z.m.}$ – межа міцності матеріалу серцевини зубця при розтягуванні, МПа; Y_{FH} – коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень для зачеплення Новикова (визначається за графіком, див. рис. 3.62); z_1 – число зубців шестірни; β – кут нахилу зубців.

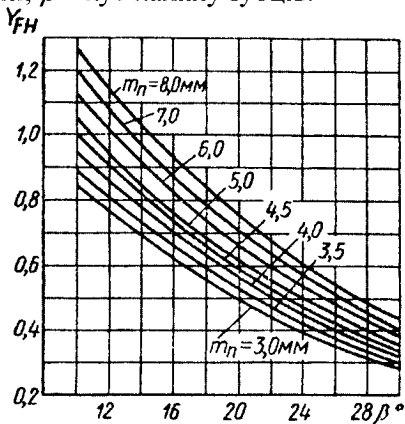


Рис. 3.62

При необхідності міцність зубців на попередження їхнього пошкодження може бути підвищена за рахунок збільшення нормального модуля m_n . Для збереження в цьому випадку габаритних розмірів зубців варто зменшити їхнє число. Міцність зубців може бути підвищена і завдяки збільшенню міцності матеріалу зубчастих коліс.

Чи впливає в передачі з зачепленням Новикова на міцність зубців на злам ширина колеса? Якщо впливає, то чому?

3.88. Контрольна картка 3.12.

Контрольна картка 3.12

Питання	Відповіді	Код
Розрахувати в передачі з зачепленням Новикова діаметр (мм) виступів колеса, якщо $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $m_t = 3,05$ мм; $m_n = 3$ мм	61,0	1
	66,4	2
	122,0	3
	127,4	4
Визначити для передачі з зачепленням Новикова коефіцієнт форми зубця шестірни, якщо $m_t = 3,03$ мм; $d_1 = 60,6$ мм; $b = 12^\circ 50'$	1,102	5
	0,492	6
	0,416	7
	0,372	8
	0,78	9
За якою формулою визначаються контактні напруження, допустимі для сталевих коліс передач із зачепленням Новикова?	$(\sigma_{F \lim b} / S_F) Y_R$	10
	$\sqrt[6]{N_{F \lim} / N_F}$	11
	$(\sigma_{H \lim b} / S_H) Z_R$	12
	$\sqrt[6]{N_{F \lim} / N_k}$	13
	$365 L_r C_t K_r K_c$	14

По якому зубчастому колесу виконують розрахунок зубців на злам у передачі з зачепленням Новикова?	По шестірні	15
	По колесу	16
	По колесу і шестірні	17
За яким модулем варто розраховувати діаметр кола западин у передачі з зачепленням Новикова?	m_n	18
	m_i	19
	m_n і m_i	20

Завдання 13. Рекомендації студентам. Вивчіть §22-23 теми “Зубчасті передачі з зачепленням Новикова”, дайте відповіді на питання кроків 3.89–3.97 і контрольну картку кроку 3.88 (КК 3.13). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 13.

§22. Планетарні зубчасті передачі. Будова передачі і розрахунок на міцність

3.89. Передачі, які мають зубчасті або фрикційні колеса з осями, що переміщуються, називають планетарними. Найбільш поширена зубчата однорядна планетарна передача (рис. 3.63). Вона складається з центрального колеса 1 із зовнішніми зубцями, нерухомого (центрального) колеса 2 із внутрішніми зубцями і водила h , на якому закріплені осі планетарних коліс g (або сателітів).

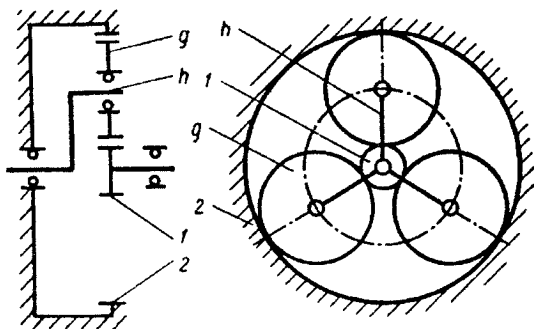


Рис. 3.63

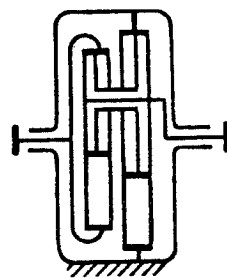


Рис. 3.64

Водило разом із сателітами обертається навколо центральної осі, а сателіти обкочуються по центральних колесах і обертаються навколо своїх осей, здійснюючи рухи, подібні до руху планет. При нерухомому колесі 2 рух передається від колеса 1 до водила h або навпаки. Планетарну передачу, здійснювану рухомими ланками (обидва центральні колеса і водило), називають диференціалом. За допомогою диференціала один рух можна розкласти на два або два рухи скласти в один: від колеса 2 рух можна передавати одночасно колесу 1 і водилу h або від коліс 1 і 2 до водила h і т. д.

Які профілі зубців застосовують для планетарної зубчастої передачі?

3.90. Переваги і недоліки планетарних передач. Основна перевага – широкі кінематичні можливості, що дозволяють використовувати передачу як редуктор коробки швидкостей, передаточне число в якій змінюється шляхом почергового

гальмування різних ланок, і як диференціальний механізм. Планетарний принцип дозволяє одержувати великі передаточні числа (до тисячі і більше) без застосування багатоступінчастих передач.

Ці передачі компактні і мають малу масу. Перехід від простих передач до планетарних дозволяє в багатьох випадках знизити їхню масу в 4 рази і більше. Сателіти в планетарній передачі розташовані симетрично, а це знижує навантаження на опори (сили в передачі взаємно врівноважуються), що призводить до зниження втрат і спрощує конструкцію опор. Ці передачі працюють з меншим шумом, ніж звичайні зубчасті.

Перелічіть приклади можливого застосування планетарних передач.

3.91. Передаточне відношення. Для визначення передаточного відношення планетарної передачі використовується метод Вілліса – метод зупинки водила. Передаточне відношення планетарної передачі (див. рис. 3.63)

$$u_{1h} = (\omega_1 - \omega_h) / (\omega_2 - \omega_h) = - (z_1 / z_2), \tag{3.36}$$

де $\omega_1 - \omega_h$ і $\omega_2 - \omega_h$ – кутові швидкості коліс 1 і 2 відносно водила h ; z_1 і z_2 – числа зубців цих коліс. Для реальної планетарної передачі (колесо 2 закріплене нерухомо, колесо 1 – ведуче, водило h ведене) при $\omega_2 = 0$ з формули (3.36) одержимо

$$\begin{aligned} (\omega_1 - \omega_h) / (-\omega_h) &= - (z_1 / z_2); \quad - (\omega_1 / \omega_h) + 1 = - (z_1 / z_2) \\ \text{або } u_{1h} = \omega_1 / \omega_h &= 1 + (z_1 / z_2). \end{aligned} \tag{3.37}$$

Для однорядної планетарної передачі $u = 1,25 \div 8,0$ для багатоступінчастих [17] $u = 30 \div 1000$, для кінематичних передач $u \geq 1600$. Чим більше передаточне відношення планетарної передачі, тим менший *ККД* ($\eta = 0,99 \div 0,1$).

На рис. 3.64 показана схема планетарної передачі з внутрішніми зачепленнями.

3.92. Розрахунок на контактну міцність зубців планетарних передач проводиться за аналогією з розрахунком звичайних зубчастих передач окремо для кожного зачеплення (див. рис. 3.63): пари коліс 1 – g (зовнішнє зачеплення) і $g - 2$ – (внутрішнє). Для таких передач досить розрахувати тільки зовнішнє зачеплення.

Поясніть, чому для планетарної передачі (див. рис. 3.63) досить розрахувати тільки зовнішнє зачеплення.

3.93. Проектний розрахунок планетарної передачі на контактну втомлюваність активних поверхонь зубців проводиться за такою формулою:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u_{1-2} \pm 1)}{(\psi_{bd}) [\sigma]_H^2 u_{1-2}}} \Omega, \tag{3.38}$$

де d_1 – дільний діаметр ведучої ланки (шестірні), мм; $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$ – допоміжний коефіцієнт (розглядаються сталеві прямозубі колеса); T_1 – обертаючий момент на шестірні, Н · мм; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт навантаження (див. табл. 3.4); $\Omega = 1,1 \div 1,3$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження серед сателітів; u_{1-2} – передаточне відношення; $(\psi_{bd})_i = 0,75$ – коефіцієнт

довжини зубця (ширини колеса); $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа (див. крок 3.45).

При розрахунку планетарних передач вибір числа зубців коліс залежить не тільки від передаточного відношення u , але й від умов складання передач. При цьому сума зубців центральних коліс повинна бути кратною числу сателітів (краще 3).

Які параметри визначаються в проектному розрахунку на контактну міцність передач?

§23. Хвильові зубчасті передачі. Будова передачі і розрахунок на міцність

3.94. Хвильові передачі засновані на принципі передачі обертального руху за рахунок хвильової деформації, яка біжить, одного з зубчастих коліс. Кінематично ці передачі є різновидами планетарної передачі з одним гнучким зубчастим колесом. На рис. 3.65 зображені основні елементи хвильової передачі: нерухоме колесо 1 із внутрішніми зубцями, пружне колесо із зовнішніми зубцями, що обертається, 2 і водило h . Нерухоме колесо закріплюється в корпусі і виконується у вигляді звичайного зубчастого колеса з внутрішнім зачепленням. Гнучке зубчасте колесо має форму стакану з тонкою стінкою, яка легко деформується: у потовщеній частині (лівій) нарізаються зубці, права частина має форму вала. Водило складається з овального кулачка і спеціального підшипника. Гнучке колесо деформується так, що по осі овалу $I-I$ зубці зачіпляються на повну робочу висоту; по осі $II-II$ зубці не зачіпляються. Передача руху здійснюється за рахунок деформування зубчастого вінця гнучкого колеса. При обертанні водила хвиля деформації біжить по колу гнучкого зубчастого вінця; при цьому вінць обкочується по нерухомому жорсткому колесу в зворотному напрямку, обертуючи стакан і вал. Тому передача і називається хвильовою, а водило – хвильовим генератором.

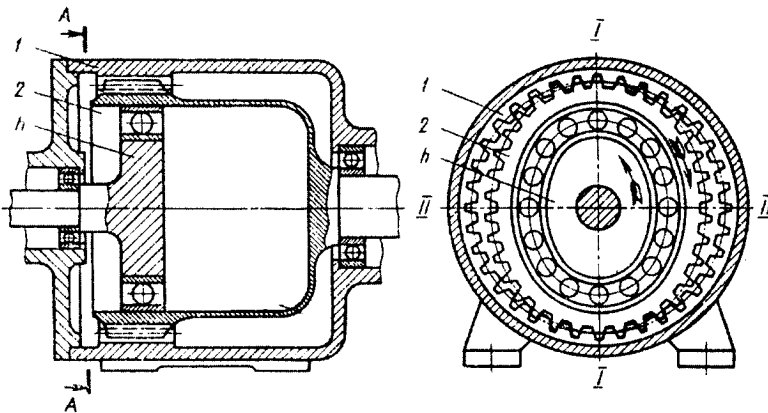


Рис. 3.65

При обертанні водила овальної форми утворюються дві хвилі. Таку передачу називають двоххвильовою. Бувають трихвильові передачі, на рис. 3.66 показана схема такої передачі.

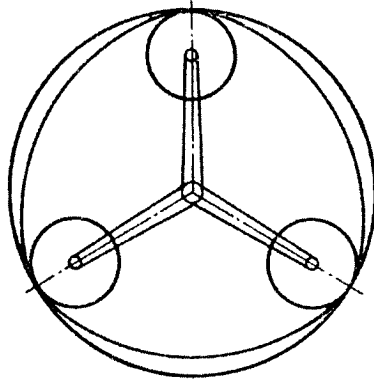


Рис. 3.66

Порівняйте хвильову передачу зі звичайною зубчастою з погляду коефіцієнта перекриття зубців.

3.95. Переваги і недоліки хвильових передач. Хвильові передачі мають велику навантажувальну здатність (у зачепленні знаходиться велике число пар зубців) і високе передаточне число ($u \approx 300$ для однієї ступені) при порівняно малих габаритах. Це основні переваги цих передач. Передача може працювати, знаходячись у герметизованому корпусі, що дуже важливо для використання хвильових передач у хімічній, авіаційній та іншій галузях техніки.

Недоліки хвильової передачі: складність виготовлення гнучкого колеса і хвильового генератора; можливість використання цих передач тільки при порівняно невисокій кутовій швидкості вала генератора.

Чи впливає на роботоздатність хвильової передачі точність виготовлення деталей генератора хвиль?

3.96. Передаточне відношення хвильових передач визначається методом зупинки водила (метод Вілліса – див. с. 142). За рис. 3.65 передаточне відношення: при нерухомому жорсткому колесі

$$u_{n2} = \omega_n / \omega_2 = -z_2 / (z_1 - z_2) = -z_2 / C, \quad (3.39)$$

де ω_n і ω_2 – кутові швидкості хвильового генератора і гнучкого колеса; z_1, z_2 – числа зубців твердого і гнучкого коліс; C – число хвиль; при нерухомому пружному колесі

$$u_{n1} = \omega_n / \omega_1 = z_1 / (z_1 - z_2) = z_1 / C. \quad (3.40)$$

У формулі (3.39) знак “мінус” вказує на різні напрямки обертання генератора і гнучкого колеса.

Розрахунок якої хвильової передачі передбачають формули (3.39), (3.40)?

3.97. Розрахунок хвильових передач. У процесі роботи цієї передачі спостерігаються підвищені зношування зубців, руйнування гнучких коліс та інших деталей генератора хвиль.

Методи розрахунку хвильових передач на міцність, надійність і довговічність у наш час знаходяться ще в стадії удосконалення. Розрахунок на міцність ведеться за менш довговічним елементом передачі – гнучким колесом, що випробовує змінні напруження згину і кручення.

Визначення внутрішнього діаметра гнучкого колеса d рекомендується проводити за такою формулою проектного розрахунку:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2}{[\sigma_{-1} / (K_\sigma s_\sigma) - 3EY_z \psi_{sd} / u] \psi_{bd} \psi_{sd}}}, \quad (3.41)$$

де T_2 – обертаючий момент на тихохідному валові, Н·мм; σ_{-1} – межа витривалості матеріалу, МПа; $K_\sigma = 1,8 \div 2,0$ – коефіцієнт концентрації напружень; $s_\sigma = 1,3 \div 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності; E – модуль пружності сталі, МПа; $Y_z = 1,2 \div 1,5$ – коефіцієнт впливу зубців; $\psi_{sd} = \delta / d_1 = 0,012 \div 0,014$ – коефіцієнт товщини зубчастого вінця гнучкого колеса; $\psi_{bd} = 0,15 \div 0,2$ – коефіцієнт довжини зубця (ширини зубчастого вінця).

Визначивши діаметр гнучкого колеса d , знаходять ширину зубчастого вінця b і товщину стінки зубчастого вінця δ . Після чого розраховують z й інші параметри зубчастого вінця (рис. 3.67). Модуль зубчастого зачеплення обчислюють за формулою $m \approx (d_{fg} + 2,5) / 2u$, його значення округляють до найближчого більшого стандартного значення: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0. Тут $d_{fg} \approx (d + 2\delta)$ – діаметр кола западин зубчастого вінця гнучкого колеса.

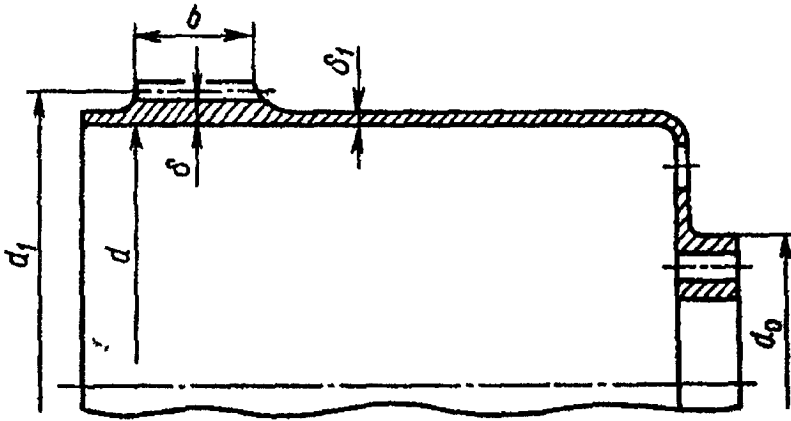


Рис. 3.67

При розрахунку зачеплення приймають: $\delta \approx (0,005 \div 0,015)d$; $d_0 \approx 0,5d$; $l \geq (0,8 \div 1)d_1$. Товщину δ_1 визначають розрахунком на міцність.

Матеріали, застосовувані для виготовлення гнучких коліс – сталі 40ХНМА, 30ХГСА; 30ХГС; термічна обробка – поліпшення HRC 26–32. Докладний розрахунок хвильових передач розглядається в роботі [9].

У чому відмінність геометричного параметра d , що визначається за формулою (3.41) для розглянутої передачі (див. рис. 3.67), і основного розрахункового параметра d_1 у планетарній передачі?

3.98. Контрольна картка 3.13.

Контрольна картка 3.13

Питання	Відповіді	Код
Яка передача показана на мал. 3.65?	Зубчаста з внутрішнім зачепленням	1
	Зубчаста планетарна	2
	Зубчаста хвильова	3
Як називають деталь h на мал. 3.63?	Водило	4
	Сателіти	5
Покажіть на мал. 3.63 ведучий вал зубчастої передачі	1	6
	2	7
	<i>q</i>	8
	<i>h</i>	9
Вкажіть формулу проектного розрахунку на міцність планетарної передачі	$\sqrt[3]{\frac{0,456 T_2}{[\sigma_{-1}/(K_{\sigma} n_{\sigma}) - 3EY_z \psi'_{sd}/u] \psi_{hd} \psi_{sd}}}$	10
	$K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u_{r,2} \pm 1)}{(\psi_{hd})^2 [\sigma_H]^2 u_r} \Omega}$	11
Чи впливають параметри сателітів у планетарній передачі на значення передаточного числа?	Впливають	12
	Не впливають	13

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

3.1. Складається з двох коліс із профільними виступами-зубцями. Іноді одне колесо виконується у вигляді зубчастої рейки. Зубчаста передача призначена для передачі обертального руху. Можливе перетворення одного виду руху в інший.

3.2. Переваги зубчастої передачі порівняно з фрикційною (див. крок 3.2).

3.3. Фрикційні передачі не мають недоліків зубчастих передач (див. крок 3.3). Однак відзначені в кроці 3.3 недоліки не знижують істотної переваги зубчастих передач перед іншими, тому зубчасті передачі мають найбільш широке застосування у всіх галузях машинобудування.

3.4. Схеми механічних передач, показаних на рис. 3.1, наведені на рис. 3.68. Коротка характеристика цих передач: передачі зубчасті циліндричні між рівнобіжними валами (*a* – із прямими і косими зубцями; *b* – із шевронними зубцями; *v* – внутрішнього зачеплення; *z* – рейкові); передачі зубчасті конічні між пересіченими валами (*d* – з прямими, косими і круговими зубцями; *e* – конічна-гіпоїдна); передачі зубчасті (циліндричні) між перехресними валами (*ж* – гвинтова).

3.5. Закрита зубчаста передача (див. рис. 3.2) відрізняється від відкритої (див. рис. 3.1) тим, що має спеціальний корпус, у якому розташовуються зубчасті колеса. Для змащування передачі в корпус заливають мастило.

3.6. П'ятий ступінь точності зачеплення не можна забезпечити, якщо зубчасті колеса виготовлені методом накатування.

3.7. Спосіб обробки зубців, показаний на рис. 3.8, називається обкочуванням.

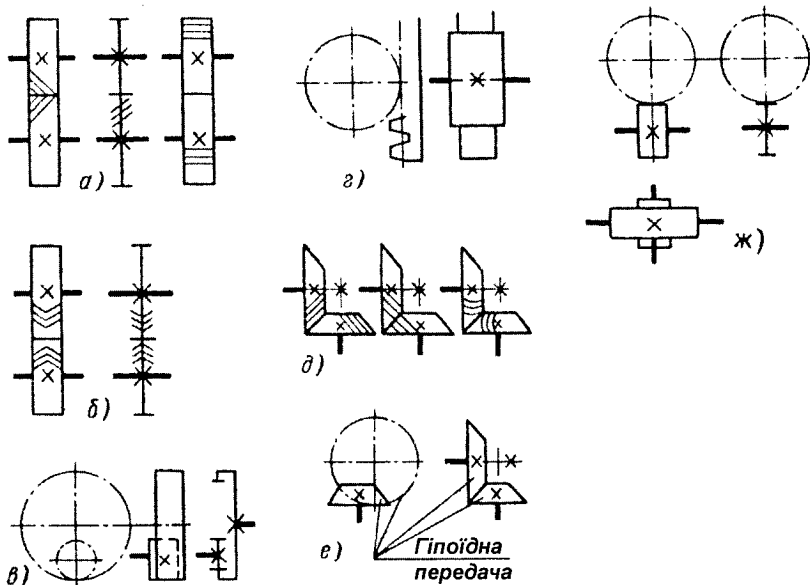


Рис. 3.68

3.8. Для зубчастих коліс, виготовлених штампуванням, обробка зубців не здійснюється.

3.9. Найбільш поширені в машинобудуванні конструкції зубчастих коліс: литі, куті або штаповані (перенесіть у конспект рис. 3.9, 3.10). Зварні конструкції зубчастих коліс застосовують при їх великих габаритних розмірах, а також з метою зниження маси й економії високоцінних дорогісних матеріалів.

3.10. Можна. Колеса з неметалевих матеріалів у парі з металевими працюють з малим шумом. Таку конструкцію доцільніше застосовувати при передачі незначних потужностей (і при великих окружних швидкостях).

3.12. Параметри зубчастого зачеплення (рис. 3.15) такі: d – дільний діаметр, d_a – діаметр кола зубчастого колеса, що проходить через вершини зубців; d_f – діаметр кола зубчастого колеса, що проходить через основи зубців; p_t – відстань по дузі між однойменними профілями сусідніх зубців. Ділильне коло (див. рис. 3.15) умовно поділяє зубець на голівку зубця (h_a) і ніжку зубця (h_f).

3.13. Коловий модуль $m_t = p_t/p$; нормальний $m_n = p_n/p$. Шестірня і колесо однієї і тієї ж пари не можуть мати різний модуль, а в двох пар – можуть.

3.15. Повторіть інформацію кроку 3.15, виконайте рекомендації питання і перевірте відповідь за рис. 3.18, в.

3.16. На зубчастому колесі лінію зачеплення побачити не можна. Довжина лінії зачеплення і кут зачеплення α_w – лише геометричні параметри, що представляються теоретично (див. рис. 3.19). Кола, проведені з центрів O_1 і O_2 радіусами O_1A і O_2D , називаються основними.

3.17. Для забезпечення постійного передаточного числа профілі зубців повинні окреслюватися по кривих, які задовольняють основний закон (теорему) зачеплення.

3.18. Для профілів зубців застосовуються криві – евольвенти, епіциклоїди,

гіпоциклоїди, кола. Найбільшого поширення в машинобудуванні набули евольвентні профілі.

3.20. Підрізання некорегованих зубців виникає при $z < z_{min}$

3.21. На рис. 3.24 показано: a – негативний зсув, b – позитивний. При позитивному коефіцієнті зсуву зубець в основі товщає, а у вершині загострюється, у результаті чого міцність на згин і контактна міцність зубця підвищуються.

3.22. Значне перегрівання передач і надмірний шум.

3.23. Внаслідок періодичної дії навантаження можуть виникнути втомні тріщини в основі зубця, що призводять в остаточному підсумку до його поломки. Опір зубців пошкодженню можна підвищити, наприклад, за допомогою позитивної корекції, механічних властивостей матеріалу коліс, жорсткості всієї передачі, збільшивши модуль передачі.

3.24. Здатність опиратися викришуванню можна підвищити, створивши більш гладеньку і міцну поверхню зубців, збільшивши радіус кривизни профілів зубців у зоні контакту і правильно підібравши мастильний матеріал, збільшити твердість поверхні зубців методом поверхневого зміцнення.

3.25. Вид пошкодження зубців – зношування їхніх робочих поверхонь деякою мірою порушує нормальну роботу передачі, але не виводить її з ладу доти, поки величина зношування не досягне значення, що не допускається правилами технічної експлуатації. Зношування зубців можна понизити, зменшивши ковзання профілів і контактні напруження, а також збільшивши зносостійкість робочих поверхонь і правильно підібравши мастильний матеріал.

3.26. Заїдання можна попередити: у тихохідних передачах застосуванням дуже в'язких мастильних матеріалів, а у швидкохідних – противозадирних мастильних матеріалів.

3.27. Відкриті передачі розраховують тільки на згин з тієї причини, що в них у меншій мірі спостерігається явище викришування зубців. Ці передачі масляної ванни не мають, тому менше підлягають викришуванню поверхні зубців. У закритих передачах викришування спостерігається в більшій мірі. Причина – рідкий мастильний матеріал заходить у мікротріщини поверхні зубців і під впливом зовнішнього тиску розклинає тріщину, що в остаточному підсумку при роботі передачі призводить до викришування часток металу.

3.29. Геометричні осі ведучого і веденого валів циліндричної прямозубої передачі паралельні.

3.30. Повторіть крок 3.29 і 3.30, виконайте дії питання кроку 3.30 і за табл. 3.3 перевірте відповідь і запишіть у конспект.

3.31. $z_2 = z_1 + z_2 = z_1 + z_1 u = z_1 (1 + u)$, оскільки $u = z_2/z_1$, то $z_2 = z_1 u$. З викладеного вище $z_1 = z_2/(1 + u)$, $z_2 = z_2 - z_1$.

3.33. Найбільше напруження згину – зубця, у зоні переходу евольвенти в галтель (перетин – ВР).

3.34. Коефіцієнти $K_{F\beta}$, K_{Fv} , Y_F визначають за табл. 3.4–3.6, а коефіцієнт K_m практичного значення в розрахунках не має, тому що він замінений у формулі (3.3) введенням Y_{FS} у формулу (3.4).

3.36. Перевірочний розрахунок зубчастої передачі на згин проводять у тому випадку, коли дані параметри передачі m , z , ψ_{bd} й інші, а також відомі силові

параметри T і кінематичні ω параметри передачі. Потрібно зробити висновок про міцність передачі на згин (або за значенням σ_F вибрати матеріал для відкритих зубчастих коліс).

3.37. Зубці шестірні за тих самих умов витримують великі згинні напруження (коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень шестірні менший, ніж колеса, тому що $z_1 < z_2$).

3.38. Для одержання значення модуля в міліметрах необхідно у формулу (3.9) підставити значення T у Н · мм і $[\sigma]_F$ у МПа.

3.39. Для підстановки у формулу (3.9) або (3.10) слід приймати допустиме напруження на згин $[\sigma]_F$, що визначається розрахунковим шляхом залежно від $\sigma_{F \text{ lim } b}$, прийнятого з табл. 3.8.

3.40. 1) Число випробувань $N_{F \text{ lim } 1,2}$ для всіх сталей $4 \cdot 10^6$ (див. крок 3.39). Розрахункова циклічна довговічність:

$$N_{k1} = 60n_1 t_{\Sigma} = 60 \cdot 360 \cdot 40 \cdot 10^3 = 8,6 \cdot 10^8 \text{ циклів};$$

$$N_{k2} = 60n_2 t_{\Sigma} = 60 \cdot 80 \cdot 40 \cdot 10^3 = 1,92 \cdot 10^8 \text{ циклів}.$$

Оскільки $N_{k1} > N_{F \text{ lim}}$, то за формулою (3.12) одержуємо $Y_N = 1$.

2) Межа згинальної витривалості (див. табл. 3.8):

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 \text{ HB}_{\text{сеп}} = 1,8 \cdot 280 = 500 \text{ МПа}.$$

Тут $\text{HB}_{\text{сеп}} = 280$ (приймається з умови завдання-питання).

3) Допустимі напруження при згині [формула (3.11)] відповідно для шестірні й колеса:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{F \text{ lim } b1}^0 = 570/1,70 = 335 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = 500/1,70 = 294 \text{ МПа}.$$

3.41. N_F – розрахункова циклічна довговічність при постійному режимі навантаження. Для формули (3.15) N_F визначається за формулою (3.13), див. крок 3.40.

3.43. σ_H – розрахункове нормальне контактне напруження, МПа; Z_{HP} , Z_{MP} , Z_{ϵ} – коефіцієнти, що враховують форму сполучених поверхонь зубців, механічні властивості матеріалів і сумарну довжину контактних ліній; a_w – міжосьова відстань, мм; u – передаточне число; T_2 – момент на валові колеса, Н · мм; ψ_{ba} – коефіцієнт довжини зубця (ширина вінця колеса) щодо міжосьової відстані; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження; K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження; $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа.

3.44. Нормальні контактні напруження однакові для зубців шестірні й колеса.

3.45. Розрахунок $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$ (умова – див. крок 3.40).

1. База випробувань – див. табл. 3.10. Для шестірні HB_1 475; для колеса HB_2 280 (середнє значення) методом інтерполяції знаходимо:

$$N_{H01} = 70 \cdot 10^6 + \left(\frac{90 - 70}{50} 25 \right) 10^6 = 80 \cdot 10^6,$$

$$N_{H02} = 70 \cdot 10^6 + \left(\frac{26,4 - 17}{50} 30 \right) 10^6 = 22,94 \cdot 10^6.$$

Розрахункова циклічна довговічність (див. крок 3.40):

$$N_{H1} = 8,6 \cdot 10^8; N_{H2} = 1,92 \cdot 10^8.$$

Оскільки $N_H > N_{HO}$, то $K_{HL} = 1$.

2. За табл. 3.9 межі контактної витривалості:

$$s_{F \text{ lim } b_1}^0 = 18HRC + 150 = 18 \cdot 47,5 + 150 = 1000 \text{ МПа};$$

$$s_{F \text{ lim } b_2}^0 = 2HB + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа}.$$

3. Приймаємо $Z_R = 0,95$, $S_H = 1,2$ і визначаємо допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H1} = (1000 \cdot 0,95) / 1,2 = 800 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = (630 \cdot 0,95) / 1,2 = 570 \text{ МПа}.$$

За розрахункове допустиме контактне напруження приймають менше з двох отриманих значень.

3.47. Рішення прикладу 3.2.

1. Визначаємо передаточне число $u = \omega_1 / \omega_2 = 80 / 40 = 2$.

2. Для матеріалу шестірні вибираємо сталь 40X для колеса – сталь 40X (обґрунтування, механічні властивості і розрахунок допустимих напружень, див. приклад 3.1).

3. Допустимі напруження: $[\sigma]_{F1} = 335 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа}$; $[\sigma]_H = 620 \text{ МПа}$.

4. Задаємо число зубців шестірні $z_1 = 20$ і за формулою $u = z_2 / z_1$ визначаємо число зубців для колеса: $z_2 = 20 \cdot 2 = 40$.

5. За табл. 3.6 визначаємо коефіцієнти форми зубця: шестірні $Y_{F1} = 4,07$, колеса $Y_{F2} = 3,70$.

6. Задаємо коефіцієнт довжини зубця $\psi_{bd} = 1,2$.

7. За формулою (3.9) визначаємо модуль зубців.

Для його розрахунку приймаємо $[\sigma]_F = 294 \text{ МПа}$, тому що $[\sigma]_{F2} / Y_{F2} < [\sigma]_{F1} / Y_{F1}$ (див. крок 3.34).

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}} = 1,4 \sqrt[3]{\frac{557 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot 3,7}{2 \cdot 20^2 \cdot 1,2 \cdot 294}} = 2,74 \text{ мм},$$

$$\text{де } T_2 = \frac{1000 P \eta}{\omega_2} = \frac{1000 \cdot 24,5 \cdot 0,91}{40} = 557 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Отримане значення модуля округляємо до стандартного $m = 3 \text{ мм}$.

8. Геометричний розрахунок передачі (див. табл. 3.3):

$$\begin{aligned} d_1 &= 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}; d_{a1} = 3(20 + 2) = 66 \text{ мм}; d_{f1} = 3(20 - 2,5) = 52,5 \text{ мм}; \\ d_2 &= 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}; d_{a2} = 3(40 + 2) = 126 \text{ мм}; d_{f2} = 3(40 - 2,5) = 112,5 \text{ мм}; \\ h &= 6,75 \text{ мм}; h_a = 3,0 \text{ мм}; h_f = 3,75 \text{ мм}; s_1 = e_1 = 4,71 \text{ мм}; d_{b1} = 60 \cdot 0,94 = \\ &= 56,4 \text{ мм}; d_{b2} = 120 \cdot 0,94 = 113 \text{ мм}; z = 0,75 \text{ мм}; p_1 = 9,42 \text{ мм}; a_w = (3 \cdot 60) / \\ &/ 2 = 90 \text{ мм}; b_w = \psi_{bd} d_1 = 1,2 \cdot 60 = 72 \text{ мм}. \end{aligned}$$

9. Колова швидкість колеса

$$V = (d_1 \omega_1) / 2 = (60 \cdot 10^3 \cdot 80) / 2 = 2,4 \text{ м/с}.$$

3.49. Осьова сила зростає зі збільшенням кута β .

3.50. Осьова сила (див. рис. 3.40) на опори передається, але напівшеврони будуть

навантажені неоднаково. Колесо (див. рис. 3.40) називається зубчастим колесом із трьома напівшевронами.

$$3.51. p_n = p_t \cos \beta; p_t = p_n / \cos \beta.$$

Якщо ліву і праву частини розділимо на p , одержимо

$$m_n = m_t \cos \beta; m_t = m_n / \cos \beta.$$

3.52. Визначення модулів для косозубої передачі: нормальний модуль

$$m_n = m_t \cos \beta; m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_\Sigma}; m_n = \frac{d}{z / \cos \beta + 2};$$

торцевий модуль

$$m_t = d / z; m_t = m_n / \cos \beta; m_t = 2a / z_\Sigma.$$

3.53. Колова сила $F_t = P/V$. На косий зубець діє осьова сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha$ (див. рис. 3.41), радіальна (розпірна) сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$.

3.54. У шевронній передачі (див. рис. 3.38) осьові сили взаємно знищуються як протилежні за напрямком (див. рис. 3.39).

3.55. Гвинтова зубчаста передача є передачею з перехресними осями (рис. 3.42).

3.57. За умовами міцності габаритні розміри косозубих передач менші, ніж у прямозубих.

3.58. Розрахунок на згин косозубих передач відрізняється від прямозубих тим, що в розрахункову формулу (3.23) додатково введені поправні коефіцієнти:

$Y_\epsilon Y_\beta = 0,9$; $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями (в косозубій передачі).

Коефіцієнт форми зубця і концентрації напружень Y_F для формули (3.23) вибирають не за дійсним числом зубців (z_1), а за числом зубців еквівалентних коліс z_{v1} .

$$3.59. \text{ За табл. 3.6 } Y_F = 3,66 \text{ (вибирають за } z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,8^3} = \frac{24}{0,512} = 46)$$

3.60. Введенням у формули коефіцієнта концентрації напружень $K_{H\beta}$ і коефіцієнта динамічності $K_{H\nu}$.

3.61. У формулу (3.26) необхідно підставляти менше за значенням $[\sigma]_H$.

3.62. З інформації кроків 3.62 і 3.45: $[\sigma]_{H1} = 800 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H2} = 570 \text{ МПа}$. Тоді $[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 (800 + 570) = 620 \text{ МПа}$; $[\sigma]_H = 1,23 [\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 570 = 700 \text{ МПа}$.

За розрахункове допустиме контактне напруження для косозубої передачі приймають менше з двох значень $[\sigma]_H = 620 \text{ МПа}$.

3.64. Формули:

$$1. u = z_2 / z_1.$$

2. Ознайомтеся з табл. 3.8, 3.11.

$$3. [\sigma]_F = (\sigma_{F \text{ lim } b} / S_F) Y_R K_{FC} K_{FL}; K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO} / N_F}; K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N_K};$$

$$N_F = 60nct_\Sigma; N_F = 573\alpha ct_\Sigma.$$

$$4. \beta = 8 - 18^\circ, z_1 = 17.$$

$$5. z_2 = z_1 u$$

$$6. z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta; z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$$

$$7. \psi_{bd} \text{ (табл. 3.7).}$$

$$8. m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_z K_{F\beta} Y_F K_{F\alpha}}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$$

$$9. d_{1(2)} = m_n \frac{z_{1(2)}}{\cos \beta}; d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha; p_n = \pi m_n; p_t = \pi m_t;$$

$$s_t = e_t = \pi m_t / 2; h = 2,25 m_n; h_a = m_n; h_f = 1,25 m_n;$$

$$c = 0,25 m_n$$

$$10. V = \omega_1 d_{1/2}$$

3.66. Шестірня і колесо, показані на рис. 3.49, виконані з круговими зубцями.

3.67. Виведення формули для визначення передаточного числа з $\Delta AA'O$: $AA'/A'O = \operatorname{tg} \delta_1$, тому що $AA' = d_{e1}/2$; $A'O = d_{e2}/2$; $2_{de1}/(2_{de2}) = \operatorname{tg} \delta_1 = 1/u$ (згадайте $u = d_{e2}/d_{e1}$), звідси $u = 1/\operatorname{tg} \delta_1$.

3.68. Кут $\operatorname{ctg} \delta_1$ визначається з формули передаточного числа:

$$u = \operatorname{ctg} \delta; d_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{u}.$$

3.69. Висота голівки зубця h_{ae} , h_{am} – див. рис. 3.69.

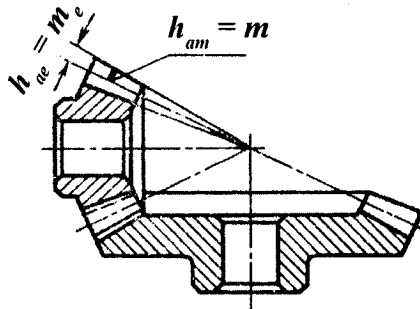


Рис. 3.69

3.70. Висновок формули для визначення конусної відстані. З $\Delta AB'O$ випливає (див. рис. 3.53) $r_e = R_e \sin \delta$. Ліву і праву частини тотожності множимо на два, одержимо $d_e = 2R_e \sin \delta$. Розділивши обидві частини на z , маємо

$$m_e = \frac{2R_e}{z} \sin \delta$$

$$\text{Звідси } R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$$

3.71. Повторіть інформацію кроків 3.66–3.71, виконайте рекомендації питання і перевірте відповідь за табл. 3.15.

3.72. У формулах проектного і перевірного розрахунку циліндричних прямозубих і косозубих передач на згин і контактну міцність використовують значення сили F_t .

3.74. Розрахунок геометричних параметрів передачі роблять за модулем m_e , а на згинальну міцність – за m .

3.75. $Y_{F2} = 3,60$ (вибирається залежно від $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 72 / 0,242 = 300$).

3.76. Коефіцієнт $K_{F\theta}$ враховує зниження навантажувальної здатності зубців кінчної передачі порівняно з зубцями циліндричних передач ($K_{F\theta} < 1$). У прямозубій передачі коефіцієнт відсутній, у косозубій передачі аналогічний коефіцієнт $K_{F\alpha}$ враховує підвищення міцності зубців на згин порівняно з прямими зубцями.

3.77. Для зниження нормальних контактних напружень (не змінюючи силових параметрів і передаточного числа) необхідно довжину зубця збільшити до $b_{\max} = \psi_{bd\max} d_1$ або збільшити модуль m , що відповідає збільшенню d_1 .

3.78. Формули для визначення $[\sigma]_H$ (див. крок 3.45):

$$[\sigma]_H = (\sigma_{H \lim b} / S_H) Z_R K_{HV}; K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_H};$$

$$N_H = 60nct_{\Sigma}; N_H = 573\omega t_{\Sigma}.$$

3.80. Формули:

1. $u = n_1 / n_2; \delta_1 = \arctg \frac{1}{u}; \delta_2 = 90 - \delta_1.$

2. Див. табл. 3.4, 3.5, 3.7, 3.8 і 3.11.

3. $[\sigma]_F = (\sigma_{F \lim b} / S_R) Y_R K_{FC} K_{FL};$

$$Y_A = \sqrt[6]{N_{FO} / N_K}; Y_A = \sqrt[9]{N_{FO} / N_K};$$

при $HB > 350$

$$N_F = 60nct_{\Sigma}; N_F = 513\omega t_{\Sigma}.$$

$$t_{\Sigma} = 365L_z t_c k_c;$$

4. $z_1 = 18 \div 24; z_2 = z_1 u.$

5. $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2.$

6. $\psi_{bd} = 0,3 \div 0,6.$

7. $m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{F\theta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}};$

$$m_e = m + \frac{b}{z_1} \cos \delta_1.$$

8. $d_{e1(2)} = m_e z_{1(2)}; d_{ae1(2)} = m_e (z_{1(2)} + 2 \cos \delta_{1(2)});$

$$d_{fe1(2)} = m_e (z_{1(2)} + 2 \cos \delta_{1(2)}); d_{b1(2)} = d_{b1(2)} \cos \alpha;$$

$$p_e = \pi m_e;$$

$$h_e = 2,2 m_e; h_{ae} = m_e; h_{fe} = 1,2 m_e;$$

$$s_e = e_e = \frac{\pi m_e}{2}; c = 0,2m_e; R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1};$$

$$9. V = \frac{\pi d_{1(2)} n_{1(2)}}{60}$$

3.82. У машинобудуванні поширені евольвентні (і вкрай рідко – циклоїдальні). Зубчасті передачі з зачепленням Новикова мають профілі зубців, окреслені дугами кіл; робочі поверхні являють собою круговинтові поверхні.

3.83. Недолік зубчастих передач із зачепленням Новикова – висока чутливість до точності складання, складність виготовлення.

Переваги. Порівняно з евольвентним зачепленням передач із зачепленням Новикова при тих самих габаритах можуть передати значно більшу потужність. При передаванні однієї й тієї ж потужності передачі з зачепленням Новикова майже в 2 рази менші габарити (див. рис. 3.60, *a* – редуктор із зачепленням Новикова і рис. 3.60, *b* – редуктор такої ж потужності з евольвентним зачепленням).

3.84. Повторіть інформацію кроку 3.83, виконайте рекомендації завдання і перевірте відповідь за табл. 3.17. Міжосьова відстань

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = (d_1 + d_1 u)/2 = [d_1(1 + u)]/2.$$

Оскільки $u = d_2/d_1$, то $d_2 = d_1 u$.

3.85. Формула перевірочного розрахунку циліндричної прямозубої передачі з евольвентним зачепленням:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a_w^3 u^2} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}} \leq [\sigma]_H.$$

Формула проектного розрахунку цієї ж передачі:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}.$$

3.86. Для зачеплення Новикова коефіцієнт $K_a = 33,6 \text{ МПа}^{1/3}$, а при розрахунку евольвентної передачі $K_a = 49,5 \div 43 \text{ МПа}^{1/3}$. Це пояснюється тим, що несуча здатність зубців із зачепленням Новикова в 1,75–2 рази більша порівняно з евольвентними передачами.

3.87. Ширина колеса не впливає на міцність зубців на злам в зачепленні Новикова. Це видно з формули (3.35). У передачах із зачепленням Новикова навантаження, розподілене по площадці контакту, прикладене не по всій довжині зубця, як це має місце в евольвентному зачепленні, а лише на порівняно невеликій його ділянці. При цьому значна частина зубця практично її не сприймає. Отже, зміна ширини вінця колеса b при незмінному куті нахилу зубця, на відміну від евольвентних коліс практично не позначається на міцності зубців на злам.

3.89. Планетарні передачі – різновид зубчастих циліндричних і конічних передач з евольвентним та іншими профілями зубців (зубці можуть бути прямі й косі).

3.90. Планетарні передачі широко застосовують в автомобілях, тракторах, верстатах, приладах.

3.91. На рис. 3.64 показана планетарна передача з двома внутрішніми зачепленнями і подвійним сателітом.

3.92. У передачі (див. рис. 3.63) модулі і сили в зачепленні однакові. З урахуванням того, що внутрішнє зачеплення за своїми властивостями міцніше від зовнішнього, при однакових матеріалах коліс досить розрахувати тільки зовнішнє зачеплення.

3.93. У проектному розрахунку планетарних передач для кожної пари зачеплення визначається ділительний діаметр d_p , за яким обчислюють модуль $m = d_p / z_p$. Округливши знайдене значення m до найближчого більшого стандартного (табл. 3.1), за табл. 3.3 визначають геометричні параметри зубчастої пари шестірня – колесо.

3.94. Хвильова передача може забезпечити одночасне зачеплення великого числа пар зубців (у звичайній передачі $\epsilon_\alpha = 1,4 \div 1,6$).

3.95. Точність виготовлення деталей генератора хвиль і їх взаємне розташування на валові впливають на якість хвильових передач. Неврівноваженість генератора хвиль призведе до виникнення значних динамічних навантажень, вібрації і т. п.

3.96. ... хвильової одноступінчатої передачі.

3.97. Параметр d – внутрішній діаметр гнучкого колеса хвильової передачі; d_1 – ділительний діаметр зачеплення в планетарній передачі [формула (3.38)].

ГЛАВА 4

ПЕРЕДАЧА ГВИНТ – ГАЙКА

Завдання 14. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-2 теми «Передача гвинт – гайка», дайте відповіді на питання кроків 4.1–4.15 і контрольну картку КК 4.1. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 14.

§1. Будова і призначення, переваги і недоліки

4.1. Передача гвинт – гайка (рис. 4.1) складається з гвинта 1 і гайки 2, що стикаються гвинтовими поверхнями.

Передача гвинт – гайка призначена для перетворення обертального руху в поступальний (при великих кутах підйому гвинтової лінії, порядку $\gamma > 12^\circ$). Коли кут підйому більший від кута тертя, цю передачу можна використовувати для перетворення поступального руху в обертальний.

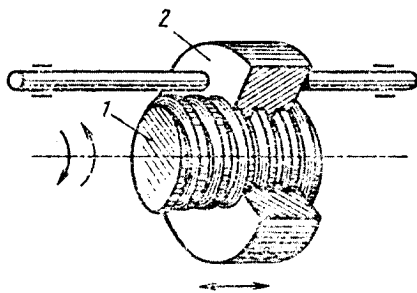


Рис. 4.1

Розрізняють два типи передач гвинт – гайка: передачі тертям ковзання (гвинтові пари тертя ковзання) (рис. 4.1–4.3); передачі тертя кочення чи кулькові гвинтові пари (рис. 4.4).

Ведучим елементом у передачі, як правило, є гвинт, веденим – гайка. Конструктивно передача гвинт – гайка може бути виконана: а) з обертальним рухом гвинта і поступальним рухом гайки (див. рис. 4.1); б) з гвинтом, що обертається і одночасно поступально переміщується при нерухомій гайці (див. рис. 4.2); в) з обертальним рухом гайки 1 і поступальним рухом гвинта 2 (див. рис. 4.3).

Передачі гвинт – гайка знаходять застосування в пристроях, де потрібно одержувати великий вигреш у силі, наприклад у домкратах, гвинтових пресах, навантажувальних пристроях випробувальних машин, механізмах подачі металорізальних верстатів, та у вимірювальних інших механізмах для точних ділильних переміщень.

Опишіть роботу найпростішого гвинтового пристрою – домкрата (див. рис. 4.2).

4.2. За конструкцією гвинт являє собою циліндричний стержень цільної (див. рис. 4.2) або складеної збірної конструкції з різьбою. Різьба виконується шляхом нанесення на циліндричний стержень гвинтових канавок з перерізом певного профілю. За формою профілю різьби поділяють на трикутні (рис. 4.5, а), прямокутні (рис. 4.5, б), трапецієвидні (рис. 4.5, в), упорні (рис. 4.5, г), круглі (рис. 4.5, д).

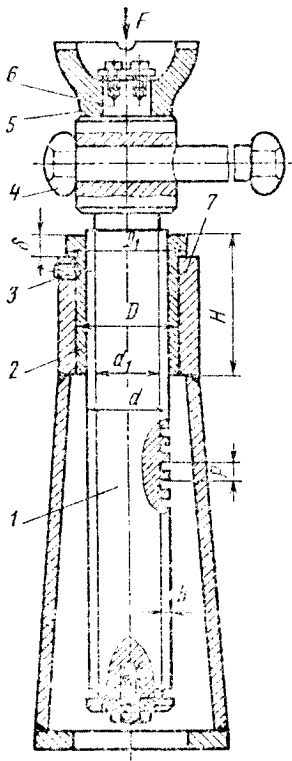


Рис. 4.2

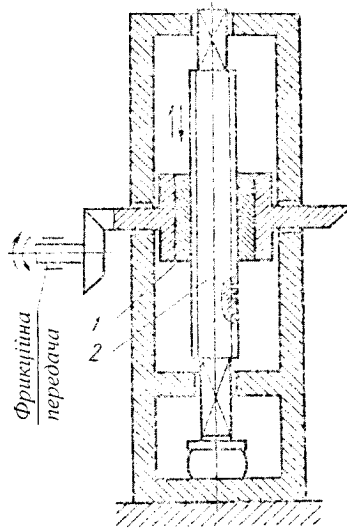


Рис. 4.3

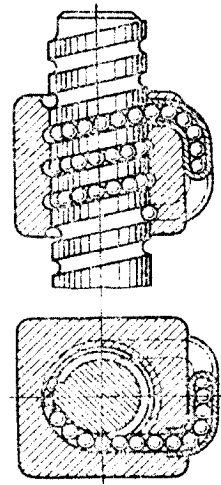


Рис. 4.4

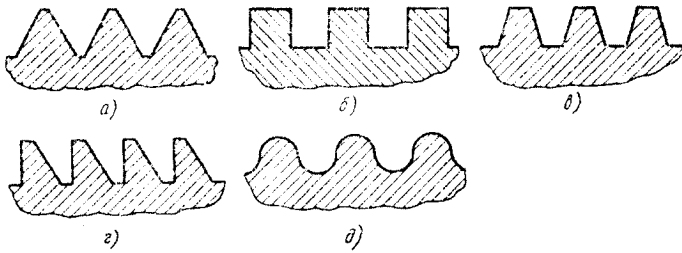


Рис. 4.5

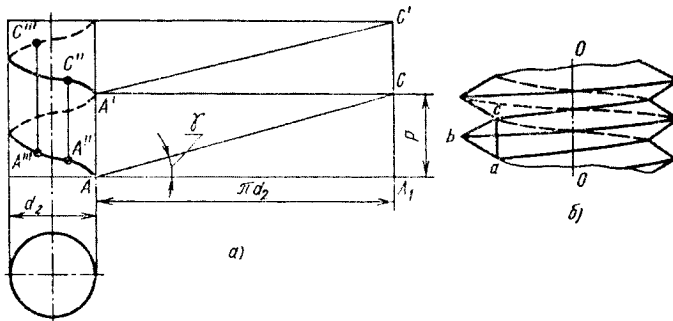


Рис. 4.6

З урахуванням відомостей, отриманих при вивченні курсу креслення, за рис. 4.6, *а* опишіть утворення гвинтової лінії. Визначте на рис. 4.6, *б* профіль різьби і коротко опишіть спосіб одержання такої різьби.

4.3. Гвинтова лінія (і відповідно різьба) може бути правою і лівою. Права гвинтова лінія йде зліва праворуч і вгору, ліва – справа ліворуч і вгору. Найбільш поширеною в машинобудуванні є права різьба. Кут γ (рис. 4.6, *а*), утворений гвинтовою лінією по середньому діаметрі різьби d_2 і площиною, перпендикулярною до осі гвинта, називають кутом підйому гвинтової лінії (різьби):

$$\operatorname{tg} \gamma = S / \pi d_2,$$

де S – хід різьби (рис. 4.7).

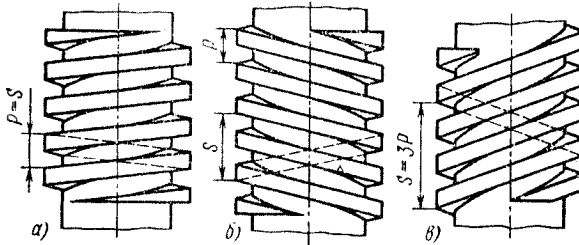


Рис. 4.7

Довжину катета A_1C (див. рис. 4.6, *а*) позначають p і називають кроком гвинтової лінії. Якщо по «рівнобіжних» гвинтових лініях переміщуються два або декілька поруч розташованих профілів, то вони утворюють багатозаходну різьбу. За числом заходів різьби поділяються на однозаходні (див. рис. 4.7, *а*), двозаходні (див. рис. 4.7, *б*), тризаходні (див. рис. 4.7, *в*) і т. п. Найбільше поширення має однозаходна різьба. У багатозаходній різьби: p – крок різьби; S – хід різьби. Для однозаходної різьби $p = S$. Для багатозаходної різьби $S = pz$, де S – хід різьби; p – крок різьби; z – число заходів.

За рис. 4.7, *б* визначте напрямок гвинтової лінії різьби. Що називається ходом різьби? Чи можна вважати кроком різьби відстань між точками AA' , CC' , $A''Z''$, $A'''Z'''$ (рис. 4.6, *а*)?

4.4. Довгі гвинти шляхом згвинчування виготовляють складеними (рис. 4.8). У передатних (вантажних і ходових) гвинтах частіше застосовують трапецієвидну різьбу із середнім кроком. Різьбу з дрібним кроком застосовують для ділильних переміщень підвищеної точності, з великим – за важких умов роботи силової передачі.

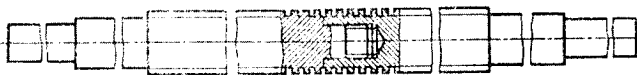


Рис. 4.8

Для гвинтів, що знаходяться під дією великих однобічних навантажень, застосовують упорну різьбу. Рідше (для передатних гвинтів) застосовують прямокутну різьбу. Для кулькових гвинтових пар застосовують спеціальні профілі

різьб, один з яких показаний на рис. 4.4. Конструкції гвинтів повинні задовольняти загальні вимоги, які висуваються до конструкцій валів, тобто не мати різких переходів, кільцевих виступів великого діаметра і т. п.

Матеріал гвинтів – сталь 45, 50, Ст4, Ст5, У10, 40Х, 40ХГ, 40ХВГ, 65Г та ін.

За рис. 4.4 коротко опишіть пристрій з кульковими гвинтовими парами.

4.5. Гайку в більшості випадків виконують у формі втулки 2 (рис. 4.1), іноді з фланцем для її осевого закріплення (див. рис. 4.2), цільної чи рознімної конструкції (наприклад, гайка, що складається з двох частин, які охоплюють ходовий гвинт у токарно-гвинторізному верстаті). В окремих випадках виконують гайки більш складних конструкцій (з компенсацією зносу і т.п.).

Основною причиною виходу з ладу передач гвинт – гайка є зношування гайки (рідше гвинта). Для зменшення тертя і зношування різьби гайки передачі виготовляють із бронз (БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3, БрАЖ 9-4 і ін.), а також із сірого (СЧ 20, СЧ 25) і антифрикційного чавунів (АЧВ-2, АЧК-2). Для зменшення витрати бронзи гайки роблять із двох металів: корпус гайки – зі сталі або чавуна; робочу частину гайки – із бронзи, а іноді з бабіту.

Які види різьб застосовують для гайок у передачі гвинт – гайка ?

4.6. Силі співвідношення в гвинтовій парі передачі. Для зручності розгляду сил у гвинтовій парі розгорнемо виток різьби по середньому діаметру d_2 у похилу площину, а гайку представимо у вигляді повзуна (рис. 4.9).

Сили, що виникають у різьбі: F_a – осьова сила; F_t – колова сила ($F_t = 2T/d_2$; $F_f = fN$, де f – коефіцієнт тертя; N – нормальна реакція похилої площини).

На рис. 4.9 R – рівнодіюча сил N і F_f , кут φ між векторами сил \vec{R} і \vec{N} – кут тертя. З теоретичної механіки відомо, що $f = \operatorname{tg} \varphi$. Залежність між F_a і F_t знайдемо з рівняння рівноваги гайки під дією сил \vec{F}_t , \vec{F}_a , \vec{R} :

$$\vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{R} = 0,$$

звідки одержимо співвідношення модулів сил

$$F_t = F_a \operatorname{tg} (\gamma + \varphi). \quad (4.1)$$

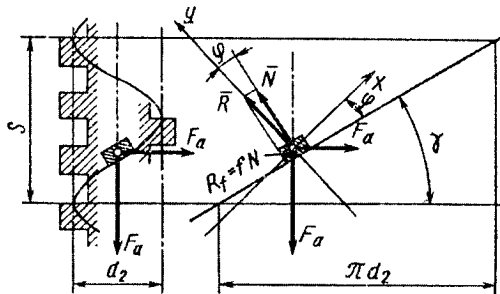


Рис. 4.9

Формула (4.1) справедлива тільки для прямокутної різьби. Для трикутної чи трапецієвидної різьби

$$F_t = F_a \operatorname{tg} (\gamma + \varphi') \quad (4.2)$$

де $\varphi' = \arctg (f / \cos \alpha / 2)$ – приведений кут тертя; α – кут профілю різьби.

Уточніть, як здійснюється перетворення обертального руху в поступальний.

4.7. Самогальмування в передачі гвинт – гайка. У цьому випадку під дією сили F_a гайка не може обертатися (через тертя) щодо нерухомого гвинта.

Умова самогальмування

$$\gamma \leq \varphi' \quad (4.3)$$

За умовою (4.3) перевіряють, наприклад, гвинтові домкрати (див. рис. 4.2). Вантаж не повинен опускатися, поки до рукоятки не прикладена сила. Багатозаходні різьби для передачі руху (спеціальні) мають кут підйому гвинтової лінії різьби $\gamma = 8 \div 16^\circ$, кут тертя $\varphi = 2 \div 6^\circ$ (для сталевго гвинта і бронзової гайки) і $\varphi = 4 \div 8^\circ$ (для сталевго гвинта і чавунної гайки).

Розшифруйте формулу (4.3). Як визначити кут φ' ?

4.8. ККД гвинтової пари визначають відношенням

$$\eta_{z.n.} = A_{k.o.} / A_z \quad (4.4)$$

де $A_{k.o.}$ – робота сил корисного опору на гвинті; A_z – робота рушійних сил, витрачена на один оборот гвинта (гайки). За відомою осьовою силою F_a й коловою силою F_t , визначають $A_{k.o.}$ і A_z (див. рис. 4.9):

$$A_{k.o.} = F_a S = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma; A_z = F_t \pi d_2 = F_a \operatorname{tg} (\gamma + \varphi') \pi d_2$$

Отже, ККД гвинтової пари

$$\eta_{z.n.} = \operatorname{tg} \gamma / [\operatorname{tg} (\gamma + \varphi')] \quad (4.5)$$

ККД можна визначити і графічним шляхом. Для випадку самогальмування ($\gamma \leq \varphi'$) при підйомі ККД виходить менше 50%.

За графіком (рис. 4.10) визначте ККД передачі гвинт – гайка, якщо $\gamma = 10^\circ$, коефіцієнт тертя $f = 0,10$.

4.9. Передаточне число передачі гвинт – гайка умовно можна записати

$$u = C / S, \quad (4.6)$$

де $C = \pi D$ – довжина кола маховичка, за допомогою якого здійснюється обертання гвинта (рис. 4.11); S – хід гвинта.

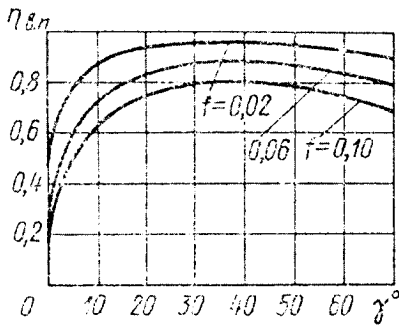


Рис. 4.10

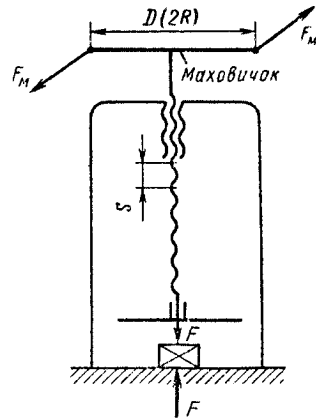


Рис. 4.11

Залежність між коловою силою на маховичку й осьювою силою F :

$$F = F_M \eta_{z.n.}$$

де $\eta_{z.n} = 0,15 \div 0,8$ при коефіцієнті тертя $f = 0,10$; $\eta_{z.n} = 0,20 \div 0,9$ при $f = 0,06$; $\eta_{z.n} = 0,5 \div 0,97$ при $f = 0,02$.

Визначте передаточне число u , якщо діаметр маховичка $D = 300$ мм, хід гвинта $S = 1$ мм.

4.10. Переваги і недоліки передачі гвинт – гайка. Основні переваги : можливість одержання великого виграшу в силі; висока точність переміщення; плавність і безшумність роботи; велика несуча здатність при малих габаритних розмірах; простота конструкції.

Недоліки передач гвинт – гайка: великі втрати на тертя і низький ККД; складність застосування при великих частотах обертання.

Запишіть у конспект переваги і недоліки передачі гвинт – гайка. Дайте визначення параметрам p і S .

§ 2. Розрахунок передачі гвинт – гайка на міцність

4.11. Основною причиною виходу з ладу гвинтів і гайок передач є зношування їх різьби. Зносостійкість оцінюють за значенням середнього тиску p між витками різьби гвинта і гайки.

Умова зносостійкості може бути виражена формулою

$$p_c \leq [p_c], \quad (4.7)$$

де p_c – тиск між різьбами гвинта і гайки; $[p_c]$ – тиск допустимий (вибирається за табл. 4.1).

При наближеному розрахунку передачі гвинт – гайка вважають, що навантаження по витках різьби розподіляється рівномірно. Для забезпечення зносостійкості тиск у різьбі не повинен перевищувати допустимого,

$$p_c = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [p_c], \quad (4.8)$$

де F_a – осьова сила, що діє на гайку (гвинт) (див. рис. 4.2); d_2 – середній діаметр різьби; h – робоча висота профілю різьби; z – число витків гайки.

Таблиця 4.1.

Допустимий тиск у різьбі для пари гвинт - гайка

Матеріал гвинтової пари	$[p_c]$, МПа
Загартована сталь – бронза	10-12
Незагартована сталь – бронза	8-10
Загартована сталь – антифрикційний чавун АЧВ-1, АЧК-1	7-9
Незагартована сталь – антифрикційний чавун АЧВ-2, АЧК-2	6-7
Незагартована сталь – чавун СЧ 20, СЧ 25	5

Примітка. Для роботи, що відбувається нечасто, а також для гайок малої висоти значення $[p_c]$ може бути підвищене на 20%.

Чи можна назвати формулу (4.8) формулою перевірного розрахунку на зносостійкість різьби?

4.12. Проектний розрахунок гвинтової пари (див. рис. 4.2) з умови $p_c \leq [p_c]$. Замінивши у формулі (4.8) z на H/p (H – висота гайки, $p = 2h$ – крок прямокутної чи трапецієвидної різьби) і H/d_2 на ψ_z , одержимо формулу проектного розрахунку для визначення середнього діаметра різьби:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \psi_z [p_c]}}, \quad (4.9)$$

де ψ_z – коефіцієнт висоти гайки (для цільних гайок $\psi_z = 1,0 \div 2,0$; для різних гайок $\psi_z = 2,6 \div 3,5$).

Виведіть формулу проектного розрахунку (4.9) для визначення середнього діаметра різьби за умовою зносостійкості.

4.13. Після визначення середнього діаметра за формулою (4.9) інші параметри різьби приймають за ДЕСТом.

Для важко навантажених гвинтів рекомендується проводити перевірений розрахунок на спільну дію кручення і розтягу (чи стиску), виходячи з наступної умови міцності:

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T_{кр}}{0,2 d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (4.10)$$

де σ_E – еквівалентне (приведене) напруження для небезпечної точки гвинта; N і $T_{кр}$ – відповідно поздовжня сила і крутний момент, які виникають в небезпечному перерізі гвинта (необхідно побудувати відповідні епюри і перевірити перерізи, що можуть бути небезпечними); $d_1 = d_2 - h$ – внутрішній діаметр різьби; $[\sigma] = \sigma_T / [s]$ – допустиме напруження, (звичайно приймають $[s] = 3,0$).

Якщо постановлене завдання спроектувати передачу гвинт – гайка ділильного механізму приладу настільного типу з ручним приводом, то за якими формулами роблять розрахунок на міцність?

4.14. Для довгих гвинтів слід додатково робити розрахунок на стійкість за умовою

$$s_{cm} \geq [s]_{cm}, \quad (4.11)$$

де s_{cm} і $[s]_{cm}$ – відповідно розрахунковий і допустимий коефіцієнт запасу, стійкості для вертикальних гвинтів; $[s]_{cm} = 2,5 \div 4$, для горизонтальних гвинтів $[s]_{cm} = 3,5 \div 5$.

Розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості визначають за формулою

$$S_{cm} = F_{кр} / F_a, \quad (4.12)$$

де $F_{кр}$ – критична сила; F_a – стискаюче навантаження, що діє на гвинт.

Якщо приведена довжина гвинта $\mu l \geq 25d_1$ (l – довжина гвинта; d_1 – внутрішній діаметр різьби гвинта), то критичну силу визначають за формулою Ейлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{np}}{(\mu l)^2}, \quad (4.13)$$

де E – модуль поздовжньої пружності матеріалу гвинта; J_{np} – приведений момент інерції перетину гвинта; його знаходять за емпіричною формулою

$$J_{np} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d}{d_1} \right);$$

d – зовнішній діаметр гвинта; μ – коефіцієнт приведення довжини гвинта (залежить від розрахункової схеми гвинта).

Для гвинтів меншої гнучкості, тобто при $\mu l \leq 25d_1$, розрахунок виконують за емпіричною формулою Ф. Ясинського. При критичному напруженні, яке дорівнює границі текучості, стійкість взагалі не перевіряють.

Від чого залежить стійкість гвинта?

4.15. Основні розміри гайки (див. рис. 4.2). Зовнішній діаметр гайки визначають з умови міцності її тіла на розтяг і кручення:

$$D = \sqrt{\frac{4F_a K_{кр}}{\pi[\sigma]_p} + d^2}; \quad (4.14)$$

зовнішній діаметр фланця – з умови міцності на зминання:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]_{cm}} + D^2}. \quad (4.15)$$

Висоту гайки знаходять за формулою

$$H = \psi_\zeta d_2. \quad (4.16)$$

У цих формулах: F_a – осьова сила; $K_{кр}$ – коефіцієнт, що враховує закручування гвинта для трапецієвидних різьб ($K_{кр} = 1,25$; для прямокутної і упорної різьби $K_{кр} = 1,2$); ψ_z – коефіцієнт висоти гайки; d – зовнішній діаметр різьби; d_2 – середній діаметр; $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу гайки; $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання.

Визначте висоту нероззнімної гайки, виготовленої з матеріалу Бр6Ц6С3, якщо осьова сила $F_a = 40 \cdot 10^3 \text{ Н}$. Матеріал гвинта – сталь 45 (без термічної обробки).

4.16. Контрольна картка 4.1.

Контрольна картка 4.1.

Питання	Відповіді	Код
Де застосовують передачі гвинт – гайка?	При необхідності отримати роззнімне з'єднання	1
	У пристроях, де є необхідність запобігання перевантаженузв;	2
	Для одержання великого виграшу в силі;	3
	Для здійснення повільного і точного поступального переміщення;	4
	Для підтримки валів і осей, які обертаються	5
З яких матеріалів виготовляють гвинти і гайки силових передач?	Сталь – сталь	6
	Чавун – чавун	7
	Сталь – бронза	8
	Бронза – чавун	9
У яких межах вибирають коефіцієнт висоти нероззнімної гайки?	0,15-0,8	10
	0,2-0,4	11
	0,20-0,9	12
	2,6-3,5	13
	1,0-2,0	14
За якою формулою виконують перевіірочний розрахунок на міцність силових передач гвинт – гайка?	$F_a / \pi d_2 h z$	15
	$\sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T_{кр}}{0,2 d_1^3}\right)^2}$	16
	$s_{см} > [s]_{см}$	17
	$F_{кр} / F_a$	18
Визначити передаточне число для передачі гвинт - гайка, якщо радіус маховичка гвинта (див. рис. 4.11) $R = 240 \text{ мм}$, число заходів різьби $z = 3$	125	19
	251	20
	375	21
	500	22
	750	23

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

4.1. Домкрат (рис. 4.2) складається з корпусу 7, в якому встановлена гайка 2, утримувана від повертання гвинтом 3. Вантажний гвинт 1 приводиться в обертання за допомогою рукоятки 4. Вантаж, що піднімається, розташовується на чашці 5.

що може вільно обертатися на шийці *b*. Завдяки цьому вантаж, що піднімається, може не обертатися.

4.2. Гвинтова лінія утвориться, якщо прямокутний трикутник AA_1C (рис. 4.6) обгинати навколо прямого кругового циліндра. Гвинтову лінію утворить гіпотенуза, що навивається на циліндр AC трикутника, при цьому один з катетів, що збігається з площиною основи циліндра по довжині, дорівнює довжині кола основи πd_2 , а другий катет – кроку гвинтової лінії.

На рис. 4.6, *b* показана різьба трикутного профілю. При переміщенні плоскої фігури, наприклад, трикутника abc (див. рис. 4.6, *b*), по гвинтовій лінії так, щоб її площина завжди проходила через вісь $O - O$, бічні сторони цієї фігури (ab і bc) описують поверхню різьби.

4.3. На рис. 4.7, *b* напрямок гвинтової різьби – лівий. Ходом різьби називають відстань між двома однойменними точками різьби однієї і тієї ж гвинтової лінії.

Відстань між точками $AA', CC', A''C''$ можна вважати кроком різьби, відстань $A'''C'''$ – ні (рис. 4.6, *a*).

4.4. На рис. 4.4 показана гвинтова передача, яка складається з гвинта, гайки і кульок, що заповнюють простір, утворений западинами різьби. Поворот кульок відбувається по каналу, що з'єднує перший і останній витки різьби гайки.

4.5. У досліджуваних передачах гвинт – гайка застосовують трапецієвидну, упорну, прямокутну різьбу.

4.6. Обертальний рух перетворюється в поступальний, наприклад, у випадку, коли гайка, навантажена осьювою силою F_a (рис. 4.9), може рівномірно обертатися й одночасно здійснювати осьове переміщення при нерухомому гвинті під дією колової сили F_t (F_a – корисна сила, F_t – витрачена).

4.7. Формула (4.3) визначає умову самогальмування, а для самогальмування передачі гвинт – гайка необхідно, щоб кут підйому гвинтової лінії різьби (γ) був меншим від приведенного кута тертя ϕ .

Визначення кута ϕ : $\phi = \arctg f$ – кут тертя; $\phi = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведений

кут тертя (див. крок 4.6).

4.8. ККД передачі гвинт – гайка при $\gamma = 10^\circ$, $f = 0,10$ дорівнює $\eta = 0,6$ (див. рис. 4.10).

4.9. Передаточне число передачі гвинт – гайка:

$$u = (\pi D) / S = (3,14 \cdot 300) / 1 = 942.$$

4.10. p – крок різьби – відстань між однойменними сторонами профілю двох сусідніх витків різьби; S – хід гвинта – відстань, виміряна між однойменними сторонами профілю по одній гвинтовій лінії.

4.11. Формулу (4.8) можна назвати формулою перевірконого розрахунку різьби на зносостійкість.

4.12. Підставимо у формулу (4.8) $z = H/p$, прийнявши $p = 2h$,

$$\text{одержимо } p_c = \frac{F_a}{\pi d_2 h (H/2h)} = \frac{2F_a}{\pi d_2 H} \leq [p_c].$$

$$\text{Зідси } d_2 \geq \frac{2F_a}{\pi H [p_c]}.$$

Помножимо ліву і праву частини рівняння на d_2 ,

$$\frac{H}{d_2} - \text{позначимо } \psi_2,$$

тоді формула проектного розрахунку для визначення середнього діаметра різьби за умовою зносостійкості має вигляд:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \psi_2 [p_c]}}.$$

4.13. У несилкових передачах сила, що діє в передачі (за умовою – ручний привод прилада), незначна. Можна орієнтовно вибрати середній діаметр гвинта d_2 і перевірити різьбу за формулою (4.8) на зносостійкість, прийнявши $F_a = 25 \div 30$ Н. За формулою (4.10) розрахунок виконувати не слід, тому що ця формула рекомендована для важко навантажених гвинтів (див. крок 4.13).

4.14. Стійкість гвинта залежить від його довжини, параметрів різьби, матеріалу й осьової сили, що діє на гвинт.

4.15. Висоту нерознімної гайки визначають за формулою (4.16); $H = \psi_2 d_2$. Для цієї гайки призначаємо умовно $\psi_2 = 1,6$ (див. крок 4.12); за таблицею 4.1 вибирають $[p_c] = 10$ МПа, після чого визначають

$$d_2 = \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \psi_2 [p_c]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 40 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,6 \cdot 10}} = 40 \text{ мм.}$$

Звідси $H = 1,6 \cdot 40 = 64$ мм.

ГЛАВА 5

ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Завдання 15. Рекомендації студентам. Вивчіть §1-2 теми "Черв'ячної передачі", дайте відповіді на питання кроків 5.1–5.10 і контрольні картки кроків 5.11 (КК 5.1). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 15.

§1. Загальні відомості, будова передачі, матеріали, область застосування, переваги і недоліки

5.1. Черв'ячна передача (рис. 5.1) – механізм для передачі обертання між валами за допомогою гвинта (черв'яка 1) і сполученого з ним черв'ячного колеса 2. Геометричні осі валів при цьому схрещуються під кутом 90° . Ведучим елементом тут звичайно є черв'як (як правило, це гвинт із трапецієвидною різьбою), веденим – черв'ячне колесо з зубцями особливої форми, які одержують в результаті взаємного обгинання з витками черв'яка.

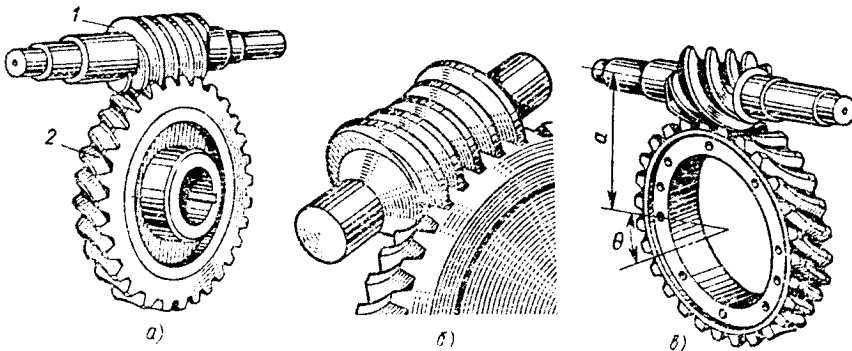


Рис. 5.1

Розрізняють два види черв'ячних передач: циліндричні (з циліндричними черв'яками, див. рис. 5.1, а, в); глобоїдні (із глобоїдними черв'яками, див. рис. 5.1, б).

Черв'ячні передачі застосовують при невеликих і середніх потужностях у різних галузях машинобудування.

Які з циліндричних і конічних зубчастих передач застосовують для передачі обертання між валами, осі яких схрещуються? За рис. 5.1, в визначте кут схрещування осей.

5.2. Черв'ячну передачу, у черв'яка і колеса якої ділительні і початкові поверхні циліндричні, називають циліндричною черв'ячною передачею.

Залежно від форми профілю витка розрізняють:

архімедів черв'як (рис. 5.2, а) – циліндричний черв'як, торцевий профіль витка якого є архімедовою спіраллю. Цей черв'як подібний до гвинта з трапецієвидною різьбою;

евольвентний черв'як (рис. 5.2, б); має евольвентний профіль витка в його торцевому перерізі (як у косозубого колеса);

конволютний черв'як; торцевий профіль витка є подовженою чи укороченою евольвентою.

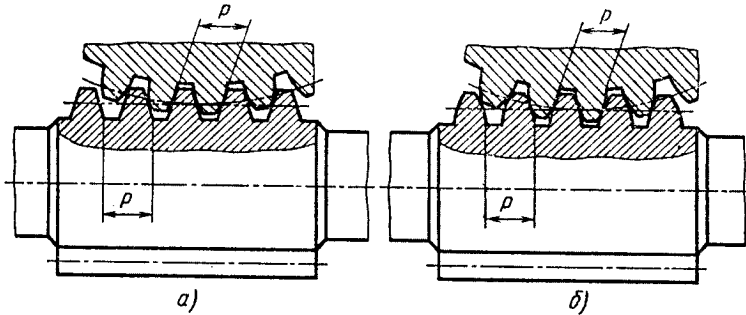


Рис. 5.2

У машинобудуванні з циліндричних черв'яків найбільш поширені архімедові черв'яки. Їх можна нарізати на звичайних токарських чи різьбофрезерних верстатах.

За числом витків черв'яки поділяють на однозаходні і багатозаходні, за напрямком витка – ліві чи праві. Найбільш поширений правий напрямок з числом витків черв'яка z_1 , що залежить від передаточного числа u ; z_1 вибирають так, щоб забезпечити число зубців колеса $z_2 = z_1 u > z_{2min}$.

Зі збільшенням числа заходів (витків) черв'яка кут підйому гвинтової лінії зростає, що підвищує ККД передачі. Тому однозаходні (одновиткові) черв'яки не завжди рекомендується застосовувати.

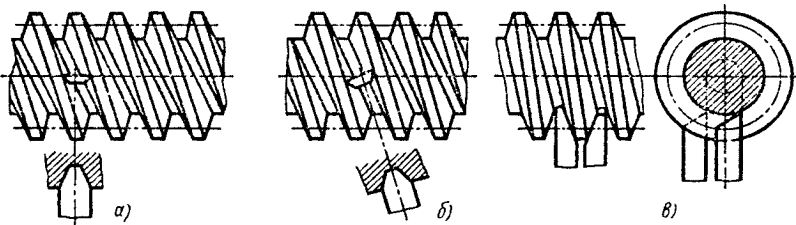


Рис. 5.2

У більшості випадків черв'яки виготовляють за одне ціле з валом, рідше – окремо від вала, а потім закріплюють на ньому.

Покажіть на рис. 5.3 конволютний черв'як. Який тип черв'яка показаний на рис. 5.4?

5.3. Черв'ячне колесо 2 (див. рис. 5.1, а), на відміну від косозубих зубчастих коліс, має увігнуту форму зуба, що сприяє обляганням витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубів черв'ячного колеса відповідають напрямку і куту підйому витків черв'яка.

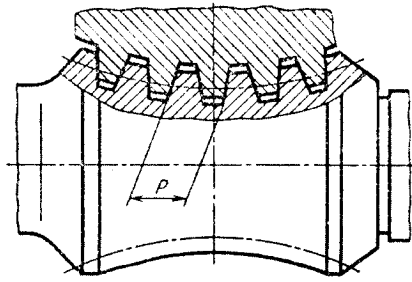


Рис. 5.4

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами і в деяких випадках різцями, закріпленими на оправленні, що обертається (летючими різцями). Черв'ячна фреза для нарізання черв'ячного колеса є інструментом, розташування ріжучих граней якого відповідає формі черв'яка. При нарізуванні заготовка колеса і фреза роблять відносний рух, який мають черв'ячне колесо і черв'як у передачі (на відміну від черв'яка у фрези є крайки, що різуть, а зовнішній діаметр більший на величину подвійного радіального зазору в зачепленні).

Черв'ячні колеса виготовляють цільними (див. рис. 5.1, *а*) або збірними (на рис. 5.1, *б* показано вінець черв'ячного колеса). Мінімальне число зубців колеса z_{2min} визначають з умови відсутності підрізування і забезпечення достатньої поверхні зачеплення. Для силових передач рекомендується приймати $z_{2min} = 28$, у допоміжних кінематичних передачах $z_{2min} = 17 \div 18$. Максимальне число зубців не обмежене, але в силових передачах частіше приймають 50-60 (до 80). У кінематичних передачах z_2 може сягати 600-1000.

Які передачі показані на рис. 5.2? Повторіть рис. 5.2, *а* в конспекті (без розмірів).

5.4. Черв'ячну передачу, показану на рис. 5.4, називають глобоїдною. Витки її черв'яка розташовані на глобоїдній (торовій) поверхні. Ця передача з'явилася порівняно недавно, має підвищену навантажувальну здатність (в 1,5–2 рази більшу, ніж у звичайних черв'ячних передачах), оскільки лінія контакту в глобоїдних передачах розташовується сприятливо, що покращує умови для утворення клинів мастила, і в зачепленні знаходиться більше число зубців колеса і витків черв'яка.

Глобоїдні передачі вимагають підвищеної точності виготовлення і монтажу, а також штучного охолодження. Ці передачі застосовують рідше, ніж циліндричні.

Чим в основному досягається підвищена навантажувальна здатність глобоїдних передач порівняно з циліндричними черв'ячними передачами?

5.5. Черв'ячні передачі, як і зубчасті, можуть бути коригованими. Коригування черв'ячних передач здійснюється так само, як і зубчастих, тобто радіальним зміщенням інструменту відносно осі заготовки при нарізанні.

Коригування передачі здійснюють тільки за рахунок колеса. Кориговані колеса нарізають на тих же верстатах, тим же інструментом, що і некориговані. Кориговані в основному застосовують для вписування передачі в задану міжосьову відстань.

В машинобудуванні переважно застосовують некориговані черв'ячні передачі.
З якою метою проводиться коригування в черв'ячній і зубчастій передачах? Покажіть на рис. 5.1, *в* міжосьову відстань.

5.6. Матеріали черв'ячної передачі. Матеріали в черв'ячній передачі повинні мати в сполученні низький коефіцієнт тертя, підвищену зносостійкість і знижену здатність до заїдання. Як правило, це різномірні матеріали.

Черв'яки виготовляють в основному зі сталей марок 40, 45, 50 (рідше зі сталей 35, Ст5) із загартуванням до *HRC* 4555; 15X, 20X, 40X, 40XH, 12XH3, 18XГТ із цементацією і загартуванням до *HRC* 58–63.

Черв'ячні колеса (чи їхні вінці) виготовляють тільки з антифрикційних сплавів.

При швидкостях ковзання до 2 м/с (див. крок 5.12) і великих діаметрах коліс для їхнього виготовлення можна використовувати чавуни марок СЧ 15, СЧ 20, СЧ 25; до 6 м/с – застосовують алюмінієво-залізнi бронзи БрАЖ9 (при цьому черв'як повинен мати твердість не менше *HRC* 45), до 25 м/с і тривалій роботі без перерви застосовують олов'яну бронзу Бр0Ф10–1, олов'яно-нікелеву бронзу Бр0НФ.

Для силових передач малої потужності і в приладах колеса можуть бути виготовлені з деревношаруватих пластиків (ДШП), текстоліту, капрону, нейлону.

Чи можна виготовити черв'як з чавуну чи бронзи?

5.7. Передаточне число черв'ячної передачі *u* визначають з умови, що за кожен оберт черв'яка, колесо повертається на число зубців, що дорівнює числу витків черв'яка,

$$u = z_2 / z_1, \quad (5.1)$$

де z_2 – число зубів колеса черв'ячної передачі, z_1 – число витків черв'яка.

Визначте число зубців колеса черв'ячної передачі, якщо число витків черв'яка $z_1 = 2$, передаточне число $u = 40$?

5.8. Переваги черв'ячних передач: можливість отримання великих передаточних чисел (однією парою – від 8 до 100, а в кінематичних передачах – до 1000); плавність і безшумність роботи; можливість виконання самогальмуючої передачі (ручні вантажопідйомні талі); компактність і порівняно невелика маса конструкції передачі.

Недоліки: порівняно невисокий ККД (0,7–0,92); у самогальмуючих передачах – до 0,5; значне нагрівання передачі при тривалій роботі; необхідність застосування для колеса дорогих антифрикційних матеріалів; невеликі порівняно з зубчастою передачею потужності, що передаються (до 200 кВт, частіше – до 50 кВт).

Які переваги має черв'ячна передача порівняно з фрикційною передачею?

§2. Геометричне співвідношення розмірів черв'ячної некоригованої передачі з архімедовим черв'яком

5.9. У черв'ячній передачі як розрахунковий модуль приймають осьовий модуль черв'яка *m*, який дорівнює окружному модулю черв'ячного колеса *m_r*. Значення модуля *m* черв'ячних передач стандартизовані (табл. 5.1).

Значення модуля m і коефіцієнта діаметра черв'яка q

m , мм	1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
	2-й ряд	3,0	3,5	6,0	7,5	12					
q	1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0				
	2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4				

У циліндричних черв'ячних передачах з архімедовими черв'яками крок черв'яка p і крок зубців черв'ячного колеса рівні між собою (рис. 5.5):

$$p = \pi m. \quad (5.2)$$

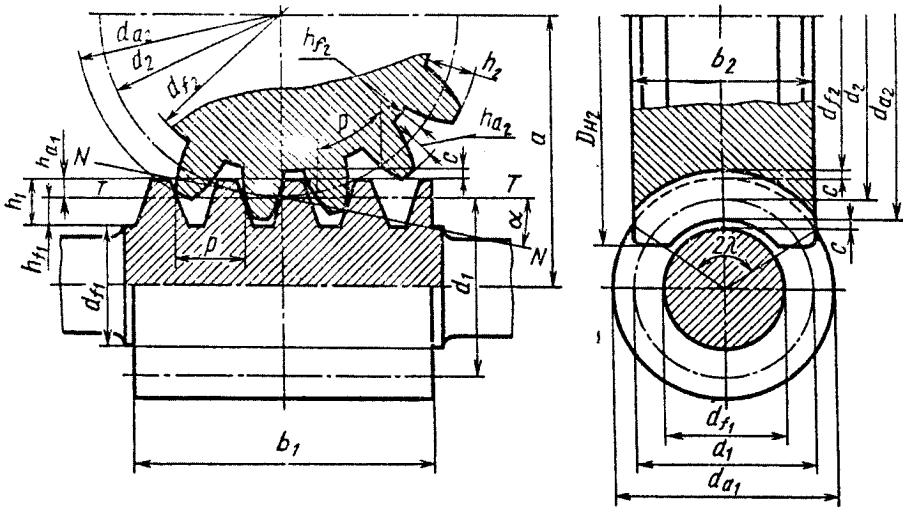


Рис. 5.5

Кут γ (рис. 5.6), утворений гвинтовою лінією по ділільному циліндрі черв'яка з площиною, перпендикулярній до його осі, називають кутом підйому витка черв'яка на ділільному циліндрі:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi q m} = \frac{z_1}{q} \quad (5.3)$$

або

$$\gamma = \operatorname{arctg} z_1 / q,$$

де z_1 – число витків черв'яка; $S = p z_1$ – хід гвинтової лінії черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка (відношення ділільного діаметра черв'яка d_1 до його розрахункового модуля m). Приймають

$$q = d_1 / m = 7,1 \div 25. \quad (5.4)$$

Для скорочення числа розмірів фрез, необхідних для нарізування черв'ячних коліс, рекомендується дотримуватися значень q , передбачених стандартом на черв'ячні передачі (див. табл. 5.1).

Деякі значення кута підйому витка черв'яка: $3^{\circ}34'35''$; $4^{\circ}05'08''$; $4^{\circ}45'49''$; $5^{\circ}42'38''$; $6^{\circ}20'25''$; $7^{\circ}07'30''$; $11^{\circ}18'36''$; $12^{\circ}31'44''$; $14^{\circ}02'10''$; $14^{\circ}55'53''$; $15^{\circ}56'43''$; $18^{\circ}25'06''$; $21^{\circ}48'05''$; $23^{\circ}57'45''$; $26^{\circ}33'54''$; $28^{\circ}04'21''$.

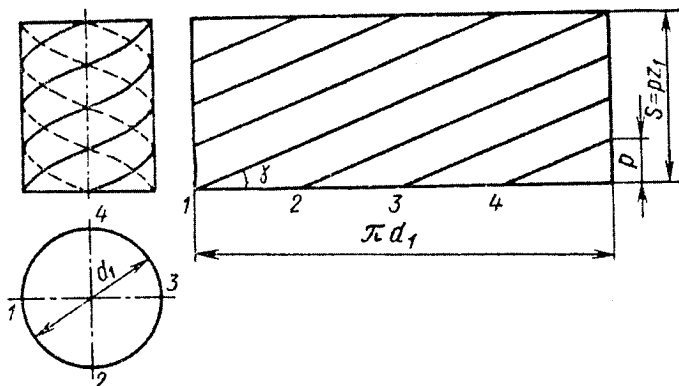


Рис. 5.6

Як називаються параметри p , q , γ ?

5.10. Геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса (див. рис. 5.5) некоригованої черв'ячної передачі.

Висота витка $h_1 = 2,2m$; висота зуба черв'ячного колеса $h_2 = 2,2m$; висота голівки гвинта $h_{a1} = m$; висота голівки зуба $h_{a2} = m$; висота ніжки витка $h_{f1} = 1,2m$; висота ніжки зуба $h_{f2} = 1,2m$; розрахункова товщина витка $c = 0,5pm$; радіальний зазор $c = 0,2m$.

Ділильні діаметри: черв'яка $d_1 = mq$; черв'ячного колеса $d_2 = mz_2$.

Діаметри вершин: витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$; зубців черв'ячного колеса $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$.

Діаметри кіл западин: черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$; черв'ячного колеса $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$.

Міжосьова відстань $a = (d_1 + d_2)/2 = 0,5(q + z_2)m$.

Умовний кут обхвату черв'яка вінцем 2λ (див. рис. 5.5) визначається точками перетину дуги кола діаметром $d_{a1} - 0,5m$ з контуром вінця;

$$\sin \lambda = b / (d_{a1} - 0,5m).$$

Конструктивні елементи передачі: довжину нарізної частини черв'яка b_p , ширину вінця колеса b_2 і зовнішній діаметр колеса D_{H2} визначають у залежності від числа витків черв'яка z_p , модуля m і числа зубців колеса z_2 за співвідношеннями, наведеними у табл. 5.2.

Формули для розрахунку конструктивних елементів черв'ячної передачі

Число заходів черв'яка z_1	Довжина нарізаної частини черв'яка b_1	Ширина вінця колеса b_2	Зовнішній діаметр колеса D_{H2}
1	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2)m$	$b_2 \leq 0,75 d_{a1}$	$D_{H2} \leq d_{a2} + 2m$
2			$D_{H2} \leq d_{a2} + 1,5m$
4	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2)m$	$b_2 \leq 0,67 d_{a1}$	$D_{H2} = d_{a2} + m$

Складіть і запишіть у конспект формули, за якими розраховують ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса. Порівняйте з аналогічним розрахунком d_1 і d_2 для зубчастих передач.

5.11. Контрольна картка 5.1.

Контрольна картка 5.1.

Питання	Відповіді	Код
Визначте? скільки витків має черв'як, показаний на рис. 5.6	1	1
	2	2
	3	3
	4	4
	Визначити не можна	5
Визначте передаточне число черв'ячної передачі якщо число зубців колеса дорівнює $z_2 = 30$, число витків черв'яка $z_1 = 2$	60	6
	15	7
	1/15	8
	Визначити не можна	9
Який профіль зуба має черв'ячне колесо циліндричного архімедового черв'яка в головному перерізі (у площині, що проходить через вісь черв'яка)?	Трапецієвидний	10
	Евольвентний	11
	Циклоїдальний	12
	Будь-який з перерахованих	13
Визначте ділильний діаметр черв'яка, якщо $d_2 = 150$ мм, $z_1 = 30$, $q = 10$	20	14
	50	15
	15	16
	170	17
Назвіть розповсюджені варіанти сполучення матеріалів для черв'яка і черв'ячного колеса	Сталь – чавун	18
	Чавун – чавун	19
	Бронза – сталь	20
	Сталь – бронза	21
	Чавун – бронза	22

Завдання 16. Рекомендації студентам.

Вивчіть §3-7 теми "Черв'ячні передачі", дайте відповіді на контрольні питання кроків 5.12–5.21 і контрольну картку кроку 5.22 (КК 5.2). Складіть конспект вивченого матеріалу завдання 16.

§3. Основні критерії роботоздатності черв'ячних передач і розрахунок їх на міцність

5.12. У черв'ячних передачах спостерігаються такі види руйнувань зубців:

заїдання; особливо небезпечно при колесах з твердих безолов'яних бронз і чавуну (див. крок 3.26). Опір заїданню підвищують відповідним підбором матеріалів для черв'яка і черв'ячного колеса, ретельною обробкою поверхонь зубців і витків, а також використанням тільки тих мастильних матеріалів, що рекомендуються;

зношування зубців; відбувається з тієї ж причини, що і заїдання, а також при погіршенні умов змащування (забрудненні мастильного матеріалу, тривалій роботі з частими пусками і зупинками передачі);

злами зубців колеса; спостерігаються після їхнього зношування, частіше при наявності динамічних навантажень.

Однією з причин підвищеного зношування зубів черв'ячного колеса (і заїдання) є ковзання витків черв'яка по зубах черв'ячного колеса при відсутності розділяючої їх масляної плівки. Швидкість ковзання $V_{\text{ковз}}$ спрямована по дотичній до гвинтової лінії ділильного діаметра черв'яка d_1 і визначається з паралелограма швидкостей (див. рис. 5.7):

$$V_{\text{ковз}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 1000 \cos \gamma},$$

де V_1 і V_2 – колові швидкості черв'яка і колеса, м/с; d_1 , мм; ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с.

Перелічіть види руйнувань зубців для зубчастих передач. Який вид руйнувань є більш поширеним для закритих зубчастої і черв'ячної передач? До чого призводить підвищення швидкості ковзання в черв'ячній передачі?

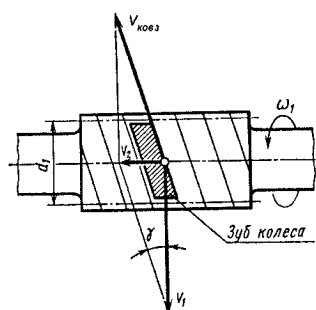


Рис. 5.7

5.13. Черв'ячні передачі, так само як і зубчасті, розраховують за контактними напруженнями і напруженнями згину.

У зв'язку з тим, що в черв'ячних передачах під час роботи відбувається виділення великої кількості тепла (що, у свою чергу, погіршує умови змащування, збільшує зношування і небезпеку заїдання), закриті передачі додатково розраховують на нагрівання.

Інтенсивність зношування черв'ячних передач багато в чому залежить від величини контактних напружень, тому розрахунок за контактними напруженнями є основним. Він повинен забезпечувати не тільки відсутність втомного викришування зубців, але і заїдання. Для черв'ячних закритих передач розрахунок на контактну міцність ϵ , як правило, і розрахунком на заїдання. Розрахунок черв'ячних передач за напруженням згину роблять як перевіірочний. Значення

розрахункових напружень згину в зубцях коліс, розміри яких знайдені з розрахунку на контактну міцність, як правило, значно нижчі від допустимих. Після проведення цих розрахунків виконують тепловий розрахунок передачі.

Черв'ячні передачі з ручним приводом розраховують за напруженням згину.

Як виконують розрахунок закритих черв'ячних передач з машинним приводом?

§ 4. Розрахунок черв'ячної передачі на контактну міцність

5.14. За аналогією до розрахунку зубців зубчастих коліс найбільші контактні напруження в зоні зачеплення визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_k E_{np}}{2\pi\rho_{np}(1-\mu^2)}}, \quad (5.5)$$

де E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів черв'яка і колеса; ρ_{np} – приведений радіус кривизни профілів зуба, колеса і витка черв'яка; μ – коефіцієнт Пуассона (для сталі, бронзи і чавуна $\mu = 0,3$); q_k – нормальне навантаження, що припадає на одиницю довжини контактних ліній L_k колеса і черв'яка

(приймають $L_k = \frac{1,3 d_1}{\cos \gamma}$)

$$q_k = \frac{F_n}{L_k} = \frac{F_n \cos \gamma}{1,3d_1}, \quad (5.6)$$

де $F_n = 2T_2 / (d_2 \cos \alpha \cos \gamma)$ – навантаження, нормальне до поверхні зуба черв'ячного колеса і витка черв'яка (його умовно вважають прикладеним в полюсі зачеплення); T_2 – обертаючий момент на черв'ячному колесі; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; $\gamma = 4 \div 26^\circ$ – кут підйому лінії витка по ділильному циліндрі; d_2 – ділильний діаметр черв'ячного колеса. Вираження для приведенного радіуса

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}. \quad (5.7)$$

Значення приведенного модуля пружності

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (5.8)$$

Для черв'ячних передач приймають $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа (сталевий черв'як); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (бронзове або чавунне колесо).

Підставляючи у формулу (5.5) замість q_k , ρ_{np} , E_{np} і μ їх значення і розв'язуючи це рівняння відносно міжосьової відстані a_w , отримаємо формули для перевірного і проектного розрахунку черв'ячних передач за контактними напруженнями.

Проаналізуйте формулу перевірного розрахунку зубчастої передачі по контактних напругах. Від яких основних параметрів залежить σ_H у циліндричній косозубій передачі?

5.15. Перевірочний розрахунок

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{M_{p2} \left(\frac{1 + z_2/q}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma]_H, \quad (5.9)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження у поверхневих шарах зубців колеса, МПа; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; a_w – міжосьова відстань, мм; $M_{p2} = M_2 K_\beta K_v$ – розрахунковий момент на черв'ячному колесі, Н · мм; z_2 – число зубців колеса; K_β – коефіцієнт нерівномірності навантаження (при постійному навантаженні $K_\beta = 1,0$, при змінному навантаженні в залежності від твердості черв'яка $K_\beta = 1,1 \div 1,3$); K_v – коефіцієнт динамічного навантаження (при колівій швидкості $V_2 < 3$ м/с приймається $K_v = 1,1 \div 1,0$, при $V_2 > 3$ м/с – $K_v = 1,1 \div 1,3$).

Допустиме напруження $[\sigma]_H$ одержують множенням табличних значень $[\sigma]_{HO}$ на коефіцієнт довговічності K_{HL} , тобто

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL}$$

при цьому

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N_H} \quad (0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15),$$

де N_H – циклічна довговічність.

Для постійного навантаження $N_H = 60n_2 t_\Sigma$; для змінного $N_H = 60n_2 t_\Sigma K_{HE}$, де n_2 – частота обертання черв'яка, об/хв; t_Σ – термін служби, ч;

$K_{HE} = \Sigma \left(\frac{M_i}{M_{max}} \right)^4 \frac{t_i}{t_\Sigma} \frac{n_i}{n_{Mmax}}$ – коефіцієнт приведення змінного навантаження до постійного. Тут M_i, M_{max} – проміжні і максимальні моменти; $n_i, n_{Mmax}, t_i, t_\Sigma$ – відповідні до цих моментів частота обертання і тривалість роботи.

Значення $[\sigma]_{HO}$ можна вибрати за табл. 5.3 і 5.4.

Чи залежить σ_H від передаточного числа? Що означає параметр q ? Як впливає його величина на роботоздатність передачі?

5.16. Проектний розрахунок. Розв'язуючи рівняння (5.9) щодо параметра a_w , (міжосьова відстань), одержимо формулу проектного розрахунку черв'ячних передач:

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt{M_{p2} \left(\frac{170}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2}, \quad (5.10)$$

де a_w , мм; M_{p2} , Н · мм; $[\sigma]_H$, МПа.

Таблиця 5.3.

Значення $[\sigma]_{HO}$, МПа, для олов'яних бронз

Матеріали і спосіб лиття	Твердість поверхні витків черв'яка	
	До HRC 45	Понад HRC 45
БрОФ 10-1, у піщані форми	130	160
БрОФ 10-1, у цюкль	190	225
БрОНФ, відцентрове	210	250

Значення $[\sigma]_{НО}$, МПа, для твердих бронз і чавунів за умовою стійкості передачі до заїдання

Черв'ячне колесо – черв'як	Швидкість ковзання $v_{ковз}$, м/с						
	0.5	1	2	3	4	6	8
БрАЖ9-4 – загартована сталь	250	230	210	180	160	120	90
СЧ 15 чи СЧ 20 – сталь 20 чи 20Х (цементована)	130	115	90	-	-	-	-
СЧ 10 чи СЧ 15 – сталь 45 чи Ст6	110	90	70	-	-	-	-

Виведіть у конспекті формулу проектного розрахунку черв'ячної передачі. Як визначають $[\sigma]_H$ для черв'ячної передачі?

§5. Розрахунок черв'ячної передачі на міцність за напруженнями згину

Розрахунок зубців черв'ячних коліс на згин аналогічний до розрахунку циліндричних зубчастих коліс.

На згин розраховують лише зубці черв'ячного колеса (витки черв'яка мають надлишкову міцність на згин).

5.17. Перевірочний розрахунок. У формулу (3.23) вводять відповідні виправлення для числового коефіцієнта, що враховують збільшення міцності зубців черв'ячного колеса (приблизно на 40%) порівняно з косозубими циліндричними передачами за рахунок дугоподібної форми зуба черв'ячного колеса.

Таблиця 5.5.

Значення коефіцієнта форми зуба Y_F черв'ячного колеса

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	6	1,40	300	1,24
30	1,76	40	1,55	80	1,34		
32	1,71	45	1,48	100	1,30		

Міцність на згин зуба черв'ячного колеса перевіряють за формулою

$$\sigma_F = \frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 m^3} \leq [\sigma]_F, \quad (5.11)$$

де $M_{p2} = M_2 K_p K_v$ – розрахунковий момент на черв'ячному колесі, Н·мм (див. крок 5.15); q – коефіцієнт діаметра черв'яка (див. табл. 5.1); z_2 – число зубців колеса; Y_F – коефіцієнт форми зуба для черв'ячних передач (вибирають по еквівалентному числу зубців $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ з табл. 5.5); σ_F і $[\sigma]_F$ – розрахункове і допустиме напруження згину, МПа.

За аналогією з кроком 5.15 допустиме напруження згину

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} K_{FL}$$

Допустиме напруження на згин можна вибрати за табл. 5.6;

$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6/N_F}$ – коефіцієнт довговічності ($0,543 \leq K_{FL} \leq 1,0$); $N_F = 60n_2t_\Sigma$;
 $N_F = 60n_2t_\Sigma K_{FE}$, де $K_{FE} = \Sigma \left(\frac{M_i}{M_{max}} \right)^9 \frac{t_i n_i}{t_\Sigma n_{Mmax}}$ коефіцієнт приведення
змінного навантаження до постійного.

З якою метою роблять перевірочний розрахунок черв'ячних передач за напруженнями згину?

5.18. Проектний розрахунок виконують для відкритих черв'ячних передач при $z_2 > 80$. У переважній більшості випадків у зубцях коліс, розміри яких визначені з розрахунку на контактну міцність, $\sigma_F < [\sigma]_F$.

Проектний розрахунок на згин виконують за формулою

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,4M_{p2} Y_F}{qz_2 [\sigma]_F}}$$

де m , мм; M_{p2} , Н · мм; $[\sigma]_F$, МПа.

Для черв'яка чи черв'ячного колеса модуль m визначають за формулою (15.12). Як називається цей модуль?

§6. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

5.19. У черв'ячній передачі мають місце порівняно великі втрати потужності, на тертя, тому передача працює з великим тепловиділенням. Якщо відведення тепла буде недостатнім, передача перегріється. Отже, змащувальні властивості мастила при нагріванні різко погіршуються, виникає небезпека заїдання передачі і виходу її з ладу. Для забезпечення нормальної роботоздатності для черв'ячних редукторів (закритої передачі) виконують тепловий розрахунок. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі при сталому режимі роботи виконують на основі теплового балансу, тобто шляхом прирівнювання тепловиділення тепловідводу.

Умова нормального теплового режиму:

$$t_M \leq [t]_M, \quad (5.13)$$

де t_M – температура масла в корпусі редуктора; $[t]_M$ – допустима температура масла у корпусі редуктора ($t_M = 60 \div 70$ °С, у виняткових випадках $t_M = 90$ °С); t_M – визначають з умови теплового балансу $Q_{вид} = Q_{відв}$; $Q_{вид}$ – кількість теплоти, що виділяється передачею при безупинній роботі; $Q_{відв}$ – кількість теплоти, що відводиться вільною поверхнею корпусу передачі за той же час.

Отже, на підставі теплового балансу можна визначити температуру мастила

$$t_M = \frac{P_1(1 - \eta)}{K_1 A} + t_B, \quad (5.14)$$

де P_1 – потужність, яка передається черв'яком, Вт; η – ККД передачі; A – площа поверхні корпусу передачі, що стикається з повітрям, м²; t_B – температура навколишнього середовища, °С; K_1 – коефіцієнт теплопередачі – кількість теплоти,

передана в навколишнє середовище з одиниці поверхні в 1с при різниці температур у $1\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; за нормальної циркуляції повітря навколо корпусу $K_t = (14 \div 17,5) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$, при недостатній – $K_t = (8 \div 10,5) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі виконують як перевірочний.

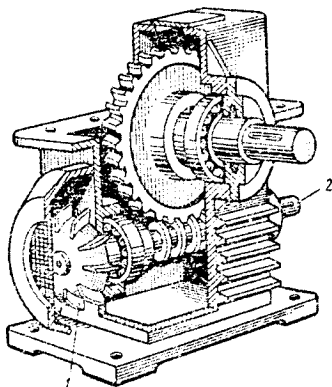


Рис. 5.8

При $t_m > [t]_m$ необхідно або збільшити поверхню охолодження (застосовуючи охолоджувальні ребра і т. п.), або застосувати штучне охолодження (обдування корпусу повітрям за допомогою вентилятора, за допомогою зміювика з циркулюючою водою, який поміщують в мастило, і т. п.).

Запишіть у конспекті умову теплового балансу. Поясніть, за рахунок чого здійснюється штучне охолодження редуктора (рис. 5.8).

Таблиця 5.6.

Залежність кута тертя ϕ' від швидкості ковзання $V_{\text{ковз}}$ (черв'як сталевий, колесо бронзове)

$V_{\text{ковз}}$, м/с	ϕ'	$V_{\text{ковз}}$, м/с	ϕ'
0,01	5°40'-6°50'	2,5	1°40'-2°20'
0,1	4°30'-5°10'	3,0	1°30'-2°00'
0,5	3°10'-3°40'	4,0	1°20'-1°40'
1,0	2°30'-3°10'	7,0	1°00'-1°30'
1,5	2°20'-2°50'	10,0	0°55'-1°20'
2,0	2°00'-2°30'		

5.20. ККД закритої черв'ячної передачі повинен враховувати втрати в зачепленні і підшипниках, а також втрати на розбризування, перемішування мастила та ін. Середнє значення ККД при однозаходному черв'яку можна приймати таким, що дорівнює 0,7–0,75; при двозаходному 0,75–0,82; три- і чотиризаходному 0,83–0,92. Загальний ККД для закритої черв'ячної передачі можна визначити за формулою (уточнений розрахунок)

$$\eta = \eta_n^n \eta_p \eta_z \eta_{z,n},$$

де ступінь n – число пар підшипників; η_n – ККД, що враховує втрати в одній парі; η_p – ККД, що враховує втрати в підшипниках, на розбризування і перемішування мастила; η_z – ККД, що враховує додаткові втрати в зачепленні, які аналогічні до втрат у зубчастих передачах;

$\eta_{з.п.} = \frac{tg \gamma}{tg (\gamma + \varphi')} - \text{ККД}$, що враховує основні втрати в зачепленні як у гвинтовій парі (тут наведений кут тертя φ' вибирають залежно від швидкості ковзання $V_{ковз} = \frac{V_1}{\cos \gamma}$ за табл. 5.7).

В яких розрахунках [крім формул (5.14)] використовується ККД черв'ячної передачі?

§7. Послідовність проектного розрахунку черв'ячних передач

5.21. Для закритих і відкритих черв'ячних передач проектним є розрахунок на контактну міцність. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на згин є перевірочним, за винятком відкритих передач при $z_2 \geq 80$.

Вихідні дані ті ж, що й у зубчастій передачі: потужність, що передається – P , обертовий момент – M , передаточне число – u , кутові швидкості валів черв'яка – ω_1 (частота обертання n_1) і черв'ячного колеса – ω_2 (n_2) – режим роботи передачі.

Послідовність проектного розрахунку.

1. Залежно від умов роботи передачі і додаткових вимог задати швидкість ковзання і вибрати матеріал черв'яка і черв'ячного колеса (зубчастого вінця), розрахувати допустимі напруження $[\sigma]_H$ і $[\sigma]_F$.

2. Визначити передаточне число (чи кутові швидкості валів), а залежно від передаточного числа вибрати число витків черв'яка z_1 і число зубців колеса z_2 . При цьому приймають $z_2 \geq 28$.

3. З умови $q \approx 0,25 z_2$ задати коефіцієнт діаметра черв'яка ($q = 7,1 \div 25$ – оптимальні межі), коефіцієнти K_β , K_ν , ККД і за формулою (5.10) визначити міжосьову відстань з умови контактної міцності.

4. Визначити модуль зачеплення m і округлити його до найближчого стандартного значення (див. табл. 5.1).

5. Залежно від отриманого модуля m уточнити міжосьову відстань по формулі $a = 0,5 (q + z_2) m$, округливши його до цілого числа.

6. Виконати геометричний розрахунок передачі, знайти d , d_a , d_f та інші розміри, визначити її конструктивні елементи L , B , D_{H2} (див. кроки 5.9 і 5.10). Тіло черв'яка перевіряють на міцність і жорсткість (див. розрахунок валів, с. 273).

7. З умови $V_k = (0,015 \div 0,055) \omega_1$ (м/с) обчислити швидкість ковзання V_k і за табл. 5.7 визначити кут тертя.

8. Обчислити ККД передачі і порівняти його значення з попередньо прийнятим. За наявності значних розбіжностей виконати повторний розрахунок передачі.

9. За остаточно встановленими параметрами передачі уточнити величину розрахункового навантаження, визначити фактичні контактні напруження і порівняти їх з відповідними значеннями, що допускаються, (допускається недовантаження не більше 10% і перевантаження до 5%).

10. Визначити число зубців еквівалентного колеса z_v , за табл. 5.5 вибрати коефіцієнт форми зуба $Y_{F\sigma}$ за формулою (5.11) розрахувати фактичні напруження згину в зубцях колеса і порівняти їх із тими, що допускаються.

11. За формулою (5.13) провести тепловий розрахунок передачі.

Приклад 5.1. Розрахувати черв'ячну передачу з архімедовим черв'яком одноступінчатого редуктора загального призначення за такими даними: потужність, що передається черв'яком, $P_1 = 7 \text{ кВт}$; кутова швидкість черв'яка $\omega_1 = 105 \text{ рад/с}$ ($n_1 = 955 \text{ об/хв}$); передаточне число передачі $u = 21$; навантаження постійне; робота редуктора безперервна, цілодобова, спокійна. Передача нереверсивна.

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

5.1. Для передачі обертання між валами, осі яких схрещуються, прийнятні циліндрична гвинтова і конічна гіпоїдна передачі. Кут схрещування на рис. 5.1, $\theta = 90^\circ$.

5.2. На рис. 5.3, б показаний конволютний, на рис. 5.3, а – архімедів черв'як; на рис. 5.3, в – евольвентний, на рис. 5.4 – глобоїдний.

5.3. На рис. 5.2 показані циліндричні черв'ячні передачі.

5.4. Черв'як у глобоїдній передачі охоплює колесо по дузі (порівняйте рис. 5.2 і рис. 5.4), тому при одних і тих же габаритних розмірах у зачепленні одночасно знаходиться більше число зубців, ніж у звичайній циліндричній черв'ячній передачі, тому глобоїдні передачі можуть передати при одних і тих же габаритних розмірах більшу потужність.

5.5. Коригування застосовують у черв'ячних передачах в основному для варіювання міжосьової відстанні, а в зубчастих передачах, наприклад, щоб уникнути підрізання зубців при $z_1 \leq z_{\min}$. На рис. 5.1, в а – міжосьова відстань.

5.6. Не рекомендується. Тільки для невідповідальних тихохідних передач для виготовлення черв'яків застосовують сірий чавун, для економії кольорових сплавів у невідповідальних (несилових) передачах з колісьми великого діаметра черв'як виготовляють із бронзи.

5.7. Число зубців колеса черв'ячної передачі для цього прикладу $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 40 = 80$.

5.8. Переваги черв'ячних передач описані в кроці 5.8; крім перерахованих у кроці 5.8, – сталість передатного числа.

5.9. p – розрахунковий крок черв'яка (зубців черв'ячного колеса); q – коефіцієнт діаметра черв'яка; γ – кут підйому витка черв'яка.

5.10. Дільний діаметр черв'яка визначається добутком модуля зачеплення на коефіцієнт діаметра черв'яка, тобто $d_1 = mq$; для черв'ячного колеса – добутком модуля на число зубців колеса, тобто $d_2 = mz_2$. У зубчастих передачах $d_1 = mz_1$, $d_2 = mz_2$, де z_1 і z_2 – числа зубців відповідно шестірні і колеса.

5.12. Види руйнування зубців для зубчастих передач – зламування, викришування зубів, зношування, заїдання. Для закритої зубчастої і черв'ячної передач основний вид руйнування – викришування зубців. Підвищення швидкості ковзання призводить до проковзування, а проковзування в черв'ячній передачі за відсутності масляного клина підвищує зношування зубців черв'ячного колеса і збільшує схильність до заїдання.

5.13. Основний розрахунок закритих передач з машинним приводом – розрахунок за контактними напруженнями. Розрахунок за напруженням згину виконують як перевірочний. Тепловий розрахунок черв'ячних передач виконують після визначення розмірів корпусу редуктора при ескізному проектуванні (тобто при створенні креслення редуктора).

5.14. З формули (3.35) перевірочного розрахунку зубчастих передач за контактними напруженнями (наприклад, косозубих) випливає, що виникаюче (розрахункове) контактне напруження σ_H у циліндричній косозубій передачі залежить від обертаючого моменту T_p , передатного числа u , міжосьової відстані a_w , довжини зубця b .

5.15. Розрахункове контактне напруження σ_H черв'ячної передачі залежить від передатного числа u , хоч у формулі (5.9) немає цього параметра. Чим більше u , тим більше σ_H , оскільки розрахунковий момент на черв'ячному колесі $M_{p2} = M_2 K_\beta K_v$ тим більший при заданому $M_1 = \frac{1000P}{\omega_1}$, чим більше u .

Параметр $q = d_1/m$ – коефіцієнт діаметра черв'яка (див. крок 5.9); зі збільшенням q контактні напруження знижуються.

5.16. У формулі (5.9) ліву і праву частини зведемо в квадрат:

$$\left(\frac{170}{z_2/q} \right)^2 M_{p2} \left(\frac{1 + z_2/q}{a_w} \right)^3 = [\sigma]_H^2,$$

звідки

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt{M_{p2} \left(\frac{170}{z_2/q} [\sigma]_H \right)^2}.$$

5.17. При перевірочному розрахунку визначають дійсне напруження згину σ_F у зубці черв'ячного колеса і порівнюють з допустимим напруженням згину $[\sigma]_F$ для матеріалу вінця. За $[\sigma]_F$ можна вибрати і новий матеріал черв'ячного колеса, але для цього слід перевірити умову міцності за контактними напруженнями, тобто $\sigma_H \leq [\sigma]_H$.

5.18. За формулою (5.12) визначають модуль m – осьовий модуль черв'яка, він же окружний модуль колеса.

5.19. Умова теплового балансу черв'ячного редуктора $Q_{\text{ввод}} = Q_{\text{відв}}$. У редукторі (див. рис. 5.8) для відводу тепла передбачений охолоджувальний вентилятор 1, насаджений на вал черв'яка 2.

5.20. ККД використовується при визначенні розрахункового моменту на валові черв'ячного колеса:

$$M_{p2} = \frac{P_2 K_\beta K_v}{\omega_2} = \frac{P_1 \eta K_\beta K_v}{\omega_2},$$

де P_1 і P_2 – потужність відповідно на ведучому і веденому валах; η – ККД черв'ячної передачі; $K_\beta K_v$ – коефіцієнти відповідно нерівномірності навантаження і динамічний; ω_2 – кутова швидкість на валові черв'ячного колеса.

5.21. Розв'язання прикладу 5.1.

1. Попередньо задаємо швидкість ковзання $V_{\text{ковз}} = (0,015 \div 0,055)105$, приймаємо $V_{\text{ковз}} = 4 \text{ м/с}$; призначаємо матеріали:

для черв'яка – сталь 40Х (поліпшена до $HRC\ 40-45$);

для вінця колеса – бронза БрАЖ9-4.

З табл. 5.3 і 5.6 для бронзи $[\sigma]_{HO} = 160 \text{ МПа}$ ($[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL} = 160 \text{ МПа}$, приймаємо $K_{HL} = 1,0$); $[\sigma]_{FO} = 78 \text{ МПа}$ ($[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} K_{FL} = 78 \text{ МПа}$, приймаємо $K_{FL} = 1,0$).

2. З умови, що число зубців колеса повинне бути $z_2 > 27$, то при заданому передаточному числі $u = 21$ мінімально можливе число витків черв'яка $z_1 = 2$. Число зубців колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 21 = 42$. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = \omega_1 / u = 105 / 21 = 5 \text{ рад/с}$.

3. Прийmemo умовно для даної конструкції передачі коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 8$; коефіцієнт нерівномірності навантаження $K_\beta = 1$; коефіцієнт динамічного навантаження $K_v = 1,2$; ККД передачі $\eta = 0,82$. Визначимо розрахунковий момент на черв'ячному колесі ($P_2 = P_1 \eta$):

$$M_{p2} = \frac{P_1 K_\beta K_v \eta}{\omega_2} = \frac{7 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 0,82}{5} = 1,38 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1380 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

За формулою (5.10) знайдемо необхідну міжосьову відстань передачі з розрахунку робочих поверхонь зубців колеса на контактну міцність:

$$\begin{aligned} a_w &= \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt[3]{M_{p2} \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H}\right)^2} = \\ &= \left(1 + \frac{42}{8}\right)^3 \sqrt[3]{1380 \cdot 10^3 \left(\frac{170}{\frac{42}{8} 160}\right)^2} = 238 \text{ мм}; \end{aligned}$$

приймаємо $a_w = 250 \text{ мм}$.

4. Обчислюємо модуль зачеплення $m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 250}{8 + 42} = 10 \text{ мм}$

що відповідає стандартному значенню (див табл. 5.1).

5. Остаточно вибираємо $q = 8$, $z_1 = 2$, уточнюємо міжосьову відстань $a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 10(8 + 42) = 250 \text{ мм}$.

6. Геометричні параметри передачі (крок 5.10):

висота голівки витка (зубця) $h_{a1} = h_{a2} = 10 \text{ мм}$;

висота ніжки витка (зубця) $h_{f1} = h_{f2} = 1,2m = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ мм}$;

висота витка (зубця) $h_1 = h_2 = h_{a1(2)} + h_{f1(2)} = 10 + 12 = 22 \text{ мм}$;

ділильний діаметр черв'яка $d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм}$;

ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = 10 \cdot 42 = 420 \text{ мм}$;

діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм}$;

діаметр западин черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 80 - 2 \cdot 12 = 56 \text{ мм}$;

довжина нарізної частини черв'яка (див, табл. 5.2)

$$b_1 = (11 + 0,06z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 42) 10 = (11 + 0,06 \cdot 42) 10 = 135 \text{ мм};$$

$$\text{діаметр вершин зубців черв'ячного колеса } d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 420 + 2 \cdot 10 = 440 \text{ мм};$$

$$\text{діаметр западин черв'ячного колеса } d_{f1} = d_2 - 2h_f = 420 - 2 \cdot 12 = 396 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр черв'ячного колеса (див. табл. 5.2)

$$D_{H2} = d_{a2} + 1,5 m = 440 + 1,5 \cdot 10 = 455 \text{ мм};$$

$$\text{ширина обода черв'ячного колеса } b_2 = 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ мм};$$

кут обхвату черв'яка вінцем

$$2\lambda = 2 \arcsin \frac{b}{d_{a1} - 0,5m} = 2 \arcsin \frac{75}{100 - 0,5 \cdot 10} = 2 \cdot 52^\circ = 104^\circ;$$

кут підйому гвинтової лінії черв'яка

$$\gamma = \arctg = 14^\circ 02'; \text{ приймаємо } \gamma = 14^\circ 02' 10'' \text{ (див. крок 5.9).}$$

7. Колова швидкість черв'яка $V_1 = (\omega_1 d_1)/2 = (105 \cdot 0,08)/2 = 4,2 \text{ м/с}$. Швидкість ковзання визначимо за формулою $V_{\text{ковз}} = V_1 / \cos \gamma = 4,2 / 0,97 = 4,3 \text{ м/с}$; це дуже близько до попередньо прийнятого $V_{\text{ковз}} = 4 \text{ м/с}$.

8. За табл. 5.7 приймемо $\phi' = 1^\circ 20'$ і обчислимо ККД передачі, що відповідає обраним матеріалам і параметрам:

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')} = \frac{0,250}{0,275} = 0,91.$$

9. Отримане значення ККД трохи більше від раніше прийнятого ($\eta = 0,82$), тому немає необхідності виконувати перерахування зубців на контактну міцність, адже розрахункові напруження збільшуються незначно, а розміри передачі прийняті більшими від необхідних з розрахунку.

Для подальших розрахунків уточнимо потужність, передану колесом:
 $P_2 = P_1 \eta = 7 \cdot 0,91 = 6,4 \text{ кВт}$.

10. Виконаємо перевіірочний розрахунок зубців на згин. Число зубців еквівалентного колеса визначимо за формулою

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{42}{0,913} = 46.$$

Коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса приймемо за табл. 5.5: $Y_F = 1,48$. Після підстановки у формулу (5.11) числових значень параметрів, що входять до неї, одержимо

$$\sigma_F = \frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 m^3} = \frac{1,4 \cdot 1380 \cdot 10^3 \cdot 1,48}{8 \cdot 42 \cdot 10^3} = 8,51 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 78 \text{ МПа}.$$

Фактичні напруження згину колеса значно менші від допустимих.

11. Температуру масла (умова теплового режиму) перевіряють за формулою (5.20):

$$t_M = \frac{P_1(1 - \eta)}{K_t A} + t_B = \frac{7000(1 - 0,91)}{15 \cdot 1,5} + 20 = 28 + 20 = 48^\circ < [t]_M = 60 \div 70^\circ,$$

де $P_1 = 7000 \text{ Вт}$ – потужність, передана черв'яком; $\eta = 0,91$; $K_t = 15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$ (приймають для нормальної циркуляції); $A = 1,5 \text{ м}^2$ – площа поверхні корпуса редуктора; $t_B = 30^\circ$ – температура навколишнього повітря.

ГЛАВА 6

ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Завдання 17. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-4 "Пасові передачі", дайте відповіді на питання кроків 6.1–6.22 і контрольну картку кроків 6.16 (КК 6.1 і 6.2). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 17.

§ 1. Загальні відомості

6.1. Пасова передача належить до передач тертям із гнучким зв'язком і може застосовуватися для передачі руху між валами, що знаходяться на значній відстані один від одного. Вона складається (рис. 6.1, а) із двох шківів (ведучого 1, веденого 2) і безкінечного паса, що їх охоплює, 3. Для нормальної роботи передачі потрібен попередній натяг паса, що забезпечує виникнення сил тертя на ділянках контакту (пас-шків). Для створення і регулювання натягу пасів передбачаються натяжні пристрої (рис. 6.2, д і рис. 6.3). У передачах без цих пристроїв натяг створюється за рахунок пружної деформації паса, що натягається на шківів з натягом.

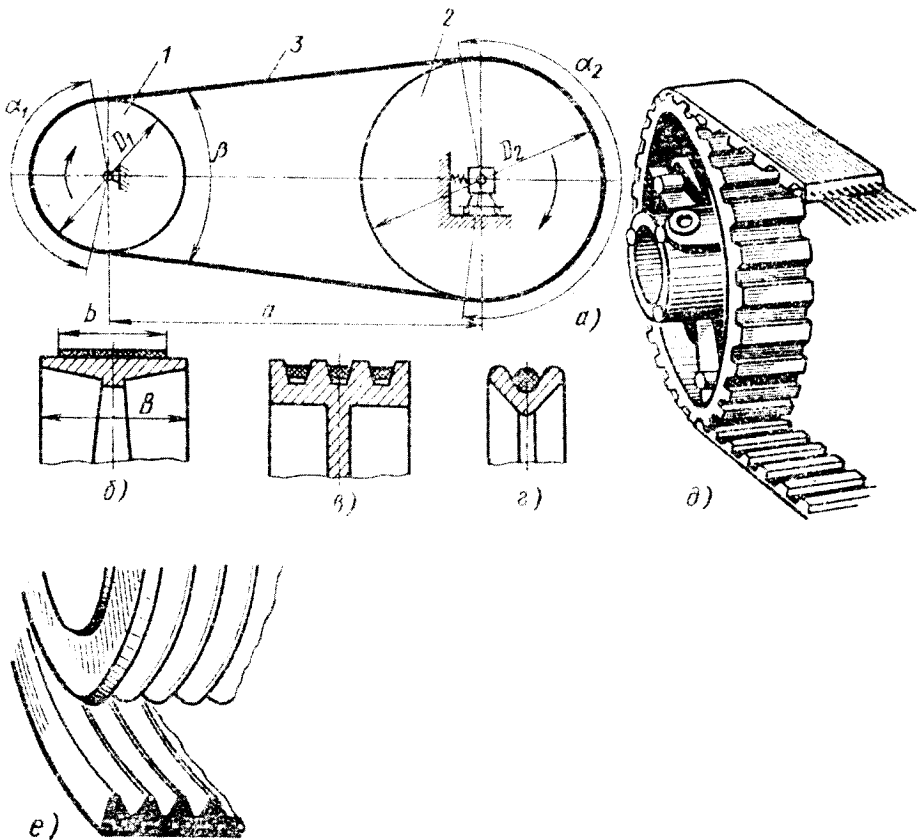


Рис. 6.1

Коротко поясніть принцип дії натяжного пристрою, показаного на рис. 6.3. Назвіть основний недолік пасових передач, що не мають натяжних пристроїв.

6.2. Класифікація. Пасові передачі класифікують за такими ознаками:

1. За формою перерізу паса: плоскопасові (див. рис. 6.1, б); клинопасові (див. рис. 6.1, в); круглопасові (див. рис. 6.1, з);

із зубцюватими пасами (див. рис. 6.1, д), з поліклиновими пасами (див. рис. 6.1, е).

2. За взаємним розташуванням осей валів: з паралельними осями (див. рис. 6.2, а, б); з пересіченими осями – кутові (див. рис. 6.2, з); з перехресними осями (див. рис. 6.2, в).

3. За напрямком обертання шківів: з однаковим напрямком (відкриті і напіввідкриті) (див. рис. 6.2, а, в–ж); із протилежними напрямками (перехресні), (див. рис. 6.2, б).

4. За способом створення натягу паса: прості (див. рис. 6.1); з натяжним роликом (див. рис. 6.2, д); з натяжним пристроєм (див. рис. 6.3).

5. За конструкцією шківів: з однорядними шківками (див. рис. 6.2, а–д); зі ступінчастими шківками (див. рис. 6.2, е); з розсувними конусними шківками (клинопасовий варіатор, див. рис. 6.2, ж).

Дайте характеристику передачі, показаній на рис. 6.2, е, за перерахованими ознаками класифікації.

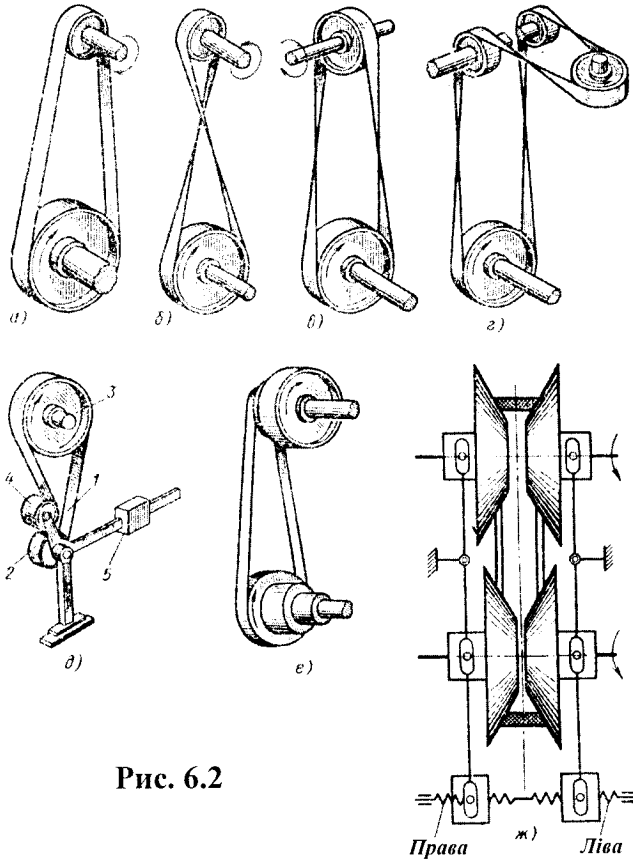


Рис. 6.2

6.3. Достоїнства: 1. Можливість розташування ведучого і веденого шківів на великих відстанях (що важливо, наприклад, для сільськогосподарських машин); 2. Плавність ходу, безшумність роботи передачі і можливість оберігання передачі від поломки; 3. Можливість роботи з великими кутовими швидкостями; 4. Простота конструкції.

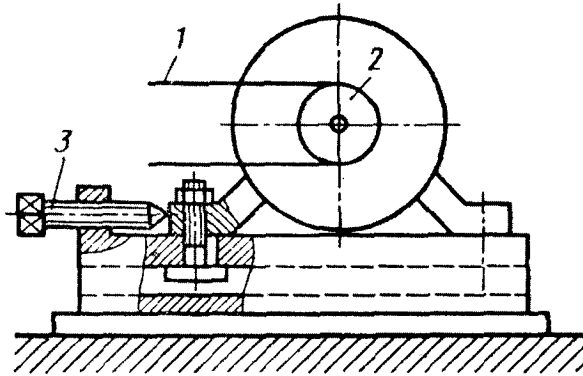


Рис. 6.3

Недоліки: 1. Непостійність передаточного числа внаслідок проковзування паса; 2. Поступове витягування пасів, їх недовговічність; 3. Необхідність постійного нагляду (установлення і натяг пасів, їх перешивання й заміна при обриві і т. п.); 4. Порівняно великі габаритні розміри передачі; 5. Необхідність натяжного пристрою.

Перелічіть переваги і недоліки пасової передачі порівняно з фрикційною і з зубчастою передачами.

6.4. Сфера застосування. Найбільшого поширення в машинобудуванні набули клинопасові передачі (у верстатах, автотранспортних двигунах і т. п.). Ці передачі широко використовують при малих міжосьових відстанях і вертикальних осях шківів, а також при передачі обертання декільком шківам. За необхідності забезпечення постійного передаточного числа пасової передачі і достатньої тягової здатності рекомендується встановлювати зубчасті паси. При цьому не потрібно значного початкового натягу пасів; опори можуть бути нерухомими. Плоскопасові передачі в наш час застосовують порівняно рідко (вони витісняються клинопасовими). Круглопасові передачі (як силові) у машинобудуванні не застосовуються. Їх використовують в основному для малопотужних пристроїв у приладобудуванні і побутових механізмах (магнітофони, радіоли, швейні машини і т. д.). Потужність силових пасових передач практично досягає 50 кВт, хоча відомі плоскопасові передачі потужністю і 1500 кВт. Швидкість паса $V = 5 \div 30$ м/с (у надшвидкісних передачах $V = 100$ м/с).

У приводі автомобільного вентилятора для охолодження радіатора застосовують пасову передачу. Яку конкретно передачу з перерахованих у кроці 6.4. можна рекомендувати для цієї мети?

§2. Плоскопасова передача. Конструкція та основні геометричні співвідношення

6.5. Пасову передачу з паралельним, пересічним або перехресним розміщенням валів з плоским приводним пасом називають плоскопасовою.

На рис. 6.2 (крім *жс*) показані варіанти плоскопасової передачі. Ця передача проста за конструкцією, може працювати при досить високих швидкостях (до 100 м/с) і великих міжосьових відстанях (до 15 м). Внаслідок великої еластичності паса вона має порівняно високу довговічність. Для плоскопасових передач рекомендується приймати $u \leq 6$ (з натяжним роликком – до 10). До появи клинопасової передачі плоскопасова мала переважне поширення.

Наведіть приклади застосування плоскопасових передач.

6.6. На практиці зустрічаються різні конструкції передач із плоским пасом. Розглянемо найбільш типові:

відкрита (див. рис. 6.2, *а*) – найпростіша, надійна і зручна в роботі передача; її застосовують при паралельному розміщенні валів;

перехресна (див. рис. 6.2, *б*) – використовується при необхідності обертання шківів у протилежних напрямках і паралельному розміщенні валів. Має підвищене зношування країв паса. Ця передача не набула широкого застосування;

напівперехресна (див. рис. 6.2, *в*) – передача при паралельному розміщенні валів;

кутова (рис. 6.2, *г*) – рекомендується при пересічному розміщенні валів (переважно під кутом 90°).

На рис. 6.2, а-і показані плоскопасові передачі, чотирьом з яких у цьому кроці інформації дана відповідна характеристика за основною ознакою класифікації. До якого типу слід віднести передачі, зображені на рис. 6.2, д і е?

6.7. Матеріали плоскопасових передач. Загальні вимоги до матеріалів приводних пасів: зносостійкість і міцність при циклічних навантаженнях; високий коефіцієнт тертя зі шківками; малий модуль пружності.

Для пасів плоскопасових передач використовують прогумовану бавовняну і вовняну тканину, синтетичні матеріали, в особливих випадках – шкіру.

Шківи виготовляють із чавуна марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 25 та ін. Шківів зварних конструкцій виготовляють зі сталі марок Ст1, Ст2 та ін. Для шківів полегшених конструкцій використовують алюмінієві сплави, текстоліти.

Виберіть матеріал для виготовлення шківів пасової передачі (чавун, алюмінієвий сплав, текстоліт). Передача повинна працювати стійко, забезпечуючи незначне проковзування паса. Обґрунтуйте вибір матеріалу .

6.8. Конструкції пасів для плоскопасових передач. У машинобудуванні застосовується в основному чотири види плоских приводних пасів. Розміри і характеристики шкіряних, прогумованих і бавовняних пасів стандартизовані (табл. 6.1).

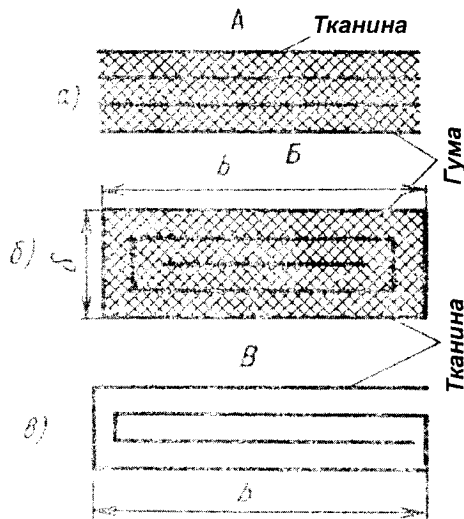


Рис. 6.4

Шкіряні паси виготовляють зі шкіри тварин (шкіру піддають спеціальному дубленню). Ці паси мають високу тягову здатність, еластичність і зносостійкість. Однак через дефіцитність і високу вартість у наш їх застосовують рідко, лише для особливо відповідальних конструкцій.

Основа прогумованого паси – міцна кордова провулканізована технічна тканина (у два – дев’ять шарів). Гума робить пас монолітним і захищає тканину від стирання під час роботи передачі. Залежно від варіанта укладання тканинної основи перед вулканізацією паси поділяють на три типи (рис. 6.4): А – нарізні (тканина нарізається по ширині паси); Б – пошарово-загорнуті; В – спіральні-загорнуті. Найбільш гнучкі паси типу А, вони набули переважного поширення. Прогумовані паси всіх типів виготовляють як без гумових обкладок (для нормальних умов роботи), так і з обкладками (для роботи в сирих приміщеннях, а також у середовищі, насиченому парами кислот і лугів).

Таблиця 6.1.

Основні технічні характеристики плоских пасів

Параметри	Шкіряні	Прогумовані			Бавовняні
		Тип А	Тип Б	Тип В	
Ширина пасів <i>b</i> , мм	10-560	20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 400; 450; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1100	20; 25; 30; 40; 45; 50; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500	20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 110; 125; 150; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500	30-250

Товщина паса δ , мм	(3-6) (одинарні)				6: 8: 10: 12: 14: 16	3: 4: 5: 6; 7: 5: 9; 10,5: 12: 13,5	2,5: 3,75; 5; 6,25; 7,5; 8,75: 10; 11,25	4,5; 6,5; 8,5	
Число прокладок (шарів)	-				3-9	2-9	3-9	4-8	
Напруження початкового натягу δ_p , МПа	1,6	1,8	2,0	2,4	1,6	1,8	2,0	2,4	1,6; 1,8; 2,0; 2,4
Напруження початкового натягу s_p , МПа	2,7	2,9	3,2	3,6	2,3	2,5	2,7	3,1	2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 4; 15; 17; 20
Напруження початкового натягу w_p , МПа	33	40	27	30	9	10	11	14	
Відношення δ/D_{\min} : допустиме	0,028 0,04				0,025 0,0033			0,025-0,033 0,028-0,04	
Найбільша допустима швидкість	40				30	20	15	25	
Густина, кг/м ³	980				1200-1500			750-1050	
Модуль поздовжньої пружності E , МПа	98,1-147				78,5-118			29,4-59	

Синтетичні тканинні паси виготовляють з капронової або нейлонової тканини, яку просочують поліамідним розчином і покривають спеціальною поліамідною плівкою. Ці паси мають малу масу і порівняно високий коефіцієнт тертя зі шківом ($f \approx 0,5$). Застосовуються в приводах швидкохідних і надшвидкохідних передач ($[V] \leq 100$ м/с). Найбільш високі експлуатаційні показники мають нейлонові паси.

Бавовняні паси виготовляють на ткацьких верстатах з бавовняної пряжі в кілька шарів (чотири – вісім), що переплітаються, з подальшим просоченням озокеритом і бітумом. За навантажувальною здатністю вони поступаються шкіряним і прогумованим пасама, менш довговічні і непридатні для застосування в сирих приміщеннях. Бавовняні паси мають меншу вартість, ніж прогумовані.

Вовняні паси виготовляють з вовняної пряжі, переплетеної і прошитої бавовняною пряжею, просоченої складом з оліфи, крейди і залізного сурику. Навантажувальна здатність цих пасів вища, ніж бавовняних, вони менш чутливі до вологи, парів кислот, лугів і т. п.; застосовуються в хімічній промисловості.

В наш час в машинобудуванні, крім стандартних пасів, розглянутих у кроці 6.8, застосовують спеціальні плоскі паси: прошивні, прорізні, ткани напівпланні, шовкові й ін.

Який тип паса показаний на рис. 6.4, в? Опишіть, як покладена тканина в цьому пасі. Перелічіть стандартні типи пасів.

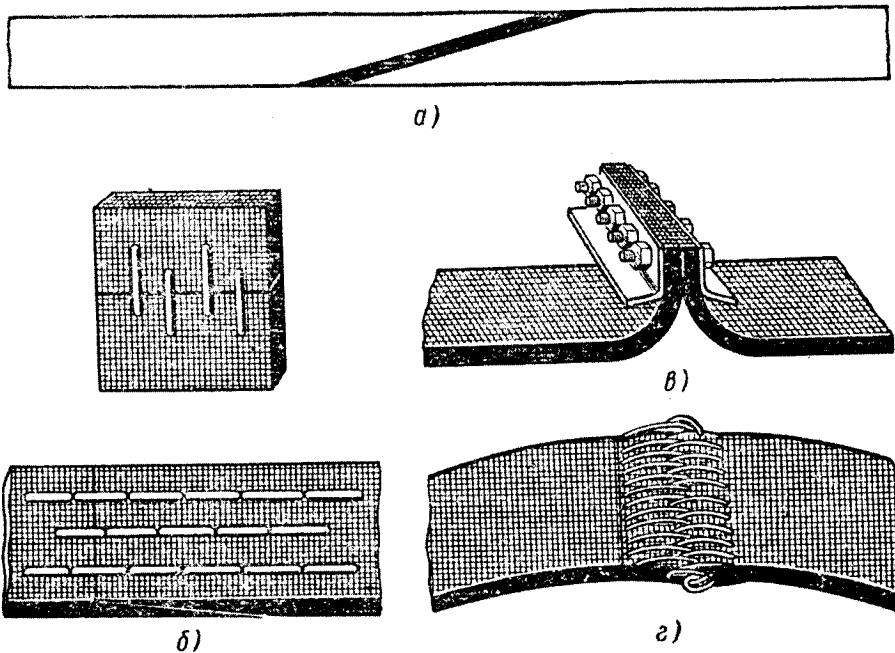


Рис. 6.5

6.9. З'єднання пасів. Плоскі паси в основному виготовляють у вигляді довгих стрічок і поставляють споживачеві в рулонах. Перед установленням паса виконують з'єднання його кінців (для одержання замкнутої стрічки) методом склеювання, зшивання або скріплення металевими деталями (рис. 6.5). Склеювання (рис. 6.5, а) – найбільш прогресивний вид з'єднання пасів, застосовується для шкіряних і прогумованих пасів.

Клей сучасних марок дозволяє зробити місце з'єднання пасів рівноміцним до основного матеріалу паса.

Зшивка (рис. 6.5, б) – широко доступний метод, прийнятний для будь-яких типів пасів. Зшивку кінців паса у стик або шляхом переплетіння виконують ушивальниками – ремінцями із сирицевої шкіри. Іноді для зшивки застосовують жильні струни (діаметром 1,5–3,0 мм).

З'єднання металевими деталями буває: жорстким (рис. 6.5, в) і шарнірним (рис. 6.5, г). Цей вид з'єднання можна застосовувати для будь-яких типів пасів нешвидкохідних передач. Металеві з'єднання забезпечують швидке з'єднання кінців пасів.

Основні вимоги до усіх видів з'єднань пасів: забезпечення рівноміцності; якомога менше відхилення місця з'єднання за жорсткістю, масою і товщиною порівняно з тілом самого паса; довговічність.

Які матеріали (деталі) необхідні для виконання розглянутих видів з'єднань (див. рис. 6.5)?

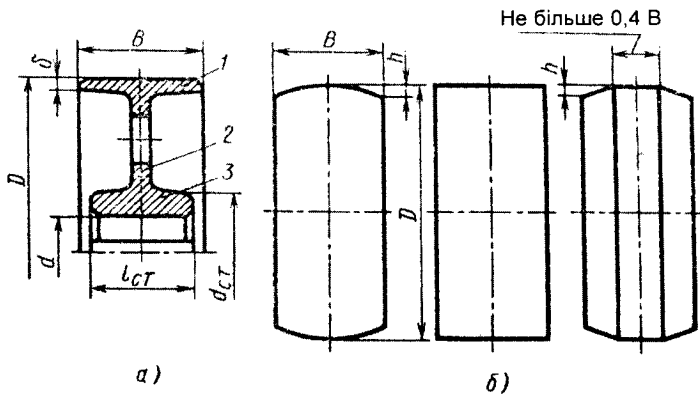


Рис. 6.6

6.10. Конструкції шківів. Шків (рис. 6.6, а) складається з обода 1, спиць (або диска) 2 і маточини 3. Плоскопосові шківів мають гладку робочу поверхню обода і за стандартом виконуються трьох видів (рис. 6.6, б). Ведучий шків застосовують другого виду, ведений – першого і другого. При великій колівій швидкості ($V > 20$ м/с) обидва шківів виконують першого виду. Основні розміри шківів регламентовані стандартом; їх вибирають за табл. 6.2. При цьому ширину обода шківів B (див. рис. 6.1 б і рис. 6.6, а) вибирають залежно від ширини паса b (див. рис. 6.4, б). Для попередження спадання плоского паса зі шківів один з них (частіше більший) виконують з опуклим ободом, описаним по дузі, або циліндричним з двосторонньою конусністю (рис. 6.6, б). Стрілу опуклості обода шківів h приймають залежно від діаметра шківів D і ширини паса b .

Таблиця 6.2.

Розміри передач плоскопосових (рис. 6.6), мм

b	B	b	B				
30	40	80	100				
40	50	85	100				
50	60	90	100				
60	70	100	125				
70	85	125	150				
75	85						
D , мм	Стріла опуклості обода h при B , мм						
	Не більш 125	140-160	180-200	224-250	280-315	355	Не менше 400
400 450	-	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500 560	-	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

630	1.0	-	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
710	-	-	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
800	-	1.5	-	-	2.5	2.5	2.5
900	-	-	2.0	-	2.5	2.5	2.5
1000	-	-	-	2.5	-	3.0	3.0
1200	1.2	-	-	-	3.0	3.0	3.5
1250		-	-	-		3.5	4.0
1400	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0
1600		2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0
1800	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0
2000		2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0

Діаметри шківів D , мм: 50; 63; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2500; 2800; 3200; 3600; 4000.

Позначення: B - ширина шківа; b - ширина паса.

У шківів швидкохідних передач робоча поверхня виконується полірованою. При швидкості $V \geq 5$ м/с шківів піддаються статичному балансуванню, шківів швидкохідних передач – динамічному.

Чому в плоскопасовій передачі один шків обов'язково роблять опуклим? Виберіть параметр h , якщо $D = 1600$ мм; $B = 450$ мм.

§3. Геометрія передачі, кінематичні співвідношення і ККД плоскопасової передачі

6.11. Основні геометричні параметри (див. рис. 6.1): D_1 і D_2 – діаметри ведучого і веденого шківів; a – міжосьова відстань; B – ширина шківа; L – довжина паса; α – кут обхвату; β – кут між вітками паса.

Кути α_1 і α_2 , що відповідають дугам, по яких відбувається дотикання паса й обода шківа, називають кутами обхвату. Перераховані геометричні параметри є загальними для всіх типів пасових передач.

За рис. 6.1 перелічіть найменування параметрів D_1 ; D_2 ; a ; β ; L ; α_1 ; α_2 .

6.12. Розрахунок геометричних параметрів.

1. Міжосьова відстань

$$a = 1/8 \{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\}, (6.1)$$

де L – розрахункова довжина паса; D_1 і D_2 – діаметри ведучого і веденого шківів. Для нормальної роботи плоскопасової передачі повинна дотримуватися умова:

$$a_{\min} = D_1 + D_2; \quad (6.2)$$

$$a_{\max} = 2,5(D_1 + D_2),$$

при цьому a повинно бути не більшим від 15 м.

2. Розрахункова довжина паса

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}; \quad (6.3)$$

на зшивку додають ще 100–300 мм.

3. Діаметр ведучого шківa (малого), мм

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{P_1/\omega_1}, \quad (6.4)$$

де P_1 – потужність на ведучому валові, кВт; ω_1 – кутова швидкість ведучого вала, рад/с.

4. Діаметр веденого шківa

$$D_2 = u_1 D_1 (1 - \varepsilon) \approx u D_1, \quad (6.5)$$

де u – передаточне число; ε – коефіцієнт ковзання (див. крок 6.28).

5. Товщина ободу чавунних шківів (див. рис. 6.6, а)

$$\delta = 0,005D + 3; \quad (6.6)$$

діаметр маточини

$$d_{\text{мат}} = (1,7 \div 2)d. \quad (6.7)$$

6. Довжина маточини

$$l_{\text{мат}} = (1,5 \div 2)d \leq B, \quad (6.8)$$

де d – діаметр вала, визначається за формулою (8.7); B – ширина ободу шківa.

7. Число спиць

$$z_{\text{сп}} \cong 0,15 \sqrt{D} \quad (6.9)$$

При діаметрі $D \leq 300$ мм шківи виготовляють з чотирма – шістьма спицями. Для шківів, що мають відхилення від стандартних розмірів, роблять розрахунок на міцність. Обід розраховують на міцність як кільце, що вільно обертається під дією сил інерції; спиці розраховують на згин.

Визначте максимальну міжосьову відстань, якщо $D_1 = 300$ мм; $u = 2$.

6.13. Кути обхвату пасових передач. Унаслідок витяжки і провисання паса при експлуатації кути обхвату α вимірюються приблизно:

$$\alpha \cong 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ. \quad (6.10)$$

У формулі (6.10) вираження

$$\frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = \beta, \quad (6.11)$$

де β – кут між вітками паса (для плоскопасової передачі ($\beta \leq 30^\circ$)).

Кут β між вітками паса впливає на величину кутів обхвату (α_1 і α_2). Рекомендується приймати також значення діаметрів шківів (D_1 і D_2), щоб виконувалася умова

$$\alpha_1 = (180^\circ - \beta) \geq [\alpha], \quad (6.12)$$

де для плоскопасової передачі $[\alpha] = 150^\circ$, для клинопасової – $[\alpha] = 120^\circ$.

Чому за формулою (6.12) перевіряють кут α_1 а не кут α_2 ?

6.14. Передаточне число. У пасовій передачі, як і у фрикційній, у результаті пружного ковзання паса колів швидкості не однакові ($V_1 > V_2$). Звідси передаточне число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (6.13)$$

де ω_1, n_1 – кутова швидкість і частота обертання ведучого шківа; ω_2, n_2 – те ж, відомого шківа; D_1, D_2 – діаметри ведучого і веденого шківів; ε – коефіцієнт ковзання.

Відносна утрата швидкості на шківах характеризується коефіцієнтом ковзання (докладніше див. крок 6.28); при невеликому значенні цього коефіцієнта ($\varepsilon < 0,02$) приблизно маємо

$$u \cong D_2 / D_1. \quad (6.14)$$

Дайте визначення передаточного числа пасової передачі, якщо відомі кутові швидкості і частота обертання. Чи можна визначити передаточне число пасової передачі за відношенням діаметрів ведучого і веденого шківів.

6.15. ККД пасових передач. З огляду на втрати при роботі, ККД передачі визначають з вираження

$$\eta = 1 - (\psi_k + \psi_{n.o.} + \psi_{o.n.}) \quad (6.15)$$

де ψ_k – відносні втрати, пов'язані з ковзанням на шківах і внаслідок пружності паса; $\psi_{n.o.}$ – відносні втрати в опорах; $\psi_{o.n.}$ – відносні втрати від опору повітря (враховуються лише при великих шківах зі спицями). Якщо відома потужність P_1 на ведучому шківі і потужність P_2 на веденому (зменшена за рахунок утрат), то ККД передачі

$$\eta = P_2 / P_1; \quad (6.16)$$

для плоскопасової відкритої передачі середнє значення ККД 0,96–0,98; для клинопасової передачі 0,95–0,96; для передачі з натяжним роликком 0,95.

Визначте ККД пасової передачі, якщо потужність на ведучому валові $P_1 = 12,5 \text{ кВт}$, на веденому $P_2 = 12,0 \text{ кВт}$.

6.16. Контрольна картка 6.1.

Контрольна картка 6.1

Питання	Відповіді	Код
До передач якого типу належить пасова передача (див. рис. 6.1, крім δ)?	... до передач безпосереднього дотикання за рахунок сил тертя	1
	... до передач з гнучким зв'язком зачепленням	2
	... до передач гнучким зв'язком за рахунок сил тертя	3
Чи можна за допомогою пасової передачі здійснити обертання між валами, вісі яких перетинаються?	Можна	4
	Не можна	5
Який вид пасових передач одержав найбільше поширення в сучасних машинах?	Плоскопасові	6
	Клинопасові	7
	З плоским пасом і натяжним роликком	8
Дайте визначення для кута α у пасових передачах	Кут, що відповідає дугам, по яких відбувається дотикання паса й обода шківів	9
	Кут між втками паса	10
Яка пасова передача має більший ККД?	Плоскопасова	11
	Клинопасова	12
	З натяжним роликком	13

§4. Клинопасова передача.

Основні геометричні співвідношення і конструкції

6.17. Пасову передачу з паралельними осями, приводний пас якої має клинову форму поперечного перерізу, називають клинопасовою (див. рис. 6.1, ϵ і 6.7). Клинопасову передачу виконують тільки відкритою. Число клинових пасів часто приймають від трьох до п'яти (максимально – вісім пасів), але передача може бути і з одним пасом. Форму канавки шківів проектуєть так, щоб між шківом і пасом постійно був гарантований радіальний зазор δ (рис. 6.8, L). Робочі поверхні – це бічні сторони паса, тому клиновий пас не повинен виступати за межі зовнішнього діаметра шківів. Клинопасові передачі в машинобудуванні застосовують частіше, ніж плоскопасові. Однак швидкість цієї передачі не повинна перевищувати 30 м/с, тому що при $V > 30 \text{ м/с}$ клинові паси починають вібрувати. Оптимальна колова швидкість, при якій передача працює стійко, $V = 5 \div 25 \text{ м/с}$.

Передаточне число для одноступінчатої клинопасової передачі $u \leq 8$.

На рис. 6.8 покажіть правильне установлення клинового паса з врахуванням максимального використання його тягової здатності. Дайте відповідні пояснення.

6.18. Переваги клинопасової передачі порівняно з плоскопасовою: можливість передачі більшої потужності; допустимість меншої міжосьової відстані a , можливість меншого кута обхвату α , на малому шківі (див. рис. 6.1).

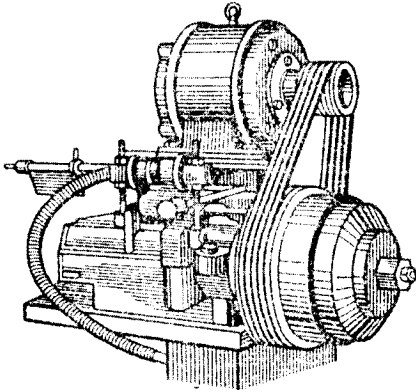


Рис. 6.7

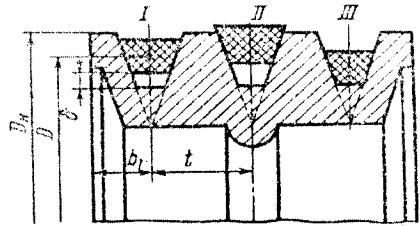


Рис. 6.8

Недоліки: велика жорсткість і, як наслідок, – менший термін служби паса; необхідність особливих прийомів при надяганні паса; залежність розмірів проєктованої передачі від підбраного (по таблиці регламентованих довжин) паса; велика вартість експлуатації передачі при витяжці (паса не ремонтуються), велика трудомісткість виготовлення шківів; трохи знижений ККД.

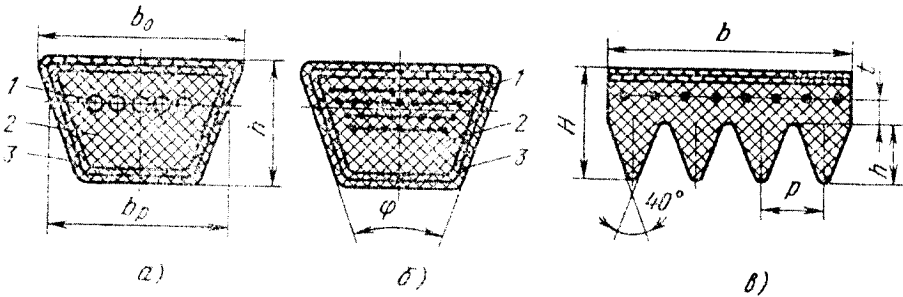


Рис. 6.9

Чому клинопасові передачі порівняно з плоскопасовими при тих самих габаритах можуть передати більшу потужність?

6.19. Паса для клинопасових передач. Основного поширення набули паса трапецієподібного перерізу (рис. 6.9) з кутом профілю $\varphi = 40 \pm 1^\circ$.

Замкнуті безшовні паса виготовляють методом вулканізації в прес-формах. Трапецієподібна (клинова) форма паса збільшує його зчеплення зі шківом приблизно в 3 рази порівняно з плоским пасом, але унаслідок великої висоти паса ця форма несприятлива. Передача має більш низький ККД. Ці недоліки частково компенсуються тим, що пас виготовляють з матеріалу з малим модулем пружності (з гуми), а несучі кордові шари мають найбільшу товщину і розміщуються біля

нейтральної площини паса. Промисловість випускає клинові паси двох типів: кордшнурові (рис. 6.9, *а*) і кордтканеві (рис. 6.9, *б*). Розрізняються вони тим, що основний несучий шар у першого типу складається з одного ряду товстих кордових шнурів *1*, а в другого – з декількох рядів кордової тканини *1*. У верхній і нижній частинах перерізу (в зонах розтягу і стиску) пас заповнений гумою *2*, а зовні в кілька шарів обмотаний прогумованою тканиною – обгортка *3*. У СНД клинові гумовотканеві приводні паси випускають семи типів: О, А, Б, В, Г, Д, Е. Розміри паса (див. рис. 6.9, *а*): ширина великої підстави паса b_o ; розрахункова ширина паса b_p ; висота паса h ; довжина паса L – стандартизовані (табл. 6.3).

Які з розглянутих пасів мають більшу еластичність?

Таблиця 6.3.

Клинові паси

Переріз паса	Розміри перерізу, мм (див. рис. 6.9, а)			A_p , мм ²	Натяг $2F_p$, Н	Рекомендована довжина L паса, мм
	b_o	b_p	h			
О	10	8,5	6	47	11	400-2500
А	13	11	8	81	20	560-4000
Б	17	14	10,5	138	30	800-6300
В	22	19	13,5	230	75	1800-10600
Г	32	27	19	476	140	3150-15000
Д	38	32	23,5	692	180	4500-18000
Е	50	42	30	1170	290	6300-18000

Стандартний ряд рекомендованих розрахункових довжин L , мм 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000.

6.20. Різновиди клинопасових передач. Основним видом клинопасової передачі в машинобудуванні є передача з пасом трапецієподібної форми. На рис. 6.10 показані різновиди клиноподібних пасів. Кордшнурові або кордтканеві гофровані паси (рис. 6.10, *а*) застосовують у передачах з малими діаметрами шківів. Для збільшення еластичності іноді застосовують паси з гофрами на внутрішній і зовнішній поверхнях. Пасові передачі з зубчастими пасами здатні передавати великі потужності при колій швидкості до 70 м/с при постійному передаточному числі без проковзування (u до 15).

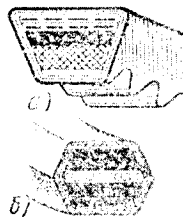


Рис. 6.10

У пасових передачах спеціального призначення знаходять застосування: двосторонні клинові паси (рис. 6.10, б);

поліклинові паси (див. рис. 6.9, в), виконані з плоского паса з високоміцним кордшнуром (віскоза, лавсан, скловолокно) і поздовжніми клинами. Поліклинові паси випускають трьох типів: К, Л, М (табл. 6.4). Завдяки високій гнучкості ці паси застосовують на шківів малих діаметрів. За однакової потужності, що передається, ширина поліклинових пасів у 1,5-2 рази менша від ширини клинових пасів. Недолік – передачі з поліклиновими пасами чутливі до відхилень від паралельності валів і вісьового зміщення шківів;

зубчасті паси (див. рис. 6.1, д), виготовлені з армованого сталевим канатом неопрену, поліуретану, скловолокна або поліамідного шнура. Ці паси здатні передавати обертаючий момент за умови сталості передаточного числа (проковзування паса виключене) з високими коловими швидкостями (до 80 м/с); їх застосовують у кінематичних механізмах верстатів.

Таблиця 6.4.

Розміри поліклинових пасів

Позначення перерізу	Розміри перерізу, мм (див. рис. 6.9, в)				Розрахункова довжина L , мм	Число клинів z	
	p	H	h	t		Рекомендоване	Допустиме
К	2,4	40	2,35	1,0	400-2000	2-36	36
Л	4,8	9,51	4,85	2,4	1250-4000	4-20	50
М	9,5	6,7	10,35	3,5	2000-4000	2-20	50

Яку основну перевагу має пас, показаний на рис. 6.1, е? Як називається цей пас?

6.21. Шківів клинопасових передач. На відміну від розглянутих шківів плоскопасових передач, робочою поверхнею клинопасових шківів є бічні сторони клинових канавок (рис. 6.11, а). Розміри і кути профілю канавок, товщину обода шківів приймають стандартними (табл. 6.5) залежно від типу паса. Робочу поверхню канавок бажано полірувати, шківів повинні бути добре збалансовані. Для поліклинових пасів робочою поверхнею шківів (рис. 6.11, б) є бічні сторони клинових канавок в ободі шківів. Шківів виготовляють литими, зварними або штампованими з чавуна СЧ 15 ($V \leq 30$ м/с), модифікованого чавуна і сталі 25Л ($V \leq 45$ м/с), алюмінієвих сплавів ($V \leq 80$ м/с), з легованої сталі.

Таблиця 6.5.

Розміри клинопасових шківів, мм (див. рис. 6.11, а)

Переріз паса	h_0	H	t	b_1	K	Розрахункові розміри D шківів при φ			
						34°	36°	38°	40°
О	2,5	10	12	8	5,5	63-71	80-100	112-160	180-450
А	3,5	12,5	16	10	6	90-122	125-160	180-400	450-560
Б	5	16	20	12,5	7,5	125-160	180-224	250-500	560-710
В	6	21	26	17	10	200	224-315	355-630	710-1000
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	–	315-450	500-900	1000-1250
Д	10	34	44,5	29	15	–	500-560	630-1120	1250-1600
Е	12,5	43	58	38	18	–	–	800-1400	Св.1600

Чим відрізняються шківні клинопасових передач від поліклинових?

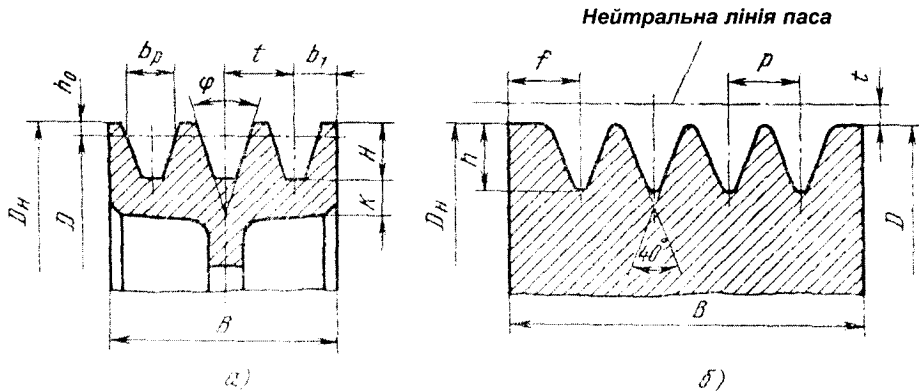


Рис. 6.11

6.22. Розрахунок основних геометричних параметрів передачі.

1. Міжосьову відстань a (див. рис. 6.1) для клинопасових передач визначають за аналогією з плоскпасовою передачею [див. формулу (6.1)]. Для нормальної роботи клинопасової передачі рекомендується приймати:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 0,6(D_1 + D_2); \\ a_{\max} &= 1,5(D_1 + D_2), \end{aligned} \tag{6.17}$$

де D_1 і D_2 – діаметри ведучих і веденого шківів.

Оптимальна міжосьова відстань a_{opt} залежно від передаточного числа u і діаметра великого шківів D_2 така:

a_{opt}/D_2	1,5	1,22	1	0,95	0,9	0,85
u	1	2	3	4	5	6

і більше

2. Розрахункову довжину паса L визначають за формулою (6.3), після чого округляють до найближчої більшої стандартної довжини клинового паса вибраного типу. Довжину паса визначають по лінії, що проходить через нейтральний шар поперечного перерізу паса.

3. Діаметри шківів D_1 і D_2 . У клинопасовій передачі розрахунковими діаметрами шківів є діаметри, що відповідають колу розташування нейтрального шару (див. рис. 6.8 – діаметр D). На відміну від плоскпасової передачі, діаметр малого шківів D_1 у даному випадку не розраховують, а приймають за стандартом. Діаметр великого шківів D_2 визначають з огляду на передаточне число за формулою (6.5).

4. Зовнішній діаметр шківів визначають за формулою (див. рис. 6.11, а)

$$D_{\text{н}} = D + 2h_0, \tag{6.18}$$

де D – розрахунковий діаметр шківів; h_0 – висота канавки над розрахунковою шириною паса.

5. Ширина шківів (див. рис. 6.11, а)

$$B = (z - 1)t + 2b_1, \quad (6.19)$$

де z – число пасів у передачі; t – відстань між осями клинових канавок; b_1 – відстань між віссю крайньої канавки і найближчим торцем шківів.

Інші розміри шківів клинопасових передач розраховують як і для шківів плоскпасових передач (див. крок 6.12).

Що слід розуміти під розрахунковими діаметрами шківів клинопасових передач?

Визначте оптимальну міжосьову відстань для клинопасової передачі, якщо $D_1 = 200$ мм; $D_2 = 800$ мм.

6.23. Контрольна картка 6.2.

Контрольна картка 6.2

Питання	Відповіді	Код
Які плоскі паси найчастіше застосовують у машинах?	Шкіряні	1
	Бавовняні	2
	Прогумовані	3
	Шерстяні	4
У якому діапазоні швидкостей доцільно застосовувати прогумований пас типу В?	До 15 м/с	5
	15-25 м/с	6
	Понад 25 м/с	7
Чи можна надягати клинові паси, не зближаючи шківів передач?	Можна	8
	Не можна	9
За запропонованим значенням визначте D_{\min} (мм) для клинопасового шківів (пас типу В, $\varphi = 34^\circ$)	63-71	10
	90-112	11
	125-160	12
	200	13
	180-224	14
Яке передаточне число може мати одноступінчата плоскпасова передача без натяжного ролика?	До 4	15
	6	16
	8	17
	10	18
	Понад 10	19

§5. Основи теорії розрахунку пасових передач. Сили і напруження в пасах, криві ковзання і допустимі корисні напруження

Завдання 18. Рекомендації студентам. Вивчіть §5-7 “Пасові передачі”, дайте відповіді на питання кроків 6.24–6.39 і контрольні картки кроків 6.31 і 6.40 (КК 6.3 і 6.4). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 18.

6.24. Сили натягу в вітках паса (F_0, F_1, F_2). Для створення необхідного тертя між пасом і ободом шківів пас повинен мати достатню силу початкового натягу F_0 .

Це досягається попереднім натягом паса при монтажі або за допомогою рухомої опори. Чим більше F_0 , тим вище тягова здатність передачі. Але при надто великому початковому натягу пас одержує і великий витяг, знижується його довговічність. Тому F_0 вибирають таким, щоб пас міг зберегти цей натяг досить тривалий час, не одержуючи великого витягу. Початкову силу натягу паса визначають за формулою

$$F_0 = A\sigma_0, \quad (6.20)$$

де A – площа поперечного перерізу паса; σ_0 – початкове напруження в пасові (див. крок 6.27).

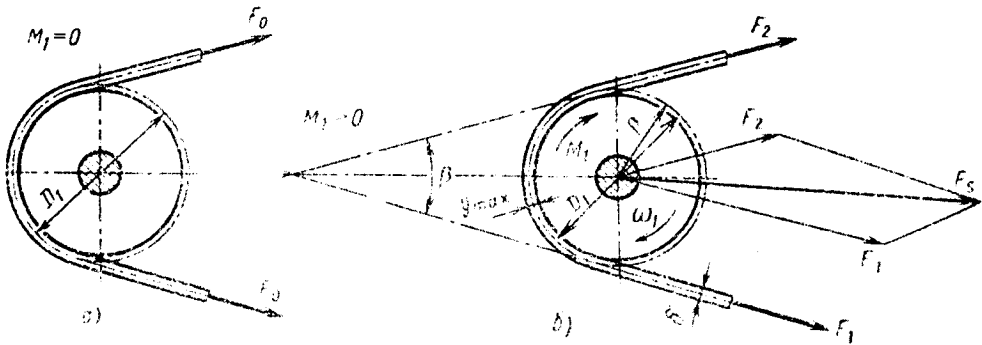


Рис. 6.12

Наближено можна вважати, що в стані спокою і при холостому ході кожна вітка натягнута одним і тим же зусиллям F_0 (рис. 6.12, а). З додатком моменту T_1 ведуча вітка натягається до значення F_1 , натяг веденої вітки зменшується до F_2 (рис. 6.12, б). Сили натягу F_1 і F_2 , можна визначити з умови рівноваги шківів

$$T_1 = 1/2 D_1 (F_1 - F_2). \quad (6.21)$$

Звідси

$$F_1 - F_2 = 2T_1/D_1. \quad (6.22)$$

Із врахуванням того, що колова сила на шківі

$$F_t = 2T_1/D_p, \quad (6.23)$$

одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (6.24)$$

Оскільки сума сил натягу віток паса постійна (незалежно від того, навантажена передача чи ні), то

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (6.25)$$

З тотожностей (6.24) і (6.25) випливає, що

$$F_1 = F_0 + 1/2F_0; F_2 = F_0 - 1/2F_0. \quad (6.26)$$

Як називаються сили F_0 ; F_1 ; F_2 ; F_v (див. рис. 6.12)?

6.25. При оббіганні пасом шківів виникають відцентрові сили F_v , що відкидають пас від шківів:

$$F_v = \rho AV^2, \quad (6.27)$$

де ρ – густина матеріалу паса, кг/м³; A – площа перерізу паса, м²; V – колова швидкість, м/с.

Із врахуванням відцентрової сили натяг визначають за такими формулами для холостого ходу:

$$F_0 + F_v; \quad (6.28)$$

для ведучої вітки

$$F_1 = F_0 + 1/2F_0 + F_v; \quad (6.29)$$

для веденої вітки

$$F_2 = F_0 - 1/2F_0 + F_v. \quad (6.30)$$

Від яких параметрів пасової передачі залежить відцентрова сила F_v ?

6.26. Навантаження на вали і опори F_s . Сили натягу віток паса F_1 і F_2 , (за винятком сили F_v) передаються на вали й опори. Розглядаючи паралелограм сил (див. рис. 6.12, б), знаходять рівнодіючу сил

$$F_s = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx (F_1 + F_2) \cos \beta/2, \quad (6.31)$$

де β – кут між вітками паса.

Підставимо у вираження (6.31) замість $(F_1 + F_2)$ величину $2F_0$ [див. формулу (6.25)]; одержимо

$$F_s = 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}. \quad (6.32)$$

Вираження (6.32) можна перетворити через колову силу F_0 . У цьому випадку можна вважати, що для прогумованих і шкіряних пасів $F_s \approx 2,5F_0$; для бавовняних $F_s \approx 3F_0$; для шерстяних $F_s \approx 4F_0$. Таким чином, навантаження на вали в 2,5–4 рази перевищують колову силу F_0 , що є недоліком пасових передач.

Визначте сили, що діють у вітках паса, і навантаження на вал у

плоскопасовій передачі, якщо $P_1 = 15 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 200 \text{ рад/с}$; $D_1 = 300 \text{ мм}$; $A = 300 \text{ мм}^2$; $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$; $F_0 = 600 \text{ Н}$; $\beta = 31^\circ$.

6.27. Напруження в пасі. При роботі пасової передачі напруження в різних перетинах по довжині паса неоднакові. Зобразимо ці напруження відрізками відповідної довжини, провівши їх перпендикулярно до поверхні паса. Одержимо епіюру сумарних напружень (рис. 6.13). Розрізняють такі види напружень у пасові.

1. Попереднє напруження σ_0 , обумовлене силою початкового натягу:

$$\sigma_0 = F_0/A, \quad (6.33)$$

де A – площа поперечного перерізу паса.

Для стандартних пасів рекомендується приймати: $\sigma_0 = 1,76 \text{ МПа}$ – для плоских пасів; $\sigma_0 = 1,18 \div 1,47 \text{ МПа}$ – для клинових.

2. Питома колова сила (корисне напруження) K_{II} . Це напруження залежить від переданої пасом коллової сили F_i :

$$K_{II} = F_i/A. \quad (6.34)$$

Корисне напруження можна визначити і як різницю напружень σ_1 і σ_2 :

$$K_{II} = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (6.35)$$

де σ_1 і σ_2 – напруження у ведучій і веденій вітках.

За значенням K_{II} оцінюється тягова здатність пасової передачі.

3. Напруження згину σ_z , що виникає в перерізах паса при обгинанні шківів (див. рис. 6.13) і змінюється згідно з пульсуючим циклом. У плоскому пасові нейтральний шар проходить посередині товщини паса. Зовнішні шари паса при обгинанні шківа розтягуються, а внутрішні – стискуються. Прийmemo приблизно, що закон Гука справедливий і для матеріалів пасів, тоді для розтягнутої сторони паса $\sigma_i = \varepsilon E$, де $\varepsilon = \sigma_{max}/\rho$ – відносне подовження волокон.

Із врахуванням того, що $\sigma_{max} = 0,5\delta$, а $\rho = 0,5(D_1 + \delta)$ (див. рис. 6.12, б), не враховуючи величину δ порівняно з D_1 , одержимо

$$\sigma_i = E(\delta/D_1), \quad (6.36)$$

де E – модуль поздовжньої пружності матеріалу паса; δ – товщина паса; D_1 – діаметр шківа, що обгинається. У розрахунках для плоскопасових передач σ_z обмежується мінімально допустимим значенням δ/D_1 (див. табл. 6.1). На тягову здатність передачі напруження згину не впливає, але є основною причиною втомного руйнування паса.

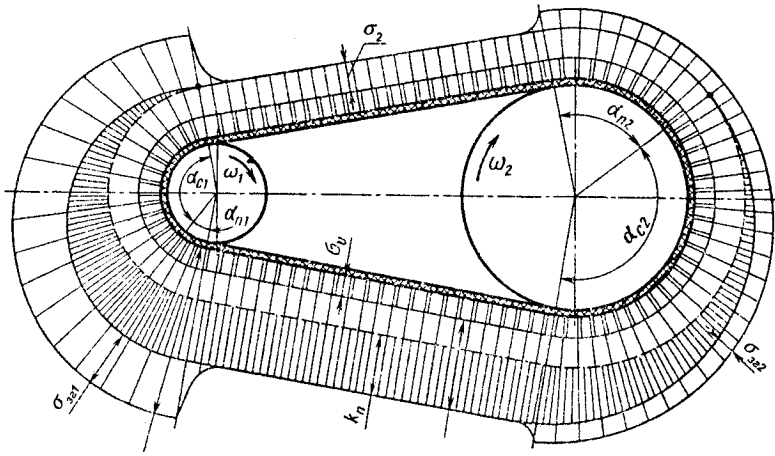


Рис. 6.13

4. Напруження від відцентрових сил. Це напруження залежить від сили F_v :

$$\sigma_v = F_v / A \quad (6.37)$$

На рис. 6.13 показано, що по всій довжині паса напруження σ_v розподіляється рівномірно.

5. Найбільше сумарне напруження σ_{max} визначається як сума корисного напруження, напруження згину у ведучій вітці (σ_1 і σ_{i1}) і напруження від відцентрових сил (σ_v):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{i1} + \sigma_v; \quad (6.38)$$

σ_{max} виникає в пасові у місці його набігання на малий шків (див. рис. 6.13).

Розглянуті напруження у вітках паса використовуються надалі при розрахунку пасових передач за тяговою здатністю, для визначення максимального напруження в пасові і т. п. Слід зазначити, що міцність паса не є достатньою умовою, яка визначає роботоздатність пасової передачі. Бажано, щоб передача забезпечувала якомога більше значення сили F_1 , при незмінному для даного паса значенні початкової сили натягу $2F_0$.

Виведіть формулу (6.35). На якій ділянці паса виникають мінімальні згинаючі напруження?

6.28. Ковзання паса. Як показали експериментальні дослідження, пружне ковзання паса по шківу виникає в нормально працюючій передачі. Причиною пружного ковзання є неоднаковість натягу ведучої і веденої віток. При оббіганні пасом ведучого шківа його натяг зменшується від F_1 до F_2 (причому завжди $F_1 > F_2$) (див. крок 6.24); пас, проходячи шків, коротшає, внаслідок чого виникає пружне ковзання. На веденому шківі відбувається аналогічне явище, але тут пас подовжується, тому що натяг від F_2 зростає до F_1 .

Пружне ковзання відбувається не по всій довжині дуги обхвату пасом шківа. Установлено, що кут дуги обхвату α розділяється на дві частини – дугу пружного ковзання (α_k) і дугу спокою (α_{cn}), на якій пружне ковзання відсутнє (див. рис. 6.13). При перевантаженні передачі ковзання здійснюється по дузі $\alpha = \alpha_c + \alpha_n$, тобто пас ковзає по всій поверхні дотикання зі шківом. Такий вид ковзання називають буксуванням.

При пружному ковзанні швидкості точок паса по його довжині неоднакові. Швидкість паса й колова швидкість шківа збігаються лише на дузі спокою з боку вітки, що набігає. Це дозволяє оцінити пружне проковзування паса за значеннями колових швидкостей шківів. Коефіцієнт пружного ковзання

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1, \quad (6.39)$$

де V_1 і V_2 колові швидкості ведучого і веденого шківів.

При нормальному режимі роботи пасової передачі значення ε незначне $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$.

На рис. 6.13 покажіть дугу пружного ковзання на ведучому і веденому шківах. На якій вітці (набігаючій чи тій, що збігає) знаходяться дуги ковзання і спокою?

6.29. Коефіцієнт тяги і криві ковзання. У результаті дослідження кривих ковзання (рис. 6.14), побудованих на основі дослідних даних, встановлено зв'язок між корисним навантаженням (коловою силою F_1) і попереднім натягом паса F_0 залежно від коефіцієнта ковзання ε . Відношення колової сили, що передається пасом, до суми натягів його віток називають коефіцієнтом тяги:

$$\varphi_k = F_1 / (F_1 + F_2) = F_1 / (2F_0). \quad (6.40)$$

Коефіцієнт тяги характеризує навантажувальну здатність передачі. На цьому графіку (див. рис. 6.14) по осі абсцис відкладені значення коефіцієнта тяги φ_k , а по осі ординат – коефіцієнт ковзання ε і ККД передачі η . На початковій ділянці кривої ковзання (від 0 до φ_k) спостерігається тільки пружне ковзання. Лінія цієї ділянки наближається до прямої. Тут значення ККД і ε падають зі зменшенням навантаження. Подальше збільшення навантаження (тобто збільшення φ_k) призводить до буксування. У зоні часткового буксування (від φ_{k0} до φ_{kmax}) спостерігаються як пружне ковзання, так і буксування.

При $\varphi_k \leq \varphi_{k0}$ робоче навантаження слід приймати в межах, що відповідають найбільшому значенню ККД. Робота в зоні часткового буксування допускається тільки в момент пуску передачі (тобто для короткочасних перевантажень).

Для пасів:

плоских, шкіряних і шерстяних
прогумованих
бавовняних
клинових

$\frac{\varphi_{kmax}}{\varphi_{k0}}$, не більше

1,35–1,5

1,15–1,3

1,25–1,4

1,5–1,6

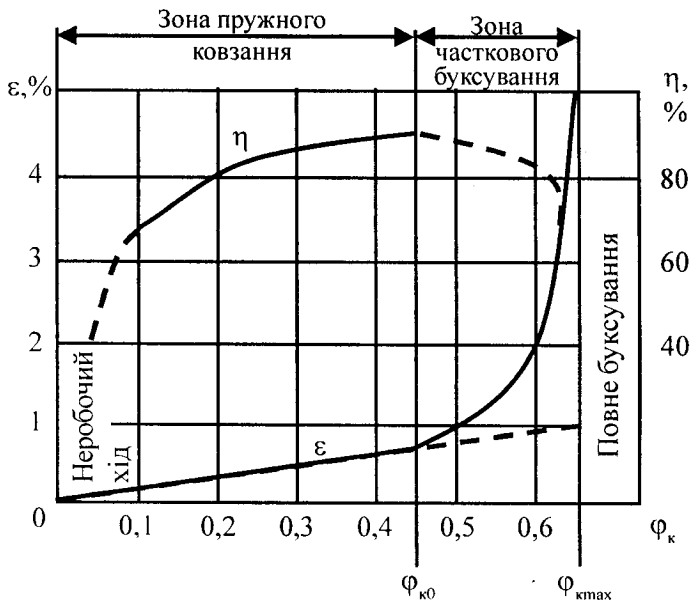


Рис. 6.14

Коротко охарактеризуйте роботу пасової передачі в зоні часткового буксування (див. рис. 6.14).

6.30. Допустимі напруження в пасові.

1. Наведене корисне напруження, що допускається, $[K]_0$. З графіка на рис. 6.14 видно, що оптимальне значення коефіцієнта тяги $\varphi_{к0}$ визначає максимальну корисну колову силу F_{max} . За цієї умови пасова передача з початковим натягом F_0 може працювати без пробуксовування.

З вираження (6.40)

$$F_{max} = 2\varphi_{к0}F_0 \quad (6.41)$$

де $\varphi_{к0}$ – оптимальний коефіцієнт тяги. Якщо обидві частини тотожності (6.41) розділити на площу поперечного перерізу паса A , то одержимо

$$[K]_0 = 2\varphi_{к0}\sigma_0, \quad (6.42)$$

тут $[K]_0 = F_{max}/A$ – наведене корисне напруження у пасові, що відповідає коефіцієнтові тяги $\varphi_{к0}$. Значення $[K]_0$ із врахуванням табл. 6.1 можна визначити для плоскопасової передачі за формулою

$$[K]_0 = S - w\delta/D_p,$$

де S і w – постійні коефіцієнти, що залежать від матеріалу паса і σ_0 . Для клинопасової передачі $[K]_0$ визначається за табл. 6.6.

2. Допустиме корисне напруження у пасові $[K]_{кор}$. Практично значення напруження $[K]_0$ не постійне, воно залежить від типу і товщини паса δ , діаметра

малого шківa D_1 , швидкості паса v , попереднього напруження σ_0 і режиму роботи передачі.

При проектуванні пасових передач використовують параметр $[K]_{кор}$ (допустиме корисне напруження), а не $[K]_0$. Експериментальним шляхом встановлено, що

$$[K]_{кор} = [K]_0 K_1 K_2 K_3 K_4 \quad (6.43)$$

Таблиця 6.6.

Значення $[K]_0$ для клинових пасів

Діаметр малого шківa D_1 , мм	Тип паса	$[K]_0$	
		При $\sigma_0 = 1,18$, МПа; $U = 5 \div 10$	При $\sigma_0 = 1,47$, МПа; $U < 5$.
71	0	1,42	1,59
80		1,54	1,71
Не менше 90		1,62	1,82
100	А	1,48	1,64
112		1,58	1,76
Не менше 125		1,67	1,87
140	Б	1,48	1,64
160		1,64	1,84
Не менше 180		1,71	2,01
200	В	1,48	1,64
224		1,66	1,85
250		1,80	2,03
Не менше 280		1,87	2,20
320	Г	1,48	1,64
360		1,69	1,89
400		1,87	2,12
Не менше 450		1,88	2,20
500	Д	1,48	1,64
560		1,69	1,80
Не менше 630		1,88	2,20
800	Е	1,48	1,64
900		1,70	1,91
Не менше 1000		1,88	2,20

де K_1, K_2, K_3, K_4 – поправочні коефіцієнти, значення яких наведені в табл. 6.7; ці коефіцієнти враховують: K_1 – вплив кута обхвату малого шківa; K_2 – режим роботи передачі; K_3 – вид передачі і розташування її елементів; K_4 – ослаблення зчеплення паса зі шківом під дією відцентрової сили (швидкісний коефіцієнт).

Чим відрізняється параметр $[K]_0$ від $[K]_{кор}$?

Коефіцієнти K_1, K_2, K_3, K_4 для розрахунку допустимого корисного напруження

Коефіцієнт	Умови роботи	Значення
K_1 – кута обхвату	При куті обхвату для плоских (клинових) пасів	
	180°	1,00; (1,00)
	170°	0,96; (0,98)
	160°	0,94; (0,95)
	150°	0,91; (0,92)
	140°	– (0,89)
	130°	– (0,86)
	120°	– (0,83)
	110°	– (0,78)
	100°	– (0,74)
	80°	– (0,62)
K_2 – режиму роботи	При навантаженні:	
	- спокійному	1,0
	- з помірними коливаннями	0,9
	- зі значними коливаннями	0,8
	- ударному і різко нерівномірному	0,7
K_3 – що враховує конструкцію для відкритої (перехресної), напівперехресної передачі	При куті нахилу лінії центрів передачі до горизонту	
	0-60°	1,0; (0,9);
	60-80°	0,8; 0,9;
	80-90°	(0,8); 0,7
K_4 – швидкісний для плоских (клинових) пасів	При швидкості паса, (м/с):	
	1	1,04; (1,05)
	5	1,03; (1,04)
	10	1,0; (1,0)
	15	0,95; (0,94)
	20	0,88; (0,85)
	25	0,79; (0,74)
30	0,68; (0,60)	

6.31. Контрольна картка 6.3.

Контрольна картка 6.3

Питання	Відповіді	Код
В якій вітці відкритої пасової передачі виникає при роботі більше напруження?	Ведучої	1
	Веденої	2
Вкажіть формулу для визначення навантаження на вали	$F_0 + F_t/2 + F_v$	3
	$F_0 - F_t/2 + F_v$	4
	$2F_0 \cos \beta / 2$	5

Що називається корисним напруженням?	F_t / A	6
	F_r / A	7
	$E(d / D)$	8
	E_v / A	9
За графіком на рис. 6.14 визначте ККД передачі при $\varphi_{к0} = 0,4$	10%	10
	90%	11
	0,4%	12
	4,5%	13
За яким допустимим напруженням в пасові проєктуються пасові передачі?	$[K]_0$	14
	$[K]_{кор}$	15

§6. Розрахунок плоскопасової передачі за тяговою силою. Довговічність передачі

6.32. Довговічність передачі. Основною причиною виходу з ладу пасової передачі є низька довговічність пасів. Найбільш характерні види руйнувань, що зменшують термін служби пасів, такі: зношування, що виникає внаслідок пружного ковзання, потрапляння абразивних матеріалів на робочі поверхні і буксування; перегрівання (з же причин) і зниження при цьому фізико-механічних властивостей паса, що часто призводить до його розриву; втомне руйнування в результаті циклічних деформацій (згин паса при пульсуючому циклі при набіганні його на шків). Цей вид руйнування призводить до розшарування, перетирання тканин паса і є головною причиною зниження його довговічності. Шків – найбільш довговічний елемент пасових передач. Їх проєктування з урахуванням міцності розглянуте в §3 і 4.

У чому полягає втомне руйнування пасів?

6.33. Критерії роботоздатності пасових передач:

- повне використання тягової здатності паса при відсутності буксування. Недотримання цієї умови негативно позначається на роботі передачі в цілому;
- довговічність паса. Цей критерій не впливає на кінематичні параметри передачі, але саме від нього в основному залежить безаварійність (при раптовому розриві паса може бути аварія) і надійність роботи пасової передачі.

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок за тяговою здатністю пасів.

Розрахунок на довговічність виконують як перевірочний.

Що розуміють під довговічністю паса?

6.34. Розрахунок передачі за тяговою здатністю. Цей розрахунок плоскопасової передачі базується на матеріалі, викладеному в §5. Для забезпечення передачі максимальної корисної колової сили $F_{max} = F_t$ без пробуксування необхідно, щоб $F_t / A = [K]_0$ (див. крок 6.29 і 6.30), для приведених умов роботи передачі або $F_t / A = [K]_{кор}$ – для передачі, не обмеженої цими умовами.

Корисна колова сила F_t відома з розрахунку пасових передач; значення корисного напруження, що допускається, $[K]_{кор}$, визначається з урахуванням табл. 6.1, 6.6, 6.7 (див. крок 6.30). Методика розрахунку плоскопасових передач за тяговою здатністю зводиться до визначення розрахункової площі перерізу паса:

$$A = \delta b = F_t / [K]_{\text{кор}}, \quad (6.44)$$

де δ і b – товщина і ширина паса (див. крок 6.4); F_t – колова сила; $[K]_{\text{кор}}$ – корисне напруження, що допускається.

Перелічіть силові параметри, від яких залежать значення δ і b у плоскопасової передачі.

6.35. Розрахунок на довговічність. У процесі роботи пас за один пробіг зазнає змінних напружень (див. рис. 6.13). При багаторазовій дії змінних напружень виникає втомне пошкодження паса (зміна його товщини, руйнування елементів несучого шару і т. ін.). В основі сучасних методів розрахунку пасів на довговічність лежить рівняння кривої втоми і визначення максимального напруження в пасові [5]. Спрощений розрахунок пасів на довговічність виконують виходячи з пробігів паса. Критерієм довговічності в цьому випадку є число пробігів паса до появи ознак втомного руйнування;

$$U = V/L \leq [U], \quad (6.45)$$

де U – дійсна кількість пробігів паса за 1 с; V – швидкість паса, м/с; L – довжина паса, м; $[U]$ – допустима кількість пробігів за 1 с. Для швидкісних плоскопасових передач $[U] \leq 5$. На довговічність особливо впливає напруження згину, що змінюється за пульсуючим циклом. Найбільше напруження в пасові виникає при обгинанні шківів. Для зменшення напружень згину рекомендується вибрати оптимальне значення відношення δ/D_{min} . У табл. 6.1 для плоскопасових передач наведені рекомендовані і допустимі значення $\frac{\delta}{D_{\text{min}}}$, при яких практично забезпечується середньостатистична довговічність паса (близько 3000–5000 г).

Як зменшити число пробігів паса? Яке значення відношення δ/D_{min} слід вибирати за табл. 6.1 для зменшення напружень згину?

6.36. Послідовність проектного розрахунку плоскопасових передач.

1. Залежно від заданих умов роботи з табл. 6.1 вибрати тип паса.
2. За формулою (6.14) визначити діаметр малого шківа D_1 і округлити його значення до найближчого більшого стандартного (див. табл. 6.2).
3. Визначити швидкість паса v і порівняти з допустимим для вибраного типу паса (див. табл. 6.1). Якщо $V \geq [V]$, то діаметр шківа D_1 необхідно змінити.
4. Визначити діаметр великого шківа D_2 і округлити його значення за табл. 6.2 до найближчого стандартного (див. крок 6.12).
5. Уточнити передаточне число передачі [формула (6.14)]. При незначному відхиленні передаточного числа u (до 5%) діаметри шківів D_1 і D_2 можна не змінювати.
6. Вибрати міжосьову відстань a відповідно до вимог конструкції, але в межах, що рекомендуються, [див. формулу (6.2)].
7. Визначити розрахункову довжину паса L [формула (6.3)] і перевірити пас на довговічність, виходячи з числа пробігів (див. крок 6.35): $U = V/L \leq [U]$. При $U > [U]$ міжосьову відстань a необхідно збільшити.

8. За формулою (6.10) визначити кут обхвату α , меншого шківa. Якщо $\alpha_1 < [\alpha]$, то необхідно збільшити міжосьову відстань a або застосувати натяжний ролик.

9. Задати відношення δ/D_1 , і визначити товщину паса δ . За табл. 6.1 слід округлити δ до найближчого меншого стандартного значення.

10. Для обраного типу паса визначити допустиме корисне напруження $[K]_{кор}$ [формула (6.43)], для чого з урахуванням табл. 6.1 визначають приведене корисне напруження $[K]_0$, а з табл. 6.7 – поправочні коефіцієнти K_1, K_2, K_3, K_4 .

11. Розрахувати колову силу передачі за формулою

$$F_t = P/V \text{ або } F_t = (2T_1)/D_1. \quad (6.46)$$

12. За коловою силою F_t , обраною товщиною паса δ і корисним напруженням $[K]_{кор}$ визначити ширину паса b [формула (6.44)]. Отримане значення необхідно округлити до найближчого стандартного (див. табл. 6.1).

13. Розрахувати силу попереднього натягу паса F_0 [формула (6.20)]. За формулою (6.11) визначити кут β , після чого знайти навантаження на вали й опори F_s [формула (6.32)].

14. Залежно від ширини паса b за табл. 6.2 вибрати ширину шківa B і визначити всі розміри ведучого і веденого шківів (див. крок 6.12).

Приклад 6.1. Розрахувати відкриту плоскопасову передачу за такими даними: $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$; кутова швидкість ведучого шківa $\omega_1 = 92 \text{ рад/с}$; передаточне число $u = 2,05$; кут нахилу лінії центрів передачі до горизонту $\theta = 80^\circ$; режим роботи – середній.

§7. Розрахунок клинопасової передачі за тяговою здатністю і довговічністю

Види руйнування паса і критерії роботоздатності клинопасових передач аналогічні до відповідних для плоскопасової передачі. Методи розрахунку передач обох типів також схожі.

6.37. Розрахунок за тяговою здатністю полягає у визначенні необхідного числа клинових пасів z_n для забезпечення нормальної роботоздатності передачі:

$$z_n = \frac{F_t}{A_0 [K]_{кор} K_z} \leq [z]_n \quad (6.47)$$

де F_t – передавана колова сила, Н; A_0 – площа поперечного перерізу клинового паса, мм^2 (див. табл. 6.3); $[K]_{кор}$ – допустиме напруження в пасові (див. крок 6.30); K_z – коефіцієнт числа пасів (для двох-трьох пасів $K_z = 0,95$; для чотирьох-шести $K_z = 0,9$; більше шести $K_z = 0,85$); $z_n = 8$ – найбільше число клинових пасів, що забезпечує рівномірність їх навантаження в передачі. Якщо за результатом розрахунку $z_n > [z]_n$, то необхідно збільшити площу поперечного перерізу паса, вибрати наступний більший профіль паса і в такий спосіб знизити число пасів.

Запишіть формулу для визначення площі поперечного перерізу паса, якщо задано число пасів у клинопасовій передачі.

6.38. Розрахунок на довговічність.

Кількість пробігів паса за 1 с

$$U = V/L \leq [U], \quad (6.48)$$

де U – дійсна кількість пробігів паса за 1 с; V – швидкість паса, м/с; L – розрахункова довжина паса, м; $[U]$ – кількість пробігів, що допускається, паса за 1 с. Для клинових пасів $[U] \leq 10$ (в окремих випадках $[U] = 11 \div 12$). Допустиме напруження на згин для клинового паса не обмежується визначенням відношення δ/D_{min} ; залежно від розрахункового або заданого типу клинового паса допустиме напруження на згин вибирається за стандартом. Заводи-виготовлювачі клинових пасів роблять перевірку гарантійного наробітки T_0 (год) (табл. 6.8) для пасів, а також умовно-розрахункової довжини L_0 . При розрахунковій довжині вибраного клинового паса L , що відрізняється від табличної, гарантійний наробіток (год) для даного паса визначають за формулою

$$T = T_0(L/L_0), \quad (6.49)$$

де T_0 – гарантійний наробіток пасів умовно-розрахункової довжини L_0 , год (табл. 6.8); L – розрахункова довжина вибраного паса, мм, L_0 – умовно-розрахункова довжина паса, мм (див. табл. 6.8).

При витягуванні клинових пасів до 3% найбільший гарантійний наробіток стандартних клинових пасів складає 500 год.

Таблиця 6.8.

Гарантійний термін служби пасів (для умовно-розрахункової довжини L_0)

Тип паса	Умовно-розрахункова довжина L_0 , мм	Гарантійний наробіток T_0 , год, не менше, для пасів	
		Кордотканинних	Кордошнурових
О	1250	200	250
А	1700		
Б	2000		
В	2500		
Г	3000	250	–
Д	7100		
Е	8500		

Коротко викладіть методику розрахунку клинопасової передачі на довговічність і поясніть його необхідність. З якою метою необхідно визначати T [див. формулу (6.49)]?

6.39. Послідовність проектного розрахунку клинопасової і поліклинової передачі. Розрахунок виконують аналогічно до розрахунку плоскостасових передач (деякі зміни, пов'язані зі специфікою клинопасової передачі, подаються докладніше). Розрахунок клинопасової передачі слід виконувати в такому порядку:

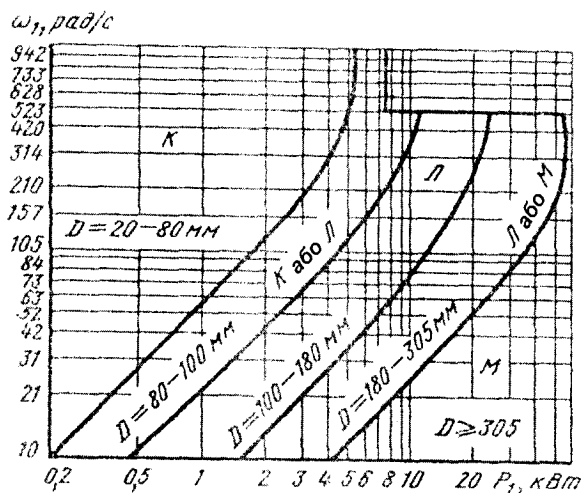


Рис. 6.15

1. Попередньо задати швидкість паса (5-25 м/с) і залежно від заданої швидкості і потужності, яка передається, за табл. 6.9 вибрати профіль паса. Розміри перерізу паса прийняти за табл. 6.3. Оскільки заданим умовам задачі потужності P і швидкості v у табл. 6.9 відповідає кілька типів (перерізів) пасів, рекомендується спочатку вибрати менший переріз і переходити до інших лише у випадку отримання неприйнятно великого числа пасів $z_n > [z]_n$.

Таблиця 6.9.

Вибір типу клинового паса залежно від потужності, що передається, і швидкості паса

Потужність P , кВт	Тип паса при швидкості V , м/с		
	Не більше 5	5-10	Понад 10
Не більше 1	О; А	О; А	О
1-2	О; А; Б	О; А	О; А
2-4	А; Б	О; А; Б	О; А
4-7,5	Б; В	А; Б	А; Б
7,5-15	В	Б; В	Б; В
15-30	—	В	В
30-60	—	Г; Д	В
60-120	—	Д	Д; Г
120-200	—	Д; Е	Г; Д
Понад 200	—	—	Д; Е

2. Залежно від обраного типу клинового паса за табл. 6.5 прийняти діаметр малого шківів D_1 .

3. За діаметром малого шківів D_1 визначити швидкість паса v і порівняти із швидкістю, що допускається $[V] = 25$ м/с. Уточнити розмір D_1 .

4. Визначити діаметр великого шківів D_2 і узгодити його значення з приведеними в табл. 6.5.

5. Уточнити передаточне число u .

6. З урахуванням рекомендацій, викладених у кроці 6.22, вибрати міжосьову відстань a .

7. За формулою (6.3) визначити розрахункову довжину L паса, округлити її значення до стандартного (див. табл. 6.3), після чого перевірити довговічність паса (пасів) за кількістю пробігів (див. крок 6.35). При $U > [U]$ вибрати наступне більше значення розрахункової довжини паса L , (див. табл. 6.3), що задовольняє умову $U \leq [U]$, після чого уточнити міжосьову відстань a .

8. Визначити кут обхвату α_1 меншого шківа. При невиконанні умов $\alpha_1 < [\alpha_1]$ слід збільшити міжосьову відстань і відповідно змінити розрахункову довжину паса L .

9. Задати напруження σ_0 від попереднього натягу (див. крок 6.27) і для обраного типу паса за табл. 6.6 прийняти приведені допустиме корисне напруження $[K]_0$ за табл. 6.7 – поправочні коефіцієнти K_1, K_2, K_3, K_4 за формулою (6.43) визначити допустиме корисне напруження $[K]_{кор}$.

10. Розрахувати колову силу F_t за формулою (6.46).

11. За формулою (6.47) визначити необхідне число пасів z_n . При $z_n > 8$ необхідно за табл. 6.3 змінити вибраний тип пасів на більший профіль і в такий спосіб зменшити число пасів.

12. Розрахувати F_0 , кут β і F_s (див. крок 6.12).

13. Визначити всі розміри шківів (див. крок 6.12).

При розрахунку поліклінової передачі профіль паса вибирають залежно від потужності меншого шківа P_1 , що передається, і його кутової швидкості ω_1 (рис. 6.15). Діаметр D_1 вибирають за табл. 6.10. Число клинів визначають за формулою $z = P_1 / [P]_{кор} < [z]$, де $[z]$ – допустиме число клинів (див. табл. 6.4); $[P]_{кор} = [P]_0 K_1 K_2 K_3 K_4$ – допустима потужність, що передається одним клином, кВт; $[P]_0$ – допустима приведена потужність для одного клина, кВт (див. табл. 6.10); K_1 – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату на тягову здатність паса (див. табл. 6.7); K_2 – коефіцієнт режиму роботи (див. табл. 6.7); K_3 – коефіцієнт, що враховує вплив на довговічність довжини паса. Залежність K_3 від відношення розрахункової довжини паса L до вихідної довжини L_0

L/L_0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
K_3	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

K_3 – коефіцієнт, що залежить від числа клинів при $z = 2 \div 3$;
 $K_3 = 0,95$; при $z = 4 \div 6$ $K_3 = 0,9$; при $z > 6$ $K_3 = 0,85$.

Таблиця 6.10.

Значення $[P]_0$ для поліклінових пасів

Позначення перерізу паса	Діаметр меншого шківа D_1 , мм	$[P]_0$, кВт, при швидкості паса V , м/с		
		5	15	25
K ($L_0 = 710$ мм)	40	0,14	0,32	–
	45	0,155	0,36	0,49
	50	0,165	0,40	0,53

$L (L_0 = 1600 \text{ мм})$	80	0,39	0,79	–
	90	0,45	0,97	–
	100	0,50	1,12	1,30
$M (L_0 = 2240 \text{ мм})$	180	1,45	3,02	3,18
	200	1,63	3,58	4,04
	224	1,80	4,12	4,95

Приклад 6.2 (домашнє завдання). Розрахувати клинопасову передачу за такими даними: $P = 12,5$ кВт; $\omega_1 = 300$ рад/с; $u = 1,5$; режим роботи – важкий.

6.40. Контрольна картка 6.4.

Контрольна картка 6.4

Питання	Відповіді	Код
Від чого залежить поява втомного руйнування паса?	Від потрапляння абразивних матеріалів на робочу поверхню паса	1
	Від його буксування	2
	Від його перегрівання	3
	Від його циклічного згину при обгинанні шківів	4
Як змінюється довговічність паса при збільшенні міжосьової відстані, якщо інші умови залишаються незмінними?	Збільшується	5
	Зменшується	6
	Не змінюється	7
Визначте число пробігів, допустимих за 1 с для середньошвидкісних плоскострижневих передач	5	8
	10	9
	11-12	10
	Понад 20	11
У чому полягає розрахунок клинопасових передач за тяговою здатністю ?	У визначенні площі поперечного перерізу паса A_0	12
	У визначенні допустимого корисного напруження, $[K]_{кор}$	13
	У визначенні необхідного числа клипових пасів z_n	14
Які профілі клипових пасів можна застосовувати для пасових передач потужністю 12 кВт при $V = 4$ м/с.	О і А	15
	Б	16
	В	17
	Б і В	18

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

6.1. Принципи роботи натягового пристрою: натяг паса 1 створюється переміщенням полозів і шківів 2 гвинтом 3 вправо (див. рис. 6.3, д). Натисковим роликом (див. рис. 6.2, д) під дією вантажу 5, встановленого на важелі, пас 1 притискається до робочих шківів 2 і 3. Недолік пасових передач, що не мають натягового пристрою: з часом паси витягаються, виникає необхідність їхнього вкорочування (перешивання), що не тільки небажано, а іноді й неможливо.

6.2. Передача, зображена на рис. 6.2, *e* – плоскопасова, відкрита з паралельними валами, проста (натяговий пристрій на рисунку не показано), із триступінчастими шківками.

6.3. Порівняно з фрикційною і зубчастою пасові передачі мають такі переваги (див. крок 6.3): порівняно з фрикційною передачею – див. пп. 1 і 3; порівняно з зубчастою – див. пп. 1, 2, 4. Недоліки: порівняно з фрикційною передачею – див. пп. 1-3 і 5; порівняно з зубчастою передачею – див. пп. 1-5.

6.4. Для автомобільного вентилятора можна порекомендувати клинопасову передачу.

6.5. Пасові передачі частіше застосовують у приводах сільськогосподарських, текстильних машин та ін.

6.6. На рис. 6.2, *d* показана відкрита передача з натяговим роликком, на рис. 6.2, *e* – відкрита передача зі ступінчастими шківками.

6.7. Для зменшення проковзування паса для виготовлення шківів пасової передачі бажано вибрати текстоліт. Порівняно з перерахованими матеріалами в цьому випадку передача буде мати велику надійність роботи без пробуксовування.

6.8. На рис. 6.4, *в* показано пас типу **B** (спірально-згорнутий), його виготовляють з одного шматка тканини. Стандартні типи пасів: шкіряні, прогумовані, бавовняні, шерстяні.

6.9. Для склеювання пасів застосовують клей (марки не розглядаються); для шивання – сирицевий ушивальник або жильні струни; металеві з'єднувачі – болти, дротові спіралі і т.п.

6.10. У плоскопасовій передачі один шків роблять обов'язково опуклим для центрування паса, щоб при роботі передачі пас не "сходив" зі шківів. Параметр ***h*** (стріла опуклості обода шківка) вибирають за табл. 6.2 (***h*** = 5 мм).

6.11. Повторіть крок 6.11.

6.12. Розрахунок міжосьової відстані для даного прикладу:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 2,5 (D_1 + D_2); D_2 = u_1 D_1 = 2 \cdot 300 = 600 \text{ мм}; \\ a_{\max} &= 2,5 (300 + 600) = 2250 \text{ мм}. \end{aligned}$$

6.13. У передачі (див. рис. 6.1) $\alpha_{\min} = \alpha_1$, тому у формулу (6.3) підставляють α_1 , а не α_2 .

6.14. Визначити передатне число за формулою D_1/D_2 не можна, тобто $u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$; $u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$ – величина, зворотна до передатного числа: $1/u \cong D_1/D_2$.

6.15. ККД визначається як відношення значень потужності ведучого і веденого вала; для даного прикладу $h = P_2/P_1 = 12/12,5 = 0,96$.

6.17. На рис. 6.8: поз. *I* – шків установлений правильно; *II* – неправильно (знижується тягова здатність і буде мати місце інтенсивне зношування паса крайками канавок шківка); *III* – неправильно (при витягуванні паса бічні поверхні паса не будуть робочими, що знизить його тягову здатність).

6.18. Клинопасові передачі при одних і тих же габаритах можуть передати більшу потужність (порівняно з плоскопасовою), тому що в клинопасовій передачі при одній і тій же ширині обода за рахунок клинової форми можливе більше зчеплення (збільшується сила тертя) паса зі шківком.

6.19. Найбільшу еластичність мають кордошнурові паси.

6.20. На рис. 6.1, *e* показано полікліновий пас. При багаторядній установці стандартних пасів можлива зміна довжин пасів у рядах (внаслідок нерівномірності їхнього витягування і з інших причин), а отже і нерівність сил їх натягів. З цієї причини знижується тягова здатність пасів. Полікліновий пас цього недоліку не має.

6.21. Шківні клинопасової передачі мають трапецієвидний профіль канавок, а поліклінових – трикутний.

6.22. Оптимальна міжосьова відстань для передачі, що розглядається, $u \cong D_1/D_2 = 800/200 = 4$. При $u = 4 a_{\text{ном}} = D_2 \cdot 0,95 = 800 \cdot 0,95 = 760$ мм (див. крок 6.19).

Діаметри, за якими визначають передатне число передачі і розрахункову довжину паса, називають розрахунковими діаметрами шківів (D_1 і D_2).

6.24. На рис. 6.12 F_0 – сила початкового натягу паса; F_1, F_2 – сили натягу ведучої і веденої віток паса в навантаженій передачі.

6.25. На силу F_v впливають розміри шківів (їх діаметри) і їхня кутова швидкість (оскільки $V = (\omega D)/2$, а параметр швидкості входить у формулу (6.27) квадрати!), а також розміри перерізу паса і його маса.

6.26. Розв'язання прикладу: швидкість паса

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{200 \cdot 300}{2 \cdot 1000} = 30 \text{ м/с};$$

колова сила $F = (1000P)/V = (1000 \cdot 15)/30 = 500 \text{ Н}$,

сила $F_v = \rho A V^2 = 1200 \cdot 300 \cdot 10^{-6} \cdot 30^2 = 324 \text{ Н}$;

сили натягу паса при роботі у ведучій і веденій гілках

$$F_1 + F_v = F_0 + F_1/2 + F_v = 600 + 500/2 + 324 = 1234 \text{ Н};$$

$$F_2 + F_v = F_0 - F_1/2 + F_v = 600 - 500/2 + 324 = 734 \text{ Н};$$

навантаження на вал

$$F_s = 2F_0 \cos \beta/2 = 2 \cdot 1600 \cdot 0,96 = 1150 \text{ Н}.$$

6.27. Висновок формули (6.35), використовуючи теоретичний матеріал кроку та формули (6.33) і (6.34), можна записати:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{K_n}{2};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} - \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 - \frac{K_n}{2};$$

звідки $K_{\text{кор}} = \sigma_1 - \sigma_2$

З формули (6.36) випливає, що найбільше напруження згину в пасові виникає при обгинанні пасом малого шківів D_1 , отже σ_{z_2} залежить в основному від відношення δD_1 . Мінімальні згинаючі напруження σ_{z_2} виникають в перерізах веденого паса на прямолінійній ділянці $\sigma_{z_2} = 0$ (див. рис. 6.13).

6.28. На рис. 6.13 дуги пружного ковзання ведучого і веденого шківів – відповідно α_{c1} і α_{c2} . Дуга ковзання знаходиться з боку вітки, що збігає, а дуга спокою – з боку вітки, що набігає (рис. 6.13).

6.29. У зоні часткового буксування (рис. 6.14) ККД різко знижується, ε – збільшується, зношування паса різко збільшується.

6.30. $[K]_0$ – допустиме приведенне корисне напруження, яке визначається при нижче приведених умовах $\alpha_1 = 180^\circ$; $V = 10$ м/с. Значення $[K]_0$ задається; $[K]_{кор}$ – корисне допустиме напруження: $[K]_{кор} = [K]_0 K_1 K_2 K_3 K_4$, тобто $[K]_{кор} \neq const$, і залежить не лише від сталості $[K]_0$, але й від значень змінних поправних коефіцієнтів, що враховують особливість геометрії передачі, її кінематику і т. ін.

6.32. До втомного руйнування паса призводить циклічне згинання паса при його набіганні на шків і його розгинання при збіганні зі шківів.

6.33. Довговічність паса – здатність витримати певне число годин роботи без руйнування.

6.34. Площа паса (для плоскопасової передачі) $A = \delta b$, де δ – товщина паса; b – його ширина; A визначається залежно від корисної колової сили F_t і від корисного допустимого напруження у пасові $[K]$ (див. формулу (6.44)).

6.35. Зменшення числа пробігів паса при заданій швидкості може бути досягнуто збільшенням його довжини. Для зменшення напруження згину в пасові необхідно, щоб відношення δ/D_{min} було якомога меншим [див. формулу (6.36)].

6.36. Рішення прикладу 6.1.

1. За табл. 6.1 вибираємо прогумований пас типу A

2. Діаметр малого шківа

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{P_1/\omega_1} = (520 \div 610) \sqrt[3]{7,5/92} = 226 \div 262 \text{ мм.}$$

За табл. 6.2 приймаємо $D_1 = 250$ мм.

3. Швидкість паса

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{92 \cdot 250}{2 \cdot 1000} = 11,5 \text{ м/с} < [V] \text{ (див. табл. 6.1).}$$

4. Коефіцієнт ковзання приймаємо $\varepsilon = 0,01$. Діаметр великого шківа $D_2 = u_1(1 - \varepsilon) = 2,05 \cdot 250(1 - 0,01) = 508$ мм.

За табл. 6.2 приймаємо $D_2 = 500$ мм.

5. Фактичне передатне число $u = D_2/[D_1(1 - \varepsilon)] = 500/[250(1 - 0,001)] = 2,02$.

Відхилення передатного числа від заданого (в %) $\Delta u = \frac{2,02 - 2,0}{2} 100 = 1\%$,

що припустимо.

6. Міжосьова відстань $a = 2(D_2 + D_1) = 2(500 + 250) = 1500$ мм.

7. Розрахункова довжина паса

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} = 2 \cdot 1500 + \frac{\pi}{2}(500 + 250) + \frac{(500 - 250)^2}{4 \cdot 1500} = 4180 \text{ мм.}$$

На зшивання паса додаємо $\Delta L = 320$ мм. Загальна довжина паса $L_0 = L + \Delta L = 4180 + 320 = 4500$ мм.

Кількість пробігів паса за 1 с $U = V/L = 11,5/4,18 = 2,75 < [U] = 5$.

8. Кут обхвату пасом малого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{500 - 250}{1500} = 170^\circ > [\alpha]$$

9. Товщина паса δ . За табл. 6.1 для прогумованих пасів $\delta/D_1 = 0,025 \div 0,033$. Звідси $\delta \leq D_1 \cdot 0,025 = 250 \cdot 0,025 = 6,25$ мм. За табл. 6.1 для паса типу А приймаємо товщину $\delta = 6$ мм.

10. Допустиме напруження $[K]_{кор} = [K]_0 K_1 K_2 K_3 K_4$. Допустиме приведенне корисне напруження у пасові при $\sigma_0 = 1,8$ МПа (табл. 6.1) $[K]_0 = s - w\delta/D_{min} = 2,5 - 9 \cdot 6 \cdot 0,025 = 1$ МПа.

Поправкові коефіцієнти (табл. 6.7): $K_1 = 0,96$; $K_2 = 0,8$; $K_3 = 0,9$; $K_4 = 1,03$. Звідси $[K]_{кор} = 1,0 \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,03 = 0,89$ МПа.

11. Колова сила $F_t = P/V = (7,5 \cdot 103)/11,5 = 650$ Н.

12. Ширина паса $b = F_t/(\delta[K]_{кор}) = 650/(6 \cdot 1,8) = 63$ мм. За табл. 6.1 приймаємо $b = 70$ мм.

13. Сила попереднього натягу паса при $\sigma_0 = 1,8$ МПа (табл. 6.1) $F_0 = b\delta\sigma_0 = 70 \cdot 6 \cdot 1,80 = 756$ Н.

Навантаження на вали й опори $F_s = 2F_0 \cos \beta/2 = 2 \cdot 756 \cos 10/2^\circ = 1505$ Н, де $\beta = 57^\circ (D_2 - D_1)/a = 57^\circ (500 - 250)/1500 = 10^\circ$.

14. Ширина шківа $B = 85$ мм при ширині паса $b = 70$ мм (табл. 6.2).

Інші розміри шківів визначають за емпіричними формулами (див. крок 6.12).

6.37. Площу поперечного перерізу A_0 для клинопасової передачі можна визначити з формули (6.47):

$$A_0 = \frac{F_t}{z_n [K]_{кор} K_z}$$

6.38. Для забезпечення нормальної довговічності клинопасової передачі за формулою (6.47) визначають дійсну кількість пробігів паса (пасів) U . При $U > [U]$ умова для гарантійного напрацювання (год) для вибраного паса не буде забезпечено, знизиться довговічність паса [отже, не буде виконана умова щодо гарантійної роботи клинового паса (год), визначена заводом-виготовлювачем]. У кроці 6.38 відзначено, що довговічність клинового паса залежить від U і D_{min} , дано рекомендації з їх розрахунку. Гарантійне напрацювання T (год) для обраного типу паса визначається в основному для можливості планування і виготовлення постачань клинових пасів.

ГЛАВА 7

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Завдання 19. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-3 теми «Ланцюгові передачі», дайте відповіді на питання кроків 7.1–7.11 і контрольні картки кроків 7.12 (КК 7.1). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 19.

§ 1. Загальні відомості

7.1. Передачу механічної енергії між паралельними валами, яка здійснюється за допомогою двох коліс – зірочок 1 і 2 і ланцюга 3, що їх охоплює, називають ланцюговою передачею (рис. 7.1). Ланцюгова передача, як і пасова, належить до передач із гнучким зв'язком. Гнучкою ланкою в цьому випадку є ланцюг, що входить у зачеплення з зубцями зірочок. Зачеплення забезпечує ряд переваг порівняно з пасовою передачею. Ланцюгову передачу можна класифікувати як передачу зачепленням із гнучким зв'язком (пасова – тертям із гнучким зв'язком). Зачеплення дозволяє обійтися без попереднього натягу ланцюга. У конструкції ланцюгових передач для компенсування подовження ланцюга при витягуванні і забезпечення експлуатаційної стріли провисання f веденої вітки іноді передбачають спеціальні натягові пристрої (див. рис. 7.1). Кут обхвату зірочки ланцюгом не має такого вирішального значення, як кут обхвату шківа пасом у пасовій передачі. Ланцюгові передачі можна використовувати як при великих, так і при малих міжосьових відстанях. Вони можуть передавати потужність від однієї ведучої зірочки 1 декільком зірочкам 2 (рис. 7.2).

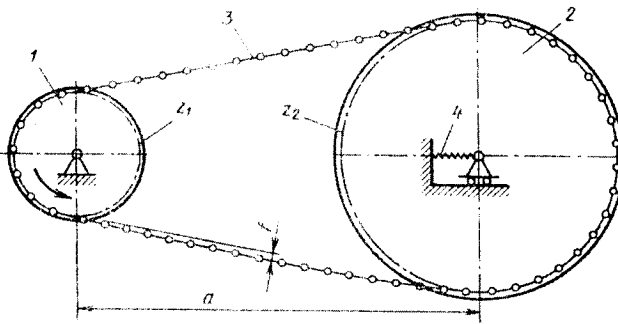


Рис. 7.1

Зарисуйте у конспекті ланцюгову передачу і коротко опишіть її будову.

7.2. Класифікація. Ланцюгові передачі поділяють за такими основними ознаками:

1. За типом ланцюгів: з роликівими (рис. 7.3, а); із втулковими (рис. 7.3, б); із зубцюватими (рис. 7.3, в).

2. За кількістю рядів роликів ланцюги розподіляють на однорядні (див. рис. 7.3, а) і багаторядні (наприклад, дворядні, див. рис. 7.3, б).

3. За кількістю ведених зірочок: нормальні дволанкові (див. рис. 7.3); спеціальні – багатоланкові (див. рис. 7.2, 7.4).
4. За розташуванням зірочок: горизонтальні (рис. 7.5, а); похилі (рис. 7.5, б); вертикальні (рис. 7.5, в).
5. За способом регулювання провисання ланцюга: з натяговим пристроєм (див. рис. 7.1); з натяговою зірочкою (роликом, рис. 7.6).
6. За конструктивним виконанням: відкриті (див. рис. 7.3), закриті (рис. 7.7).

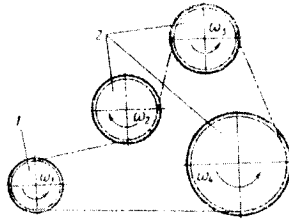


Рис. 7.2

Перелічіть за пунктами ознаки класифікації, що характеризують конструктивні особливості, пов'язані з ланцюгами та з зірочками.

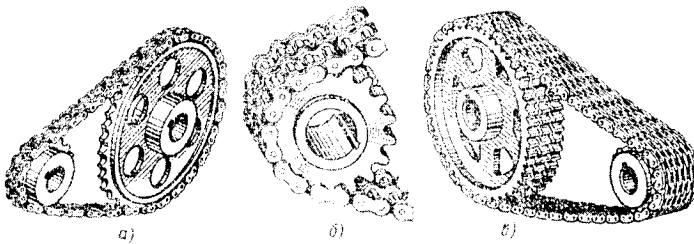


Рис. 7.3

7.3. Переваги і недоліки.

Переваги:

- значно більша міцність сталевого ланцюга порівняно з пасом дозволяє передати ланцюгом великі навантаження з постійним передаточним числом і при значно меншій міжосьовій відстані (передача більш компактна);
- можливість передачі руху одним ланцюгом декільком зірочкам;
- порівняно з зубчастими передачами – можливість передачі обертального руху на великі відстані (до 7 м);
- значно менше, ніж у пасових передачах, навантаження на вали;
- порівняно високий ККД ($\eta_{max} \approx 0,9 \div 0,98$).

Недоліки:

- порівняно висока вартість ланцюгів;
- витягування ланцюгів внаслідок зношування шарнірів;
- підвищений шум внаслідок удару ланки ланцюга при вході в зачеплення і додаткові динамічні навантаження через багатогранність зубців зірочок;
- необхідність точного монтажу передачі і ретельного нагляду за нею;
- неможливість використання передачі при реверсуванні без зупинки;
- складність підведення мастильного матеріалу до шарнірів ланцюга.

Вкажіть основні переваги і недоліки ланцюгової передачі порівняно з іншими відомими Вам видами передач.

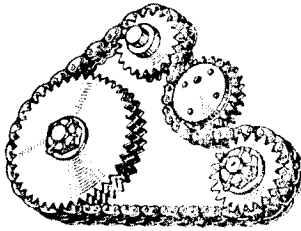


Рис. 7.4

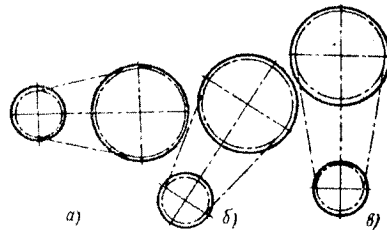


Рис. 7.5

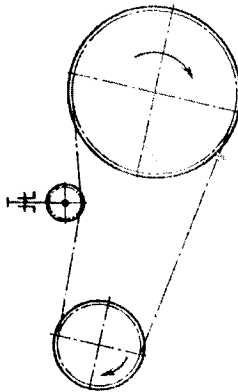


Рис. 7.6

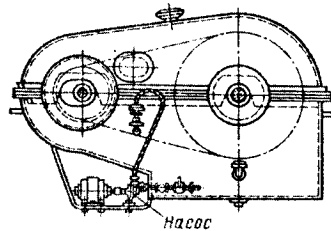


Рис. 7.7

7.4. Сфера застосування. Сучасні ланцюгові передачі можуть передавати великі потужності (до 5 тис. кВт) при порівняно високих швидкостях (до 25–30 м/с). Цей вид передачі вибирають, коли застосування зубчастої передачі недоцільне через занадто велику міжосьову відстань, а пасові для машини, що проектується, недостатньо надійні. Ланцюгові передачі поширені в транспортуючих пристроях (конвеєрах, елеваторах, мотоциклах, велосипедах), у приводах верстатів і сільськогосподарських машин, у хімічному, гірничорудному і нафтопромисловому машинобудуванні.

Чому у велосипеді застосовується саме ланцюгова передача? Яку іншу передачу можна використовувати для цієї мети?

§2. Конструкції приводних ланцюгів і зірочок

Приводні ланцюги здійснюють передачу руху безпосередньо від джерела енергії до робочого органа або через проміжні пристрої. Конструктивно вони поділяються на роликіві, втулкові і зубчасті (табл. 7.1). У СНД приводні ланцюги стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах.

Таблиця 7.1. Основні технічні характеристики приводних ланцюгів

Параметр	Роликові втулкові однорядні нормальні за ДСТ 13568-75(зірочки за ДСТ 13576-68)										Зубцювати за ДСТ 13552-81(зірочки за ДСТ 13576-68)									
	ДСТ 591-69)																			
Крок p , мм	8	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	50,8	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75			
Руйнівне навантаження F , кН	4,5	17,8	22,1	31,0	55,1	86,2	223,1	23,6 - 52,7	38,7 - 88,7	71,6 - 140,8	115,7 - 215,6	170,6 - 302,7	23,6 - 52,7	38,7 - 88,7	71,6 - 140,8	115,7 - 215,6	170,6 - 302,7			
Ширина внутрішньої ланки B або ширина ланцюга B , мм	3,0	5,4	6,48	12,70	15,68	19,05	31,75	22,5 - 52,5	30 - 70	45 - 93	57 - 105	69 - 117	22,5 - 52,5	30 - 70	45 - 93	57 - 105	69 - 117			
Діаметр валки d , мм	2,31	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55	14,29	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9			
Маса M , ланцюга q , кг	0,20	0,65	0,80	1,9	2,6	3,8	9,70	1,3 - 3,0	2,2 - 5,0	3,9 - 8,0	6,5 - 12,0	10 - 16,7	1,3 - 3,0	2,2 - 5,0	3,9 - 8,0	6,5 - 12,0	10 - 16,7			
Допустимий коефіцієнт запасу міцності $[s]$ при частоті обертання n , об/хв.	До 50	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	20	20	20	20	20			
	400	8,5	8,5	9,3	9,3	9,3	10,2	11,7	11,7	10,2	11,7	11,7	24	24	26	26	32			
	800	10,2	10,2	10,2	11,7	11,7	14,8	16,3	16,3	14,8	16,3	16,3	29	29	33	33	41			
	1000	11,0	11,0	11,0	12,9	12,9	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	31	31	36	36	46			
	1200	11,7	11,7	11,7	14	14	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	33	33	40	40	51			
	1600	13,2	13,2	13,2	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	37	37	46	46	—			
	2800	18,0	18,0	18,0	—	—	—	—	—	—	—	—	51	51	—	—	—			
Допустимий тиск* у шарнірах ланцюгів $[p]$, МПа, при частоті обертання n , об/хв	До 50	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6			
	400	28,1	28,1	25,7	25,7	25,7	23,7	20,6	20,6	23,7	20,6	20,6	16,1	16,1	14,7	14,7	13,7			
	800	23,7	23,7	20,6	20,6	20,6	28,1	14,7	14,7	28,1	14,7	14,7	13,7	13,7	11,8	11,8	10,3			
	1000	22,0	22,0	18,6	18,6	18,6	16,3	—	—	16,3	—	—	12,9	12,9	10,8	10,8	9,32			
	1200	20,6	20,6	17,2	17,2	17,2	14,7	—	—	14,7	—	—	11,8	11,8	9,81	9,81	8,43			
	1600	18,1	18,1	14,7	14,7	14,7	—	—	—	—	—	—	10,3	10,3	8,43	8,43	—			
	2800	13,4	13,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7,6	7,6	—	—	—			
Найбільш припустимі частоти обертання малої зірочки (n_{max} , об/хв) при числі зубів z_1	15	2300	1900	1350	1150	1000	600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
	23	2500	2100	1500	1250	1100	650	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
	30	2600	2200	1550	1300	1100	700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
	17-35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3300	2650	2200	1650	1300			
Припустиме число ударів $[U]$ за $1с$	—	60	50	35	30	25	15	80	65	50	30	25	80	65	50	30	25			
Рекомендована найбільша швидкість, V , м/с	Для роликових ланцюгів - до 15, для втулкових - до 1																			
Рекомендоване число зубів меншої зірочки z_1 при передаточному числі	1-2	30 - 27																		
	2-3	27 - 25																		
	3-4	25 - 23																		
	4-5	23 - 21																		
	5-6	21 - 16																		
>6	17 - 15																			

* Три втулочно - роликовому ланцюзі $z_1 = 15 + 30$; при зубцюватому $z_1 = 17 + 35$

7.5. Роликовий ланцюг (рис. 7.8) складається із зовнішніх *H* і внутрішніх *Вн* ланок (кожна з яких складається з двох пластин), шарнірно з'єднаних за допомогою валиків і втулок. Зчеплення з зірочкою здійснюється роликом *1*, що вільно сидить на втулці *2*, запресованої в пластини *3* внутрішньої ланки. Валик *4* запресований у пластини *5* зовнішньої ланки. Сполучна ланка *С* служить для з'єднання двох кінців ланцюга з парним числом кроків, а перехідна ланка *П* – з непарним. Матеріал пластин роликових ланцюгів – сталь 50 (із загартуванням до *HRC* 38–45); валиків, втулок, роликів – сталі 15, 20, 25 (з подальшою цементацією і загартуванням до *HRC* 52–60).

У машинобудуванні найчастіше застосовують однорядні роликові ланцюги (див. рис. 7.3, *а*; 7.8). Багаторядні ланцюги (дворядні – див. рис. 7.3, *б*) містять кілька віток однорядних ланцюгів, з'єднаних подовженими валиками.

Виконайте ескіз конструкції роликового ланцюга. З урахуванням інформації кроку 7.5 і табл. 7.1 запишіть у конспект назву параметрів *p*, *d*, *B* (див. рис. 7.8).

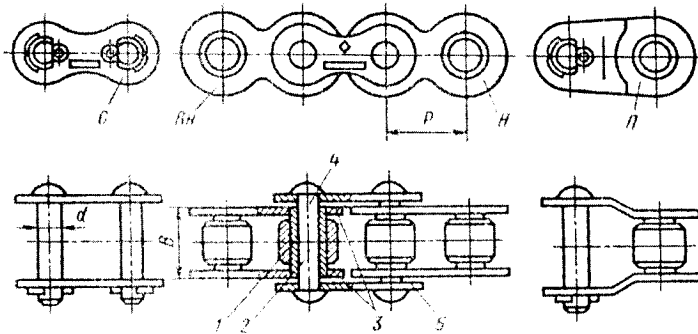


Рис. 7.8

7.6. Втулкові ланцюги (рис. 7.9) за конструкцією аналогічні до попередніх. Ці ланцюги відрізняються від роликових відсутністю ролика. У зачеплення з зубцями зірочки входить безпосередньо втулка; зношування зірочки значно більше, ніж при використанні роликового ланцюга. Застосування втулкових ланцюгів у машинобудуванні обмежене.

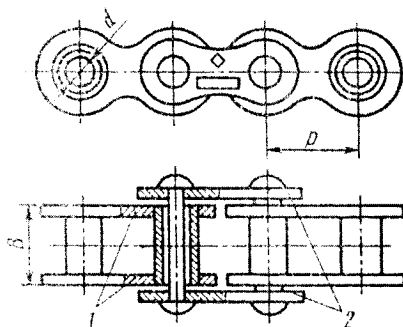


Рис. 7.9

Чи можна з'єднати кінці втулкового ланцюга ланками 1 і 2, показаними на рис. 7.9? Як називаються ці ланки?

7.7. Зубчасті ланцюги (рис. 7.10) складаються з набору зубчастих пластин 1, шарнірно з'єднаних між собою за допомогою валиків 2 (рис. 7.10, а). Для запобігання спадання ланцюга з зірочок передбачені внутрішні направляючі пластини 3. Кількість пластин 1 залежить від потужності, що передається. Ці пластини виготовляють зі сталі 50 із загартуванням до *HRC* 38–45. Зубчасті ланцюги поставляють із шарніром 4 (тертя ковзання, див. рис. 7.10, б) або шарніром 5 (призми, закріплені в пластинах) (тертя кочення, див. рис. 7.10, в). Вкладиш 4 і призми 5 виготовляють зі сталей 15X і 20X, які цементують, із загартуванням до *HRC* 52–60. Залежно від розташування зубців ланцюги бувають односторонніми (див. рис. 7.10) і двосторонніми (див. рис. 7.4). Порівняно з роликowymi і втулковими ланцюгами зубчасті ланцюги малошумні і мають більшу плавність у роботі, краще сприймають ударне навантаження. Недолік – ці ланцюги є важчими і дорожчими порівняно з втулковими і роликowymi ланцюгами.

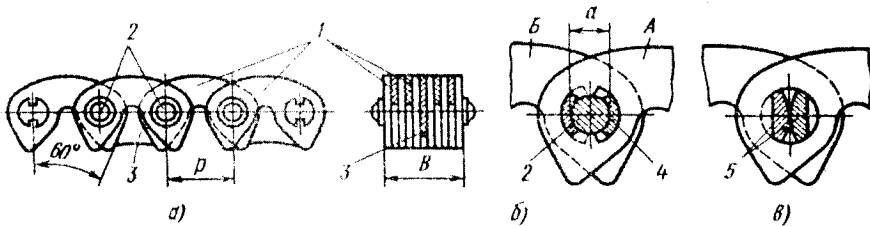


Рис. 7.10

Який матеріал слід призначати для виготовлення валиків ланцюгової передачі? Коротко опишіть роботу шарніра (див. рис. 7.10, б). Як називається цей шарнір?

7.8. Зірочки для приводних ланцюгів. За конструкцією вони схожі на зубчасті колеса. Профіль їхніх зубців залежить від типу ланцюга. Зірочки роликowego і втулкового ланцюгів (рис. 7.11) мають робочий профіль зубця, обкреслений дугою кола; зірочки зубчастих ланцюгів (рис. 7.12) – прямолінійний робочий профіль. Довговічність і надійність ланцюгів передачі багато в чому залежать від правильного вибору профілю зубців зірочки, її параметрів, матеріалу і термічної обробки.

Методи розрахунку і побудови профілю зубців наведені у відповідних стандартах.

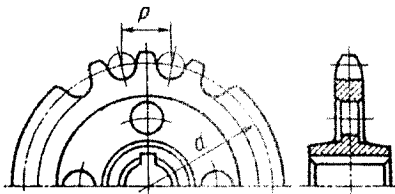


Рис. 7.11

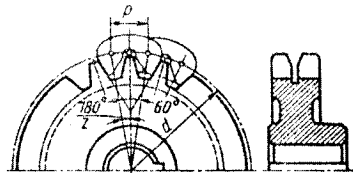


Рис. 7.12

Важливим фактором для збільшення довговічності ланцюгової передачі є правильний вибір числа зубців меншої зірочки. При малому числі зубців плавність передачі знижується, спостерігається підвищене зношування ланцюга через великий кут повороту шарніра і значні динамічні зусилля. Числа зубців меншої зірочки z_1 , приймають залежно від передатного числа u (наведені в табл. 7.1.). Максимальна кількість зубців більшої зірочки z_2 також обмежена; для втулкового ланцюга $z_2 \leq 90$; для роликової $z_2 \leq 120$; для зубчастої $z_2 \leq 140$.

Матеріал зірочок вибирають залежно від призначення і конструкції передачі. Для виготовлення ведучих зірочок з малим числом зубців ($z_1 < 30$) невідповідального призначення застосовують сталь 20 (цементация, загартування, відпуск); відповідального призначення – сталь 40, 50 (загартування, відпуск); при підвищених навантаженнях сталь 40Х, 45Х, 45ХН (загартування, відпуск). Для ведених зірочок великих діаметрів з великим числом зубців ($z_2 > 50$), крім перерахованих матеріалів, може бути застосований сірий чавун СЧ 15, СЧ 20, СЧ 35 та ін. Зубчасті вінці зірочок іноді виготовляють із пластмас (капрону), що дає можливість знизити шум і зношування ланцюга в процесі роботи.

Які профілі мають зубці зірочок для втулкового, роликового і зубчастого ланцюга?

§3. Основні геометричні і кінематичні співвідношення, ККД передачі

7.9. Геометричні параметри передачі (див. рис. 7.1).

1. Міжосьова відстань

$$a \geq (30 \div 50)p, \quad (7.1)$$

де p – крок ланцюга.

Мінімальну міжосьову відстань a_{min} (мм) вибирають з умови мінімально допустимого зазору між зірочками:

$$a_{min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \div 50)p, \quad (7.2)$$

де d_{a1} ; d_{a2} – діаметри вершин зубців ведучої і веденої зірочок.

Максимальна міжосьова відстань $a_{max} = 80p$. При відомій довжині ланцюга міжосьова відстань

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{a} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (7.3)$$

де L_p – довжина ланцюга в кроках (або число ланок ланцюга); z_1 , z_2 – числа зубців ведучої і веденої зірочок.

2. Число ланок ланцюга визначають за наближеною формулою

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right) \frac{p}{a}. \quad (7.4)$$

3. Допустиме значення величини стріли провисання

$$f = (0,002 \div 0,004) a. \quad (7.5)$$

4. Ділильний діаметр зірочки

$$d = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (7.6)$$

5. Діаметр вершин зубців:

для втулкових і роликкових ланцюгів

$$d_a = p \left[\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + (0,5 \div 0,6) \right]; \quad (7.7)$$

для зубчастих ланцюгів

$$d_a = p \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}.$$

За якою формулою визначають міжосьову відстань, якщо відома довжина ланцюга?

7.10. Середнє передатне число визначають з тотожності середніх швидкостей ланцюга $V_1 = V_2 = V$. Для ланцюгової передачі швидкість ланцюга

$$V = \frac{pz_1 \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{pz_2 \omega_2}{2\pi \cdot 1000}, \quad (7.8)$$

де p – крок ланцюга, мм; z_1 і z_2 – числа зубців ведучої і веденої зірочок; ω_1 і ω_2 – середні кутові швидкості ведучої і веденої зірочок, рад/с. З формули (7.8) маємо

$$\omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = u. \quad (7.9)$$

У ланцюговій передачі

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \neq \frac{z_2}{z_1},$$

тобто $d_2/d_1 \neq u$.

Для одноступінчастих ланцюгових передач рекомендується $u \leq 7$ (в окремих випадках приймають $u \leq 10$).

Чи можна визначити передаточне число u за відомими параметрами $z_1, z_2, d_1, d_2, \omega_1, \omega_2, n_1, n_2$?

7.11. ККД передачі залежить від таких втрат: на тертя в шарнірах (і між пластинами суміжних ланок), на тертя в підшипниках і втрати на збовтування (розбризування) мастила.

Приблизно ККД визначають [12] за формулою:

$$\eta = \frac{P}{P + P_{n,ш} + P_{n,п} + P_{з,м}}, \quad (7.10)$$

де P – потужність, що передається; $P_{n,ш} = \frac{\Sigma A_n v}{\rho z}$ – втрати потужності на тертя в шарнірах (A_n – робота тертя; v – швидкість; ρ – крок ланцюга; z – число ланок ланцюга); $P_{n,п} = 17 \cdot 10^{-10} F f \pi d n$ – втрати потужності на тертя в підшипниках (F – навантаження на підшипник; f – приведений коефіцієнт тертя; d – діаметр вала; n – частота обертання вала); $P_{з,м}$ – втрати потужності на збовтування мастила (складають 4–5 % від втрат у шарнірах).

Для нормальних умов роботи середнє значення $\eta = 0,92 \div 0,98$.

Як підвищити ККД ланцюгової передачі?

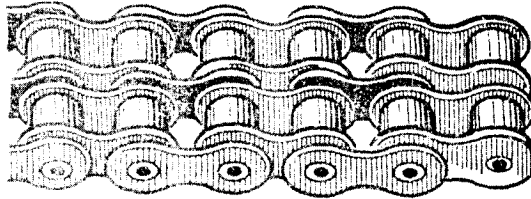


Рис. 7.13

7.12. Контрольна картка 7.1

Контрольна картка 7.1

Питання	Відповіді	Код
Ланцюгова передача забезпечує при постійній кутовій швидкості ведучої зірочки...	... постійну середню швидкість веденої зірочки	1
	... непостійну середню кутову швидкість веденої зірочки	2
Який ланцюг показано на рис. 7.13?	Втулковий	3
	Роликовий	4
	Зубчастий	5
	Визначити не можна, але не зубчастий	6
Який параметр є базовим для розрахунку ланцюгової передачі?	Діаметр валика	7
	Ширина ланцюга	8
	Крок	9
Який ланцюг допускає більше значення z_{max} для веденої зірочки?	Втулковий	10
	Роликовий	11
	Зубчастий	12
Від якого параметра залежить стріла провисання ланцюга?	P	13
	a	14
	L_p	15
	d_n	16
	V	17

§4. Сили у вітках ланцюга і критерії роботоздатності ланцюгової передачі

Завдання 20. Рекомендації студентам.

Вивчіть §4-6 “Ланцюгові передачі”, дайте відповіді на питання кроків 7.13–7.20 і контрольних карток 7.21 (КК 7.2). Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 20.

7.13. Спрощена схема передачі сил у ланцюговій передачі аналогічна до схеми сил у пасовій передачі. Колова сила

$$F_t = 2T/d, \quad (7.11)$$

де T – обертаючий момент на зірочці; d – дільний діаметр зірочки (див. рис. 7.11, 7.12).

Сили натягу: ведучої вітки ланцюга в працюючій передачі (рис. 7.14)

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v; \quad (7.12)$$

веденої вітки ланцюга

$$F_2 = F_0 + F_v; \quad (7.13)$$

від провисання ланцюга

$$F_0 = K_f a q g, \quad (7.14)$$

де K_f – коефіцієнт провисання, що залежить від розташування привода і величини стріли провисання ланцюга f . При $f = (0,01 \div 0,002)a$: для горизонтальних передач $K_f = 6$; для похилих ($\approx 40^\circ$) – $K_f = 3$; для вертикальних $K_f = 1$; q – маса 1 м ланцюга, кг (див. табл. 7.1); a – міжосьова відстань, м; $g = 9,81$ м/с²;

від відцентрових сил

$$F_v = qV^2, \quad (7.15)$$

де q – маса 1 м ланцюга, кг; V – швидкість ланцюга, м/с.

Проаналізуйте інформацію кроку 7.13 і визначте, яка вітка (ведуча чи ведена) працюючої передачі буде більше навантажена?

7.14. Навантаження на вали й опори. Вал і опори сприймають сили натягу від провисання ланцюга і від колової сили.

Орієнтовно

$$F_s = F_t K_B + 2F_0 \quad (7.16)$$

де F_s – навантаження на вал; K_B – коефіцієнт навантаження на вал (табл. 7.2).

Навантаження на вали й опори в ланцюговій передачі значно менше, ніж у пасовій передачі.

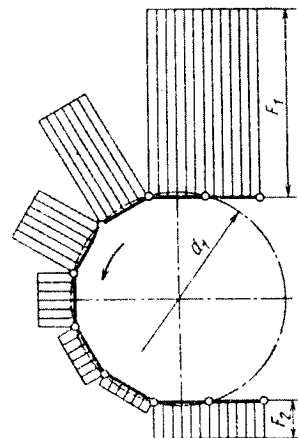


Рис. 7.14

Значення коефіцієнта навантаження вала K_B

Нахил лінії центрів зірочок до горизонту, град	Характер навантаження	K_B
0–40	Спокійна	1,15
	Ударна	1,30
40–90	Спокійна	1,05
	Ударна	1,15

Чим пояснюється менше навантаження на вали ланцюгової передачі порівняно з пасовою при однаковій потужності, що передається?

7.15. Критерії робоздатності. Експериментальні дослідження показують, що основними причинами виходу з ладу ланцюгових передач є: витягування ланцюга під дією сил F_p , F_2 , F_v ; руйнування шарнірів (за рахунок ударів при входженні ланцюга в зачеплення з зубцями зірочки і через зношування їх від тертя); руйнування пластин.

При розрахунку ланцюгових передач за критерій робоздатності приймають довговічність ланцюга, обумовлену величиною зносу шарнірів. Ланцюги, вибрані з умови зносостійкості шарнірів, мають достатню міцність. У відповідальних випадках перевіряють коефіцієнт запасу міцності ($s \geq [s]$), число входжень шарнірів ланцюга в зачеплення за l с ($U \leq [U]$).

Назвіть найбільш характерну причину виходу з ладу ланцюгової передачі.

§5. Методика підбору і перевірки ланцюгів з урахуванням їх довговічності

7.16. Розрахунок ланцюга на зносостійкість шарнірів. Середній тиск p_c у шарнірі не повинен перевищувати допустимого (зазначеного в табл. 7.1), тобто

$$p_c = (F_t K) / A \leq [p]_c \quad (7.17)$$

де F_t – колова сила, що передається ланцюгом; A – площа проекції опорної поверхні шарніру для роликів і втулкових ланцюгів ($A = d \cdot B$); для зубчастих ланцюгів $A = 0,76 \cdot d \cdot B$; K – коефіцієнт експлуатації;

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 \quad (7.18)$$

(значення коефіцієнтів $K_1 - K_6$ – див. табл. 7.3).

Перетворимо формулу (7.17): а) виразимо колову силу через момент на меншій зірочці T_1 , крок ланцюга p і число зубців цієї зірочки z_1 ; б) подамо площу опорної поверхні шарніра у вигляді функції від кроку p . Після чого отримаємо вираження для визначення кроку ланцюга:

для роликів і втулкових ланцюгів

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{z_1 z_1 [p]_c}}; \quad (7.19)$$

для зубчастого ланцюга із шарніром ковзання

$$p \geq 3,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{\psi_p z_1 [p]_c}}, \quad (7.20)$$

Таблиця 7.3.

Значення різних коефіцієнтів при розрахунку ланцюга за зносостійкістю шарнірів

Коефіцієнт	Умови роботи	Значення
K_1 – динамічності	При спокійному навантаженні	1,0
	При навантаженні з поштовхами або перемінному	1,25-1,5
K_2 – міжосьової відстані	$a < 25p$	1,25
	$a = (30 \div 50)p$	1,00,8
	$a = (60 \div 80)p$	
K_3 – способу змащування	Змащування:	
	безперервне	0,8
	краплинне	1,0
	періодичне	1,5
K_4 – нахилу лінії центрів до горизонту	При нахилі лінії центрів до горизонту, град. до 60°	1,0
	більше 60°	1,5
K_5 – режиму роботи	При роботі:	
	одноміній	1,0
	двоміній	1,25
	безперервній	1,5
K_6 – способу регулювання натягу ланцюга	При рухливих опорах	1,0
	При вітяжних зірочках	1,1
	При вітяжним ролику	1,25

де z_n – число рядів у роликовому або втулковому ланцюзі;
 $\psi_p = B/p = 2 \div 8$ – коефіцієнт ширини зубчастого ланцюга.

Як визначити середній тиск p_c у шарнірі? Назвіть параметри d і B .

7.17. Розрахунок ланцюга за руйнівним навантаженням (за запасом міцності). У відповідальних випадках вибраний ланцюг перевіряють за коефіцієнтом запасу міцності

$$s = \frac{F}{\Sigma F_1} \geq [s], \quad (7.21)$$

де F – руйнівне навантаження ланцюга (див. табл. 7.1); $\Sigma F_1 = F_c K_B + F_v + F_0$ (див. кроки 7.13; 7.14) – сумарне навантаження у ведучому ланцюзі; $[S]$ – необхідний (допустимий) коефіцієнт запасу міцності (вибирають за табл. 7.1).

Розшифруйте параметри, що входять у значення ΣF_1 .

7.18. Довговічність за числом входжень у зачеплення з обома зірочками (число ударів) перевіряють за формулою

$$U = \frac{zn}{30L_p} = \frac{2V}{L} \leq [U], \quad (7.22)$$

де L_p – загальне число ланок ланцюга; z і n – число зубців і частота обертання зірочки (ведучої або веденої); U – дійсне число входжень ланок ланцюга в зачеплення за 1 с; V – колова швидкість, м/с; L – довжина ланцюга, м; $[U]$ – число допустимих входжень ланцюга в зачеплення за 1 с (див табл. 7.1).

Як називається розрахунок за формулою (7.22)? Знайдіть подібний розрахунок для пасової передачі.

7.19. Послідовність проектного розрахунку ланцюгових передач.

1. Вибрати тип ланцюга за його передбачуваною швидкістю і з умов роботи передачі (роликова, втулкова, зубчаста).

2. За передаточним числом u вибрати за табл. 7.1 число зубців малої зірочки z_1 , за формулою (7.9) визначити число зубців більшої зірочки z_2 . Перевірити виконання умови $z_2 \leq z_{2\max}$ (див. крок 7.8).

3. Визначити обертаючий момент T_1 на малій зірочці, за табл. 7.1 вибрати допустимий тиск у шарнірах $[p]_c$, задати розрахункові коефіцієнти K_1-K_6 і за формулою (7.18) визначити коефіцієнт експлуатації K . Після чого з умови зносостійкості шарнірів [див. формули (7.19), (7.20)] визначити крок ланцюга. Отримане значення кроку p округлити до стандартного (див. табл. 7.1).

4. Прийнятий крок перевірити за допустимою кутовою швидкістю малої зірочки (див. табл. 7.1). При недотриманні умови $\omega_1 = \omega_{1\max}$ збільшити число рядів роликового (втулкового) ланцюга або ширину зубчастого ланцюга.

5. За формулою (7.8) визначити середню швидкість ланцюга V і силу F_p після чого за формулою (7.17) перевірити зносостійкість ланцюга. При недотриманні умови $p_c \leq [p]_c$ збільшити крок ланцюга і розрахунок повторити.

6. Визначити геометричні розміри передачі.

7. Для особливо відповідальних ланцюгових передач за формулою (7.21) перевірити вибраний ланцюг за коефіцієнтом запасу міцності.

8. За формулою (7.22) перевірити передачу за числом ударів у 1 с.

Приклад 7.1. Розрахувати ланцюгову передачу за такими даними: потужність на ведучій зірочці $P = 8,3$ кВт; $\omega_1 = 18,3$ рад/с; $u = 3,5$. Регулювання натягу ланцюга здійснюється за допомогою пересувної опори; змашування – краплинне, кут нахилу лінії центрів зірочок до горизонту $\theta = 40^\circ$; навантаження – з легкими поштовхами; робота однозмінна.

§6. Ланцюгові варіатори

7.20. Ланцюгові варіатори, як і фрикційні, призначені для безступінчастої зміни передаточного числа. Вони виконуються в закритому корпусі і складаються з двох пар розсувних зубчастих конусів 1, 2 і ланцюга, що охоплює їх, 3 – спеціальної конструкції з висувними пластинами, що входять у пази конусів (рис. 7.15). Регулювання передаточного числа здійснюється зближенням однієї пари зірочок-конусів і розсуванням другої. При цьому ланцюг змінює своє положення на конусах. Усі зірочки-конуси 1, 2 виготовляють однакових розмірів $z \approx 60$. Потужність, яка передається такими варіаторами, досягає 70 кВт; $V \approx (6 \div 10)$ м/с; $\eta = 0,85 \div 0,95$

з діапазоном регулювання $D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \leq 7$

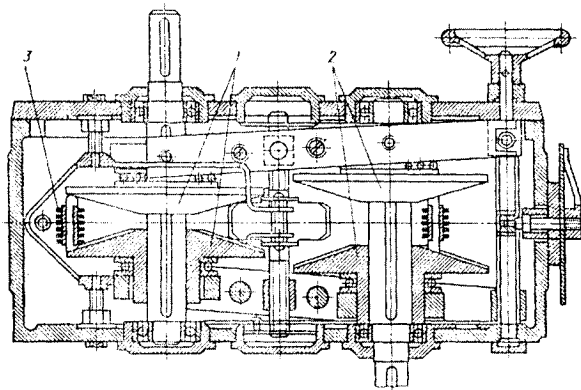


Рис. 7.15

Другий різновид ланцюгових варіаторів – фрикційні ланцюгові варіатори. Відрізняються вони тим, що конуси виконуються гладенькими, а ланцюги замість поперечних пластин включають ролики, що замінюють колодки, які є у фрикційних варіаторах. Ці варіатори мають діапазон регулювання $D \leq 10$. Порівняно з фрикційними варіаторами ланцюгові складніші у виготовленні, тому їх застосування в машинобудуванні обмежене.

Сформулюйте визначення ланцюгового варіатора.

7.21. Контрольна картка 7.2.

Контрольна картка 7.2

Питання	Відповіді	Код
За якою формулою визначається натяг веденої вітки ланцюгової передачі?	$2M/d$	1
	$F + F_0 + F_v$	2
	$F_0 + F_v$	3
	$K_f qa$	4
	$FK_B + 2F_0$	5
Яка найбільш характерна причина руйнування шарнірів ланцюга?	Дія сил F_p, F_2, F_v	6
	Удари при входженні ланцюга в зачеплення з зубцями зірочок	7
	Дія змінних напружень згину	8
Назвіть основний критерій, за яким треба виконувати перевіірочні розрахунки ланцюгових передач	Зносостійкість шарнірів ланцюга	9
	Запас міцності (за руйнівним навантаженням ланцюга)	10
	Довговічність (за числом ударів)	11
Як називається параметр U , що визначається при розрахунку ланцюгових передач?	Середній колловий тиск	12
	Коефіцієнт запасу міцності	13
	Число ударів за 1 с	14
	Сумарне навантаження ланцюга	15
Яку ланцюгову передачу можна застосовувати для безступінчастої зміни передаточного числа?	З втулковим ланцюгом	16
	З роликовим ланцюгом	17
	З зубчастим ланцюгом	18
	Ланцюговий варіатор	19
	Будь-яку з перерахованих	20

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

7.1. Ланцюгова передача (див. рис. 7.1) складається з ведучої 1 і веденої 2, зірочок і ланцюга, що охоплює їх, 3. На рис. 7.1 схематично показано натяжний пристрій 4.

7.2. Ознаки класифікації ланцюгових передач, пов'язані з ланцюгами пп. 1, 2, 5 із зірочками пп. 1–4.

7.3. Для відповіді на питання повторіть в повному обсязі крок 7.3 і запишіть інформацію в конспект.

7.4. У велосипеді (мотоциклі) необхідно передати обертальний рух на порівняно велику відстань. Для цієї мети можна використовувати тільки ланцюгову передачу, тому що інші види механічних передач для велосипеда практично неприйнятні.

7.5. На рис. 7.8: p – крок ланцюга; d – діаметр валика; B – ширина внутрішньої ланки.

7.6. Для втулкового ланцюга ланками 1 і 2 (див. рис. 7.9) кінці ланцюга з'єднати не можна. З'єднання кінців при парному числі ланок ланцюга роблять сполучною ланкою (див. рис. 7.8), при непарному – перехідним. На рис. 7.9 ланка 1 – внутрішня, ланка 2 – зовнішня.

7.7. Валик 2 зубчастого ланцюга можна виготовляти з тих же матеріалів, що і вкладиші, призми (див. крок 7.7). Матеріал – сталь 50 з наступною термічною обробкою. Шарнір тертя ковзання зубчастого ланцюга (рис. 7.10, б) утворюють валик 2 і два сегментних вкладиші 4. Правий вкладиш нерухомо закріплений у пластинах А, лівий – у пластинах Б. Виріз, що утворюється при цьому, забезпечує відносні повороти ланок А, Б.

7.8. Профіль зубця зірочки ланцюгової передачі залежить від типу ланцюга. Для втулкового і роликового ланцюгів профіль зубця дугopodobний (відповідно до діаметра втулки ролика), для зубчастої – прямолінійний. Розміри профілю для втулкового, роликового і зубчастого ланцюгів приймають за табл. 7.1.

7.9. Якщо відома довжина ланцюга в кроках, то міжосьову відстань визначають за формулою (7.3). За формулами (7.1), (7.2) виконують орієнтований розрахунок міжосьової відстані.

7.10. Передаточне число ланцюгової передачі. Для цієї передачі передаточне число через відношення діаметрів ділільних кіл зірочок визначити не можна.

7.11. Для підвищення ККД ланцюгової передачі бажано поліпшити умови змащування шарнірів і підшипників. Це знизить втрати і підвищить ККД.

7.13. При працюючій ланцюговій передачі більше буде навантажена ведуча вітка [див. формулу (7.12) і рис. 7.14].

7.14. У ланцюговій передачі для передачі колової сили не потрібно створювати значного попереднього натягу, тому порівняно з пасовою передачею вали ланцюгової передачі зазнають менше навантаження.

7.15. У більшості випадків у ланцюгових передач спостерігається руйнування шарнірів ланцюга.

7.16. Середній тиск у шарнірі ланки p_c визначається як відношення колової сили, що передається ланцюгом, до площі проекції опорної поверхні шарніра, d – діаметр валика, B – шарніра ланцюга.

7.17. При визначенні сумарного навантаження в ланцюговій передачі за

формулою (7.21): F_t – колова сила; K_B – коефіцієнт навантаження вала; F_v – натяг від відцентрових сил; F_0 – натяг від провисання ланцюга.

7.18. Формула (7.22) – розрахунок довговічності за числом входжень ланцюга в зачеплення з зірочками (за числом ударів). Подібний розрахунок у пасовій передачі – розрахунок за числом пробігів паса.

7.19. Розв’язування прикладу 7.1.

1. Для передачі за табл. 7.1 приймаємо однорядний роликотий ланцюг.

2. Для $u = 3,5$ за табл. 7.1 приймаємо число зубців малої зірочки $z_1 = 23$. Число зубців великої зірочки $z_2 = z_1 u = 23 \cdot 3,5 = 81$. Умова $z_2 \leq z_{2max} = 120$ дотримується (див. крок 7.8).

3. Обертаючий момент на ведучій зірочці

$$T_1 = P / \omega_1 = (8,3 \cdot 10^3) / 18,3 = 454 \text{ Н} \cdot \text{м} = 454 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

За табл. 7.1 для $\omega_1 = 18,3$ рад/с ($n_1 = 175$ об/хв) інтерполяцію знаходимо $[p]_c = 30$ МПа, що відповідає меншому табличному значенню для заданої швидкості. Відповідно до умов роботи за табл. 7.3 приймаємо коефіцієнти $K_1 = 1,3$; $DO_2 = 1,0$ при $a = (30 - 50)p$; $K_3 = 1,0$; $K_4 = 1,0$; $K_5 = 1,0$; $K_6 = 1,0$ і за формулою (7.18) визначаємо коефіцієнт експлуатації $K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,3$. Крок ланцюга

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{z_1 z_2 [p]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{454 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{1 \cdot 23 \cdot 30}} = 28,8 \text{ мм}.$$

За табл. 7.1 приймаємо ланцюг із кроком $p = 31,75$ мм ($d = 9,5$ мм; $B = 19,05$ мм; $q = 3,8$ кг/м; $F = 86,2$ кН).

4. Для вибраного ланцюга з $p = 31,75$ мм за табл. 7.1 визначаємо $n_{1max} = 1100$ об/хв. Отже, умова $n_1 < n_{max}$ виконується.

5. Середня швидкість ланцюга

$$V = \frac{p z_1 \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{31,75 \cdot 23 \cdot 18,3}{2\pi \cdot 1000} = 2,12 \text{ м/с}.$$

Колова сила, що передається ланцюгом,

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{8,3 \cdot 10^3}{2,12} = 3910 \text{ Н}.$$

Розрахунковий тиск у шарнірах прийнятого ланцюга

$$P_c = \frac{F_t K}{F} = \frac{F_t K}{d z} = \frac{3910 \cdot 1,3}{9,5 \cdot 19,05} = 28,1 \text{ МПа} < [p]_c.$$

6. Міжосьову відстань приймаємо за формулою (7.1): $a = 40p = 40 \cdot 31,75 = 1263$ мм = 1,26 м. Довжина ланцюга в кроках [формула (7.4)]

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 1263}{31,75} + \frac{23 + 81}{2} + \left(\frac{81 - 23}{2} \right) \frac{31,75}{1263} = 134,1;$$

округляємо до $L_p = 134$.

Міжосьову відстань, що відповідає остаточно прийнятій довжині ланцюга, не перераховуємо, оскільки передача має натяговий пристрій.

Ділильні діаметри зірочок і стріла провисання (див. крок 7.9):

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{2}} = 228 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{81}} = 795,1 \text{ мм};$$

$$f = 0,02a = 0,02 \cdot 1263 \approx 25 \text{ мм}.$$

7. Перевірка вибраного ланцюга за коефіцієнтом запасу міцності. Навантаження, що діють на ланцюг:

від відцентрової сили [формула (7.15)]

$$F_v = qV^2 = 3,8 \cdot 2,12^2 = 17,4 \text{ Н};$$

від провисання ланцюга [формула (7.14)]

$$F_o = K_f q a = 3 \cdot 38,0 \cdot 1,26 = 143 \text{ Н}$$

($K_f = 3,0$; див. крок 7.13)

Сумарне навантаження (див. крок 7.17)

$$\Sigma F_i = F_i K_B + F_v + F_o = 3910 \cdot 1,3 + 17,4 + 143 = 5243,4 \text{ Н} = 5,25 \text{ кН}$$

($K_B = 1,3$, див. табл. 7.2).

Коефіцієнт запасу міцності [формула (7.21)]

$$s = \frac{F}{\Sigma F_i} = \frac{86,2}{5,25} = 16 > [s] \approx 8,0$$

($[s]$ знаходимо за табл. 7.1 інтерполяцією для $p = 31,75$ мм і $n_1 = 175$ об/хв).

8. Довговічність ланцюга за числом входжень ланцюга в зачеплення з обома зірочками (число ударів)

$$U = \frac{2V}{L} = \frac{2 \cdot 2,12}{134 \cdot 0,031} = 1,06 < [U] = 25$$

(див. табл. 7.1 для $p = 31,75$ мм); тут $L = L_p p$.

7.20. Для ланцюгового варіатора (див. рис. 7.15) можна дати таке визначення: спеціальна ланцюгова передача з паралельними осями призначена для безступінчастої зміни передаточного числа.

ЧАСТИНА II

ВАЛИ, ОСІ, ШПОНКОВІ І ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ, ПІДШИПНИКИ І МУФТИ

ГЛАВА 8

ВАЛИ Й ОСІ

Завдання 21. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-2 теми "Вали й осі", дайте відповідь на питання кроків 8.1–8.6 і контрольну картку КК 8.1. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 21.

§ 1. Призначення, конструкції і матеріали валів і осей

8.1. Валом називають деталь (як правило, гладкої або ступінчастої циліндричної форми), призначену для підтримки встановлених на ній шківів, зубчастих коліс, зірочок, котків і т. д. і для передачі обертального моменту.

При роботі вал зазнає деформації згину і кручення, а в окремих випадках, крім згину і кручення, вали можуть зазнавати також деформації розтягу (стискання).

Деякі вали не підтримують обертові деталі і працюють тільки на кручення (карданні вали, торсіони та ін.).

Вал 1 (рис. 8.1) має дві (або більше) опори, які називаються підшипниками 2. Частина вала, охоплювану опорою, називають цапфою. Кінцеві цапфи іменують шипами 3, а проміжні – шийками 4.

8.2. Віссю називають деталь, призначену лише для підтримки „сидячих” на ній деталей.

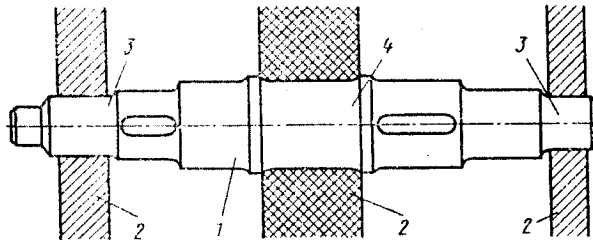


Рис. 8.1

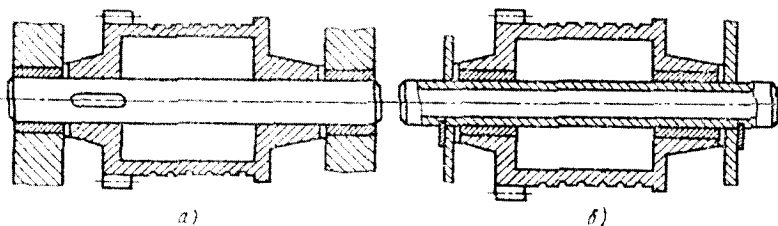


Рис. 8.2

На відміну від вала, ось не передає обертового моменту і працює тільки на згин. У машинах осі можуть бути нерухомими або ж можуть обертатися разом із „сидячими” на них деталями (рухомі осі).

Покажіть на рис. 8.2 нерухому і рухому осі. Чи зазнає ось деформації кручення?

8.3. Класифікація валів і осей. За призначенням вали поділяють на вали передач (на них установлюють деталі передач) і корінні вали (на них установлюють додатково ще й робочі органи машин).

За геометричною формою вали поділяють на прямі (див. рис. 8.1); кривошипні (рис. 8.3, *а*); колінчасті (рис. 8.3, *б*); гнучкі (рис. 8.3, *в*); телескопічні (рис. 8.3, *г*); карданні (рис. 8.3, *д*). Кривошипні і колінчасті вали використовують для перетворення зворотно-поступального руху в обертовий (поршневі двигуни) або навпаки (компресори); гнучкі – для передачі обертового моменту між вузлами машин, що змінюють своє положення в роботі (будівельні механізми, зуболікарські машини і т. п.); телескопічні – за необхідності осевого переміщення одного вала відносно іншого. Карданне з’єднання – це шарнірний механізм, що дозволяє передавати обертання між валами, що з’єднуються ним. Осі валів можуть при цьому перетинатись під змінним кутом. Такі вали (осі) широко використовують в автомобілебудуванні, верстатобудуванні і т. д.

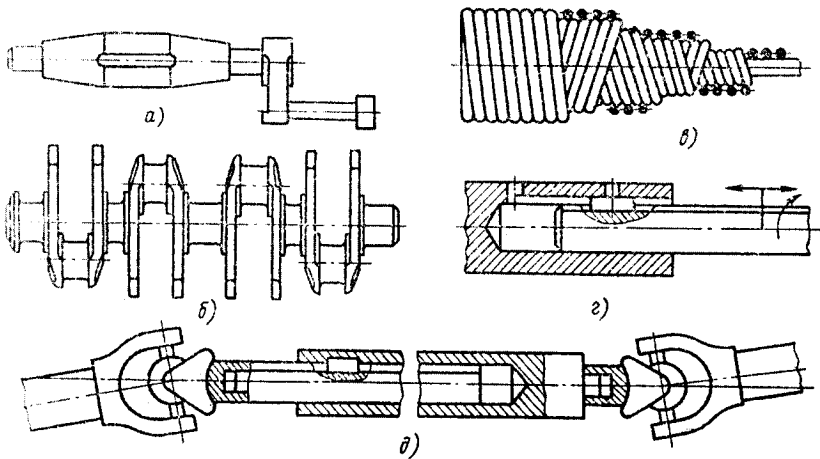


Рис. 8.3

За конструктивними ознаками: гладкі вали й осі (див. рис. 8.2); ступінчасті вали й осі (див. рис. 8.1); вали-шестірні (див. рис. 3.36; 3,47, *в*); вали-черв’яки (див. рис. 5.1, поз. 1).

За типом перерізу вали й осі бувають: суцільні (див. рис. 8.2, *а*); порожнисті (див. рис. 8.2, *б*); комбіновані (рис. 8.3, *г*).

Наведіть приклади застосування корінних валів у машинобудуванні. Перелічіть основні ознаки класифікації валів і осей.

8.4. Ділянки 1 осей і валів (рис. 8.4), якими вони спираються на підшипники при сприйнятті осевих навантажень, називають п’ятами. Опорами для п’ят служать підп’ятники 2. Посадочні поверхні валів і осей під маточини деталей, що насаджуються, виконують циліндричними, конічними або сферичними. Широкого

поширення в машинобудуванні набули циліндричні цапфи; конічні і сферичні цапфи застосовують рідше.

Як називають цапфи, показані на рис. 8.5?

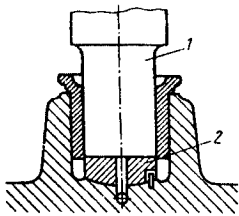


Рис. 8.4

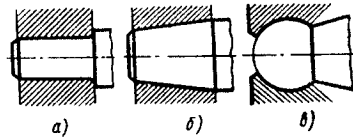


Рис. 8.5

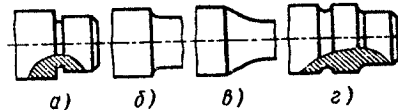


Рис. 8.6

8.5. Перехідні ділянки (галтелі) між ступенями валів і осей виконують для зниження концентрації напружень і збільшення довговічності. Конструктивні різновиди перехідних ділянок між ступенями валів і осей: канавка з округленням для виходу шліфувального круга (рис. 8.6, а); галтелі постійного радіуса (рис. 8.6, б); галтелі змінного радіуса (рис. 8.6, в).

Торці валів і осей виконують з фасками, тобто злегка обточують їх на кінці (див. рис. 8.6, а, г). Посадочні поверхні валів і осей обробляють на токарних і шліфувальних верстатах.

Що називають галтеллю?

8.6. Матеріали валів і осей. Для виготовлення осей і валів найчастіше застосовують вуглецеві і леговані сталі (прокат, кування, рідше – сталеві виливки), а також високоміцний модифікований чавун і сплави кольорових металів (у приладобудуванні). Без термічної обробки застосовують сталі 35, сталі 40, сталі Ст5, Ст6, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, з термічною обробкою – сталі 45, 50 і ін. Для невідповідальних малонавантажених конструкцій валів і осей застосовують вуглецеві сталі без термічної обробки. Відповідальні важко навантажені вали виготовляють з легованих сталей 40ХНМА, 25ХГТ і ін.

Контрольна картка 8.1

Питання	Відповіді	Код
Покажіть на рис. 8.7 вал	Поз. 1 на рис. 8.7, а	1
	Поз. 1 на рис. 8.7, б	2
	Поз. 1 на рис. 8.7, в	3
Покажіть на рис. 8.7 нерухому ось	Поз. 1 на рис. 8.7, а	4
	Поз. 1 на рис. 8.7, б	5
	Поз. 1 на рис. 8.7, в	6
Деталь 1 (див. рис. 8.7), що з'єднує зубчасте колесо з барабаном, працює на кручення. Як правильно назвати цю деталь?	Рухома ось	7
	Нерухома ось	8
	Вал	9

Яка форма переходу між ділянками вала рівних діаметрів сприяє збільшенню його міцності (див. рис. 8.6)?	На рис. 8.6, <i>a</i>	10
	На рис. 8.6, <i>б</i>	11
	На рис. 8.6, <i>в</i>	12
	На рис. 8.6, <i>г</i>	13
Чи застосовують у загальному машинобудуванні для виготовлення валів і осей кольорові метали і сплави на їхній основі?	Так	14
	Ні	15

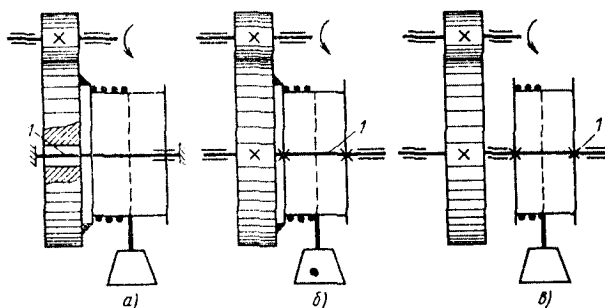


Рис. 8.7

В автомобільній і тракторній промисловості колінчасті вали двигунів виготовляють з модифікованого або високоякісного чавуна.

Вкажіть найбільш поширені марки сталей, які застосовують для виготовлення валів і осей.

8.7. Контрольна картка 8.1 (див. с. 221).

§ 2. Критерії роботоздатності і розрахунок валів і осей

8.8. У процесі роботи вали й осі зазнають постійних або змінних за величиною і напрямком навантажень. Міцність валів і осей визначається величиною і характером напружень, які виникають у них під дією навантажень. Постійні за величиною і напрямком навантаження викликають у нерухомих осях постійні напруження, а в обертових осях (і валах) – змінні.

З викладеного вище випливає, що залежно від характеру напружень, які виникають у валах і осях, можливі два випадки розрахунку їх на міцність: на статичну міцність і на втомну міцність.

При яких напруженнях (постійних чи змінних) виконують розрахунок валів і осей на статичну й втомну міцність?

8.9. Вали й осі в основному зазнають циклічно змінних навантажень. Отже, основним критерієм роботоздатності валів і осей є втомна міцність.

Втомна міцність (витривалість) валів і осей оцінюється коефіцієнтом запасу міцності. Нерухомі осі при дії постійних навантажень розраховують тільки на статичну міцність. Рухомі швидкохідні осі і вали розраховують на витривалість. Тихохідні вали й осі, навантажені змінними навантаженнями, розраховують на статичну міцність і витривалість. Основними розрахунковими силовими факторами для осей і валів є згинальні M_k і крутні моменти T_k (тільки для валів).

Вплив сил, що розтягують і стискають вали, незначний, тому, як правило, у розрахунках не враховується.

Методом оцінки міцності осей і валів є порівняння розрахункового напруження з допустимим (умова міцності)

$$\sigma_{\kappa} \leq [\sigma]_{\kappa}; \tau_{\kappa} = [\tau]_{\kappa}, \quad (8.1)$$

де σ_{κ} , τ_{κ} – дійсні (розрахункові) напруження згину і кручення в небезпечному перерізі вала або осі; $[\sigma]_{\kappa}$ і $[\tau]_{\kappa}$ – допустимі напруження на згин і кручення.

За формулою $\tau_{\kappa} \leq [\tau]_{\kappa}$ можна перевірити міцність... (валів чи осей)?

8.10. Спроектвані вали й осі з урахуванням забезпечення їх статичної або втомної міцності іноді виходять з ладу внаслідок недостатньої їх жорсткості або через вібрацію. Крім того, недостатня жорсткість порушує нормальну роботу зубчастих передач і підшипників. Вали й осі додатково розраховують на жорсткість і коливання.

Жорсткість валів і осей оцінюється величиною прогину в місцях установки деталей або кутом закручування; коливання – критичною кутовою швидкістю.

У яких випадках виконують розрахунок валів на жорсткість?

8.11. Для розрахунку валів і осей на міцність і жорсткість складають розрахункову схему. При розрахунку на згин обертові вали й осі розглядають як балки на шарнірних опорах, на схемах сили й обертаючі моменти умовно приймають як зосереджені.

Вплив сили тяжіння валів (і деталей) і сил тертя в опорах не враховують.

Як зображують сили на розрахункових схемах по довжині маточини?

§ 3. Розрахунок осей на статичну міцність

Завдання 22. Рекомендації студентам.

Вивчіть §3-6 теми "Вали й осі", дайте відповіді на питання кроків 8.8–8.21 і контрольну картку КК 8.2. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 22.

Як зазначалось вище, осі не зазнають кручення, тому їх розраховують лише на згин.

8.12. Послідовність проектного розрахунку. Згідно з конструкцією вузла (рис. 8.8, а) складають розрахункову схему (рис. 8.8, б), визначають сили, що діють на вісь, будують епюри згинальних моментів. Діаметр осі визначають за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa}}{0,1 [\sigma]_{\kappa}}}, \quad (8.2)$$

де M_{κ} – максимальний згинальний момент; $[\sigma]_{\kappa}$ – допустиме напруження на згин.

Вибір допустимих напружень $[\sigma]_{\kappa}$. В обертових осях напруження згину змінюється за симетричним циклом: для них приймають $[\sigma]_{\kappa} = [\sigma_{-1}]_{\kappa} = (0,5 \div 0,6) [\sigma_0]_{\kappa}$, для нерухомих осей приймають $[\sigma]_{\kappa} = [\sigma_0]_{\kappa}$; для обертових осей

із Ст5: $[\sigma]_{зг} = 50 \div 80$ МПа, для необертювих осей – $[\sigma]_{зг} = 100 \div 160$ МПа (менші значення рекомендується приймати за наявності концентраторів напружень).

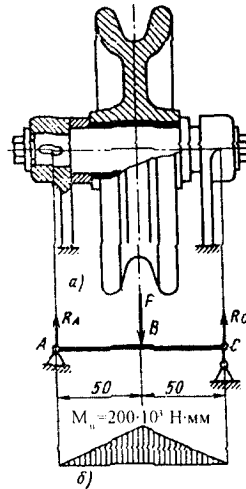


Рис. 8.8

Отримане значення діаметра осі d округляють до найближчого більшого стандартного розміру:

16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Якщо ось у розрахунковому перерізі має шпонкову канавку, то її діаметр збільшують на 10%.

Приклад 8.1. Розрахувати діаметр осі вантажного блоку, на який діє навантаження $F = 8 \cdot 10^3$ Н (рис. 8.8, а).

8.13. Перевірочний розрахунок осей на статичну міцність. Цей розрахунок виконують за формулою

$$\sigma_{зг} = M_{зг} / (0,1d^3) \leq [\sigma]_{зг}, \quad (8.3)$$

де $\sigma_{зг}$ – розрахункове напруження згину в небезпечному перерізі осі, $M_{зг}$ – згинальний момент у небезпечному перерізі; d – діаметр осі ($0,1d^3$ – момент опору згинів); $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження на згин (див. крок 8.12).

Чи зазнають осі деформації кручення? Виведіть формулу (8.3).

§ 4. Наближений розрахунок валів на міцність

При цьому методі розрахунку різницю характеру циклів зміни нормальних і дотичних напружень і їх вплив на міцність не враховують.

Залежно від дії навантажень можливі два випадки наближеного розрахунку валів на міцність: розрахунок на кручення і розрахунок на спільну дію кручення і згину.

Наближений розрахунок виконують як проектний розрахунок, на основі якого орієнтовно встановлюють діаметри характерних перерізів валу (методика розрахунку викладена у кроці 8.14 або 8.15) з подальшим уточненням коефіцієнтів запасу міцності на витривалість (уточнений розрахунок див. § 5).

8.14. Розрахунок валів на кручення. При цьому розрахунку визначають діаметр вихідного кінця валу або діаметр валу під підшипником (під опорою), оскільки вал зазнає тільки деформації кручення.

Виходячи з умови міцності (8.1) виконують проектний розрахунок

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]_k}}, \quad (8.4)$$

і перевірочний розрахунок

$$\tau_k = T_k / 0,2d^3 \leq [\tau]_k, \quad (8.5)$$

де d – розрахунковий діаметр валу; T_k – крутний момент у небезпечному перерізі валу; τ_k і $[\tau]_k$ – розрахункове і допустиме напруження на кручення в небезпечному перерізі валу (для сталей 45 і Ст5 приймають $[\tau]_k = 25 \div 35$ МПа).

Назвіть ділянки валу, які слід розраховувати за формулою (8.4).

8.15. Розрахунок валів на сумісну дію кручення і згину. Ділянку валу між опорами (під шестірнею, колесом і т. п.) розраховують на спільну дію кручення і згину за еквівалентним моментом $M_{екв}$.

Еквівалентний момент обчислюють за формулою

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T_k^2}, \quad (8.6)$$

де $M_{зг}$ і T_k – згинальний момент і крутний момент.

За аналогією до розглянутих у кроках 8.12–8.14 випадках розрахунку виконують: проектний розрахунок

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1[\sigma]_{зг}}}, \quad (8.7)$$

і перевірочний розрахунок

$$\sigma_{екв} = M_{екв} / (0,1d^3) \leq [\sigma]_{зг} \quad (8.8)$$

де d – розрахунковий діаметр валу; $\sigma_{екв}$ – еквівалентні напруження в розрахунковому перерізі валу; $M_{екв}$ – еквівалентний момент; $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження на згин (див. крок 8.12).

Одержавши розрахунковим шляхом розміри, з урахуванням технології виготовлення розробляють конструктивну форму валу.

Наближений розрахунок на спільну дію кручення і згину для невідповідальних конструкцій валів можна вважати основним. Уточнений розрахунок на витривалість (див. §5) можна не робити, якщо виконується умова

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq \frac{\sigma_{-1}\varepsilon}{[s]K_{\sigma}} \quad (8.8a)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу при згині (симетричний цикл); ε – масштабний коефіцієнт; K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень у небезпечному перерізі; $[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності на витривалість; $\varepsilon, K_{\sigma}, [s]$ – встановлюються у кроках 8.17–8.18.

В яких випадках застосовують метод розрахунку валів, викладений у кроці 8.15? Чим відрізняються розрахунки за формулами (8.7), (8.8) і (8.2), (8.3)?

8.16. Порядок наближеного (проектного) розрахунку валів на міцність по $M_{екв}$:

1. За кресленням вузла складають розрахункову схему (рис. 8.9, а).
2. Визначають діючі на вал сили; якщо вони діють не в одній площині, то їх необхідно розкласти по двох взаємно перпендикулярних площинах. При куті між площинами менше 30° усі сили можна розглядати як діючі в одній площині.

У схемі (рис. 8.9, а) M_k – крутний момент, що виникає у поперечному перерізі валу; F_1 і F_2 – сили, що діють на вал у вертикальній і в горизонтальній площинах.

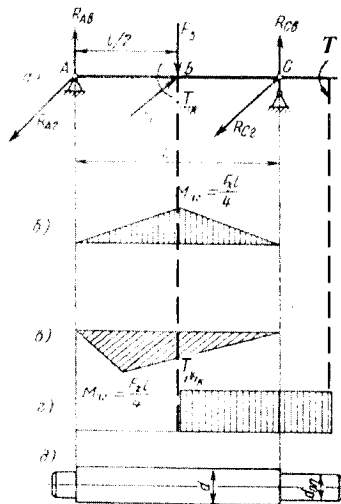


Рис. 8.9

3. Визначають опорні реакції:

у вертикальній площині $R_{A6} = R_{C6} = F_1/2$;

у горизонтальній площині $R_{A7} = R_{C7} = F_2/2$.

4. Обчислюють згинальні моменти $M_{зг}$ і будують їх епюри:

у вертикальній площині – у перерізі *A* і *C* $M_{зг.в.} = 0$; у перерізі *B*

$$M_{зг.в.} = (R_{A6}l)/2 = (F_1l)/4 \quad (\text{рис. 8.9, б});$$

у горизонтальній площині – у перерізі *A* і *C* $M_{зг.г.} = 0$; у перерізі *B*

$$M_{зг.г.} = (R_{A7}l)/2 = (F_2l)/4 \quad (\text{рис. 8.9, в}).$$

5. Сумарний згинальний момент у перерізі *B*

$$M_{\text{сум.з.}} = \sqrt{M_{\text{з.в.}}^2 + M_{\text{з.г.}}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{в}} \cdot l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_{\text{г}} \cdot l}{4}\right)^2}. \quad (8.9)$$

6. Визначають крутний момент, і будують епюру T_k (див. рис. 8.9, з):

$$T_k = P/\omega, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (8.10)$$

де P – потужність, Вт; ω – кутова швидкість, рад/с.

7. За формулою (8.6) визначають еквівалентний момент

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{\text{сум.з.}}^2 + T_k^2}.$$

8. Діаметр вала між опорами d визначають за формулою (8.7):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}}}{0,1[\sigma]_z}}.$$

Отримане значення d округляють до найближчого більшого стандартного (див. крок 8.12).

9. Визначають діаметри під підшипниками $d_{\text{он}}$ (рис. 8.9, д) і округляють до більшого стандартного значення.

Як визначити діаметр вала $d_{\text{он}}$ під опорою C для схеми навантаження вала, показаної на рис. 8.9, а?

§ 5. Уточнений розрахунок валів (осей) на втомну міцність

Після попередніх розрахунків (див. кроки 8.14–8.15) і конструктивного оформлення валів (осей) фасонних конструкцій, що мають ряд ступеней, отворів, кільцевих і шпонкових канавок і т. п., у відповідальних випадках виконують уточнений (перевірочний) розрахунок валів (осей) на втомну міцність (на витривалість).

8.17. Втомна міцність вала (осі) забезпечена, якщо виконується умова

$$s \geq [s], \quad (8.11)$$

де s і $[s]$ – фактичний (розрахунковий) і допустимий коефіцієнти запасу міцності в небезпечному перерізі; (звичайно $[s] = 1,5 \div 2,5$; для валів передач $[s] > 1,7 \div 3$).

При розрахунку на втомну міцність необхідно встановити характер циклу зміни напружень. У більшості випадків дійсний цикл навантаження машин в експлуатаційних умовах установити важко. При розрахунку валів (осей) на втомну міцність приймають, що напруження згину змінюються за симетричним циклу (рис. 8.10, а), а напруження кручення – за віднульовим пульсуючим циклом (рис. 8.10, б).

Розрахунок валів (осей) за формулою (8.11) виконують як проектний чи перевірочний? Коли руйнування валів і осей носить втомний характер?

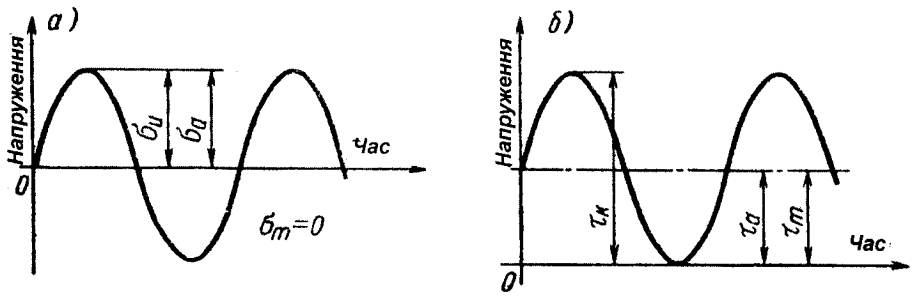


Рис. 8.10

8.18. Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають за формулою

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (8.12)$$

де s_σ і s_τ — коефіцієнти запасу міцності при урахуванні згину (за нормальними напруженнями) і при урахуванні кручення (за дотичними напруженнями).

Коефіцієнти s_σ і s_τ , що входять у формулу (8.12), визначають за формулами:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma / \varepsilon_\sigma) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (8.13)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau / \varepsilon_\tau) \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (8.14)$$

де σ_p , τ_{-1} — границі витривалості при згині і крученні для симетричного циклу; K_σ , K_τ — ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні (табл. 8.1); ε_σ , ε_τ — масштабні фактори відповідно для нормальних і дотичних напружень при згині і крученні (табл. 8.2). ψ_σ , ψ_τ — коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу.

Таблиця 8.1.

Значення коефіцієнтів K_σ , K_τ

Концентратор напруги	K_σ		K_τ	
	Для сталі з $\sigma_{Г.М.}$, МПа			
	До 700	Понад 1000	До 700	Понад 1000
Галтель:				
$h/r = 1$ і $r/d = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
$r/d = 0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
$r/d = 0,10$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпонкова канавка, виконана торцевою фрезою	1,89	2,26	1,71	2,22
Посадка з натягом при $p \geq 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Значення коефіцієнтів ε_σ і ε_τ

Найменший з діаметрів вала, що примикають до зони концентрації d , мм	Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
Понад 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
Понад 30 до 40	0,88	0,81	0,77	0,81
Понад 40 до 50	0,84	0,78	0,73	0,78

Таблиця 8.3.

Формули для розрахунку $W_{зг. нетто}$ і $W_{к. нетто}$

Переріз валу (осі)	$W_{зг. нетто}$	$W_{к. нетто}$
Круглий, суцільний діаметром d	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$
З одною шпонковою канавкою (b і t – розміри канавки)	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$

Згідно з рис. 8.10

$$\sigma_a = \sigma = M_{зг} / W_{зг. нетто}; \tau_a = \tau / 2 = T_k / (2W_{к. нетто}), \quad (8.15)$$

де $W_{зг. нетто}$ і $W_{к. нетто}$ – моменти опору перерізу (нетто) згину і крученню, обумовлені по табл. 8.3; σ_M і τ_M – постійні складові циклів напружень.

Для прийнятих умов (див. рис. 8.10)

$$\begin{aligned} \sigma_m &= 0; \sigma_a = \sigma = M_{зг} / W_{зг. нетто}, \\ \tau_m &= \tau_a = \frac{1}{2} \tau_k = T_k / (2W_{к. нетто}), \\ \psi_\sigma &= (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0, \\ \psi_\tau &= (2\tau_{-1} - \tau_0) / \tau_0, \end{aligned}$$

для середньовуглецевих сталей звичайно приймають $\psi_\sigma = 0,10$; $\psi_\tau = 0,05$; для легованих сталей $\psi_\sigma = 0,30$; $\psi_\tau = 0,10$; σ_0 , τ_0 – границі витривалості при віднульовому (пульсуючому) циклі.

Перевірочний розрахунок осей на втомну міцність ведуть аналогічно до розрахунку валів при $T_k = 0$.

Поясніть необхідність розрахункових формул (8.12)–(8.15). Опишіть мету проектного і перевірного (уточненого) розрахунків валів на міцність.

8.19. Послідовність розрахунку валів і осей на втомлену міцність (витривалість).

1. Складають розрахункову схему.
2. Визначають сили, що діють на вал.
3. Визначають опорні реакції і будують епюри згинаючих моментів у двох взаємно перпендикулярних площинах, після чого обчислюють сумарний згинаючий момент.

4. Визначають крутні моменти і будують епюру T_k (для валів).
5. За формулою (8.8а) визначають еквівалентний момент $M_{екв}$.
6. Відповідно до епюр моментів $M_{зг}$, T_k і $M_{екв}$ розраховують діаметри небезпечних перерізів, що підлягають перевірці на втомну міцність.
7. Для кожного небезпечного перерізу за формулою (8.12) визначають розрахункові коефіцієнти запасу міцності, а за формулою (8.11) оцінюють витривалість деталі.
8. При короткочасних перевантаженнях найбільш навантажені перерізи вала перевіряють на статичну міцність

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_{lim}, \quad (8.16)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження;

$$\sigma_{max} = \frac{M_{зг,ник}}{W_{зг,нетто}} + \frac{N_{ник}}{A}; \quad \tau_k = \frac{M_{к,ник}}{W_{к,нетто}},$$

де $M_{зг,ник}$ і $T_{к,ник}$ – згинальний і крутний моменти в небезпечному перерізі при піковому навантаженні; $N_{ник}$ – поздовжня сила, що розтягує (або стискає) вал у тому ж перерізі при піковому навантаженні; $[\sigma]_{lim} = 0,8\sigma_m$ – граничне напруження, що допускається, (σ_m – границя текучості).

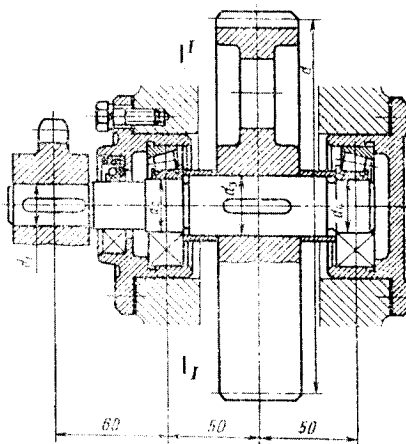


Рис. 8.11

Приклад 8.2. Розрахувати діаметри d_1 , d_2 , d_3 , d_4 , ділянок вала прямозубого зубчастого редуктора (рис. 8.11) і перевірити небезпечний переріз на втомну і статичну міцність за такими даними: потужність на валові зубчастого колеса $P = 20$ кВт; кутова швидкість обертання вала $\omega_{об} = 152$ рад/с; діаметр діляльного кола $d = 210$ мм. Сила тиску ланцюга на вал $F = 2200$ Н (спрямована під кутом 30° до горизонту). Навантаження на вал – нереверсивне постійне. У період пуску короткочасне навантаження в 1,8 рази більше від нормального. Матеріал вала – сталь 45 ($\sigma_m = 290$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $[\sigma]_{зг} = 60$ МПа; $[\tau]_к = 25$ МПа).

§ 6. Розрахунок осей і валів на жорсткість

8.20. Вали й осі, розраховані на статичну або втомну міцність, не завжди забезпечують нормальну роботу машин. Під дією навантажень F (рис. 8.12) вали й осі в процесі роботи деформуються й одержують лінійні прогини f і кутові θ переміщення, що, у свою чергу, погіршує роботоздатність окремих вузлів машин. Так, наприклад, значний прогин f вала електродвигуна збільшує зазор між ротором і статором, що негативно позначається на його роботі. Кутові переміщення θ вала або осі погіршують роботу підшипників, точність зачеплення передач і т. п. Для забезпечення необхідної жорсткості вала або осі необхідно виконати розрахунок на згинальну або крутильну жорсткість.

Що розуміють під жорсткістю вала (осі)?

8.21. Розрахунок валів і осей на згинну жорсткість. Параметрами, що характеризують згинну жорсткість валів і осей, є прогин вала f і кут повороту перерізу θ .

Умова забезпечення необхідної жорсткості на згин в процесі експлуатації:

$$f \leq [f] \text{ і } [\theta] \geq \theta \quad (8.17)$$

де f – дійсний прогин вала (осі), що визначається за формулами курсу «Опір матеріалів»; $[f]$ – прогин, що допускається, (табл. 8.4); θ і $[\theta]$ – дійсний кут і кут нахилу, що допускається, (табл. 8.4).

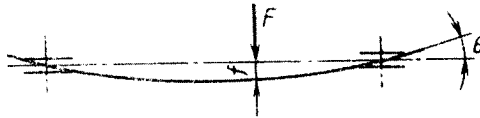


Рис. 8.12

Таблиця 8.4.

Допустимі прогини вала $[f]$ і допустимі кути повороту $[\theta]$

Конструкція	Параметр
Максимальний прогин, мм: валів загального призначення при довжині вала l у місці встановлення зубчастих коліс валів черв'яків	$[f] = (0,0002 - 0,003) l$ $[f] = (0,01 \div 0,03) m^*$ $[f] = (0,005 \div 0,01) m$
Кут повороту θ , рад: радіальний шарикопідшипник підшипник ковзання сферичний шарикопідшипник	$\theta = 0,01$ $\theta = 0,001$ $\theta = 0,05$
* m - модуль	

Сформулюйте основну умову згинної жорсткості валів (осей).

Контрольна картка 8.2

Питання	Відповіді	Код
Як розраховують рухомі осі на міцність?	Тільки на згин	1
	Тільки на кручення	2
	На сумісню дію згину і кручення	3
За формулою $d = \sqrt[3]{\frac{T_{екв}}{0,2[\tau]_к}}$ розраховують...	... нерухомі осі	4
	... рухомі осі	5
	... вали передач	6
	... трансмісійні вали	7
	... корінні вали	8
За якою формулою проводять перевірений розрахунок валів передач?	$\sigma_{к} = \frac{M_{к}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{к}$	9
	$\tau_{к} = \frac{M_{к}}{0,2d^3} \leq [\tau]_{к}$	10
	$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{к}$	11
За формулою $s \geq [s]$ проводять розрахунок...	... на статичну міцність осей	12
	... на статичну міцність валів	13
	... на втомну міцність осей	14
	... на втомну міцність валів	15
Вкажіть умову жорсткості валів при згині	$f \leq [f]$	16
	$\theta \leq [\theta]$	17

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

8.2. На рис. 8.2, б показана нерухома вісь, на рис. 8.2, а – рухома. Осі, показані на рис. 8.2, деформації кручення не зазнають.

8.3. Корінні вали є в турбінах, автотранспортних двигунах і т. д. Ознаки класифікації для валів: за призначенням; за геометричною формою; за конструктивними ознаками; за типом перерізу (для осей – теж). Осі бувають рухомими і нерухомими.

8.4. На рис. 8.5, а циліндрична цапфа, на рис. 8.5, б – конічна, на рис. 8.5, в – сферична.

8.5. Галтель – поверхня плавного переходу від меншого перерізу (осі або валу) до більшого.

8.6. При виготовленні валів і осей застосовують сталі марок Ст3, Ст4, Ст5, 35, 40, 45, 50, 40Х, 40ХН.

8.8. При постійних напруженнях – на статичну міцність, при змінних – на втомну.

8.9. За формулою $\tau_{к} \leq [\tau]_{к}$ можна перевірити тільки статичну міцність валів, що працюють на кручення.

8.10. Розрахунок на жорсткість виконують за необхідності забезпечення валові (або осі) розрахункової величини жорсткості (прогин або кут закручування).

8.11. Сили на розрахункових схемах приймають умовно, як зосереджені в середині маточини.

8.12. Розв'язання прикладу 8.1.

1. Складаємо розрахункову схему (див. рис. 8.8, б).

2. Визначаємо опорні реакції R_A і R_C . Оскільки сила F прикладена в середині маточини, то $R_A = R_C = F/2 = (8 \cdot 10^3)/2 = 4 \cdot 10^3$ Н.

3. Будуємо епюри згинальних моментів. У перерізах A і C : $M_x = 0$; у перерізі B $M_x = R_A \cdot 50 = 4 \cdot 10^3 \cdot 50 = 200 \cdot 10^3$ Н · мм.

4. Для виготовлення нерухомої осі (див. рис. 8.8, а) вибираємо Ст5 з $[\sigma]_x = 120$ МПа і розраховуємо її діаметр за формулою (8.2);

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,1[\sigma]_x}} = \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 120}} = 25,3 \text{ мм};$$

по стандарту приймаємо $d = 26$ мм.

8.13. Немає. Формула перевірного розрахунку на згин

$$\sigma_x = M_x / W \leq [\sigma]_x .$$

Для балок круглого перерізу момент опору згину $W \approx 0,1d^3$.

Звідси $\sigma_x = M_x / (0,1d^3)$, тобто отримана формула (8.3).

8.14. За формулою (8.4) розраховують ділянки вала, що зазнають тільки деформації кручення (вихідний кінець вала, трансмісійні й інші вали).

8.15. У більшості випадків вали працюють одночасно на кручення і на згин, тому метод розрахунку валів, викладений у кроці 8.15, є найбільш поширеним. За формулами (8.7), (8.8) виконуємо розрахунок валів на сумісну дію кручення і згину (приймаємо $M_{екв}$, а за формулами (8.2), (8.3) – розрахунок осей на згин (по M_x)).

8.16. Діаметр вала $d_{он}$ під опорою C слід розраховувати за формулою (8.4), тому що в цьому перерізі вала виникає тільки крутний момент (див. переріз C , рис. 8.9, б-г), тобто

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]_k}} .$$

8.17. Розрахунок за формулою (8.11) $s > [s]$ виконують як перевірочний.

При напруженнях, що циклічно змінюються, у валах (осях) може виникнути втомне руйнування.

8.18. За формулою (8.12) визначаємо розрахунковий коефіцієнт запасу міцності s при розрахунку валів і осей на втомну міцність (витривалість). За формулами (8.13) і (8.14) розраховують коефіцієнти запасу міцності при врахуванні згину і кручення (s_σ і s_τ), по яких потім визначають s . Для розрахунку s_σ і s_τ необхідно знати значення σ_a і τ_a , що знаходять за формулою (8.15). При проектному розрахунку (див. § 4) звичайно визначають діаметр вихідного кінця вала, який у більшості випадків зазнає тільки деформацію кручення. Інші розміри вала призначають при розробці конструкції з подальшою перевіркою її на витривалість для приблизно небезпечних перерізів, у яких виникають найбільші згинаючі і крутні моменти, що крутять і згинають і зони концентрації напруги (тобто роблять перевірочний або уточнений розрахунок, див. § 5).

8.19. Розв'язання прикладу 8.2.

1. Складаємо розрахункову схему вала (див. рис. 8.13, а) відповідно до конструкції редуктора заданого типу (див. рис. 8.11).

2. Визначаємо сили, що діють на вал.

Колова сила на колесі $F_t = (2T)/d = (2 \cdot 131,4 \cdot 10^3)/210 = 1250 \text{ Н}$, де $T = (10^3 P)/\omega_1 = (10^3 \cdot 20)/152 = 131,4 \text{ Н} \cdot \text{м} = 131,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Радіальна сила на колесі $F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha = 1250 \text{ tg } 20^\circ = 464 \text{ Н}$.

Силу тиску F ланцюга на вал розкладаємо на складові у вертикальній і горизонтальній площинах:

$$F^g = F \sin \theta = 2200 \sin 30^\circ = 1100 \text{ Н};$$

$$F^z = F \cos \theta = 2200 \cos 30^\circ = 1870 \text{ Н}.$$

3. Будуємо епюри згинальних моментів.

У вертикальній площині (див. рис. 8.13, б):

а) визначаємо опорні реакції:

$$\sum M_B = 0; -F_B \cdot 60 - F_t \cdot 50 + F_{r_{гв}} \cdot 100 = 0;$$

$$R_{r_{гв}} = \frac{F^g \cdot 60 + F_t \cdot 50}{100} = \frac{1100 \cdot 60 + 1250 \cdot 50}{100} = 1287 \text{ Н};$$

$$\sum M_z = 0; -F^z \cdot 160 + R_{r_{бв}} \cdot 100 + F_t \cdot 50 = 0;$$

$$R_{r_{бв}} = \frac{F^z \cdot 160 - F_t \cdot 50}{100} = \frac{1870 \cdot 160 - 1250 \cdot 50}{100} = 1137 \text{ Н};$$

б) перевіряємо правильність визначення реакцій:

$$\sum Y = F^g - R_{r_{бв}} - F_t + R_{r_{гв}} = 1100 - 1137 - 1250 + 1287 = 0,$$

тобто реакції знайдені правильно.

в) будуємо епюру згинальних моментів $M_{з.в}$, для чого обчислюємо їх значення в характерних перерізах вала:

$$\text{у перерізі } A : M_{з.в} = 0;$$

$$\text{у перерізі } B : M_{з.в} = F^g \cdot 60 = 1100 \cdot 60 = 66,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\text{у перерізі } B : M_{з.в} = R_{r_{гв}} \cdot 50 = 1287 \cdot 50 = 64,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\text{у перерізі } Г : M_{з.в} = 0.$$

У горизонтальній площині (див. рис. 8.13, в):

а) визначаємо опорні реакції:

$$\sum M_B = 0; -F_z \cdot 60 + F_r \cdot 50 + R_{r_{гг}} \cdot 100 = 0;$$

$$R_{r_{гг}} = \frac{F_z \cdot 60 + F_r \cdot 50}{100} = \frac{1870 \cdot 60 + 464 \cdot 50}{100} = 890 \text{ Н};$$

$$\sum M_r = 0; -F^z \cdot 160 + R_{r_{бг}} \cdot 100 + F_r \cdot 50 = 0;$$

$$R_{r_{бг}} = \frac{F^z \cdot 160 - F_r \cdot 50}{100} = \frac{1870 \cdot 160 - 464 \cdot 50}{100} = 3224 \text{ Н};$$

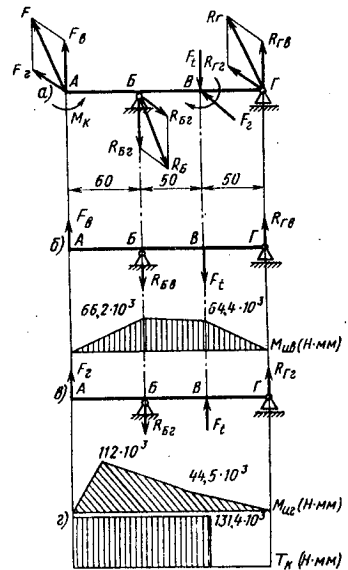


Рис. 8.13

б) перевіряємо правильність визначення реакцій:

$$\Sigma X = F_z - R_{Bz} + F_r + R_{Gz} = 1870 - 3224 + 464 + 890 = 0,$$

тобто реакції знайдені правильно.

в) будуємо епюри згинальних моментів $M_{z,z}$, для чого визначаємо їх значення в характерних перерізах вала: у перерізі *A* $M_{z,z} = 0$; у перерізі *B* $M_{z,z} = F_r \cdot 60 = 1870 \cdot 60 = 112,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; у перерізі *B* $M_{z,z} = R_{Gz} \cdot 50 = 890 \cdot 50 = 44,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; у перерізі *G* $M_{z,z} = 0$;

г) визначаємо сумарний згинальний момент у перерізі *B*:

$$M_{\text{сум.зг1}} = \sqrt{M_{z,z}^2 + M_{z,z}^2} = \sqrt{(66,2 \cdot 10^3)^2 + (112,2 \cdot 10^3)^2} = 130 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

у перерізі *B*:

$$M_{\text{сум.зг2}} = \sqrt{M_{z,z}^2 + M_{z,z}^2} = \sqrt{(64,4 \cdot 10^3)^2 + (44,5 \cdot 10^3)^2} = 78 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

4. Будуємо епюру крутних моментів, (див. рис. 8.13, *з*). Передача обертаючого моменту відбувається уздовж вала – від середини маточини колеса до середини маточини зірочки (див. рис. 8.11): $T_k = 131,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

5. Визначаємо еквівалентний момент:

у перерізі *B*:

$$M_{\text{екв1}} = \sqrt{M_{\text{сум.зг1}}^2 + T_k^2} = \sqrt{(130 \cdot 10^3)^2 + (131,4 \cdot 10^3)^2} = 185 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

у перерізі *B*:

$$M_{\text{екв2}} = \sqrt{M_{\text{сум.зг2}}^2 + T_k^2} = \sqrt{(130 \cdot 10^3)^2 + (131,4 \cdot 10^3)^2} = 185 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

6. Визначаємо діаметри ступеней валів d_1 , d_2 , d_3 , d_4 (див. рис. 8.11). З розрахункової схеми (див. рис. 8.13) діаметри небезпечних перерізів:

у перерізі *A*:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2 [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{131,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 29,6 \text{ мм};$$

приймаємо $d_1 = 30 \text{ мм}$;

у перерізі *B*:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв1}}}{0,1 [\sigma]_z}} = \sqrt[3]{\frac{185 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 31,7 \text{ мм};$$

приймаємо $d_2 = 35 \text{ мм}$, тому що підшипники кочення по стандарту не мають $d = 32 \text{ мм}$.

Діаметр валу під правим підшипником кочення приймаємо $d_1 = d_2 = 35 \text{ мм}$ (для уніфікації підшипників кочення);

у перерізі *B*:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв2}}}{0,1 [\sigma]_z}} = \sqrt[3]{\frac{153 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 29,4 \text{ мм};$$

З конструктивних розумінь діаметр вала під зубчастим колесом приймаємо $d_3 \geq d_2 = d_4$, тобто $d_4 = 40 \text{ мм}$.

7. Визначаємо запас втомної міцності в найбільш навантаженому перерізі *I-I* (див. рис. 8.11). У цьому перерізі концентрація напружень обумовлена канавкою з галтеллю і посадкою внутрішнього кільця підшипника з натягом:

а) моменти в перерізі *I-I*:

сумарний згинальний момент приймаємо рівним до приведеного згинального моменту в перерізі *B¹*: $M_{\text{сум.згI}} = 130 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; крутний момент, $T_{\kappa} = 131,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$:

б) номінальне напруження в перерізі *I-I*:

$$\text{напруження згину } \sigma_{\text{зе}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W} = \frac{M_{\text{сум.згI}}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{130 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 35^3} = 30 \text{ МПа.}$$

У перерізі *I-I* поздовжні сили відсутні, тому нормальні напруження в цьому перерізі змінюються за симетричним циклом з амплітудою $\sigma_0 = \sigma_{\text{зе}} = 30 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 0$;

$$\text{напруження кручення } \tau_{\text{зе}} = \frac{M_{\kappa}}{W} = \frac{M_{\kappa}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{131,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 35^3} = 15,2 \text{ МПа.}$$

При віднульовому циклі амплітуда зміни дотичних напружень $\tau_a = \tau_m = \tau_{\kappa}/2 = 15,2/2 = 7,6 \text{ МПа}$.

У перерізі *I-I* два концентратори напруження – канавка з галтеллю і посадка з натягом. Згідно з даними табл. 8.1 у розрахунок приймаємо концентрацію напружень, яка виникає від посадки внутрішнього кільця підшипника. При цьому $K_{\sigma} = 2,4$ і $K_{\tau} = 1,8$.

За табл. 8.2 $\varepsilon_{\sigma} = 0,88$; $\varepsilon_{\tau} = 0,81$:

в) визначаємо коефіцієнти запасу міцності вала в перерізі *I-I* по номінальним і дотичним напруженням. За формулою (8.13)

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{250}{\frac{2,4}{0,88} 30 + 0} = 3,06.$$

За формулою (8.14)

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{250}{\frac{1,8}{0,81} 7,6 + 0,05 \cdot 7,6} = 8,5,$$

де $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 250 = 145 \text{ МПа}$; $\psi_{\tau} = 0,05$ (див. крок 8.18).

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності в перерізі *I-I* [формула (8.12)]

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,06 \cdot 8,5}{\sqrt{3,06^2 + 8,5^2}} = 2,68 > [s] = 2,5.$$

Втомна міцність вала в перерізі *I-I* забезпечена.

8. Перевіримо статичну міцність вала в перерізі *I-I*:

а) у момент пуску короткочасне (пікове) навантаження в 1,8 рази більше від номінального. Отже, у перерізі виникають пікові згинальний і крутний моменти

$$M_{z, \text{ник}} = 1,8M_{z2} = 1,8 \cdot 130 \cdot 10^3 = 234 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{k, \text{ник}} = 1,8M_k = 1,8 \cdot 131,4 \cdot 10^3 = 236 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

б) розрахункові нормальні і дотичні напруження в перерізі $I-I$ у момент пуску:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{z, \text{ник}}}{W_{z2}} = \frac{M_{z, \text{ник}}}{0,1d_2^3} = \frac{234 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 35^3} = 55 \text{ МПа};$$

$$\tau_k = \frac{M_{k, \text{ник}}}{W_k} = \frac{M_{k, \text{ник}}}{0,2d_2^3} = \frac{236 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 35^3} = 27,5 \text{ МПа};$$

в) допустиме граничне напруження, для сталі 45 $[\sigma]_{\text{гран}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 290 = 232 \text{ МПа}$;

г) за формулою (8.16)

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{55^2 + 3 \cdot 27,5^2} = 72,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{гран}}.$$

Статична міцність вала в перерізі $I-I$ забезпечена.

8.20. Жорсткість — здатність вала (осі) опиратися пружним деформаціям у процесі експлуатації.

8.21. Основна умова згинної жорсткості: для забезпечення необхідної жорсткості вала (осі) необхідно, щоб дійсні (розрахункові) прогини f і кути повороту θ не перевищували значень $[f]$ і $[\theta]$.

ГЛАВА 9

ШПОНКОВІ І ШЛІЦЬОВІ (ЗУБЧАСТІ) З'ЄДНАННЯ. З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ

Завдання 23. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-5 теми "Шпонкові і шліцьові (зубчасті) з'єднання. З'єднання з натягом", дайте відповіді на питання кроків 9.1–9.15 і контрольну картку КК 9.1. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 23.

§ 1. Призначення і характеристика основних типів, переваги і недоліки, сфера застосування шпонкових і шліцьових з'єднань

9.1. Шпонкові і шліцьові з'єднання служать для закріплення на валові (або осі) обертових деталей (зубчастих коліс, шківів, муфт і т. п.), а також для передачі обертального моменту від вала 1 до маточини деталі 2 або, навпаки, від маточини до вала (рис. 9.1 і 9.2).

Скільки деталей включає шпонкове і скільки — зубчасте з'єднання? Як називається деталь 3 на рис. 9.1?

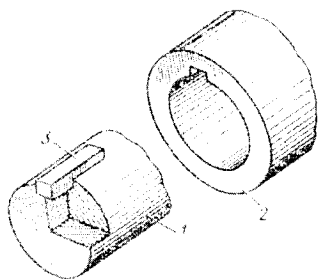


Рис. 9.1

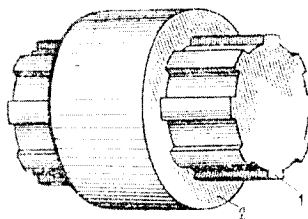


Рис. 9.2

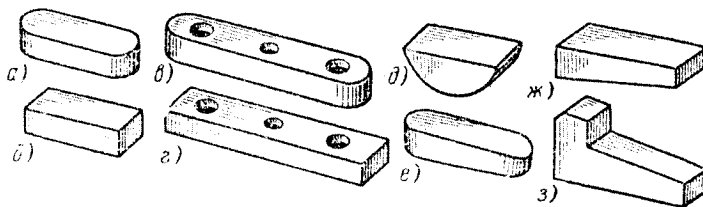


Рис. 9.3

9.2. За конструкцією шпонки поділяють на:

- призматичні з округленими (рис. 9.3, а, в) і плоскими торцями (рис. 9.3, б, г); ці шпонки не мають ухилу і їх закладають у паз, виконаний на валові (рис. 9.3, в, г)
- шпонки мають отвори для їхнього закріплення);
- сегментні (рис. 9.3, д); являють собою сегментну пластину, закладену

закругленою стороною в паз відповідної форми, профрезований на валові (рис. 9.4); ці шпонки часто застосовують для конічних кінців валів;

– клинові без голівки (рис. 9.3, *е, ж*) і з голівкою (рис. 9.3, *з*); ці шпонки мають ухил 1:100 і вводяться в пази із зусиллям (звичайно ударами молотка). Умови роботи цих шпонок однакові. Голівка призначена для вибивання шпонки з паза;

– спеціальні шпонки.

Шпонки призматичні, сегментні і клинові стандартизовані. Для виготовлення шпонок застосовують вуглецеві сталі 45; 50; 60; Ст6; для виготовлення спеціальних шпонок застосовують леговані сталі.

Дайте визначення деталі – шпонці. Запишіть це визначення в конспект.

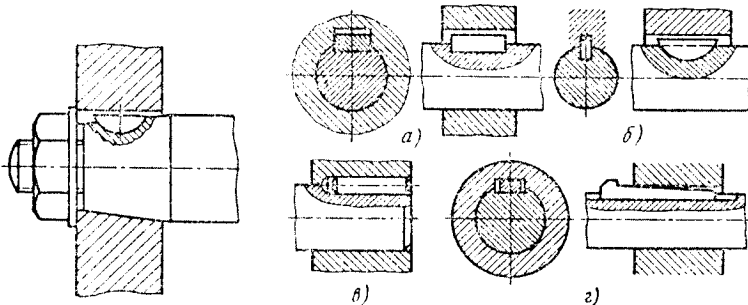


Рис. 9.4

Рис. 9.5

9.3. Всі основні види шпонкових з'єднань можна розділити на дві групи: ненапружені і напружені.

До ненапружених відносять з'єднання призматичними (рис. 9.5, *а*), сегментними (рис. 9.5, *б*) і круглими (рис. 9.5, *в*) шпонками. Шпонкові пази на усіх валах виконують дисковими (рис. 9.6, *а*) або торцевими (рис. 9.6, *б*) фрезами. У маточинах деталей шпонкові пази можна одержати як на фрезерних, так і на довбальних верстатах. Розміри пазів визначають розрахунковим шляхом з урахуванням вимог стандарту. Для сегментних шпонок пази виконують, як показано на рис. 9.4 і 9.5, *б*; для клинових – паз на втулці обробляють з ухилом, рівним куту нахилу шпонки (рис. 9.5, *з*); для циліндричних – одержують свердлінням (рис. 9.5, *в*). З'єднання, у яких застосовують клинові шпонки, відносять до напружених з'єднань. У напружених з'єднаннях клином, що вводиться між валом і маточиною, створюються значні нормальні сили. Ці сили забезпечують достатнє тертя для передачі обертального моменту. До клинових шпонок відносять врізні, тангенціальні шпонки і шпонки на лисці. Величина моменту, переданого з'єднанням, утвореним за допомогою клинової шпонки, залежить від сил тертя, що розвиваються на робочих поверхнях. При забиванні шпонки в паз виникає напружене з'єднання. Клинові шпонки називають врізними, якщо шпонкові пази виконані на валові і у втулці.

Тангенціальні шпонки (рис. 9.7) являють собою призматичний брусок, складений із двох одноосісних клинів, встановлених у паз вала таким чином, що одна з граней клина є дотичною до циліндричної поверхні вала. Зовнішні грані двох клинів, що утворюють тангенціальну шпонку, паралельні. Тангенціальні шпонки встановлюють під кутом 120° , при цьому між валом і маточиною деталі створюється натяг.

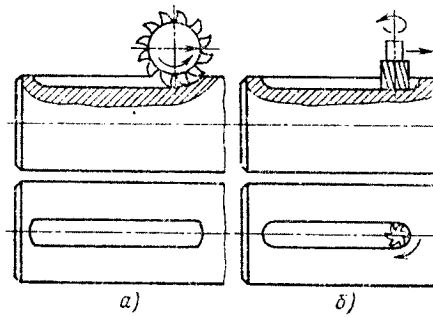


Рис. 9.6

Такі шпонки забезпечують передачу обертального моменту при реверсі. Тангенціальні шпонки застосовують і при великих динамічних навантаженнях. У порівнянні з врізними тангенціальні шпонки можуть передавати більший обертальний момент.

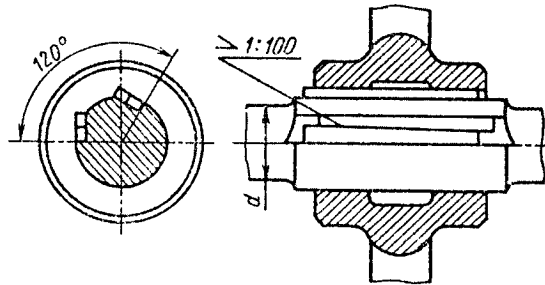


Рис. 9.7

Для створення фрикційного зв'язку між валом і маточиною використовують клинові шпонки, показані на рис. 9.3, *e-z* (паз виконують тільки у втулці). З нижньої сторони шпонку (рис. 9.8, *a*) обробляють у вигляді увігнутої циліндричної поверхні з радіусом, рівним радіусові вала. У втулці виконують ухил. Обертальний момент передається за рахунок сил тертя.

Клинові фрикційні шпонки застосовують для передачі незначного обертального моменту, а також у тих випадках, коли необхідні часті перестановки деталей на валові в осьовому напрямку.

Шпонки на лисці (рис. 9.8, *б*) встановлюють у пазі втулки з ухилом 1: 100. На валові фрезерують площину (вал з лискою). Така обробка послабляє вал значно менше, ніж прямобічні пази, однак ця шпонка може передати менший момент, ніж врізна.

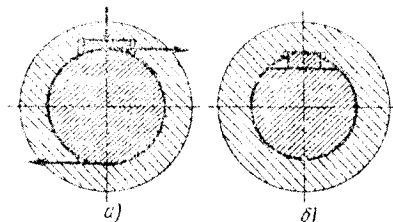


Рис. 9.8

Опишіть конструкцію шпонки, показаної на рис. 9.7. Як назвати шпонку 1, показану на рис. 9.9. Яке її призначення? Якими гранями (бічними чи верхньою і нижньою) передається обертальний момент врізними призматичними і клиновими шпонками?

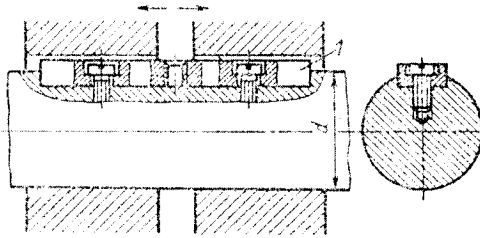


Рис. 9.9

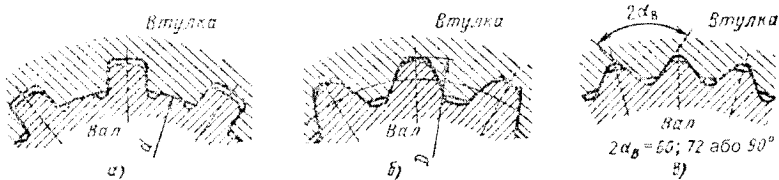


Рис. 9.10

9.4. Зубчасті (шліцьові) з'єднання. Залежно від профілю зубів розрізняють три основні типи з'єднань: із прямобічними (рис. 9.10, а), з евольвентними (рис. 9.10, б) і трикутними (рис. 9.10, в) зубцями.

Зубці на валові фрезерують, а в маточині – отримують протягуванням на спеціальних верстатах (рис. 9.11). Число зубців для прямобічних і евольвентних з'єднань 4–20; для трикутних – до 70.

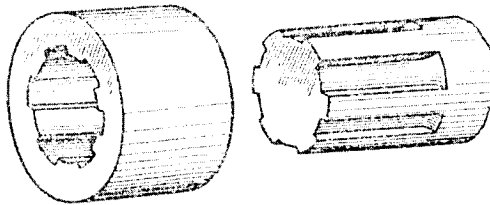


Рис. 9.11

Найбільш поширені в машинобудуванні прямобічні зубчасті з'єднання (їх основні параметри див. крок 9.8). Стандартом передбачені три серії прямобічних зубчастих з'єднань – легка, середня і важка, що відрізняються одна від одної висотою і числом зубців (частіше застосовують з'єднання із шістьма – десятьма зубцями). Прямобічні шліцьові з'єднання розрізняють також за способом центрування: по зовнішньому діаметру D (найбільш точний спосіб центрування); по внутрішньому діаметру d (при загартованій маточині); по бічних гранях (при реверсивній роботі з'єднання і відсутності жорстких вимог до точності центрування).

З'єднання з евольвентним профілем зубців теж стандартизовані і використовуються так само, як і прямобічні, у рухомих з'єднаннях.

З'єднання з трикутним профілем зубів не стандартизовані, їх застосовують головним чином як нерухомі з'єднання.

Зубчасті з'єднання виготовляють зі сталей з тимчасовим опором на розрив $\sigma_{m.o.} > 500$ МПа.

Визначите за рис. 9.12 тип зубців (шліців) на валах.

9.5. Переваги і недоліки шпонкових і зубчастих з'єднань. Головна перевага шпонкових з'єднань – простота і надійність конструкції, порівняно низька вартість.

До недоліків шпонкових з'єднань слід віднести ослаблення міцності вала і маточини деталі порівняно глибокими шпонковими пазами (через це доводиться збільшувати товщину маточини і діаметр вала), труднощі забезпечення їх взаємозамінності (необхідність ручного припасування шпонок), що обмежує їх застосування в крупносерійному і масовому виробництві.

Порівняно зі шпонковими зубчасті з'єднання мають ряд переваг: велику навантажувальну здатність завдяки більшій робочій поверхні контакту; краще центрують деталі, що з'єднуються; забезпечують більш високу втомну міцність вала.

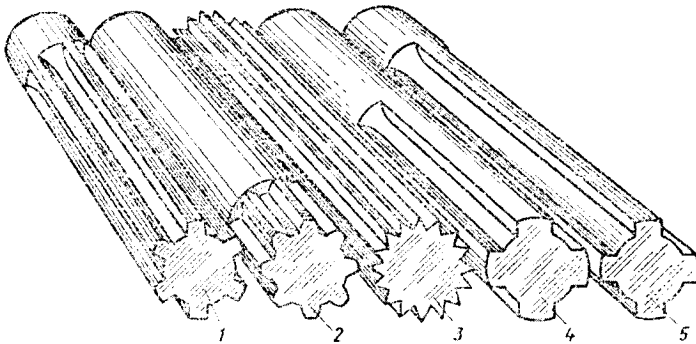


Рис. 9.12

Зубчасті з'єднання широко застосовують у верстатобудуванні, авіабудуванні, автотранспортній промисловості і т. д.

Який основний недолік мають зубчасті з'єднання?

§ 2. Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань

9.6. Рекомендована послідовність проектного розрахунку

Залежно від діаметра вала d за табл. 9.1 вибирають розміри шпонки $b \times h$, а її довжину приймають на 5–10 мм меншою від довжини маточини, округляючи до найближчого більшого значення по стандарту (деякі стандартні значення l наведені в табл. 9.1). Після підбору шпонки з'єднання за формулою (9.1) перевіряють на зминання. Напруження зминання визначають у припущенні їх рівномірного розподілу по поверхні контакту:

$$\sigma_{зм} = F_t / A_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $F_t = 2T/d$ – сила, яка передається шпонкою; $A_{зм}$ – площа зминання (рис. 9.13);

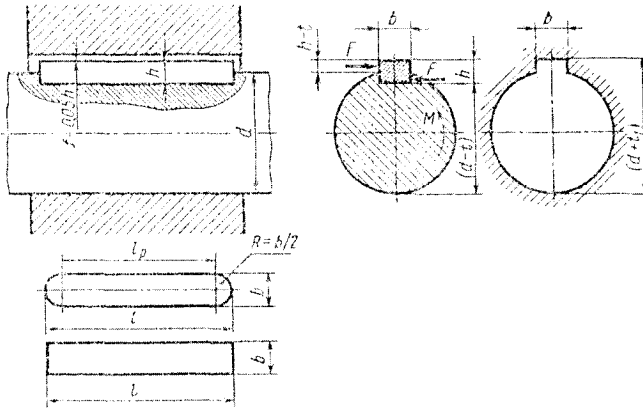


Рис. 9.13

$$A_{зм} = (h - t_l) \cdot l_p$$

Отже,

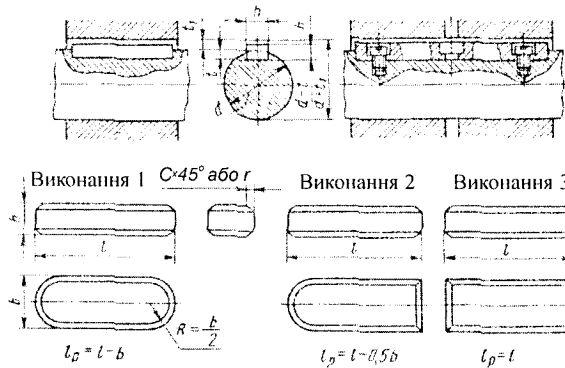
$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d(0,9h - t)l_p} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (9.1)$$

Таблиця 9.1.

Розміри (мм) призматичних шпонок

Діаметр вала d	Розміри перерізів шпонок		Глибина паза		Радіус закруглення пазів R		Граничні розміри довжин l шпонок	
	b	h	Вала t	Втулки t_l	min	max	min	max
Понад 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
Понад 17 до 22	6	6	3,5	2,8			14	70
Понад 22 до 30	8	7	4	3,3			18	90
Понад 30 до 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
Понад 38 до 44	12	8		28			140	
Понад 44 до 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
Понад 50 до 58	16	10	6	4,3			45	180
Понад 58 до 65	18	11	7	4,4			50	200
Понад 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56	220
Понад 75 до 85	22	14	9	5,4			63	250
Понад 85 до 95	25	14					70	280

Понад 95 до 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6	80	320
Понад 110 до 130	32	18	11	7,4			90	360
Понад 130 до 150	36	20	12	8,4	0,7	1,0	100	400
Понад 150 до 170	40	22	13	9,4			100	400
Понад 170 до 200	45	25	15	10,4			110	450
Понад 200 до 230	50	28	17	11,4			125	500
Понад 230 до 260	56	32	20	12,4	1,2	1,6	140	500
Понад 260 до 290	63	32					160	500
Понад 290 до 330	70	36	22	14,4			180	500
Понад 330 до 380	80	40	25	15,4	2,0	2,5	200	500
Понад 380 до 440	95	45	28	17,4			220	500
Понад 440 до 500	100	50	31	19,5			250	500



де T – крутний момент, Н · мм; d – діаметр вала, мм; $(0,95h - t)$ – робоча глибина паза, мм (див. табл. 9.1); l_p – робоча довжина шпонки, мм (для шпонок із плоским торцем $l_p = l$, з округленими торцями $l_p = l - b$); $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання (для чавунних маточин $[\sigma]_{зм} = 60 \div 80$ МПа, для сталевих $[\sigma]_{зм} = 100 \div 150$ МПа).

Розрахункову довжину шпонки округляють до найближчого більшого розміру (див. табл. 9.1). У тих випадках, коли довжина шпонки виходить значно більшою від довжини маточини деталі, установлюють дві чи три шпонки під кутом 180 чи 120°. При розрахунку багатошпонкового з'єднання припускають, що навантаження між усіма шпонками розподіляється рівномірно.

Виведіть у конспекті формулу проектного розрахунку для визначення довжини l призматичної шпонки ($b \times h$ вибрати з табл. 9.1).

9.7. Для відповідальних з'єднань призматичну шпонку перевіряють на зріз

$$\tau_{zp} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{zp}, \quad (9.2)$$

де τ_{zp} – розрахункове напруження на зріз, МПа; b – ширина шпонки, мм; l – довжина шпонки, мм; $[\tau]_{zp}$ – допустиме напруження на зріз; для сталей з

$\sigma_{m.o.} > 500$ МПа для нерівномірного (нижня границя) і спокійного навантажень (верхня границя) приймають $[\tau]_{зр} = 60 \div 90$ МПа.

Перевірте на зріз шпонку з розмірами $b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 45$. З'єднання передає момент $T = 200$ Н · м. Матеріал вала і маточини – сталь 45, діаметр вала $d = 30$ мм.

§ 3. Розрахунок на міцність прямобічних шліцьових (зубцюватих) з'єднань

9.8. Перевірочний розрахунок на міцність прямобічних зубчастих з'єднань виконується аналогічно до розрахунку призматичних шпонок.

Залежно від діаметра вала d (рис. 9.14) за табл. 9.2 вибирають параметри зубчастого з'єднання, після чого з'єднання перевіряють на зминання. Перевірку зубців на зріз не виконують.

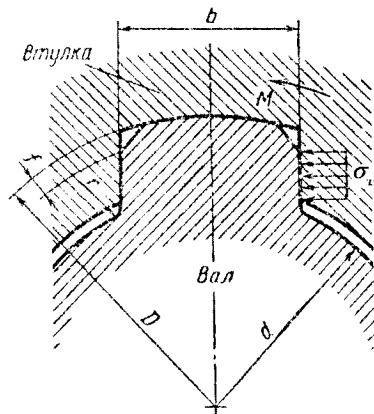


Рис. 9.14

При розрахунку допускають, що по бічним поверхням зубців навантаження розподіляється рівномірно, але через неточність виготовлення в роботі бере участь тільки 75 % загального числа зубців (тобто коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями (шліцами) $K_{шл} = 0,75$).

За аналогією з умовою (9.1)

$$\sigma_{zm} = \frac{2T}{K_{шл} z d_m A_{zm}} \leq [\sigma]_{zm}, \quad (9.3)$$

де T – крутний момент, Н · мм; $K_{шл} = 0,75$; z – число зубців (вибирають залежно від d за табл. 9.2); $d_m = (D + d)/2$ – середній діаметр з'єднання, мм; $A_{zm} = l_p [(D - d)/2 - f - r]$ – площа зминання, мм²; l_p – робоча довжина зубців, мм; D, f, r (див. рис. 9.14) – вибирають залежно від d за табл. 9.2; $[\sigma]_{zm}$ – допустиме напруження на зминання бічних граней зубців зі сталей, що мають $\sigma_{m.o.} \geq 500$ МПа ($[\sigma]_{zm}$ приймають по табл. 9.3).

Вибрати геометричні параметри для розрахунку довжини маточини прямобічного зубчастого з'єднання, якщо розрахунковий діаметр вала $d = 42$ мм.

Таблиця 9.2.

Зубчасті прямобічні з'єднання (див. рис. 9.14), розміри, мм

Номинальні розміри $z \times d \times D$	b	f	r , не більше	Серія
6 x 26 x 30	6	0,3	0,2	Легка
8 x 32 x 36	6	0,4	0,2	
8 x 36 x 40	7	0,4	0,3	
8 x 42 x 46	8	0,4	0,3	
8 x 46 x 50	9	0,4	0,3	
8 x 52 x 58	10	0,5	0,5	
6 x 11 x 14	3	0,3	0,2	Середня
6 x 21 x 25	5	0,3	0,2	
6 x 26 x 32	6	0,4	0,3	
8 x 36 x 42	7	0,4	0,3	
10 x 16 x 20	2,5	0,3	0,2	Важка
10 x 18 x 23	3	0,3	0,2	
10 x 21 x 26	3	0,3	0,2	
10 x 23 x 29	4	0,3	0,2	
10 x 26 x 32	4	0,3	0,2	
10 x 28 x 35	4	0,4	0,3	
10 x 32 x 40	5	0,4	0,3	
10 x 36 x 45	5	0,4	0,3	
10 x 42 x 52	6	0,4	0,3	

Таблиця 9.3.

Допустимі напруження змінання $[\sigma]_{зм}$ на робочих гранях зубців (шліців)

З'єднання	Умови експлуатації	$[\sigma]_{зм}$ на робочих гранях зубців	
		без термічної обробки	з термічною обробкою
Нерухоме	Важкі	35-40	40-70
	Середні	60-100	100-140
	Легкі	80-120	120-200
Рухоме ненавантажене	Важкі	15-20	20-36
	Середні	20-30	30-40
	Легкі	25-40	40-70
Рухоме під навантаженням	Важкі	—	3-10
	Середні	—	5-15
	Легкі	—	10-20

§ 4. Штифтові і профільні з'єднання

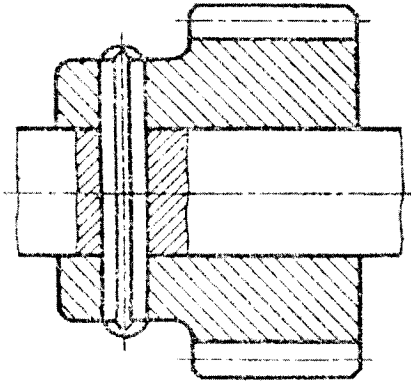


Рис. 9.15

9.9. Штифтові з'єднання служать для з'єднання осей і валів із установленими на них деталями при передачі невеликих обертальних моментів. За призначенням їх поділяють на силові й установлювальні. На рис. 9.15 показана установка циліндричного штифта. Як силові використовують конічні і фасонні штифти.

При великих навантаженнях ставлять два чи три штифти (під кутом 90 чи 120°). При передачі знакозмінного навантаження ці штифти варто встановлювати так, щоб виключити їхнє випадання. Матеріал штифтів – сталь Ст5, Ст6, 40, 35Х та ін. Штифти розраховують на зріз і зминання.

Як називаються деталі, показані на рис. 9.16?

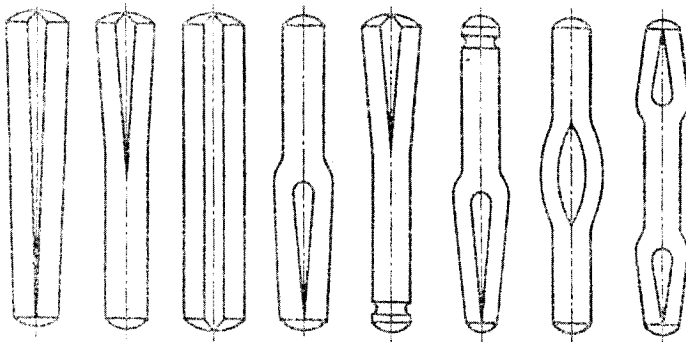


Рис. 9.16

9.10. Профільні з'єднання відносяться до безшпонкових з'єднань. Деталі, що з'єднуються, скріплюються між собою за допомогою взаємного контакту по некруглій поверхні. Найпростішим профільним з'єднанням є з'єднання з валом або з віссю, як показано на рис. 9.17, а.

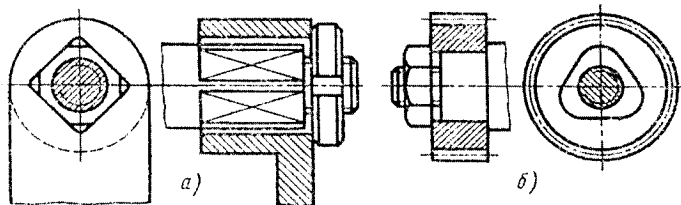


Рис. 9.17

Профільні з'єднання надійні, але складні у виготовленні, тому застосування їх обмежене. Розрахунок на міцність профільних з'єднань зводиться в основному до перевірки їх робочих поверхонь на зминання.

Як називається з'єднання, показане на рис. 9.17, б?

Який недолік має це з'єднання?

§ 5. З'єднання деталей з гарантованим натягом

9.11. З'єднання деталей може здійснюватися за рахунок посадки однієї деталі на іншу. У посадках (рис. 9.18, а) забезпечується зазор у з'єднанні. У цьому випадку деталі легко переміщуються одна відносно іншої. У посадках з натягом рис. 9.18, б у з'єднанні забезпечується натяг. Такі посадки (на рис. 9.19 — показані поля допусків посадок p, r, s, \dots за ДСТ 25347—82) можуть забезпечувати передачу обертального моменту без застосування шпонок, клинів, болтів і т. п.

Нятягом називають позитивну різницю розміру вала d_g і отвору d_o до складання:

$$N = d_g - d_o > 0. \tag{9.4}$$

У машинобудуванні застосовують також перехідні посадки, в яких можливе одержання як зазору, так і натягу.

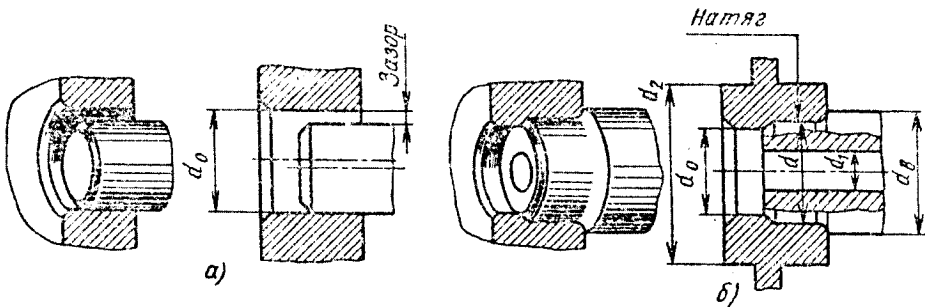


Рис. 9.18

Пригадайте з курсу креслення, які бувають системи посадок.

9.12. З'єднання деталей з гарантованим натягом належать до з'єднань, що передають робочі навантаження за рахунок сил тертя між валом і отвором.

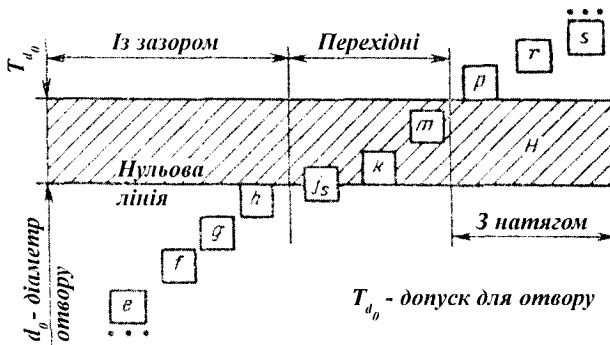


Рис. 9.19

Нерухомість з'єднання забезпечується за рахунок сил тертя F_f за умови, що

$$F_f \geq K \sqrt{(10^3 \cdot 2T/d)^2 + F_a^2}, \quad (9.5)$$

де $K = (1,5 \div 3)$ – коефіцієнт запасу зчеплення; T – обертальний момент, Н · м; d – діаметр посадкової поверхні, мм (див. рис. 9.18, б); F_a – осьова сила, Н.

Основною задачею розрахунку з'єднання з гарантованим натягом є вибір посадки, що забезпечує передачу заданого навантаження (обертального моменту).

Перелічіть посадки, що забезпечують з'єднання деталей з натягом.

9.13. При розрахунку посадок з гарантованим натягом тиск p на поверхнях, що сполучаються, повинен бути таким, щоб сили тертя виявилися більшими від зовнішніх навантажень:

$$p = F_f / (\pi d l f), \quad (9.6)$$

де F_f – сила тертя, Н [формула (9.5)]; d – мм; l – довжина посадкової поверхні, мм; $f = 0,06 \div 0,22$ – коефіцієнт тертя при запресовуванні і $f = 0,08 - 0,19$ при складанні з нагріванням і охолодженням. Розрахунковий мінімальний натяг δ_{min} – мінімальна деформація деталей, що з'єднуються – визначається за формулою Ляме:

$$\delta_{min} = pd(C_B/E_B + C_A/E_A), \quad (9.7)$$

де p – тиск, що виникає на робочих поверхнях, МПа [формула (9.6)]; d – мм; E_B і E_A – модулі поздовжньої пружності відповідно охоплюваної (вал) і деталі що охоплює (маточина), МПа; коефіцієнти

$$C_B = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_B \quad \text{і} \quad C_A = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_A,$$

обумовлені урахуванням діаметрів отвору d_1 порожнього вала (див. рис. 9.18, б) і умовного зовнішнього діаметра маточини d_2 ; μ_B і μ_A – коефіцієнти поперечної деформації.

Необхідний найменший натяг посадки N_{Tmin} з урахуванням поправки на обім'яття мікронерівностей визначають за формулами

$$\begin{aligned} N_{Tmin(max)} &= \delta_{min(max)} + 5,5 (Ra_B + Ra_A) \cdot 10^{-3}; \\ N_{Tmin(max)} &= \delta_{min(max)} + 1,37 (Rz_B + Rz_A) \cdot 10^{-3}, \end{aligned} \quad (9.8)$$

де δ_{min} – розрахунковий мінімальний натяг, мм [формула (9.7)]; Ra_B і Rz_B – висота мікронерівностей вала, мкм; Ra_A і Rz_A – висота мікронерівностей отвору, мкм.

Для забезпечення гарантованого натягу вал і маточина (частіше тільки маточина) перевіряються на міцність (відсутність пластичної деформації). Максимально допустимий натяг, за якого буде відсутня пластична деформація деталі (маточини)

$$\delta_{(max)} = p_{max} \delta_{min} / p, \quad (9.9)$$

де $p_{max} = 0,5\sigma_{TA} [1 - (d/d_2)^2]$ (σ_{TA} – границя текучості матеріалу маточини, МПа); δ_{min} – розрахунковий мінімальний натяг, мм [формула (9.7)]; p – тиск на робочих поверхнях, МПа [формула (9.6)].

Необхідний максимально допустимий натяг посадки N_{Tmax} з урахуванням поправки на обім'яття мікронерівностей деталей, що з'єднуються, слід визначати за формулою (9.8), враховуючи розрахунковий максимальний натяг δ_{max} .

З якою метою проводять розрахунок на міцність охопленої деталі?

9.14. Переваги з'єднань з гарантованим натягом: простота конструкції і добре центрування деталей, що сполучаються.

Недолік – підвищена концентрація напружень у поверхнях, що з'єднуються. З'єднання з гарантованим натягом застосовують при складанні вінців зубчастих і черв'ячних коліс, маточин коліс з валом і т. п.

Яким способом здійснюється посадка з натягом?

9.15. Послідовність розрахунку (підбору) посадки з гарантованим натягом.

1. По заданих (розрахункових) значеннях обертального моменту M і осьової сили F_a з урахуванням діаметра посадкової поверхні вала d за формулою (9.5) визначити силу тертя R_f , що забезпечує нерухомість з'єднання.

2. За формулою (9.6) визначити тиск p .

3. Розрахувати мінімальний натяг δ_{min} за формулою (9.7) і визначити за формулою (9.8) необхідний натяг N_{Tmin} для передачі заданого навантаження (обертального моменту).

Поправка на обім'яття мікронерівностей, мкм:

$$u = 5,5(Ra_B + Ra_A) \approx 1,37(Rz_B + Rz_A),$$

Ra_B і Ra_A – приймаються за кресленнями деталей чи за табл. 9.4; Rz_B і Rz_A – за кресленнями деталей.

Таблиця 9.4.

Значення Ra , мкм, для деяких номінальних діаметрів

Точність виготовлення (квалітет)	Середнє арифметичне відхилення профілю поверхонь	До 50 мм	50-120 мм	120-500 мм
5	Ra_B	0,1-0,2	0,4	0,4
6-7	Ra_A	0,2-0,4	0,8	0,8
	Ra_B	0,4	0,8	
8	Ra_A	0,8	1,6	1,6
	Ra_B	0,8	0,8	
	Ra_A	1,6	1,6	1,6-3,2

4. За формулою (9.8) визначити максимальний натяг N_{Tmax} (з урахуванням δ_{min}).

5. За значеннями N_{Tmin} і N_{Tmax} за табл. 9.5 вибрати одну з посадок, що задовольняють умови:

$$N_{min} \geq N_{min}; N_{max} \leq N_{max}.$$

Таким чином, інтервал граничних натягів $[N_{max}, N_{max}]$ повинен бути підмножиною інтервалу необхідних натягів $[N_{Tmax}, N_{Tmax}]$.

У табл. 9.5 наведені граничні значення натягів N_{max}, N_{max} у системі отвору для посадок з натягом в інтервалі розмірів від 18 до 280 мм (таблиця складена розрахунковим шляхом на основі ДСТ 25347-82).

6. Визначити силу запресовування за формулою

$$F_3 = \pi p_{\max} dlf,$$

де $p_{\max} = 0,5\sigma_{TA} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right]$, МПа (d, d_2, l – розміри, мм; F_3 , Н)

Таблиця 9.5.

Значення граничних натягів N_{\min} і N_{\max} для посадок з натягом у системі отвору, мкм (вибіркові розрахункові значення за ДСТ 25347-82)

Інтервал посадкових діаметрів d , мм	Позначення посадки по ЕСДП												
	H6	H6	H6	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H8	H8	H8	H8
	p5	Cr5	s5	p6	r6	s6	s7	t6	u7	s7	u8	x8	z8
Понад 18 до 30	31 9	37 15	44 22	35 1	41 7	48 14	56 14	54 20	69 27	56 2	81 8	97 21	121 40
Понад 30 до 50	37 10	45 18	54 27	42 1	50 9	59 18	68 18	70 23	95 35	68 4	109 21	136 41	175 73
Понад 50 до 65	45 13	54 22	66 34	51 2	60 11	72 23	83 23	85 36	117 57	83 7	133 41	168 76	218 126
Понад 65 до 80	45 13	56 24	72 40	51 2	62 13	78 29	89 29	94 45	132 72	89 13	148 56	192 100	256 164
Понад 80 до 100	52 15	66 29	86 49	59 2	73 16	93 36	106 36	113 56	159 89	106 17	178 70	232 124	312 204
Понад 100 до 120	52 15	69 32	94 57	59 2	76 19	101 44	114 44	126 69	179 109	114 25	198 90	264 156	364 256
Понад 120 до 140	61 18	81 38	110 67	68 3	88 23	117 52	132 52	147 82	210 130	132 29	233 107	311 185	428 302
Понад 140 до 160	61 18	83 40	118 75	68 3	90 25	125 60	140 60	159 94	230 150	140 37	253 127	343 217	478 352
Понад 160 до 180	61 18	86 43	126 83	68 3	93 28	133 68	148 68	171 106	250 170	148 45	273 147	373 247	528 402
Понад 180 до 200	70 21	97 48	142 93	79 4	106 31	151 76	168 76	195 120	282 190	168 50	308 164	422 278	592 448

Приклад 9.1. Підібрати посадку, що забезпечує з'єднання зубчастого колеса з валом за такими даними: обертальний момент $M = 6 \cdot 10^2$ Н · м; зовнішній діаметр маточини $d_2 = 80$ мм; осьова сила $F_a = 800$ Н; діаметр з'єднання $d = 60$ мм; матеріал маточини і вала – сталь 40Х ($\sigma_T = 500$ МПа); модуль пружності $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт поперечної деформації $\mu_B = 0,3$; точність виготовлення деталей, що з'єднуються, по 6–7 квалітетові; складання здійснюють запресовуванням; коефіцієнт запасу зчеплення $K = 1,5$; діаметр внутрішнього отвору вала $d_1 = 0$, тобто вал суцільного перерізу довжина маточини $l = 70$ мм.

9.16. Контрольна картка 9.1.

Контрольна картка 9.1

Питання	Відповіді	Код
Назвіть тип шпонки, найбільш прийнятної для вихідного вала з конічною поверхнею	Призматична з плоским торцем	1
	Призматична з закруленим торцем	2
	Сегментна	3
	Клинова без голівки	4
	Спеціальна	5
Яке шпонкове з'єднання застосовується для передачі великих обертальних моментів зі змінним режимом роботи?	Врізне	6
	Тангенціальне	7
	Фрикційне	8
Які матеріали застосовують для виготовлення шпонок?	Вуглецева сталь	9
	Чавун	10
	Латунь	11
	Бронза	12
Назвіть основні переваги зубчастих з'єднань порівняно зі шпонковими	Велика навантажувальна здатність	13
	Краще центрування деталей, що з'єднуються	14
	Менша довжина маточини	15
Зубчасті (шліцьові) з'єднання перевіряють за умовою міцності на...	...згин	16
	...кручення	17
	...зминання	18
	...зріз	19

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

9.1. Шпонкове з'єднання включає три деталі (див. рис. 9.1): вал *1*, маточину деталі *2* і шпонку *3*; зубчасте з'єднання – дві (див. рис. 9.2): вал *1* і маточину деталі *2*.

9.2. Шпонка — призматичний, клиноподібний чи циліндричний сталевий стержень, що вводиться між валом і посадженої на нього деталлю (зубчастим колесом, шківом, муфтою і т. п.) для їхнього взаємного з'єднання і передачі обертального моменту від вала до деталі (чи навпаки).

9.3. На рис. 9.7 показана тангенціальна шпонка, що являє собою призматичний брусок, складений із двох одноосісних клинів і встановлений у паз вала таким чином, що одна з його граней виявляється дотичною до циліндричної поверхні вала. Зовнішні робочі грані двох клинів, що утворюють тангенціальну шпонку, паралельні.

На рис. 9.3., *в*, *г* показана призматична шпонка із закріпленням на валові; застосовується як напрямна в тих випадках, коли деталь, що з'єднується шпонкою з валом, повинна переміщатися уздовж вала (наприклад, зчепні муфти, зубчасті колеса коробок передач і т. п.).

Врізні призматичні шпонки (рис. 9.5, *а*) передають обертальний момент бічними гранями; клинові (рис. 9.5, *б*) – верхньою і нижньою гранями.

9.4. На рис. 9.12 тип зубців (шліців): 1 – прямобічний профіль; 2 – евольвентний; 3 – трикутний; 4 – прямобічний; 5 – прямобічний.

9.5. Основний недолік – для виготовлення зубчастих з'єднань необхідно спеціальне устаткування.

9.6. З умови міцності на зминання (9.1) робоча довжина призматичної шпонки

$$l_p = \frac{2T}{d(h - t_1) \cdot [\sigma]_{зм}}$$

9.7. Перевірочний розрахунок на зріз шпонки виконують за формулою (9.2). Для даного прикладу

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 10^3}{30 \cdot 10 \cdot 45} = 30 \text{ МПа} \leq [\tau]_{зр} = 60 \text{ МПа.}$$

9.8. Вибір прямобічного зубчастого з'єднання. Для $d = 42$ мм приймаємо за табл. 9.2 легку серію шліцьового з'єднання $d = 42$ мм із числом зубців $z = 8$; $D = 46$ мм, $b = 8$ мм; $f = 0,4$; $r = 0,3$ мм. Можна вибрати прямобічне шліцьове з'єднання важкої серії з номінальним розміром $10 \times 42 \times 52$ (у цьому випадку l_p зменшується).

9.9. Фасонні штифти.

9.10. На рис. 9.17, б показане профільне (безшпонкове) з'єднання. Недолік цього з'єднання – складність виготовлення отвору і вала (осі).

9.11. За способом утворення з'єднань розрізняють дві системи: систему отвору і систему вала. У системі отвору для будь-яких посадок визначеного класу точності нижнє граничне відхилення розміру отвору дорівнює нулеві, верхнє ж граничне відхилення розміру отвору в різних посадках має однакову величину, що залежить тільки від номінального діаметра. Різні посадки в цій системі одержують шляхом призначення різних граничних відхилень розмірів вала. З урахуванням того, що зовнішню поверхню вала обробити легше, ніж внутрішню (отвір), система отворів застосовується більш часто. У системі вала різні посадки одержують зміною граничних відхилень розмірів отвору при постійних розмірах вала.

9.12. Регламентовані посадки з натягом $H7/p6$, $H7/r6$, $HT/s6$ та інші (див. ДСТ 25347-82).

9.13. Надійність з'єднання деталей з гарантованим натягом насамперед залежить від міцності маточини. При недостатній міцності маточини можливе порушення посадки внаслідок деформації деталі, що охоплює, чи її розривові при здійсненні посадки.

9.14. З'єднання деталей з гарантованим натягом здійснюється нагріванням маточини деталі (до $+ 250$ °С) або охолодженням вала (до $- 190$ °С), а також запресовуванням за допомогою механічного чи гідравлічного преса. Найбільш раціональними є перші два способи.

9.15. Розв'язання прикладу 9.1.

І. Сила тертя [формула (9.5)], яка забезпечує нерухомість з'єднання

$$F_f = K \sqrt{(10^3 \cdot 2M/d)^2 + F_a^2} = 1,5 \sqrt{(10^3 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 10^2/60)^2 + 800^2} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

2. Тиск [формула (9.6)], що виникає на робочих поверхнях деталей

$$p = F_f / \pi d l f = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 60 \cdot 70 \cdot 0,1} = 22,7 \text{ МПа.}$$

3. Мінімальний натяг, необхідний для передачі заданого навантаження [формули (9.7) і (9.8)]

$$\begin{aligned} N_{T\min} &= \delta_{\min} + u = p d \left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) + 5,5 \cdot (Ra_B + Ra_A) \cdot 10^{-3} = \\ &= 22,7 \cdot 60 \left(\frac{0,7}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{3,87}{2,2 \cdot 10^5} \right) + 5,5 (0,7 + 1,25) \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,039 \text{ мм} = 39 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Коефіцієнти C_B і C_A

$$C_B = 1 - \mu_B = 0,7; C_A = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_A = \frac{80^2 + 60^2}{80^2 - 60^2} + 0,3 = 3,87.$$

Тут $\mu_B = \mu_A = \mu$. Висота мікронерівностей профілю Ra і Ra_A при точності виготовлення вала й отвору по 6–7 квалітетові приймається по табл. 9.4 для посадкового діаметра $d = 60$ мм, $Ra_B = 0,7$ мкм, $Ra_A = 1,25$ мкм.

4. Максимальний необхідний натяг з урахуванням міцності маточини

$$\begin{aligned} N_{T\max} &= \delta_{\max} + u = 0,5 \sigma_{TA} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \sigma_{\min} / p + 5,5 \cdot (Ra_B + Ra_A) \cdot x \\ & \times 10^{-3} = \frac{0,5 \cdot 500 \left[1 - \left(\frac{60}{80} \right)^2 \right] \cdot 0,028}{22,7} + 5,5 (0,7 + 1,25) \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,118 \text{ мм} = 118 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Тут $\delta_{\min} = p d \left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) = 0,028$ приймається з розрахунку $N_{T\min}$.

5. Вибір посадки. Умова для вибору посадки

$$N_{\min} \geq N_{T\min} = 39 \text{ мкм}; N_{\max} \leq N_{T\max} = 118 \text{ мкм.}$$

По табл. 9.5 для діаметра $d = 60$ мм вибираємо посадку $H7/u7$ (поле допуску отвору $H7$, вала $u7$), для якої $N_{\min} = 57$ мкм; $N_{\max} = 117$ мкм. Позначення посадки $\Phi 60H7/u7$.

6. Сила запресовування

$$F_3 = \pi d l p_{\max} f = \pi d l \cdot 0,5 \sigma_{TA} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] f = 3,14 \cdot 60 \cdot 70 \cdot 0,5 \cdot 500 \left[1 - \left(\frac{60}{80} \right)^2 \right] \times$$

$$\times 0,1 = 144244 \text{ Н.}$$

ГЛАВА 10

ПІДШИПНИКИ І ПІДП'ЯТНИКИ КОВЗАННЯ

Завдання 24. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-3 теми "Підшипники і під'ятники ковзання", дайте відповіді на питання кроків 10.1–10.16 і контрольну картку КК 10.0. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 23.

§ 1. Призначення, типи, сфера застосування, різновиди конструкцій підшипників ковзання і під'ятників, матеріали для їх виготовлення

Підшипником ковзання називають опору для підтримки валу (або обертової осі). У такому підшипнику цапфа обертового валу (або осі) проковзує по опорі.

10.1. Радіальні підшипники ковзання (або просто підшипники ковзання) призначені для сприйняття радіального навантаження. У таких підшипниках поверхні цапфи валу (або осі) і підшипника перебувають в умовах відносного ковзання. При цьому виникає тертя, що призводить до зношування пари вал (ось) – підшипник. Для зменшення зношування необхідно раціонально вибирати матеріал тертьових пар і забезпечити нормальні умови змащування робочих поверхонь. Підшипники бувають нерознімні і рознімні.

Яке призначення підшипників ковзання?

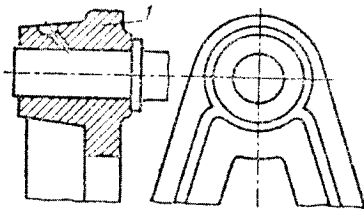


Рис. 10.1

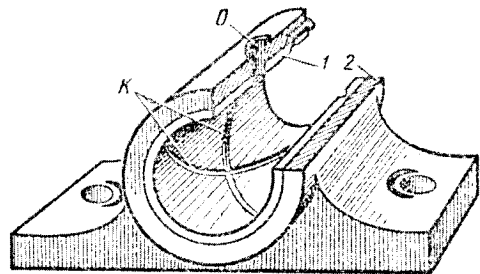


Рис. 10.2

10.2. Нерознімні підшипники можуть виготовлятися як одне ціле з маточиною (рис. 10.1), або у вигляді втулки 1, встановленої в корпус підшипника 2 (рис. 10.2).

У першому випадку станину 1, а в другому – втулку 1 виготовляють з матеріалів, що мають гарні антифрикційні властивості: антифрикційного чавуну АЧС – 1, АЧК – 1, АЧК – 2; бронзи олов'яної БрОФ10, БрОЦС6; латуні; бабітів Б89, Б83, Б16; алюмінієвих сплавів; порошкових матеріалів; текстоліту; капрону; спеціально обробленого дерева; гуми (при змащуванні водою); графіту (у вигляді порошку, з якого пресують вкладиші) й ін.

Корпуси підшипників можна виготовляти з чавуна або сталі вилитими чи зварними. Конструкції (конфігурації) корпусів підшипників можуть бути найрізноманітнішими (рис. 10,2; рис. 10.3).

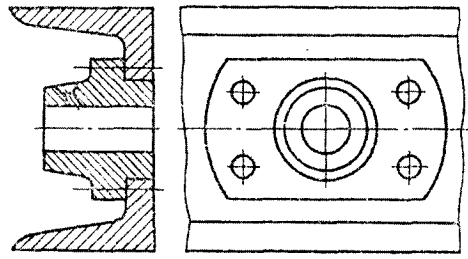


Рис. 10.3

Для чого у втулці 1 нерознімного підшипника (рис. 10.2) роблять канавки *K* і отвір *O*?

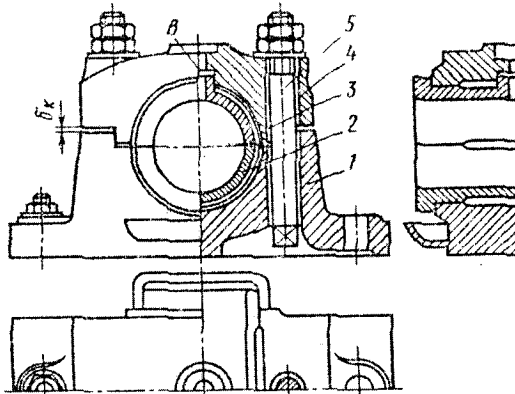


Рис. 10.4

10.3. Рознімний підшипник (рис. 10.4) відрізняється від нерознімного тим, що у ньому втулка замінена вкладишами 2 і 3, корпус підшипника рознімний і складається з корпусу 1 і кришки 4, з'єднаних болтами або шпильками 5. Вкладиші виготовляють з антифрикційних матеріалів або двох металів (тіло вкладиша виконують зі сталі, а робочу частину товщиною 1—3 мм заливають бабітом або свинцевою бронзою). У внутрішній порожнині вкладишів роблять канавку 1 (рис. 10.5), у яку через отвір 2 підводять мастильний матеріал. Мастильні канавки роблять у верхньому вкладиші (у ненавантаженої зоні підшипника), як показано на рис. 10.5. Для того, щоб вкладиші не мали осьових переміщень, їх виготовляють з буртиками. Для утримання вкладишів від обертання разом з валом передбачають їхнє закріплення за допомогою штифтів і т. п. При укладанні вкладишів у рознімний корпус між ними встановлюють регульовальні прокладки з тонколистової сталі або латуні.

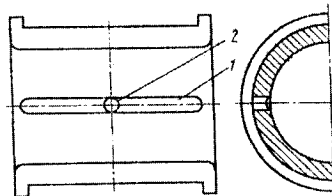


Рис. 10.5

Між кришкою і корпусом підшипника є зазор $\delta \leq 5$ мм (див. рис. 10.4). При невеликому зносі вкладиша завдяки цьому зазорі можна компенсувати величину зносу підтягуванням болтів. Це одне з переваг різнітного підшипника порівняно з нерознітним. Крім того, до переваг такого підшипника відноситься можливість швидкої зміни зношеного вкладиша.

Для чого в корпусі підшипника передбачено (див. рис. 10.4) зазор δ_k ? Яке призначення виступу В? Який підшипник показано на рис. 10.6?

10.4. Самоустановні підшипники ковзання можуть бути різнітними і нерознітними. Від описаних вище вони відрізняються тим, що вкладиші 1 і 2 (рис. 10.7) мають сферичні опорні поверхні. Така конструкція допускає невеликий кутовий поворот осі вкладиша, що позитивно позначається на роботі третьої пари вал – підшипник (при цьому тиск розподіляється по всій довжині цапфи майже рівномірно).

Вкладиші самоустановних підшипників виготовляють з чавуна або сталі з подальшим заливанням бабітом, свинцевою бронзою і т. п.

Як розподілений тиск в опорі, показаній на рис. 10.8? Які підшипники ковзання бажано встановлювати в цьому випадку?

10.5. Підп'ятники (опорні підшипники) служать для підтримки обертових осей і валів при дії навантаження, спрямованого уздовж осі обертання (тобто при осьовому навантаженні).

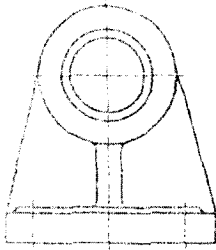


Рис. 10.6

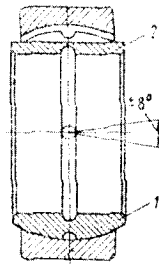
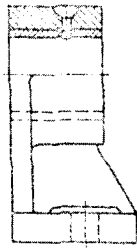


Рис. 10.7

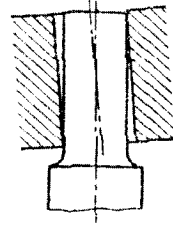


Рис. 10.8

Підп'ятники можуть бути з плоскою п'ятою (рис. 10.9, а), з кільцевою п'ятою (рис. 10.9, б) і з гребінчатою п'ятою (рис. 10.9, в). Підп'ятник (рис. 10.10) складається зі сталевого або чавунного корпусу 1, кришки 2 і опорного вкладиша 4. Для можливості самоустановлювання опорний вкладиш 4 може спиратися на сферичну поверхню. Опорні вкладиші виготовляють з тих же антифрикційних матеріалів, що і вкладиші радіальних підшипників.

Яке навантаження може сприймати опора, показана на рис. 10.10? Як називається деталь 3?

10.6. Підведення мастильного матеріалу до підшипників і підп'ятників ковзання здійснюється такими способами: періодичним змащуванням (через отвір) рідким мастильним матеріалом (див. рис. 10.1); змащуванням набиванням (солідол і т. д.) за допомогою маслянки з кульовим клапаном (рис. 10.11, а); періодичним заливанням рідкого мастильного матеріалу або набиванням консистентного мастильного матеріалу за допомогою ковпачкової маслянки (рис. 10.11, б); змащуванням рідким мастильним матеріалом за допомогою маслянки з гнотом (рис. 10.11, в); змащуванням кільцем 1 (при спеціальній конструкції корпусу підшипника

(рис. 10.11, з). При цьому способі нижню частину підшипника виконують як резервуар для мастила, у верхньому вкладиші прорізають щілину, що пропускає мастильні кільця 1. Мастило подається до поверхонь тертя кільцем, що захоплюється в обертання валом; застосуванням масляної ванни; при цьому способі під'ятник 1 (рис. 10.11, д) перебуває в масляній ванні.

Крім зазначених, існує ще багато інших способів, у тому числі примусове змащування під тиском, краплинне, розбризуванням, змащення мастильним туманом і т. д.

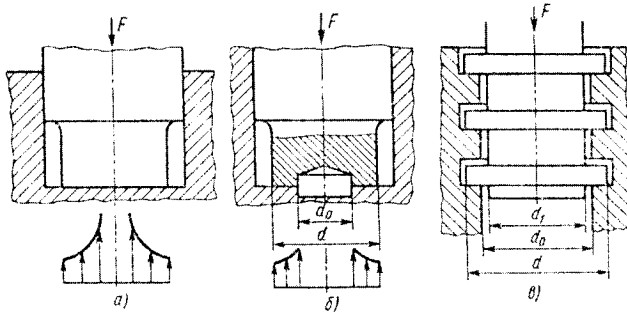


Рис. 10.9

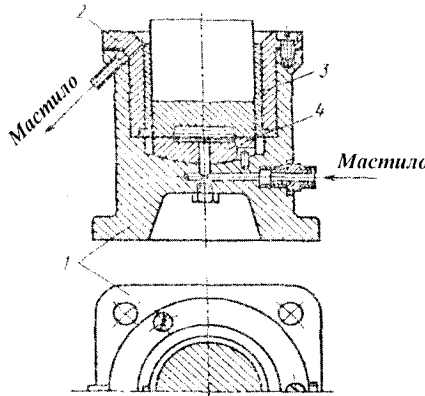


Рис. 10.10

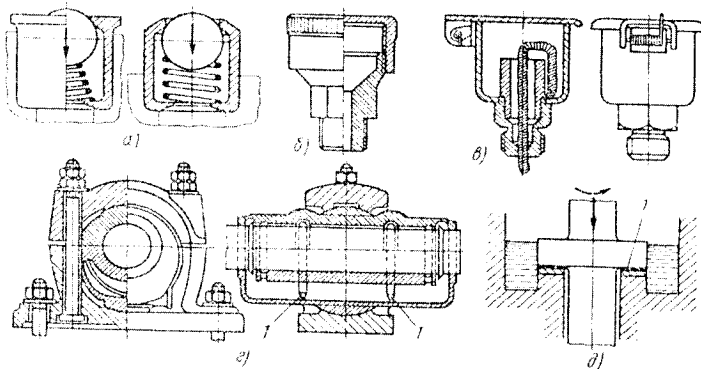


Рис. 10.11

Поясніть схему змащування підшипника, показану на рис. 10.12. За рис. 10.1 і 10.11 дайте порівняльну характеристику мастильних пристроїв.

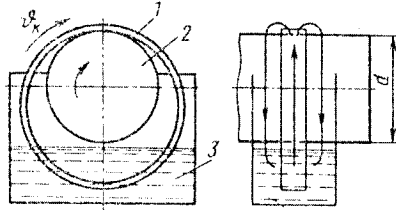


Рис. 10.12

10.7. Сфера застосування, переваги і недоліки підшипників ковзання. У сучасному машинобудуванні застосування підшипників ковзання обмежене. Переваги підшипників ковзання: збереження роботоздатності при високих кутових швидкостях валів; витримування великих радіальних навантажень; можливість виготовлення рознімної конструкції, що допускає їхнє застосування для колінчастих валів; невеликі габарити в радіальному напрямку; збереження роботоздатності в особливих умовах (у хімічно агресивних середовищах, воді, при значному забрудненні); безшумність роботи; вібростійкість; простота виготовлення і ремонту.

Підшипники ковзання застосовують у двигунах внутрішнього згорання, газових турбінах, верстатах, центрифугах, сепараторах, насосах і т. д.

Недоліки підшипників ковзання: значне зношування вкладишів і цапф валів; необхідність постійного нагляду і великі витрати мастильних матеріалів; значні габарити в осьовому напрямку (довжина вкладишів може досягати $3d$, де d – діаметр цапфи вала). Крім того, варто мати на увазі, що масове виробництво підшипників ковзання не організоване.

З урахуванням переваг і недоліків підшипників ковзання назвіть машини, у яких їх можна застосовувати.

§ 2. Умовний розрахунок підшипників ковзання і під'ятників

10.8. Підшипники ковзання найчастіше виходять з ладу внаслідок абразивного зношування або заїдання. У машинах, де підшипники сприймають великі ударні і вібраційні навантаження, можливе втомне руйнування робочого шару вкладишів.

Умовний розрахунок підшипників ковзання проводять для підшипників, що працюють в умовах граничного тертя, коли тертьові поверхні гарантовано не розділені шаром мастильного матеріалу, а на робочій поверхні вкладиша є лише тонка плівка мастила, що може зруйнуватися. Цей розрахунок проводять для забезпечення зносостійкості і відсутності заїдання. Для підшипників рідинного тертя виконують спеціальний розрахунок, заснований на гідродинамічній теорії змащення.

Від яких факторів залежить інтенсивність зношування підшипників ковзання?

10.9. Умовний розрахунок підшипників ковзання виконують за середнім тиском p_c між цапфою і вкладишем і за добутком цього тиску на колову швидкість ковзання цапфи V , тобто по параметру $p_c V$.

Розрахунок за середнім тиском p_c гарантує, що мастильний матеріал не видавиться, і являє собою розрахунок на зносостійкість, а розрахунок по p_c у забезпечує нормальний тепловий режим і відсутність заїдання.

Умова нормальної роботоzдатності підшипників ковzання і підп'ятників в умовах граничного тертя:

$$p_c \leq [p_c]; \quad (10.1)$$

$$p_c V \leq [p_c V], \quad (10.2)$$

де p_c – розрахунковий середній тиск між цапфою і вкладишем (або п'ятою); V – колова швидкість цапфи; $[p_c]$ – допустимий тиск, і $[p_c V]$ – значення критерію, що допускається, (можна вибирати по табл. 10.1). Умовний розрахунок для підшипників, що працюють в умовах граничного тертя, є основним, його виконують у більшості випадків як перевірочний, а для підшипників рідинного тертя – як орієнтовний.

Таблиця 10.1.

Значення допустимого тиску $[p_c]$ і критерію $[p_c V]$ для підшипників ковzання і підп'ятників

Матеріал цапфи і вкладиша	$[p]$, МПа	$[p_c V], \frac{H \cdot M}{MM^2 \cdot c}$
Сталь по чавуну	2-4	1-3
Сталь по бронзі БрО6Ц6С3	4-6	4-6
Сталь загартована по бронзі БрА3Ж4	15-20	18-12
Сталь по антифрикційному чавуні АЧС-1, при $V = 0,2$ м/с	9	1,8
Те ж, при $V = 2$ м/с	0,05	0,1
Сталь по антифрикційному чавуні АЧК-1, АЧК-2 при $V = 1$ м/с	12	12
Те ж, при $V = 5$ м/с	0,5	2,5
Сталь загартована по бабіту	6-10	12-25

Визначте параметр $[p_c V]$ для матеріалу БрО6Ц6С3.

10.10. Середній робочий тиск між цапфою і вкладишем (рис. 10.13) визначають за формулою

$$p_c = F_r / (dl) \quad (10.3)$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник; d – діаметр цапфи; l – довжина цапфи; dl – проекція опорної поверхні на діаметральну площину.

Визначте середній тиск у підшипнику, якщо діаметр цапфи $d = 60$ мм, її довжина $l = 60$ мм. На підшипник діє сила $F_r = 5,75$ кН.

10.11. Розрахункова колова швидкість цапфи

$$V = (\omega d) / 2, \quad (10.4)$$

де ω – кутова швидкість цапфи; d – її діаметр.

Визначте V (м/с) за частотою обертання n (об/хв) цапфи та її діаметром d , м.

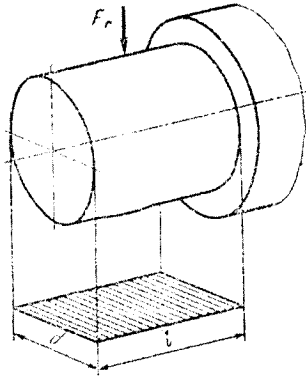


Рис. 10.13

10.12. Середній робочий тиск під п'ятою

$$p_c = \frac{F_a}{\pi/4(d^2 - d_0^2)K_\psi}, \quad (10.5)$$

де F_a – осьове навантаження; d і d_0 – діаметри п'яти (див. рис. 10.9, б, в);

$K_\psi = 0,8 \div 0,9$ – коефіцієнт, що враховує зменшення опорної поверхні завдяки наявності мастильних канавок.

Розрахункова колова швидкість валу

$$V = \omega R_{np}, \quad (10.6)$$

де ω – задана кутова швидкість валу; $R_{np} = \frac{1}{3} \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2}$ – приведений радіус; d і d_0 – діаметри п'яти.

Зapiшіть умову зносостійкості підп'ятників.

§ 3. Робота підшипників ковзання в умовах тертя з мастильним матеріалом і поняття про їх розрахунок

При визначенні конструкції підшипника і відповідному режимі роботи може бути здійснене тертя з мастильним матеріалом. Робота підшипника в цих умовах підкоряється гідродинамічній теорії змащування.

10.13. При терті з мастильним матеріалом робочі поверхні цапфи і підшипника цілком розділяються шаром мастильного матеріалу. При такому режимі створюються сприятливі умови роботи: значно зменшуються втрати енергії на подолання шкідливих опорів, цапфа і вкладиш практично не зношуються.

Для створення тертя з мастильним матеріалом необхідно, щоб у масляному шарі виникав надлишковий тиск або від обертання вала (гідродинамічне), або від насоса (гідростатичне). Частіше застосовують підшипники з гідродинамічним змащуванням (рис. 10.14). При обертанні цапфа 2 захоплює мастило 1. У масляному клині, що утворився, створюється надлишковий тиск, що забезпечує поділ цапфи і підшипника шаром мастила.

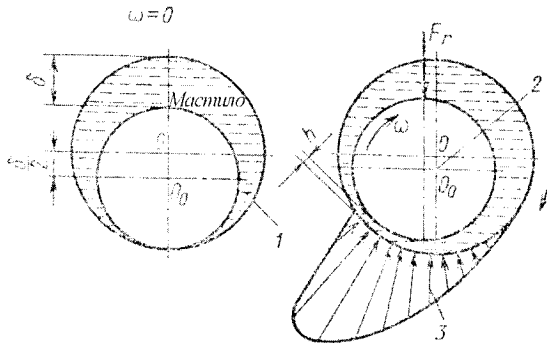


Рис. 10.14

Що позначено цифрою 3 на рис. 10.14?

10.14. Розрахунок підшипників рідинного тертя виконують на основі рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, що пов'язують тиск, швидкість і опір мастильного матеріалу в'язкому зуву. Теорія показує, що гідродинамічний тиск може розвиватися тільки в клиновому зазорі (див. епюру на рис. 10.14). Товщина шару мастила h залежить від кутової швидкості і в'язкості мастила. Чим більші ці параметри, тим більша h . Але зі збільшенням радіального навантаження F_r на цапфу 2 товщина шару мастила h зменшується. При сталому режимі роботи товщина h шару мастила повинна бути більшою від суми мікронерівностей цапфи R_{z1} і вкладиша R_{z2} (рис. 10.15):

$$h = K_h(R_{z1} + R_{z2}), \quad (10.7)$$

де K_h – коефіцієнт запасу, що враховує неточності виготовлення цапф, умов їх складання і т. п.

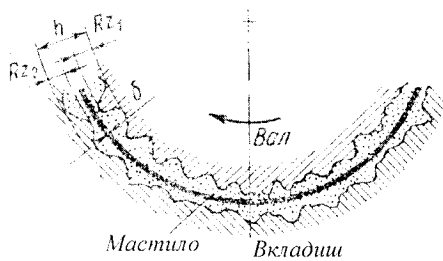


Рис. 10.15

Проаналізуйте інформацію кроків 10.13 і 10.14, рис. 10.14 і 10.15 та перелічіть умови для забезпечення рідинного тертя підшипників.

10.15. Для підшипників з тертям з мастильним матеріалом попередньо виконують умовний розрахунок (див. крок 10.9). При цьому звичайно діаметр цапфи d , радіальне навантаження F_r і кутова швидкість з повинні бути відомі. Для перевірки виконання умов рідинного тертя після вибору марки мастила розрахунковим шляхом визначають радіальний зазор δ товщину шару мастила h і

досліджують температурний режим підшипників. Гідродинамічний розрахунок виконують як перевірочний.

Запишіть основні формули для проведення умовного розрахунку підшипників ковзання.

10.16. Приклад 10.1. Перевірити умову зносостійкості підшипника ковзання, що працює в умовах граничного тертя, якщо задані (див. рис. 10.13) $d = 50$ мм, $l = 80$ мм, $F_r = 15$ кН, $\omega = 30$ рад/с. Матеріал вкладиша підшипника БрО6Ц6С3, матеріал осі – сталь 45.

10.17. Контрольна картка 10.1.

Контрольна картка 10.1

Питання	Відповіді	Код
Який тип підшипника показаний на рис. 10.16?	Нерознімний	1
	Рознімний	2
	Самоустановний нерознімний	3
	Самоустановний рознімний	4
Який матеріал застосований для вкладишів, показаних на рис. 10.17?	Сталь	5
	Чавун	6
	Бронза	7
	Латунь	8
	Капрон	9
Як повинна змінитися ширина зазору зі збільшенням діаметра вала цапфи?	Збільшитися	10
	Зменшитися	11
	Необхідно виконати відповідний розрахунок	12
Чим відрізняється під'ятник від підшипника ковзання?	Підтримує обертові осі (вали) і сприймає тільки радіальне навантаження	13
	Те ж, сприймає тільки осьове навантаження	14
	Те ж, сприймає радіальне й осьове навантаження	15
Виходячи з якої умови розраховують підшипники ковзання, що працюють в умовах граничного тертя?	$p_c V \leq [p_c V]$	16
	$F_r / (dl) \leq [p]$	17
	$K_h (R_{z1} + R_{z2})$	18

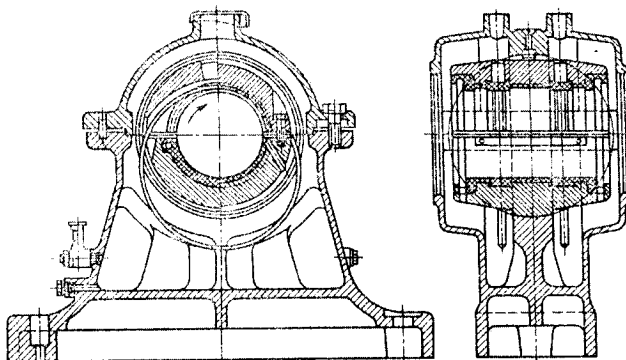


Рис. 10.16

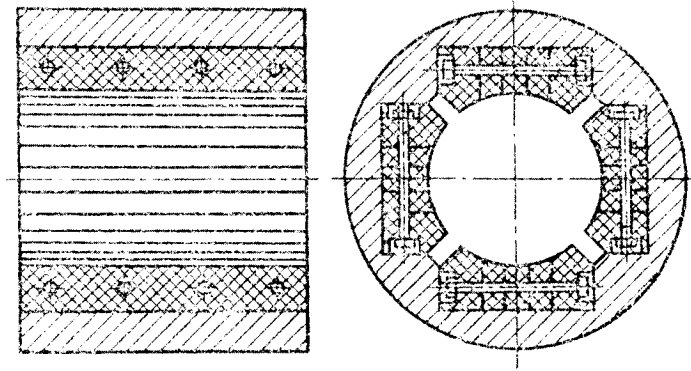


Рис. 10.17

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

10.1. Підшипники ковзання призначені для підтримки обертових осей і валів з радіальним навантаженням.

10.2. Канавки K і отвір O (рис. 10.2) виконують для введення й утримання мастильного матеріалу на тертьових поверхнях.

10.3. Зазор δ_k (див. рис. 10.4) необхідний для можливості перетяжки підшипників ковзання, тобто для ліквідації радіального зазору, що утворився (див. крок 10.3). Виступ B служить для фіксування вкладишів, тобто для того, щоб при обертанні вала вкладиші не оберталися.

На рис. 10.6 показаний нерознімний підшипник ковзання.

10.4. Тиск в опорі (див. рис. 10.8) розподілено нерівномірно. У цьому випадку бажано застосовувати самоустановні підшипники.

10.5. Опора, показана на рис. 10.10, повинна сприймати спільне навантаження – осьове і радіальне. Деталь 3 – втулка радіального підшипника ковзання.

10.6. Змащування підшипника за схемою, показаною на рис. 10.12, здійснюється кільцем. Металеve кільце 1 більшого, ніж у цапфи вала 2, діаметра вільно висить на цапфі вала, нижньою частиною занурене у ванну 3 з мастилом. При обертанні вала обертається і кільце. Мастило з кільця стікає на цапфу вала і, розтікаючись уздовж його, потрапляє в зону тертя.

Порівняльна характеристика змащувальних пристроїв. Найбільш простий спосіб змащування – періодичне заливання мастильного матеріалу через отвір 1 (див. рис. 10.1). Недолік цього способу – можливість потрапляння абразивних часток у зону змащування.

Змащування за допомогою маслянки з кульовим клапаном або ковпачковою масляною (рис. 10.11, а, б) також вимагає нагляду. Цього недоліку не має гнотовий спосіб (рис. 10.11, в). Недоліком цього способу підведення мастильного матеріалу є те, що мастило подається до цапфи вала і тоді, коли вал не обертається (звідси – підвищена витрата мастильного матеріалу). Кільцевий спосіб змащування (рис. 10.11, г) – найбільш оптимальний, але при цьому ускладнюється конструкція корпусу підшипника. Підшипники в масляній ванні (рис. 10.11, д – під'ятник)

також вимагають ускладнення конструкції корпусу підшипника (необхідність створення надійного ущільнення вала).

10.7. Підшипники ковзання доцільно застосовувати в металорізальних верстатах, прокатних станах, сільськогосподарських машинах і т. д.

10.8. Інтенсивність зношування залежить від тиску між цапфою і вкладишем, матеріалів, з яких вони виготовлені, стійкості плівки мастила і довговічності збереження властивостей мастила.

10.9. За табл. 10.1 для БрОЦС6 – 6 – 3 знаходимо $[p_c V] = 4 \div 6 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$.

10.10. Середній тиск у підшипнику $p_c = F_r/(dl) = (5,75 \cdot 10)/(60 \cdot 60) = 1,6 \text{ МПа}$.

10.11. Колова швидкість цапфи, м/с: $V = (pdn)/60$, адже $\omega = (\pi n)/30$.

10.12. Умова зносостійкості підп'ятників – див. формули (10.1) і (10.5).

10.13. Цифра 3 на рис. 10.14 показує епіюру розподілу гідродинамічного тиску в клині мастила.

10.14. Для забезпечення тертя з мастильним матеріалом необхідне виконання таких вимог:

наявність зазору δ (див. рис. 10.14) між тертьовими поверхнями;

мастило заданої в'язкості повинне безупинно поповнюватися і надійно заповнювати зазор;

товщина шару мастила h , що розділяє ковзні поверхні вала і підшипника, повинна бути більшою від суми висот мікронерівностей цих поверхонь [див. формулу (10.7)];

відносна швидкість руху тертьових поверхонь для створення необхідної гідродинамічної підтримуючої сили за рахунок клина мастила повинна бути досить високою.

10.15. Основні формули для розрахунку підшипників ковзання:

$p_c = F_r/(dl) \leq [p_c]$ і (критерій довговічності) $p_c V \leq [p_c V]$.

10.16. Розв'язання прикладу 10.1. Для цього підшипника виконують умовний розрахунок.

1. Визначаємо колову швидкість $V = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000} = \frac{30 \cdot 50}{2 \cdot 1000} = 0,75 \text{ м/с}$

2. За табл. 10.1 приймаємо $[p_c] = 4 \text{ МПа}$; $[p_c v] = 5 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{мм}^2 \cdot \text{с}$.

3. Обчислюємо середній тиск між цапфою і вкладишем:

$$p_c = \frac{F_r}{dl} = \frac{15 \cdot 10^3}{50 \cdot 80} = 3,75 \text{ МПа} < [p_c].$$

4. Перевіряємо підшипник на нагрівання і відсутність заїдання:

$$p_c V = 3,75 \cdot 0,75 = 2,81 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с}) < [p_c V].$$

Висновок: підшипник для заданого режиму роботи придатний.

ГЛАВА 11 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

Завдання 25. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-2 теми «Підшипники кочення», дайте відповідь на питання кроків 11.1–11.13 і контрольну картку КК 11.1. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 25.

§ 1. Загальні відомості. Класифікація і сфера застосування

11.1. Підшипники кочення, як і підшипники ковзання, призначені для підтримки обертових осей і валів.

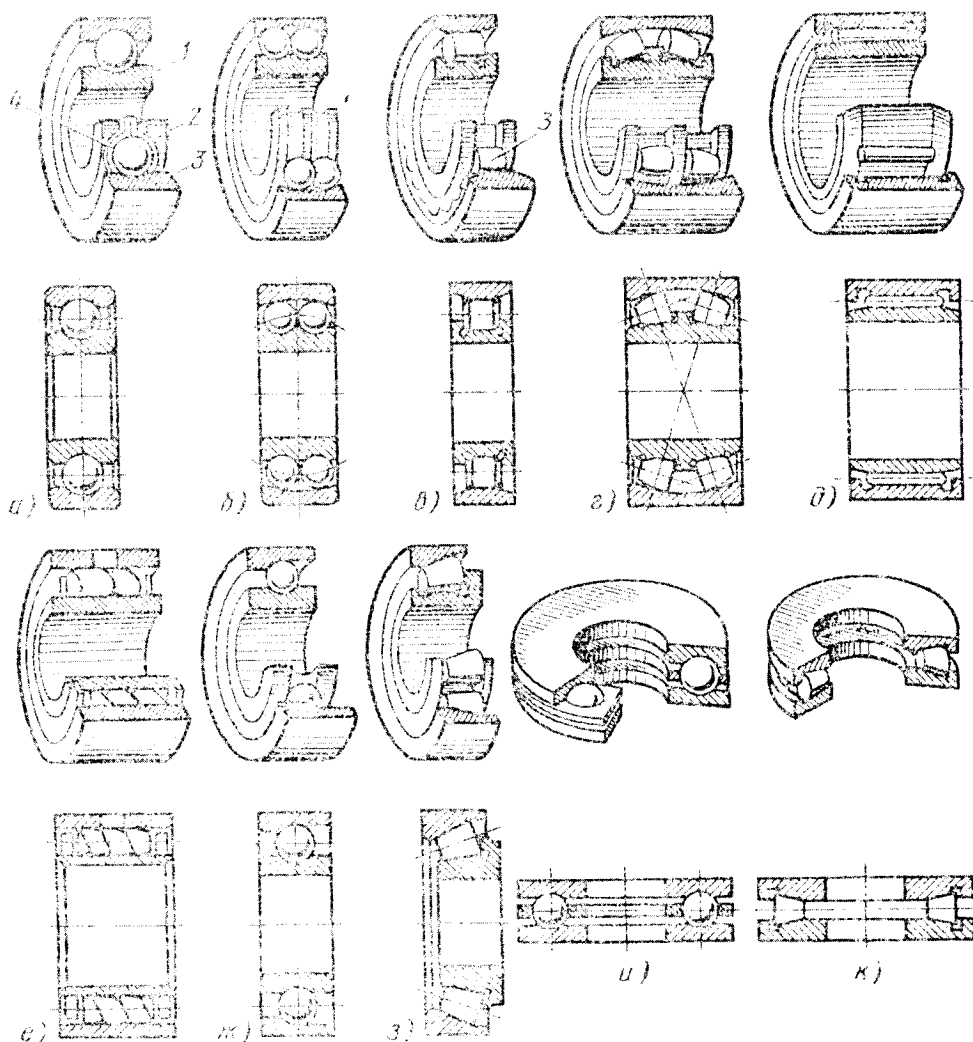


Рис. 11.1

Електродвигуни, підйомно-транспортні і сільськогосподарські машини, літальні апарати, локомотиви, вагони, металообробні верстати, зубчасті редуктори та багато інших механізмів і машин у наш час немислимі без підшипників кочення.

Підшипники кочення складаються з двох кілець – внутрішнього 1 і зовнішнього 3, тіл кочення 2 (кульок або роликів) і сепаратора 4 (рис. 11.1, а). Залежно від форми тіл кочення розрізняють підшипники кулькові (рис. 11.1, д, б, ж, и) і роликові (рис. 11.1, в, г, е, з к). Різновидом роликових підшипників є голчасті підшипники (рис. 11.1, д).

Основними елементами підшипників кочення є тіла кочення – кульки або ролики, установлені між кільцями й утримувані сепаратором на визначеній відстані одне від одного.

Тіла кочення і кільця виготовляють зі спеціальної шарикопідшипникової сталі, що містить великий відсоток хрому (ШХ6, ШХ9, ШХ15, 12Х2Н4А та ін.), а сепаратори – найчастіше з низьковуглецевої сталі, бронзи, латуні, текстоліту і капрону.

На рис. 11.2 знайдіть підшипники кочення ведучого вала зубчастого редуктора. Дайте характеристику підшипникам кочення за формою тіл кочення.

11.2. Для забезпечення нормальної і довговічної роботи підшипників кочення до якості їх виготовлення і термічної обробки тіл кочення і кілець висувають високі вимоги.

Підшипники кочення – це опори деталей, що обертаються чи хитаються; підшипники ковзання – опори, що працюють при ковзанні цапфи по поверхні вкладиша. Підшипники кочення, на відміну від підшипників ковзання, стандартизовані. Підшипники кочення різних конструкцій (діапазон зовнішніх діаметрів 1,0–2600 мм, маса 0,5–3,5 т, наприклад, мікропідшипники з кульками діаметром 0,35 мм і підшипники з кульками діаметром 203 мм) виготовляють на спеціалізованих підшипникових заводах.

Чим принципово відрізняються підшипники кочення від підшипників ковзання?

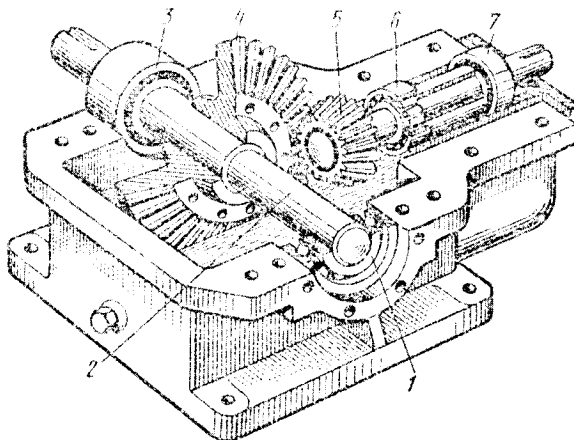


Рис. 11.2

11.3. Підшипники кочення, які випускають в СНД, класифікують за такими ознаками:

за здатністю сприймати навантаження – радіальні, радіально-упорні, упорно-радіальні й упорні. Радіальні підшипники (див. рис. 11.1, *a-e*) сприймають в основному радіальне навантаження, тобто навантаження, спрямоване перпендикулярно до геометричної осі вала; упорні підшипники (див. рис. 11.1, *и, к*) сприймають тільки осьове навантаження. Радіально-упорні (див. рис. 11.1, *ж, з*) і упорно-радіальні підшипники можуть одночасно сприймати як радіальне, так і осьове навантаження. При цьому упорно-радіальні підшипники призначені переважно для осьового навантаження.

Залежно від співвідношення розмірів зовнішнього і внутрішнього діаметрів, а також від ширини підшипника поділяють на серії: надлегку, особливо легку, легку, середню, важку, легку широку, середню широку, невизначену, ненормальних діаметрів, дрібногабаритну. Залежно від серії при тому самому внутрішньому діаметрові кільця підшипника зовнішній діаметр кільця і його ширина змінюються.

Визначте за рис. 11.2 найменування підшипника веденого вала, враховуючи навантаження, яке він сприймає. Запишіть у конспект із довідника габаритні розміри ($d \times D \times b$) підшипників 109, 209, 309, 409, 509, 609. За габаритними розмірами у масштабі 1:1 накресліть схеми підшипників зазначених типів і запишіть найменування серії для кожного підшипника.

11.4. За формою тіл кочення підшипники поділяють на кулькові (див. рис. 11.1, *a, б, ж, и*), з циліндричними роликами (див. рис. 11.1, *в*), з конічними роликами (див. рис. 11.1, *з, к*), голчасті (див. рис. 11.1, *д*), з витими роликами (див. рис. 11.1, *е*), з бочкоподібними роликами (сферичними) (див. рис. 11.1, *з*). Тіла кочення голчастих підшипників – тонкі ролики (голки) діаметром 1,6-5 мм. Довжина голок у 5-10 разів більша від їхнього діаметра. Сепаратори в голчастих підшипниках відсутні.

За кількістю рядів тіл кочення розрізняють однорядні (див. рис. 11.1, *a, в, д-к*) і дворядні (див. рис. 11.1, *б, з*) підшипники кочення.

За конструктивними і експлуатаційними ознаками підшипники поділяють на самоустановні (див. рис. 11.1, *б, з*) і несамоустановні (див. рис. 11.1, *a, в, д-к*).

Під типом підшипника розуміють його конструктивний різновид, зумовлений ознаками класифікації, відзначеними у кроках 11.3 і 11.4.

Дайте характеристику підшипникам кочення ведучого вала зубчастого редуктора (див. рис. 11.2) відповідно до наведених у кроках 11.3 і 11.4 ознак класифікації.

11.5. Кожен підшипник кочення має умовне клеймо, що позначає тип, розмір, клас точності, завод-виготовлювач. На нерознімні підшипники клеймо наносять на одне з кілець, на рознімні – на обидва кільця. Наприклад, на радіальний підшипник з короткими циліндричними роликами (див. рис. 11.1, *в*), де зовнішнє кільце без бортів і вільно знімається, а внутрішнє кільце з бортами складає комплект із сепаратором і роликами.

Кожен підшипник, що випускається в СНД, має клеймо – номер, цифри якого характеризують визначену ознаку підшипника. Перша і друга цифри праворуч умовно позначають його номінальний внутрішній діаметр d (діаметр вала). Для визначення справжнього розміру d (у міліметрах) необхідно зазначені дві цифри

помножити на п'ять. Наприклад, підшипник ...04 має внутрішній діаметр $04 \cdot 5 = 20$ мм. Це правило поширюється на підшипники з цифрами ...04 і вище, до ...99, тобто для $d = 20 \div 495$ мм. Підшипники з цифрами ...00 мають $d = 10$ мм; ...01 $d = 12$ мм; ...02 $d = 15$ мм; ...03 $d = 17$ мм.

Третя цифра праворуч позначає серію підшипника, визначаючи його зовнішній діаметр: 1 – особливо легка, 2 – легка; 3 – середня, 4 – важка; 5 – легка широка, 6 – середня широка.

Визначити внутрішній діаметр і серію підшипника 50312.

11.6. Четверта цифра праворуч позначає тип підшипника. Якщо ця цифра 0, то це означає, що підшипник радіальний кульковий однорядний; кульковий однорядний (якщо лівіше 0 немає цифр, то 0 не вказують); 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 – радіальний з короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – голчастий або роликовий з довгими циліндричними роликами; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально-упорний кульковий; 7 – роликовий конічний (радіально-упорний); 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята і шоста цифри праворуч характеризують конструктивні особливості підшипника (нерозбірний, із захисною шайбою, із закріплювальною втулкою і т. п.). Наприклад: 50312 – радіальний однорядний шарикопідшипник середньої серії зі стопорною канавкою на зовнішньому кільці; 150312 – той же підшипник із захисною шайбою; 36205 – радіально-упорний кульковий однорядний підшипник легкої серії, нерозбірний.

Сьома цифра праворуч характеризує серію підшипника по ширині.

ДСТУ встановлені такі класи точності підшипників кочення: 0 – нормальний клас (як правило, 0 у позначенні не вказують); 6 – підвищений; 5 – високий, 4 – особливо високий, 2 – надвисокий. Цифру, що позначає клас точності, ставлять ліворуч від умовної позначки підшипника і відокремлюють від нього знаком тире; наприклад, 206 означає кульковий радіальний підшипник легкої серії з номінальним діаметром 30 мм, класу точності 0.

Запишіть характеристику підшипників кочення, що мають позначення (клеймо) 2404.

11.7. Найбільшого поширення набули кулькові радіальні однорядні підшипники (див. рис. 11.1, а). Ці підшипники допускають порівняно велику кутову швидкість, особливо із сепараторами з кольорових металів або з пластмас, допускають невеликі перекоси вала (від $15'$ до $30'$) і можуть сприймати незначні осьові навантаження. Допустиме осьове навантаження для радіальних несамоустановлених підшипників не повинне перевищувати 70% від невикористаної радіальної вантажопідйомності підшипника.

Роликові радіальні підшипники з короткими роликами (див. рис. 11.1, в) порівняно з аналогічними за габаритними розмірами шарикопідшипниками мають підвищену вантажопідйомність, добре витримують ударні навантаження. Однак вони зовсім не сприймають осьових навантажень і не допускають перекосу вала (ролики починають працювати крайками, і підшипники швидко виходять з ладу).

Роликові радіальні підшипники з витими роликами (див. рис. 11.1, е) застосовують при радіальних навантаженнях ударної дії; удари пом'якшуються

піддатливістю витих роликів. Ці підшипники менш вимогливі до точності монтажу і до захисту від забруднень, мають незначні радіальні габаритні розміри.

Голчасті підшипники (див. рис. 11.1, *д*) відрізняються малими радіальними габаритними розмірами. Вони знаходять застосування в тихохідних (до 5 м/с) і важконавантажених вузлах, тому що витримують великі радіальні навантаження. Насьогодні їх широко використовують для заміни підшипників ковзання. Ці підшипники сприймають тільки радіальні навантаження і не допускають перекосу валів. Для максимального зменшення розмірів застосовують підшипники у вигляді комплекту голок, що безпосередньо спираються на вал, з одним зовнішнім кільцем.

Самоустановні радіальні дворядні сферичні кулькові (рис. 11.1, *б*) і роликові (див. рис. 11.1, *з*) підшипники застосовують у тих випадках, коли перекіс кілець підшипників може складати до 2–3°. Ці підшипники допускають незначне осьове навантаження (близько 20% від невикористаної радіальної) і осьову фіксацію вала. Підшипники мають високі експлуатаційні показники, але вони дорожчі, ніж однорядні.

Чи допускає осьове навантаження підшипник 2412?

11.8. Конічні роликопідшипники (див. рис. 11.1, *з*) застосовують у вузлах, де діють одночасно радіальні й односторонні осьові навантаження. Ці підшипники можуть сприймати також і ударні навантаження. Радіальна вантажопідйомність їх у середньому майже в 2 рази вища, ніж у радіальних однорядних шарикопідшипників. Їх рекомендується встановлювати при середніх і низьких колових швидкостях вала (до 15 м/с).

Аналогічне використання мають радіально-упорні шарикопідшипники (див. рис. 11.1, *ж*), які застосовуються при середніх і високих кутових швидкостях. Радіальна вантажопідйомність у цих підшипників на 30-40% більша, ніж у радіальних однорядних. Їх виконують рознімними зі знімним зовнішнім кільцем і нерознімними.

Чи можна підшипники кочення (див. рис. 11.2, поз. 1, 3, 6, 7) замінити на кулькові радіальні однорядні чи голчасті? Чому?

11.9. Кулькові і роликові упорні підшипники (див. рис. 11.1, *и, к*) призначені для сприйняття однобічних осьових навантажень. Застосовуються при порівняно невисоких кутових швидкостях, головним чином на вертикальних валах. Упорні підшипники радіальне навантаження не сприймають. За необхідності установки упорних підшипників у вузлах, де діють не тільки осьові, але і радіальні навантаження, слід додатково встановлювати радіальні підшипники.

Перелічіть типи підшипників кочення, що належать до радіальних, радіально-упорних, упорних.

§ 2. Порівняльна характеристика підшипників кочення і ковзання

11.10. При проектуванні вузла вал – підшипник перед конструктором стоїть завдання вибору типу опори – ковзання чи кочення. Тип опори залежить не тільки від конструкції вузла, його компонування, але й від багатьох експлуатаційних і технологічних факторів. При можливості забезпечення рідинного режиму змащування у вузлі можна рекомендувати опори з підшипниками ковзання, що мають такі переваги порівняно з підшипниками кочення: простота конструкції і

компонування; незначні габаритні розміри; здатність витримувати великі радіальні й ударні навантаження; можливість ремонту і низька вартість підшипника ковзання, особливо при великих діаметрах. Збільшення кутової швидкості вала, що має підшипники кочення, різко знижує їх довговічність. Унаслідок малої площі поверхні робочих елементів підшипників кочення ці опори є більш жорсткими, що є однією з причин шуму, а іноді й вібрації вузла, особливо при великих кутових швидкостях.

На рис. 11.2 опори валів змонтовані на підшипниках кочення. Чи можна в цьому випадку замінити підшипники кочення на підшипники ковзання? Як це позначиться на конструкції підшипникових вузлів і роботі редуктора?

11.11. Кільця підшипників кочення – суцільні (нерознімні). Це робить їх непридатними в деяких випадках, наприклад, для установлення на колінчасті вали. Однак особливої переваги підшипникам ковзання віддати не можна, тому що в результаті безпосереднього контакту окремих ділянок поверхонь вала й опори шийка вала зношується, що в кінцевому підсумку веде до заміни не тільки втулки, але й вала (підшипники кочення виключають зношування вала). Для забезпечення рідинного тертя опори ковзання підшипники ковзання вимагають іноді досить складних за конструкцією змащувальних пристроїв і постійного нагляду. Порівняно з підшипниками кочення підшипники ковзання вимагають підвищеної витрати мастильного матеріалу, що повинен надходити безупинно, тому що інакше відбувається швидке нагрівання і заклинювання підшипникового вузла.

Чи можна замінити підшипники ковзання (вкладиші) корінних 2 (рис. 11.3) і шатунних / шийок нерознімного колінчастого вала на підшипники кочення? Чому? Чи можна замінити підшипник ковзання (втулку) 3 (рис. 11.3) пальця шатуна 4 на підшипник кочення? Який тип підшипника можна встановити?

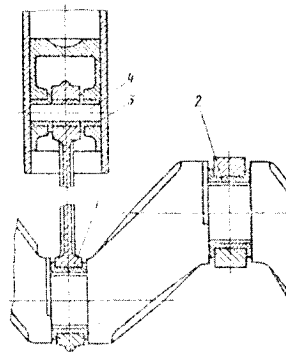


Рис. 11.3

11.12. Підшипники кочення порівняно з підшипниками ковзання вимагають, як правило, меншої витрати енергії, зручніші в експлуатації, не вимагають постійного догляду (змащування їх робиться періодично), мають незначний робочий радіальний зазор. Унаслідок незначної ширини кілець підшипників кочення досягається компактність вузла, що важливо при обмежених габаритних розмірах в осьовому напрямку. З цих і багатьох інших причин підшипники кочення мають дуже широке застосування в сучасному машинобудуванні, і в більшості випадків вони витиснули підшипники ковзання.

Чи вважаєте ви правильним при проектуванні нових машин застосування лише підшипників кочення? Чому?

11.13. Загальні тенденції застосування підшипників кочення.

1. Для малонавантажених підшипникових вузлів застосовують радіальні однорядні кулькові підшипники (як найбільш дешеві).

Нижче наводиться співвідношення оптових цін різних типів підшипників нормального класу точності (вибіркові дані): тип 000 - коефіцієнт 1,0 (вартість радіальних однорядних підшипників приймається за одиницю); тип 1000-1,0-1,2; тип 2000-1,8-3,0; тип 3000-2-3,0; тип 6000 - 1,8 - 2,0; тип 7000 - 1,2 - 1,4; тип 8000 - 0,85.

2. Розширюється застосування радіально-упорних підшипників у вузлах з осьовими навантаженнями.

3. Розширюється застосування роликів підшипників, що пов'язано, у свою чергу, з тенденцією підвищення жорсткості машин.

4. Розширюється застосування підшипників кочення у спеціальних галузях завдяки випуску антимагнітних, корозійностійких, жаростійких, малощумних та інших спеціальних підшипників.

Перелічіть основні типи підшипників, що рекомендуються для застосування в пп. 2 і 3. Запишіть у конспект їх позначення.

11.14. Контрольна картка 11.1.

Контрольна картка 11.1

Питання	Відповіді	Код
Як класифікувати підшипник, показаний на рис. 11.1, <i>и</i> за здатністю сприймати навантаження?	Радіальний	1
	Радіально-упорний	2
	Упорний	3
Визначити за діаметром вала номери підшипників 1 і 2 (див. рис. 11.4)	322	4
	4322	5
	7322	6
	6311	7
	8422	8
Який внутрішній діаметр (мм) має підшипник 302?	0,2	9
	10	10
	15	11
	302	12
Як класифікують підшипники кочення за характером навантаження, для сприйняття якого вони призначені?	Особливо легка, легка, середня широка, важка серія	13
	Радіальні, радіально-упорні, упорні, упорно-радіальні	14
	Кулькові, роликів, конічні, голчасті і т. д.	15
	Самоустановні, несамоустановні	16
	Однорядні, дворядні, чотирирядні	17
Вал підшипникового вузла має колову швидкість 5 м/с. При роботі виникає перекек кільця підшипників – 2°35'. Який із запропонованих типів можна використовувати для даного вузла (основне навантаження-радіальне)?	Радіальний, кульковий однорядний	18
	Радіальний кульковий дворядний	19
	сферичний	20
	Роликів конічний	21
	Роликів із витими роликками	22
Упорний кульковий		

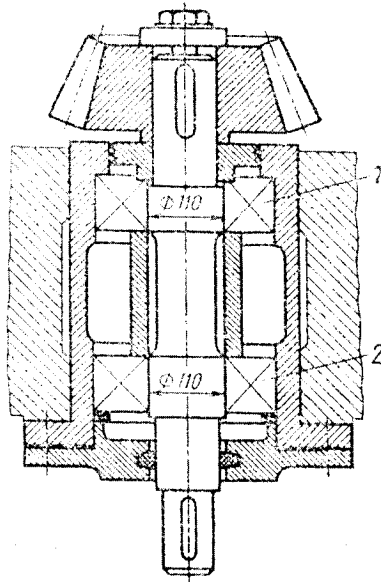


Рис. 11.4

§ 3. Методика підбору підшипників кочення

Завдання 26. Рекомендації студентам.

Вивчіть §3-7 теми "Підшипники кочення", дайте відповіді на питання кроків 11.15–11.19 і контрольної картки КК 11.2. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 26.

11.15. При проектуванні підшипники кочення не розраховують, а підбирають за каталогом залежно від: діаметра d цапфи вала; величини, напрямку і характеру навантаження (спокійне, ударне, змінне); призначення вузла; кутової швидкості обертового кільця (з врахування того, яке з кілець обертається); необхідної довговічності підшипника (кількість годин роботи).

Підбір підшипників практично зводиться до такої схеми:

1. За призначенням вузла вибирають тип підшипника. Так, наприклад, якщо на підшипник діє тільки радіальне навантаження, то можна вибирати будь-який радіальний підшипник.

2. Якщо підшипник перебуває під дією комбінованого навантаження (значного осьового і радіального), то застосовують радіально-упорні підшипники типів 6 і 7. Якщо ж осьове навантаження більше від радіального, то встановлюють упорний підшипник у комбінації з радіальним або упорно-радіальним підшипником. При дії одного осьового навантаження встановлюють упорні підшипники типів 8 і 9.

3. Основним критерієм для вибору підшипника служить його динамічна вантажопідйомність. Якщо підшипник сприймає навантаження в нерухомому стані або його обертове кільце має частоту обертання не більше 1 об/хв, то підшипник вибирають за статичною вантажопідйомністю без перевірки його довговічності.

Якого типу підшипники варто вибрати для редуктора із шевронними зубчастими колесами? Чому?

11.16. Розрахунок за динамічною вантажопідйомністю. Під динамічною вантажопідйомністю для радіальних і радіально-упорних підшипників розуміють постійне радіальне навантаження, що може витримати група ідентичних підшипників з нерухомим зовнішнім і внутрішнім кільцем, що обертається до виникнення втомного руйнування робочих поверхонь кілець і тіл кочення протягом 1 млн. об.

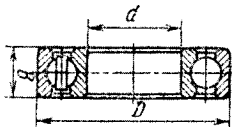
Умова для вибору підшипників кочення [3]:

$$C \leq [C], \quad (11.1)$$

де C – необхідна динамічна вантажопідйомність, Н; $[C]$ – табличне (каталожне) значення динамічної вантажопідйомності підшипника обраного типорозміру (табл. 11.1), Н.

Таблиця 11.1.

Шарикопідшипники радіальні однорядні. Середня серія 300



Умовне позначення	Розміри, мм			Динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	Статична вантажопідйомність $[C]_0$, кН	Гранична частота обертання, об/хв, при мастильному матеріалі		Маса (приблизно), кг
	d	D	B			В'язкому	Рідкому	
300	10	35	11	6,36	3,83	20 000	25 000	0,05
301	12	37	12	7,63	4,73	16 000	20 000	0,06
302	15	42	13	8,90	5,51			0,08
303	17	47	14	10,90	6,80	12 500	16 000	0,11
304	20	52	15	12,50	7,94			0,14
305	25	62	17	17,60	11,60	10 000	12 500	0,23
306	30	72	19	22,00	15,10	8 000	10 000	0,34
307	35	80	21	26,20	17,90			0,44
308	40	90	23	31,90	22,70	6 300	8 000	0,64
309	45	100	25	37,80	26,70			0,83
310	50	110	27	48,50	36,30	5 000	6 300	1,08
311	55	120	29	56,00	42,60			1,35
312	60	130	31	64,10	49,40	4 000	5 000	1,70
313	65	140	33	72,70	56,70			2,11
314	70	150	35	81,70	64,50			2,6

315	75	160	37	89,00	72,80	3 150	4 000	3,1
316	80	170	39	96,50	81,70			3,6
317	85	180	41	104,00	91,00			4,3
318	90	190	43	112,00	101,00			5,1
319	95	200	45	120,00	111,00	2 500	3 150	5,7
320	100	215	47	136,00	133,00			7,0

Необхідне значення динамічної вантажопідйомності визначають за формулами:

$$C = F_E L^{1/\alpha} \text{ або } C = F_E \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{1/\alpha}, \quad (11.2)$$

де F_E – приведене (еквівалентне) навантаження (слід підставляти в тих же одиницях, що і параметр C); L – необхідна довговічність обертового підшипника, млн. об. (приймається 0,5 – 30000 млн. об.); L_h – те ж, ч; α – коефіцієнт, що залежить від характеру кривої втоми (для кулькових підшипників $\alpha = 3,0$; для роликів $\alpha = 10/3$); n – частота обертання кільця, об/хв.

Таблиця 11.2.

Значення коефіцієнтів радіального X і осевого Y навантажень

Підшипники	Кут контакту β	Відносне навантаження F_{an}/C_0	Однорядні підшипники				Дворядні підшипники				e
			$\frac{F_{an}}{VF_m} \leq e$		$\frac{F_{an}}{VF_m} > e$		$\frac{F_{an}}{VF_m} \leq e$		$\frac{F_{an}}{VF_m} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Кулькові радіальні	0	0,014				2,30				2,30	0,19
		0,028				1,99				1,99	0,22
		0,056				1,71				1,71	0,26
		0,084				1,55				1,55	0,28
		0,11	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30
		0,17				1,31				1,31	0,34
		0,28				1,15				1,15	0,38
		0,42				1,04				1,04	0,42
0,56				1,00				1,00	0,44		
Кулькові	12	0,014				1,81		2,08		2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
		0,0571				1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11	1	0	0,46	1,22	1	1,39	0,74	1,98	0,45
		0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
0,57				1,00		1,16		1,62	0,54		
Кулькові радіально-упорні	18-20				0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57
	24-26				0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
	30		1	0	0,39	0,76	1	0,76	0,63	1,24	0,80
	35:36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
	40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
Роликові конічні	–	–	1	0	0,4	0,4	1	0,45	0,67	0,67	1,5

Кулькові	45				0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
упорно-радіальні	60	–	–	–	0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
	75				1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67
Роликові											
упорно-радіальні	–	–	–	–		1	1,5	0,67		1	1,5
Примітка. Для упорно-радіальних підшипників $V = 1,0$.											

Приведене навантаження визначають за такими формулами: для радіальних і радіально-упорних підшипників

$$F_E = (XVF_{rn} + YF_{an})K_oK_T; \quad (11.3)$$

для упорних підшипників

$$F_E = F_{an}K_oK_T. \quad (11.4)$$

У цих формулах F_{rn} – радіальне навантаження (сумарна радіальна реакція підшипника);

$$F_{rn} = \sqrt{F_{r_{m_1}} + F_{r_{m_2}}} \quad (11.5)$$

де $F_{r_{m_1}}$ – радіальна реакція підшипника у вертикальній площині; $F_{r_{m_2}}$ – радіальна реакція підшипника в горизонтальній площині; F_{an} – осьове навантаження на підшипник; X і Y – коефіцієнти радіального й осьового навантажень (табл. 11.2); V – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$; зовнішнього $V = 1,2$); K_o – коефіцієнт безпеки (його вибирають за табл. 11.3); K_T – температурний коефіцієнт (вводиться при температурі $t > 100$ °C; $K_T = 1,05$ при t до 125 °C; $K_T = 1,1$ при t до 150 °C, $K_T = 1,25$ при t до 200 °C).

Коефіцієнт Y у формулі (11.3) для всіх типів підшипників (див. табл. 11.2) залежить від співвідношення $\frac{F_{an}}{VF_{rn}}$ осьового і радіального навантажень, а для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників з невеликими кутами контакту – від відношення $\frac{F_{an}}{[C]_o}$ осьового навантаження підшипника до його статичної вантажопідйомності, що допускається ($[C]_o$ розглядається у кроці 11.19).

При виборі однорядних радіальних і радіально-упорних шарикопідшипників, а також однорядних конічних роликотпідшипників слід мати на увазі, що осьові сили не мають впливу на величину приведенного навантаження F_E доти, поки значення відношення $\frac{F_{an}}{F_{rn}}$ не перевищить визначеного значення параметра осьового навантаження e . При $\frac{F_{an}}{F_{rn}} < e$ ведуть розрахунок на дію лише радіального навантаження, тобто приймають $Y = 0$. Значення e наведені в табл. 11.2

Коефіцієнт безпеки

Характер навантаження на підшипники	K_0	Застосування
Спокійна, пошговхи відсутні	1	Підшипники передач тертям у машинах зі спокійним зовнішнім навантаженням, ролики стрічкових конвеєрів
З легкими пошговхами, короткочасні перевантаження до 125% від основного навантаження	1-1,2	Підшипники передач зачепленням у машинах з відносно спокійним зовнішнім навантаженням, у верстатах з головним обертальним рухом, у машинах для обробки волокна і т. д. Підшипники електродвигунів, конвеєрів.
З помірними пошговхами, короткочасні перевантаження до 150% від основного навантаження	1,3-1,8	Підшипники залізничного рухового складу, коробки передач тракторів і автомобілів, редукторів ($K_0 = 1,3 \div 1,5$), коліс автомобілів і тракторів, двигунів внутрішнього згоряння, стругальних і довбальних верстатів, вагонеток для вугілля і т. д. ($K_0 = 1,5 \div 1,8$).
Із сильними ударами, короткочасне перевантаження до 300% від основного навантаження	2-3	Підшипники кувальних машин, каменедробарок, копрів, валків і роликів конвеєрів крупно- і середньосортних прокатних верстатів.

Підбір радіально-упорних підшипників має ряд особливостей, на яких зупинимося докладніше.

При дії на радіально-упорний підшипник радіального навантаження в ньому, крім радіальної, виникає також осьова реакція. Причину її виникнення пояснює рис. 11.5, на якому показана така реакція S_i для окремого тіла кочення.

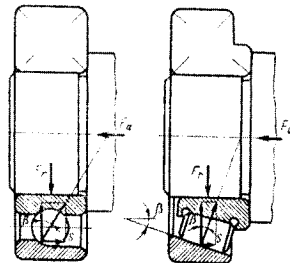


Рис. 11.5

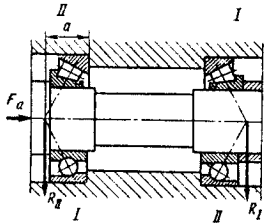
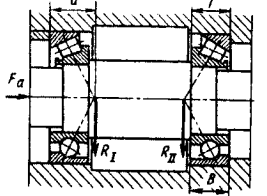
Підсумовуючи ці осьові реакції для всіх навантажених тіл кочення, одержують повну осьову реакцію підшипника від дії на нього радіальної сили. Цю реакцію позначають S і визначають її у функції від сумарної радіальної реакції F_{rn} за формулою $S = eF_{rn}$ для кулькових підшипників; $S = 0,83eF_{rn}$ для роликів конічних підшипників.

У формулу (11.3) для визначення приведенного (еквівалентного) навантаження радіально-упорного підшипника слід підставляти сумарне осьове навантаження F_{un1} або F_{un2} , що залежить не тільки від зовнішньої осьової сили (наприклад, у

косозубчастій циліндричній передачі), але і від осевих складових реакцій підшипників. Ці сумарні осеві навантаження визначають за допомогою табл. 11.4, у якій цифрою II позначений підшипник, що сприймає зовнішню осьову силу F_a .

Таблиця 11.4.

Визначення осевих навантажень радіально-упорних підшипників

Ескіз	Умова навантаження	Осьові навантаження підшипників
	$S_1 > S_2$ $F_a \leq 0$ $S_1 < S_2$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{an1} = S_1$ $F_{an2} = S_1 + F_a$
	$S_1 < S_2$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{an1} = S_2 - F_a$ $F_{an2} = S_2$

При складанні рівнянь рівноваги для визначення радіальних реакцій радіально-упорних підшипників слід мати на увазі, що радіальна реакція прикладена не посередині підшипника (як це має місце для радіальних підшипників), а зміщена. Радіальна реакція прикладена в точці перетину нормалі до середини поверхні контакту тіла кочення і зовнішнього кільця й осі вала (див. табл. 11.4). Відстань a (див. табл. 11.4) визначають за формулою (значення параметрів, що входять у формули, див. табл. 11.4):

для однорядних радіально-упорних шарикопідшипників

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \beta \right) ;$$

для однорядних конічних роликотпідшипників $a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6}$.

Коефіцієнт e для конічних роликотпідшипників і для кулькових підшипників з великим кутом контакту ($\beta \geq 18^\circ$) зазначений у табл. 11.2; для шарикотпідшипників з невеликим кутом контакту коефіцієнт e може бути попередньо визначений за формулою:

$$\operatorname{tg} e = \frac{\lg \frac{F_m}{C_0} - 1,444}{4,729}.$$

Від яких параметрів (факторів) залежить значення необхідної динамічної вантажотпідйомності?

11.17. Підбір підшипників. З формули (11.2) випливає, що відношення динамічної вантажопідйомності до приведеного навантаження $C/F_E = L^{1/\alpha}$. Деякі значення C/F_E для заданої довговічності наведені в табл. 11.5. Значення C/F_E для різних швидкостей обертання і різних довговічностей, виражених у годинах, наводяться також у таблицях каталогу (наприклад, для кулькових і роликів підшипників, див. табл. 11.5).

При виборі підшипників значення необхідної динамічної вантажопідйомності можна визначати не за формулою $C = F_E L^{1/\alpha}$, а за видозміненою формулою

$$C = F_E (C/F_E), \quad (11.6)$$

де $(C/F_E) = L^{1/\alpha}$ приймається по табл. 11.5.

Таблиця 11.5.

Відношення $\left(\frac{C}{F_E}\right)$ для підшипників з різними значеннями довговічності

Кулькові підшипники				Роликів підшипники			
L , млн.об	$\frac{C}{F_E}$	L , млн.об.	$\frac{C}{F_E}$	L , млн.об.	$\frac{C}{F_E}$	L , млн.об.	$\frac{C}{F_E}$
0,5	0,793	600	8,43	0,5	0,812	600	6,81
5	1,71	1000	10	5	1,62	1000	7,94
10	2,15	1600	11,4	10	2	1500	8,97
20	2,71	2000	12,6	20	2,46	2000	9,78
30	3,11	2600	13,8	30	2,77	2600	10,6
80	4,31	3000	14,4	80	3,72	3000	11
90	4,48	4000	15,9	90	3,86	4000	12
100	4,64	4500	16,5	100	3,98	4500	12,5
120	4,93	5000	17,1	120	4,20	5000	12,9
140	5,19	6000	18,2	140	4,40	6000	13,6
160	5,43	7000	19,1	160	4,58	7000	14,2
200	5,85	8000	20	200	4,90	8000	14,8
260	6,38	9000	20,8	260	5,30	9000	15,4
300	6,69	10000	21,5	300	5,54	10000	15,8
320	6,84	14000	24,1	320	5,64	14000	17,5
360	7,11	20000	27,1	360	5,85	20000	19,5
460	7,72	25000	29,2	460	6,29	25000	20,9
500	7,94	30000	31,1	500	6,45	30000	22,0
550	8,19			550	6,64		

11.18. Розрахунок підшипників на довговічність. Часто підшипники попередньо вибирають за конструктивними розуміннями, після чого розрахунком перевіряють їхню довговічність (ресурс). Під мінімальною довговічністю (розрахунковим терміном служби) розуміють термін служби підшипників, протягом якого не менше 90% з даної групи підшипників при однакових умовах повинні проробити без появи ознак втоми металу.

Довговічність підшипника L залежить від величини і напрямку дії навантаження, частоти обертання, мастильного матеріалу і т. д., а також і від його динамічної вантажопідйомності C . З формули (11.2) довговічність підшипника

$$L = \left(\frac{C}{F_E}\right)^\alpha; L_h = \left(\frac{[C]}{F_E}\right)^\alpha \frac{10^6}{60n} = \frac{10^6 L}{60n}; \quad (11.7)$$

$L = (L - \text{в млн. обертів, } L_h - \text{в годинах})$

У формулі (11.7) значення динамічної вантажопідйомності C приймають по табл. 11.1, наведене навантаження F_E визначають за методикою, викладеною в кроці 11.16.

Визначити номінальну довговічність підшипника 306, виражену в годинах, при $F_{rn} = 2,20$ кН, $K_T = 1,0$, $K_\delta = 1,0$ і $n = 1000$ об/хв.

Порівняйте з рекомендованим значенням L_h .

11.19. Розрахунок за статичною вантажопідйомністю. Підшипники вантажних гаків, домкратів, натискних пристроїв прокатних станів і інших машин періодично піддаються навантаженням при дуже повільному обертанні. «Необертові» підшипники розраховують тільки за статичною вантажопідйомністю. Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке навантаження на «необертовий» підшипник ($n \leq 1$ об/хв), під дією якого в ньому не виникає залишкових деформацій, які відчутно впливають на подальшу роботу підшипника.

Умова для вибору підшипників:

$$F_{E0} \geq [C]_0, \quad (11.8)$$

де F_{E0} – приведенне статичне навантаження; $[C]_0$ – значення допустимої статичної вантажопідйомності (див. табл. 11.1). Значення приведеного статичного навантаження для радіальних і радіально-упорних кулько- і роликотпідшипників визначають як найбільше з двох величин:

$$F_{E0} = X_0 F_{rn} + Y_0 F_{an} \text{ і } F_{E0} = F_{rn}, \quad (11.9)$$

де X_0, Y_0 – коефіцієнти відповідно радіального й осьового навантажень (табл. 11.8); F_{rn} – радіальне навантаження; F_{an} – осьове навантаження.

У якому випадку вибір підшипника виконують за статичною вантажопідйомністю?

11.20. Контрольна картка 11.2.

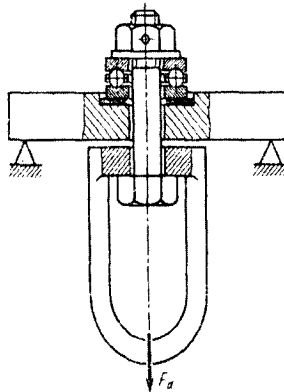


Рис. 11.6

Контрольна картка 11.2

Питання	Відповіді	Код
Який тип підшипника кочення можна вибрати для п'яти вала, якщо $d = 75$ мм (основне навантаження – осьова сила)	215	1
	8375	2
	7315	3
	9315	4
На рис. 11.6 показана вантажна скоба. Яку формулу слід використовувати для вибору підшипника?	$L = \left(\frac{C}{F_E}\right)^\alpha$	5
	$C = F_E L^{1/\alpha}$	6
	$C = F_E \left(\frac{60nL_h}{10^6}\right)^{1/\alpha}$	7
	$C = F_E \left(\frac{C}{F_E}\right)$	8
	$F_0 = [C]_0$	9
Підберіть радіальний кульковий однорядний підшипник, якщо розрахункова динамічна вантажопідйомність дорівнює $C = 73$ кН, $d = 80$ мм	313	10
	315	11
	316	12
	216	13
Для визначення осрової складової S виберіть коефіцієнт e радіально-упорного підшипника з кутом контакту $\beta = 12^\circ$ ($F_r = 1,20$ кН, $[C]_0 = 6,00$ кН)	0,20	14
	0,40	15
	0,47	16
	0,49	17
Перевірте можливість застосування підшипника 314 (за ресурсом) вала зубчастої передачі. Робота при постійному режимі, приведене навантаження $F_E = 8,60$ кН, $n = 1800$ об/хв, $L_h = 15000$ год/	Можна застосовувати	18
	Не можна застосовувати	19

Таблиця 11.6.

Значення коефіцієнтів радіальних і осрових навантажень X_0 і Y_0

Тип підшипників		Однорядні		Дворядні	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Кулькові радіальні		0,6	0,50	0,6	0,50
Кулькові сферичні		0,5	$0,22 \text{ctg } \beta$	1,0	$0,44 \text{ctg } \beta$
Кулькові радіально-упорні при куті контакту β , град	18-19	0,5	0,43	1,0	0,86
	20	0,5	0,42	1,0	0,84
	25	0,5	0,38	1,0	0,76
	26	0,5	0,37	1,0	0,74
	30	0,5	0,33	1,0	0,66
	35	0,5	0,29	1,0	0,58
	36	0,5	0,28	1,0	0,56
40	0,5	0,26	1,0	0,52	
Роликові радіально-упорні		0,5	$0,22 \text{ctg } \beta$	1,0	$0,44 \text{ctg } \beta$
Примітка: При $\beta = 18^\circ 40'$ коефіцієнт Y_0 для проміжних значень кутів β визначають інтерполяцією					

§ 4. Способи підвищення довговічності підшипникових вузлів

11.21. Підшипники кочення виходять з ладу з різних причин. Часто в підшипниках кочення руйнуються сепаратори, рідше пошкоджуються робочі поверхні кілець і тіла кочення.

Тонкостінні штамповані сепаратори виходять з ладу зазвичай внаслідок руйнування місць, ослаблених отворами під заклепки. При перевантаженнях підшипника руйнується зовнішнє кільце або ж руйнуються тіла кочення. Ці явища спостерігаються також при перекосі підшипників кочення під час їх монтажу. За відсутності мастильного матеріалу і великого тиску тіл кочення на сепаратор, а також при неправильному складанні може відбутися заїдання тіл кочення, що призведе до їх поломки. При потраплянні піску й інших твердих часток у мастильний матеріал відбувається абразивне зношування робочих поверхонь кілець. Дуже часто підшипники кочення виходять з ладу внаслідок втомного викришування робочих поверхонь.

Перелічіть основні види руйнування деталей підшипників.

11.22. Шляхи збільшення довговічності підшипників – виготовлення їх із найкращих матеріалів, удосконалення конструкцій і технології виготовлення, технічно правильна експлуатація.

Назвіть основні причини, що впливають на довговічність підшипників кочення.

11.23. Вибір раціональної конструкції підшипникового вузла.

Тіла кочення в підшипниковому вузлі не повинні піддаватися защемленню при радіальному навантаженні, варто передбачати достатній тепловий зазор між торцем підшипника і упорною кришкою і т. д.

До числа експлуатаційних заходів, що сприяють збільшенню терміну служби підшипників, належать: забезпечення надійного захисту від потрапляння пилу, вологи, кислот, лугів; своєчасне їх змащування; дотримання швидкісного і силового режимів роботи підшипника; забезпечення умов правильного монтажу підшипникового вузла.

На рис. 11.7 зображені залізничні букси: податлива (рис. 11.7, а) і жорстка (рис. 11.7, б). У якому випадку забезпечується більша довговічність підшипника? Чому?

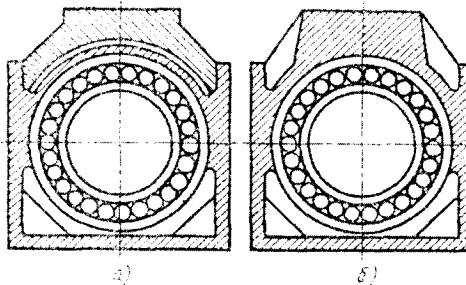


Рис. 11.7

§ 5. Конструкції вузлів

11.24. При проектуванні підшипникових вузлів враховують такі фактори: призначення вузла; умови експлуатації (величини і напрямки діючих навантажень, стан зовнішнього середовища, температурні умови і т. п.); умови загального компонування; технологічні можливості обробки деталей вузла.

Ці фактори впливають на вибір типорозміру підшипника, конструкції валів і корпусів підшипників, на спосіб монтажу і кріплення підшипників, вибір системи ущільнення, мастильного матеріалу, на ступінь точності виготовлення деталей. Рациональне рішення всього комплексу питань, що виникають при проектуванні, повинне забезпечити нормальну роботу підшипникового вузла.

Запишіть порядок проектування підшипникового вузла, після чого порівняйте з рекомендованим.

11.25. Підшипникові вузли повинні відповідати таким технічним вимогам: а) усі деталі підшипникового вузла повинні мати достатню міцність і жорсткість; б) конструкція підшипникового вузла повинна забезпечити нормальну роботу підшипника; в) підведення мастильного матеріалу, а також ущільнення в підшипникових вузлах повинні відповідати експлуатаційним вимогам; г) вузол повинен бути зручний у монтажі і демонтажі; д) забезпечувати надійність і довговічність з одночасним зниженням вартості проектованого вузла.

Яка з зазначених вимог при проектуванні підшипникових вузлів є основною?

11.26. Жорсткість посадкових місць забезпечується достатньою товщиною гнізд корпусів, призначених для установлювання зовнішніх кілець, а також постановкою ребер жорсткості.

Причиною заклинювання підшипників у вузлі можуть бути температурні подовження вала, виникнення значного осьового навантаження при неточно витриманих лінійних розмірах вала через непередбачене взаємне установлення підшипників. Прогини валів, неспіввісність посадкових місць можуть також служити причиною заклинювання.

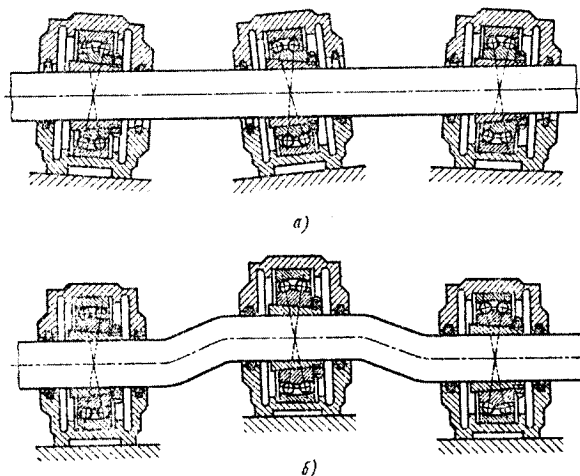


Рис. 11.8

На рис. 11.8 грубо показана посадка вала на трьох підшипникових опорах. Чи припустимі в експлуатації зазначені підшипникові вузли?

11.27. Підшипниковий вузол від переміщення в осьовому напрямку фіксують шляхом відповідного встановлення деталей у вузлі.

Внутрішні кільця обох підшипників можуть упиратися в буртики вала (рис. 11.9, а) або ж у мазеутримувальне кільце 1 (рис. 11.9, б). У деяких випадках (наприклад, при установленні вала шестірни конічного редуктора) внутрішні кільця упираються в розпірна втулку 2, як показано на рис. 11.10, а.

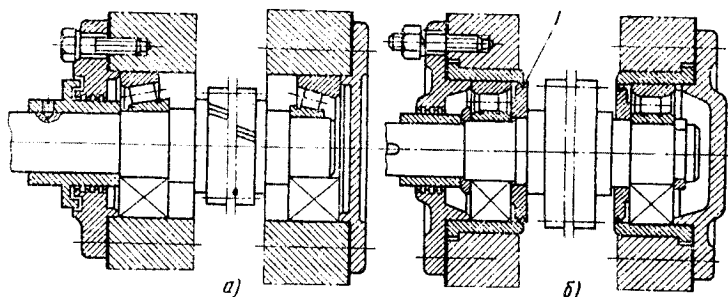


Рис. 11.9

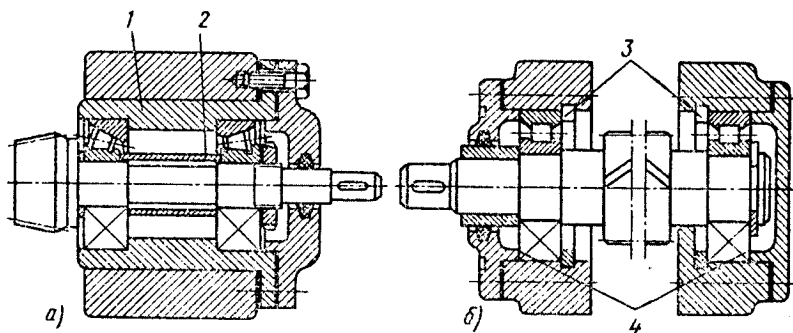


Рис. 11.10

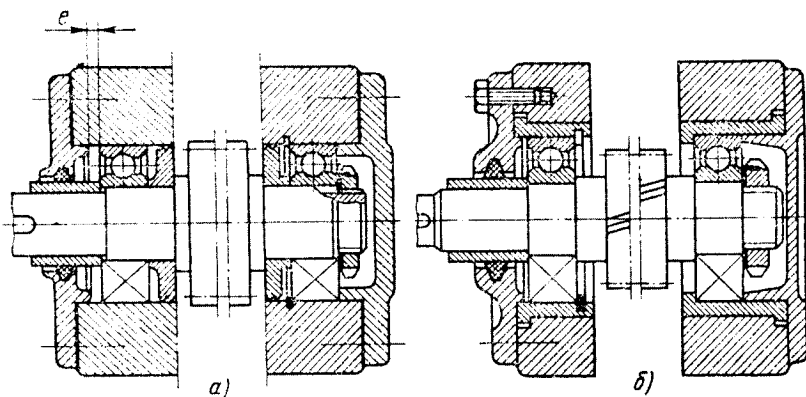


Рис. 11.11

Зовнішні кільця підшипників фіксують пружинним стопорним кільцем 3, виступом кришки підшипника 4 (рис. 11.10, б) і буртиком стакану 1 (рис. 11.10, а).

Для створення осьового зазору e (тобто для здійснення опори, що „плаває”) один підшипник (наприклад, правий, рис. 11.11, а) можна зафіксувати на валові й у корпусі, а другий – тільки на валові.

Накресліть в конспекті підшипниковий вузол (рис. 11.11, б) і покажіть позиціями: 1 – нерухому опору; 2 – гайку, що фіксує внутрішнє кільце; 3 – місця фіксування зовнішніх кілець; 4 – пружинне стопорне кільце, що фіксує зовнішнє кільце; 5 – рухому опору („плаваючу”); 6 – місця фіксування внутрішніх кілець; e – осьовий зазор.

§ 6. Змащування підшипників кочення

11.28. Змащування підшипників кочення захищає їх від корозії, зменшує шум при роботі і втрати на тертя ковзання між кільцями і тілами кочення, між сепаратором і тілами кочення, поліпшує відвід тепла.

Для змащування підшипників кочення застосовують рідкі і пластичні матеріали.

У чому полягає принципове розходження призначення змащування в підшипниках кочення і ковзання?

11.29. Рідкі мастильні матеріали застосовують при великих частотах обертання підшипника в умовах високих і низьких температур. Для швидкохідних підшипників рекомендують такі марки мастил: індустріальне 12 (веретенне 2); індустріальне 20 (веретенне 3). Швидкохідні і важконавантажені опори змащують авіаційними мастилами МС-14, МС-20, МК-22 (наприклад, ДВЗ). Тихохідні підшипники змащують індустріальним И-50А (машинне мастило СУ).

Переваги застосування рідких мастильних матеріалів: можливість централізованого змащування з автоматизацією процесу подачі мастильного матеріалу. Застосування рідкого мастильного матеріалу допускає повну його зміну без розбирання вузла, поліпшує відвід тепла. Періодичність заміни мастил – 3-6 місяців, поповнення – 1-2 рази на місяць.

Перелічіть недоліки застосування для підшипників кочення рідкого мастильного матеріалу порівняно з пластичним.

11.30. Пластичні мастильні матеріали порівняно з рідкими мають такі переваги: не впливають з вузлів за нормальних умов роботи; краще захищають підшипники від корозії; можуть працювати у вузлі без поповнення протягом тривалого часу (до одного року) і без особливого нагляду; вимагають менш складних конструкцій ущільнювальних пристроїв.

Підшипники редуктора змащують пластичним мастилом. Які особливості конструкції дозволяють зробити це?

11.31. Для вузла, що працює при незначній температурі навколишнього середовища (до 60 °С) і незначній вологості, рекомендують мастильні матеріали марок УС_с-1, УС_с-2 – солідол синтетичний, ВУС-2 – солідол жировий. При роботі вузла з робочою температурою 110-130 °С – УТ-1, УТ-2 – консталин жировий. Підшипники вузлів, що працюють при низьких температурах (до -50°С), можна змащувати низькотемпературними мастильними матеріалами ЦІАТИМ-201,

ЦИАТИМ-202, ЦИАТИМ-203; при високих (до 180 °С) – високотемпературним, наприклад мастилом НК-50.

Пластичний мастильний матеріал набивають у корпус підшипника при складанні вузла і поповнюють один раз на два-чотири місяці. Повну заміну мастильного матеріалу роблять не рідше одного разу на рік.

Недоліки пластичного змащування: необхідність розбирання вузла при заміні мастильного матеріалу, чутливість до зміни температури, підвишене внутрішнє тертя; можливість застосування тільки при порівняно низьких кутових швидкостях обертових кілець.

Підберіть мастильний матеріал (з перерахованих у кроці 11.31) для підшипників зубчастого редуктора стрічкового конвеєра, якщо в редукторі є мастилоутримувальні кільця.

§ 7. Ущільнення в підшипникових вузлах

11.32. Надійність підшипників кочення багато в чому залежить від типу ущільнювальних пристроїв. Ущільнення в підшипникових вузлах повинні не допускати витікання мастильного матеріалу з корпусу, де встановлені підшипники, а також захищати підшипники від потрапляння в них пилу, бруду й абразивних часток, що викликають їх передчасне зношування.

Ущільнення, застосовувані в машинобудуванні, поділяють на: контактні, щілинні, лабіринтові і захисні мастилоутримувальні кільця й мастиловідбивні шайби.

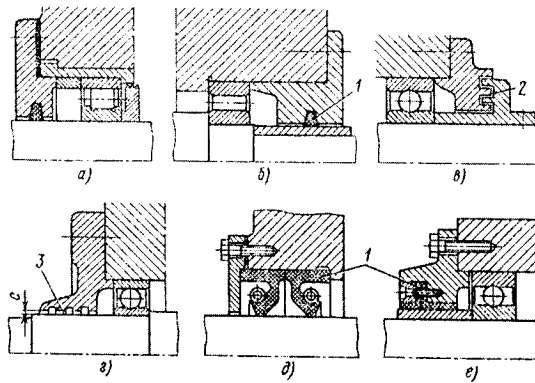


Рис. 11.12

До якого типу, на Вашу думку, належать ущільнювальні пристрої, показані на рис. 11.12?

11.33. Робота контактних ущільнень залежить від вибору матеріалів, встановлюваних у кришках корпусу підшипника і контактуючих з валом, на якому знаходиться підшипник.

Найбільшого поширення набули контактні ущільнення з повстяних, фетрових і шкіряних кілець (рис. 11.12, а, б). Основна перевага ущільнень цього типу — простота і дешевизна виготовлення.

Цей тип ущільнень рекомендується застосовувати при незначних колових швидкостях (до 4-5 м/с) і температурі навколишнього середовища до 90 °С. Вал (або проміжна втулка) повинен бути оброблений з достатньою точністю.

Для того, щоб ущільнювальний матеріал краще прилягав до обертового вала, у конструкцію включають браслетну пружину. Такі ущільнення називають манжетними (рис. 11.12, д). Пружина повинна притискати ущільнювальний матеріал до вала з незначною силою (для зменшення зношування і нагрівання вала).

Як матеріали, що ущільнюють, використовують тверду гуму або пластмаси (частіше), завальцьовані в сталевий кожух (останні називають касетними ущільненнями).

Манжетні ущільнення працюють при колових швидкостях до 10 м/с, з температурою вузла до 100°C.

Який основний недолік ущільнень контактного типу?

11.34. Щілинні і лабіринтові ущільнення усувають недоліки, що мають місце в ущільненнях контактного типу.

Щілинні ущільнення (рис. 11.12, з) мають дві-три кільцеві канавки у крищі корпуса підшипника (зазор $c = 0,1 \div 0,4$ мм). Канавки і зазор чинять значний гідравлічний опір мастильному матеріалові, що впливає з корпуса.

Аналогічно влаштоване і лабіринтове ущільнення. В ущільненні цього типу радіальні й осьові щілини виконують складної форми, що нагадує лабіринт (рис. 11-12, в).

Лабіринтові і щілинні ущільнення працюють при колових швидкостях до 30 м/с.

Недоліком цих ущільнень є ненадійний захист мастильного матеріалу від пилу і неможливість застосування їх при високій температурі.

Позитивну чи негативну роль відіграє мастило, що міститься в зазорах лабіринту і кільцевих проточках?

11.35. Контрольна картка 11.3.

Контрольна картка 11.3

Питання	Відповіді	Код
На рис. 11.13 показано два варіанти монтажу підшипників кочення. У якому випадку зручніше монтувати правий підшипник кочення?	Рис. 11.13, а	1
	Рис. 11.13, б	2
Яка система змащування підшипників кочення застосована в прямозубчастому редукторі, показаному на рис. 11.14?	Пластична	3
	Рідка в ванні з мастилом	4
	Мастильним туманом	5
	Рідка під тиском	6
Яка з зазначених на рис. 11.15 конструкцій підшипникового вузла буде надійнішою в роботі?	Рис. 11.15, а	7
	Рис. 11.15, б	8
Яке навантаження сприймає підшипник / у підшипниковому вузлі, показаному на рис. 11.16?	Радіальну силу F_r	9
	Осьову силу F_a	10
	Осьову і радіальну $F_r + F_a$	11
	Навантаження не сприймає	12
Визначте тип ущільнення в підшипниковому вузлі, показаному на рис. 11.15 б	Контактне	13
	Мастилоутримувальне кільце	14
	Щілинне	15
	Лабіринтове	16
	Комбіноване	17

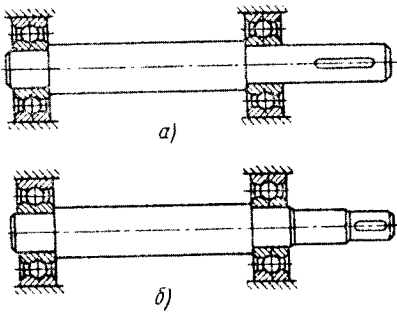


Рис. 11.13

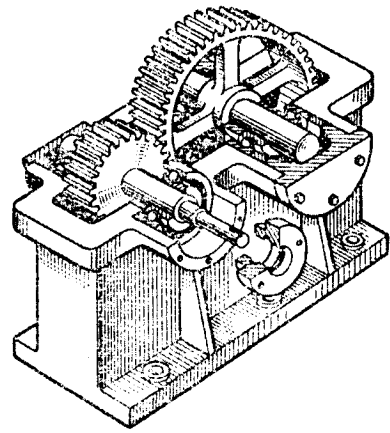


Рис. 11.14

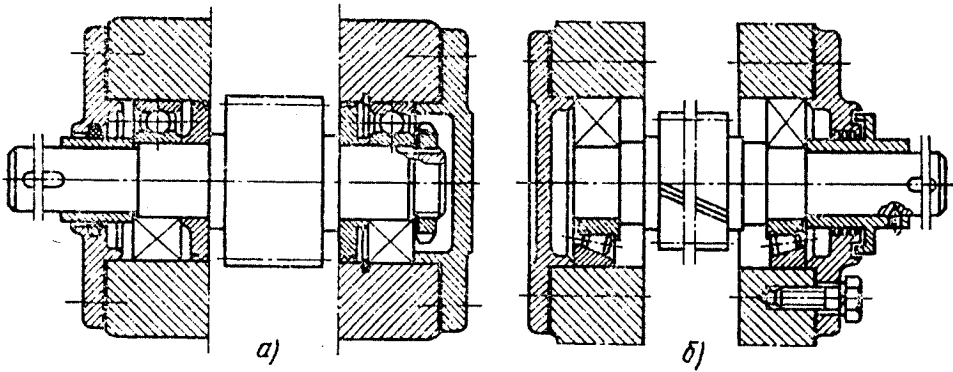


Рис. 11.15

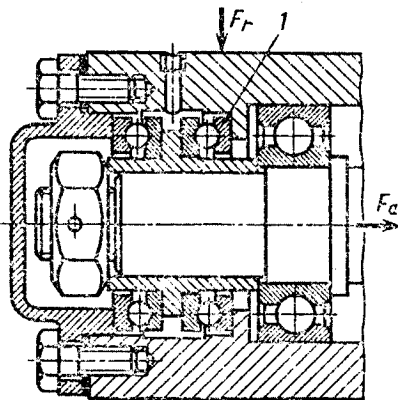


Рис. 11.16

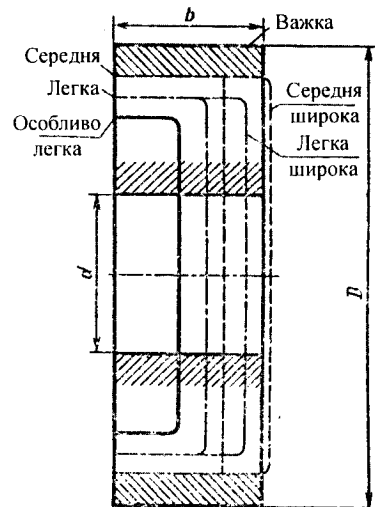


Рис. 11.17

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

11.1. На рис. 11.2 підшипники кочення ведучого вала зубчастого редуктора показані поз. 6 і 7. Підшипник 6 – роликівий; 7 – визначити не можна, але за логікою – теж роликівий.

11.2. Підшипники кочення принципово відрізняються від підшипників ковзання тим, що в них тертя ковзання замінене тертям кочення.

11.3. На рис. 11.2 показано радіально-упорний кульковий підшипник, що сприймає радіальне й осьове навантаження. Габаритні розміри приймаються за довідником [3]. Креслення в М 1:1 підшипників 109, 209, 309, 409, 509, 609 наведено на рис. 11.17.

11.4. Підшипники кочення ведучого вала редуктора (див. рис. 11.2) – радіально-упорні; серію в цьому випадку не можна визначити. Підшипники у ведучого вала 6,7 – роликіві конічні, однорядні, несамоустановні.

11.5. Для підшипника 50312 внутрішній діаметр $d = 60$ мм, серія – середня.

11.6. 2404 – радіальний з короткими циліндричними роликами підшипник важкої серії з внутрішнім діаметром 20 мм, клас точності – нормальний.

11.7. Роликіві радіальні підшипники з короткими роликами (2412) осьових навантажень сприймати не можуть.

11.8. На підшипники кочення конічного зубчастого редуктора (рис. 11.2) одночасно діють радіальне й осьове навантаження. Тому для вирішення питання про заміну радіально-упорних підшипників 1, 3, 6, 7 на радіальні необхідно знати діючі радіальне й осьове навантаження.

Голчасті підшипники в конічних зубчастих редукторах застосовувати не можна, тому що ці підшипники взагалі не розраховані на сприйняття осьового навантаження. Їх можна рекомендувати тільки за умови спільного установлювання з упорними підшипниками.

11.9. До радіальних підшипників належать:

кульковий радіальний однорядний підшипник; кульковий радіальний дворядний сферичний; роликівий радіальний підшипник з короткими циліндричними роликами; роликіві радіальні дворядні сферичні; голчасті підшипники; роликівий радіальний підшипник із витими роликами.

До радіально-упорних:

кульковий радіально-упорний однорядний підшипник; роликівий конічний (радіально-упорний).

До упорних:

кульковий упорний підшипник, роликівий упорний.

11.10. Заміна підшипників кочення на підшипники ковзання в зазначеному випадку можлива, але для цього необхідно змінити конструкцію мастильного пристрою підшипникового вузла. При неможливості забезпечення рідинного тертя міжремонтний термін підшипникового вузла внаслідок зношування шийки вала і вкладишів може скоротитися.

11.11. Замінити підшипники ковзання 1, 2 (див. рис. 11.3) на підшипники кочення не можна. Кільця підшипників кочення – цільні (нерознімні). Це робить їх непридатними для монтажу в деяких випадках, наприклад, на шатунних і корінних (проміжних) шийках нерознімних колінчастих валів і ін.

Заміна підшипника ковзання 3 на голчастий підшипник (див. рис. 11.3) принципово можлива. Голчастий підшипник має менший зовнішній діаметр, ніж кулькові і роликові підшипники, і витримує великі ударні навантаження. При установці пальця шатуна з високою поверхневою міцністю можна використовувати голчастий підшипник без внутрішньої обойми. Це дозволить зменшити габаритні розміри підшипникового вузла.

11.12. Застосування підшипників кочення не завжди раціональне. У деяких випадках через габаритні розміри або за умовами монтажу встановлювати підшипники кочення (наприклад, шатунні і корінні підшипники і т. п.) не можна. Крім того, при великих радіальних навантаженнях (особливо ударних) підшипники кочення застосовувати недоцільно.

У деяких випадках з конструктивних, експлуатаційних або технологічних причин необхідно встановлювати тільки підшипники ковзання (як різнімі, так і нерознімі).

11.13. Тип 2000 (роликові радіальні з короткими циліндричними роликами), тип 3000 (роликові радіальні двоярядні сферичні), тип 4000 (голчасті), тип 5000 (роликові радіальні з витими роликами), тип 7000 (роликові конічні радіально-упорні), тип 9000 (роликові упорні).

11.15. Для редуктора із шевронними зубчастими колесами можна застосовувати будь-який тип радіальних підшипників, тому що в цьому випадку на підшипник діють тільки радіальні навантаження F_t і F_r (у зубчастій шевронній передачі осьового навантаження не виникає).

11.16. Динамічна вантажопідйомність залежить від приведеного еквівалентного навантаження, довговічності і типу підшипника [див. формулу (11.2)].

11.18. Визначення номінальної довговічності підшипника 306. Підшипник 306 не піддається дії осьового навантаження. Звідси приведене навантаження $F_E = F_m = 2,20$ кН. Номінальна довговічність по формулі (11.6):

$$L = \left(\frac{C}{F_E} \right)^\alpha = \left(\frac{22,00}{2,20} \right)^3 = 1000 \text{ млн. об.},$$

де $[C] = 22$ кН за табл. 11.1 для підшипника 306; $\alpha = 3$, оскільки підшипник 306 – кульковий однорядний (див. крок 11.16), або

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 16700 \text{ з}$$

За табл. 11.6 $L_h \approx 20000$ з. Для наведеного прикладу $C/F_E = 10$.

11.19. За статичною вантажопідйомністю підбирають підшипники, частота обертання яких не перевищує 1 об/хв ($\omega \leq 0,1$ рад/с) або у випадку, коли підшипник сприймає зовнішнє навантаження в нерухомому стані.

11.21. Основні види руйнування деталей підшипників: поломка деталей, абразивний знос, заїдання деталей, втомне викришування.

11.22. Забезпечення нормальних умов роботи (змащування і т. п.), висока якість виготовлення підшипників кочення на заводі-виготовлювачеві, раціональна конструкція вузла підвищують довговічність підшипників кочення.

11.23. Велика довговічність підшипника буде забезпечуватися при податливій конструкції букси. У цьому випадку тиск буде рівномірно розподілятися на тіла кочення (кульки, ролики), підшипник буде більш довговічним.

11.24. Порядок проектування підшипникових вузлів:

- вкконується ескізне компоунвання вузла;
- за кінематичною схемою і силами, які діють на вал або вісь, визначають навантаження, що діють на підшипник;
- вибирають необхідний підшипник;
- перевіряють довговічність підшипника – його ресурс (див. крок 11.18);
- визначають характер сполучення і призначають посадки;
- вибирають мастильний матеріал і систему ущільнень та змащувальні пристрої;
- остаточно конструктивно оформляють вузол з урахуванням зручності і надійності монтажу і демонтажу підшипників.

11.25. З перерахованих у кроці 11.23 вимог до проектування підшипникових вузлів виділити основне не можна, тому що всі перераховані вимоги спрямовані на створення раціональної конструкції підшипникового вузла і, отже, важливі. Обов'язкові вимоги – надійність і довговічність.

11.26. Підшипникові вузли, показані на рис. 11.8, *а* для експлуатації припустимі; на рис. 11.8, *б* – неприпустимі (немає співвісності посадкових місць).

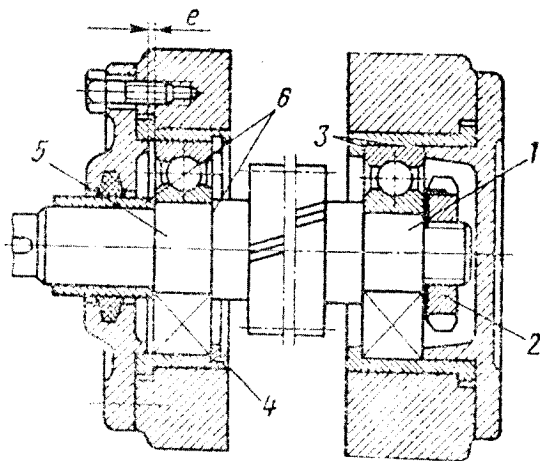


Рис 11.18

11.27. Підшипниковий вузол (див. рис. 11.18) має номери позицій, що відповідають специфікації питання кроку 11.27.

11.28. Головна мета змащування підшипників ковзання – розділити навантажену поверхню підшипника і вала шаром мастильного матеріалу. Якщо шар мастильного матеріалу розривається – виникає посилене тертя, що призведе до інтенсивного зношування, перегріву і заїдання.

У підшипниках кочення змащування відіграє допоміжну роль, головним чином зменшуючи тертя ковзання тіл кочення об сепаратор.

11.29. Недоліки застосування рідкого мастильного матеріалу: необхідність більш частого поповнення; більш складні конструкції ущільнень.

11.30. Для редукторів можливість пластичного змащування забезпечується наявністю мастилоутримувального кільця або мастиловідбивної шайби з внутрішньої сторони редуктора й отвору для прес-маслянки.

11.31. Для редуктора, що має мастилоутримуючі кільця, у якості мастильного матеріалу можна застосовувати солідол жировий або солідол синтетичний будь-якої марки.

10.32. Типи ущільнювальних пристроїв (рис. 11.12): *a* – захисне кільце (праворуч), контактне ущільнення (ліворуч); *b*, *d*, *e* – контактні ущільнення 1; *в* – лабіринтове ущільнення 2; *г* – щілинне ущільнення 3.

11.33. Основний недолік ущільнень контактного типу – при потраплянні на ущільнювальний матеріал бруду, піску ущільнення зношує вал.

11.34. Мастильний матеріал, що знаходиться в зазорах лабіринту і кільцевих проточок, ущільнює зазор і є необхідною (позитивною) умовою ущільнень цього типу.

ГЛАВА 12

МУФТИ

Завдання 27. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-7 теми “Муфти”, дайте відповіді на питання кроків 12.1–12.20 і контрольні картки КК 21.1 і 21.2. Складіть короткий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 27.

§ 1. Загальні відомості

12.1. Для з'єднання валів застосовують муфти (рис. 12.1). За допомогою муфт можна також передати обертання з валів на зубчасті колеса, шківів, вільно насаджених на ці вали. Муфти не змінюють обертального моменту і напрямку обертання. Деякі типи муфт поглинають вібрації і поштовхи, захищають машину від аварій при перевантаженнях. Застосування муфт у машинобудуванні викликане необхідністю: одержання довгих валів, виготовлених з окремих частин; компенсації невеликих неточностей монтажу у відносному розміщенні валів, що з'єднуються; надання валам деякої відносної рухливості під час роботи (малі зміщення і перекіс геометричних осей валів); увімкнення і вимкнення окремих вузлів; автоматичного з'єднання і роз'єднання валів залежно від пройденого шляху, напрямку передачі обертання (кутової швидкості), тобто виконання функцій автоматичного керування.

Що називають муфтою?

12.2. Класифікація муфт. Різноманіття конструкцій муфт ускладнює їх класифікацію. Нижче наведена класифікація за окремими ознаками.

За принципом дії й основним призначенням розрізняють постійні муфти, що не допускають роз'єднання валів у процесі роботи машини; зчепні (керовані) муфти, що дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали; самокеровані (автоматичні) муфти, що автоматично роз'єднують вали при зміні заданого режиму роботи; запобіжні муфти, що роз'єднують вали при порушенні нормальних експлуатаційних умов роботи.

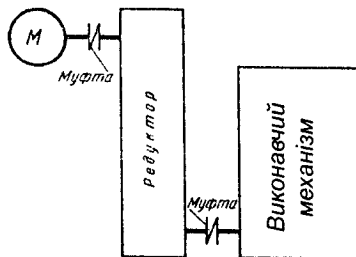


Рис. 12.1

За характером з'єднання валів муфти поділяють на: жорсткі (глухі) – що практично не допускають компенсації радіальних, осьових і кутових зміщень валів; компенсуючі – що допускають деяку компенсацію радіальних, осьових і кутових зміщень валів завдяки наявності пружних елементів (гумових втулок, пружин і ін.); фрикційні – що допускають короткочасне проковзування при перевантаженнях; електромагнітні і гідравлічні.

Чи передають жорсткі і пружні муфти вібрації, поштовхи й удари?

12.3. Основні типи муфт регламентовані стандартом для деякого діапазону діаметрів валів і розраховані на передачу визначеного моменту. Різноманіття вузлових конструкцій машин сприяє широкому поширенню муфт у машинобудуванні.

Що є основною характеристикою муфт?

§ 2. Жорсткі (глухі) муфти

За допомогою цих муфт здійснюється жорстке з'єднання валів.

12.4. Втулкова муфта є найпростішою з жорстких муфт. Вона являє собою втулку 3 (рис. 12.2), посаджену за допомогою шпонок, штифтів або шліців на вихідні кінці валів 1 і 2.

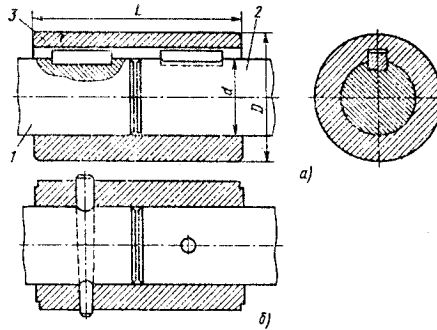


Рис. 12.2

Втулкові муфти застосовуються в тихохідних і невідповідальних конструкціях машин при діаметрах валів $d \leq 70$ мм. Перевага таких муфт – простота конструкції і малі габаритні розміри; недоліки – необхідність при монтажі і демонтажі розсовувати кінці валів на повну довжину муфти або зрушувати втулку уздовж вала не менш, ніж на половину її довжини; необхідність дуже точного сполучення валів, тому що ці муфти не допускають радіального або кутового зміщення осей валів. Матеріал для виготовлення втулки – сталь 45; для муфт великих розмірів – чавун СЧ 25.

За допомогою яких деталей передається обертальний момент від вала 1 до вала 2 (див. рис. 12.2)? На рис. 12.3 покажіть радіальне і кутове зміщення валів.

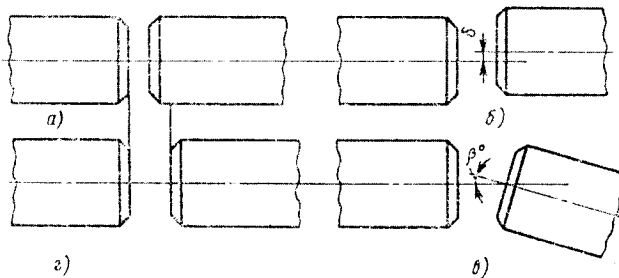


Рис. 12.3

12.5. Фланцева муфта складається з двох напівмуфт 1 і 2 (рис. 12.4), з'єднаних болтами 4. Для передачі обертального моменту використовують шпонкові або шліцьові з'єднання. Ці муфти називають іноді поперечно-згорнутими. Для кращого центрування фланців на одній напівмуфті роблять круговий виступ, на іншій – виточку того ж діаметра (рис. 12.4, а) або передбачають центральне кільце 3 (рис. 12.4, б).

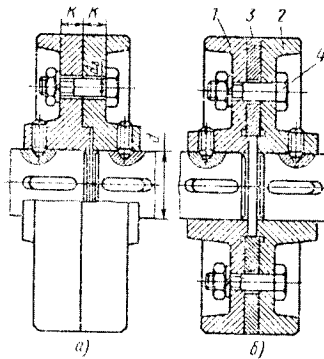


Рис. 12.4

Фланцеві муфти можуть передавати значні обертальні моменти; вони широко поширені в машинобудуванні. Застосовуються для валів діаметром $d \leq 350$ мм. Перевага цих муфт – простота конструкції і зручність монтажу; недолік – необхідність точного сполучення валів і точного дотримання перпендикулярності дотичних торцевих поверхонь напівмуфт до осі вала. Матеріал фланцевих напівмуфт – сталь 40, 35Л, чавун СЧ30 (для муфт великих розмірів).

На рис. 12.4 покажіть центральне кільце. Яке призначення цієї деталі?

12.6. Подовжно-згорнута муфта (рис. 12.5). Відрізняється від фланцевих муфт тим, що лінія рознімання напівмуфт, виконаних у вигляді розрізної втулки, розташовується уздовж осі вала. Ці муфти забезпечують найбільш зручний монтаж і демонтаж без осьового зміщення валів. Обертальний момент передається за рахунок шпонкових з'єднань, а також сил тертя, що виникають від затягування болтів. Іноді ці муфти виконують без шпонок, що дозволяє робити їх швидке складання і регулювати взаємне розташування валів за кутом повороту. Подовжно-згорнуті муфти виготовляють, як і фланцеві, зі сталі 40, 35Л або із чавуну СЧ30.

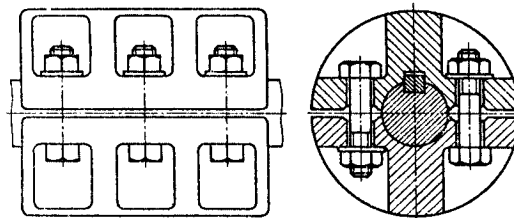


Рис. 12.5

У машинобудуванні подовжно-згорнуті муфти застосовують рідко. Який основний недолік подовжно-згорнутої муфти?

§ 3. Компенсуючі муфти

Конструкції цих муфт трохи складніші, але вони допускають деякі радіальні і кутові зміщення осей валів. Основне призначення цих муфт полягає в тому, щоб компенсувати шкідливий вплив неправильного відносного положення валів, що з'єднуються. Компенсуючі муфти, поділяються на жорсткі рухомі та пружні (деформовані).

12.7. Кулачково-дискова муфта (рис. 12.6) складається з двох напівмуфт 1 і 2 з діаметральними пазами на торцях і проміжного диска, що „плаває”. 3 (рис. 12.6, а) із взаємно перпендикулярними виступами. У складеній муфті виступи диска розташовуються в пазах напівмуфт (рис. 12.6, б). Тертьові поверхні періодично змащують пластичним мастилом (один раз на зміну). Кулачково-дискова муфта застосовується для з'єднання тихохідних валів (до 250 об/хв). Допустиме радіальне зміщення валів – до $0,04d$, кутове зміщення – до 30° . Недолік цих муфт – підвищена чутливість до перекосів валів. Ці муфти призначені головним чином для компенсації паралельного зміщення осей валів. Теоретично, при будь-якому зміщенні, передаточне відношення між валами постійне. При обертанні ведучого вала без кутових прискорень ведений вал також буде обертатися рівномірно. Напівмуфти і диски рекомендується виготовляти зі сталі 45Л.

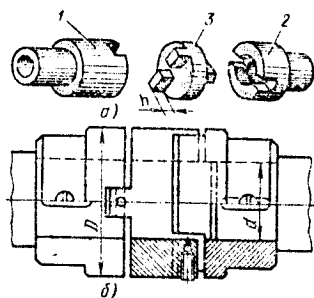


Рис. 12.6

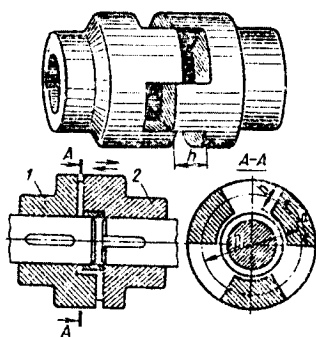


Рис. 12.7

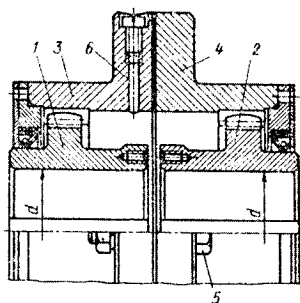


Рис. 12.8

Як називається муфта, що показана на рис 12.7?

12.8. Зубчаста муфта (рис. 12.8) складається з чотирьох основних деталей: двох напівмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубцями і двох обойм 3 і 4 із внутрішніми зубцями. Обойми муфти з'єднані болтами 5. Через отвір 6 заливається мастило (один раз на три місяці). Зубчасті муфти компенсують радіальні, кутові і комбіновані зміщення

валів (кути між напівмуфтами й обоймами не повинні перевищувати $0,5^\circ$; $d \leq 560$ мм) і широко застосовуються в машинобудуванні. Ці муфти надійні в роботі, мають малі габаритні розміри. Матеріал напівмуфт і обойм – сталь 40 або 45Л.

За рахунок чого відбувається компенсація осьового, радіального і кутового зміщень у зубчастій муфті?

12.9. Пружна втулочно-пальцева муфта (рис. 12.9) за конструкцією аналогічна до фланцевої муфти, але замість з'єднувальних болтів у пружної муфти є сталеві пальці 1, на які встановлені еластичні (гумові, шкіряні і т. п.) втулки 2. Еластичні елементи дозволяють компенсувати незначні осьові (1-5 мм; для великих муфт 2-15 мм), радіальні (0,2- 0,6 мм) і кутові (до $1^\circ 30'$) зміщення валів. Пружні втулочно-пальцеві муфти мають добру еластичність, високу демпфувальну й електроізоляційну здатність, прості у виготовленні, надійні в роботі. Широко застосовуються, особливо для з'єднання електродвигунів з виконавчими механізмами (машинами) при $d \leq 50$ мм. Матеріал напівмуфт – сталь 35, 35Л або чавун СЧ25; пальці виготовляють зі сталі 45.

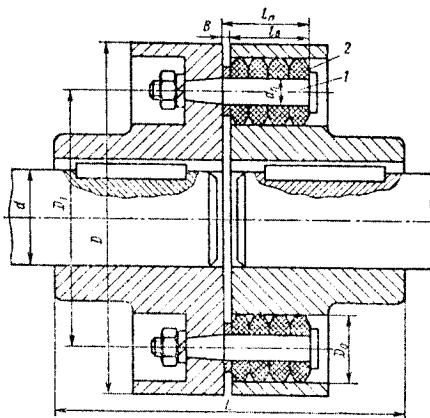


Рис. 12.9

Дайте характеристику муфті, показаній на рис. 12.10.

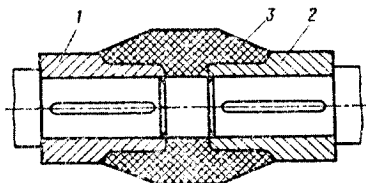


Рис. 12.10

§ 4. Зчепні муфти

Ці муфти призначені для з'єднання і роз'єднання валів. Деякі типи зчепних муфт дозволяють це робити на ходу, без зупинки електродвигуна. Зчепні муфти іноді називають керованими. За принципом роботи розрізняють кулачкові і фрикційні зчепні муфти.

12.10. Кулачкові муфти (див. рис. 12.7) складаються з двох напівмуфт 1 і 2, що

мають кулачки на торцевих поверхнях. Вмикання муфти здійснюється за рахунок напівмуфти 2, що може пересуватися уздовж вала по направляючій шпонці або по шліцях. Щоб уникнути ушкоджень кулачків, вмикання муфти на ходу допускається без навантаження при досить малій різниці кутових швидкостей валів. Вимикання допускається на ходу. Перевага кулачкових муфт – простота конструкції та малі габаритні розміри; недолік – неможливість, як правило, вмикання на ходу. Матеріал, що рекомендується, для кулачкових напівмуфт – легована сталь 20Х або 20ХН (цементована і загартована).

Коротко опишіть призначення і принцип роботи кулачкової муфти.

12.11. Фрикційні муфти (рис. 12.11), на відміну від кулачкових, допускають увімкнення на ходу під навантаженням. Фрикційні муфти передають обертальний момент за рахунок сил тертя. У результаті проковзування досягається плавність увімкнення і захист машин від поломок. За конструкцією фрикційні муфти поділяють на: дискові (багатодискові), див. рис. 12.11, а; конусні (рис. 12.11, б); циліндричні (рис. 12.11, в). Найбільшого поширення набули дискові муфти.

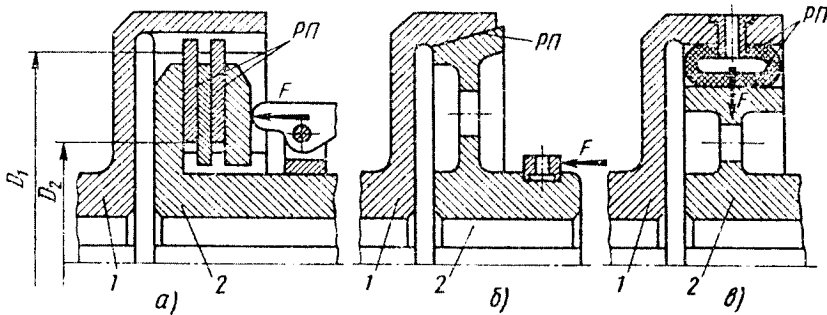


Рис. 12.11

Фрикційні муфти працюють без мастильного матеріалу (сухі муфти) і з мастильним матеріалом (муфти з мастилом). Останні застосовують у відповідальних конструкціях машин при передачі великих моментів. Змащування зменшує зношування робочих поверхонь, але ускладнює конструкцію муфти.

Матеріал для фрикційних муфт – конструкційні сталі, чавун СЧ 30. Фрикційні матеріали (пресовану азбесто-дротову тканину – ферродо, фрикційну пластмасу, порошкові матеріали й ін.) застосовують у вигляді накладок.

Знайдіть робочі поверхні фрикційних муфт, показаних на рис. 12.11.

§ 5. Самокеровані муфти

Ці муфти забезпечують автоматичне з'єднання і роз'єднання валів при зміні заданого режиму роботи.

12.12. Муфти вільного ходу (рис. 12.12) призначені для передачі обертального моменту в одному напрямку (наприклад, для обертання втулки заднього колеса велосипеда). Ролики 3 муфти вільного ходу за рахунок сил тертя заклинюють між поверхнями напівмуфт 1 і 2. При зменшенні швидкості обертання напівмуфти 1 внаслідок обгону ролики викочуються в широкі ділянки вирізів, і муфта

автоматично розмикається. Муфти вільного ходу працюють безшумно, допускають велику частоту увімкнень.

Як матеріали для муфт вільного ходу рекомендують застосовувати сталі ШХ15, 20Х, а також високовуглецеві інструментальні сталі.

Опишіть роботу муфти вільного ходу при зупинці напівмуфти 1 (рис. 12.12). Наведіть приклад застосування обгінної муфти.

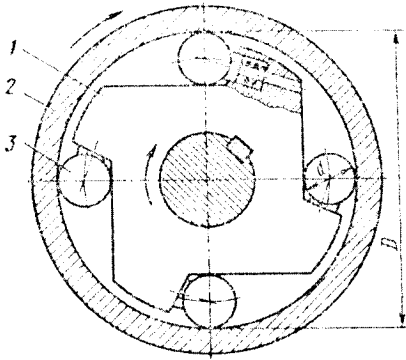


Рис. 12.12

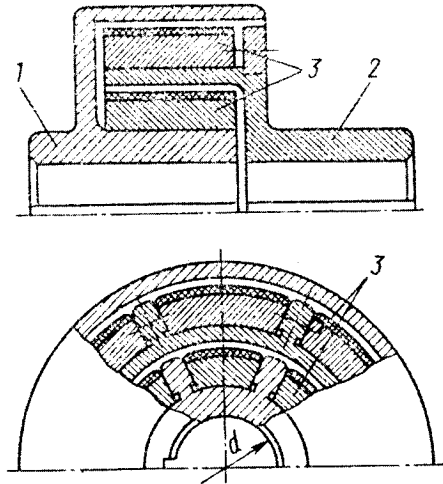


Рис. 12.13

12.13. Відцентрові муфти (рис. 12.13) служать для автоматичного вмикання (вимикання) валів при заданих кутових швидкостях. Відцентрова муфта складається з ведучої і веденої напівмуфт 1 і 2, у пази яких установлюють фрикційні вантажі – колодки 3. При досягненні ведучою напівмуфтою заданої кутової швидкості колодки 3, за рахунок відцентрових сил, притискаються до веденої напівмуфти, і муфта вмикається. У показаній на рис. 12.13 конструкції кожна з напівмуфт (1 або 2) може бути ведучою. Передача обертового моменту здійснюється силами тертя, значення яких пропорційне до квадрату кутової швидкості. Відцентрова муфта допускає часті увімкнення, забезпечує плавне включення і має порівняно невеликі габаритні розміри. Матеріал – див. крок 12.11.

Поясніть необхідність установки вантажів-колодок 3 (див. рис. 12.13) в обох напівмуфтах.

§ 6. Запобіжні муфти

12.14. Ці муфти допускають обмеження передаваного обертаючого моменту, що захищає машини від поломок при перевантаженнях.

Найбільшого поширення набули запобіжні кулачкові, кулькові і фрикційні муфти (рис. 12.14). Від зчепних і інших муфт вони відрізняються відсутністю механізму ввімкнення. Запобіжні кулачкові і кулькові (рис. 12.14, а) муфти постійно замкнуті, а при перевантаженнях кулачки або кульки напівмуфти 1 видавлюються із западин напівмуфти 2, і муфта розмикається. Інакше працює запобіжна фрикційна муфта (див. рис. 12.14, б). При перевантаженні за рахунок проковзування відбувається

пробуксовування цієї муфти (зупиняється ведений вал). Показані на рис. 12.14 запобіжні муфти застосовують при частих перевантаженнях. При малоймовірних перевантаженнях застосовують запобіжні муфти з елементом, що руйнується, наприклад зі зрізним штифтом (рис. 12.15). Вони прості за конструкцією і малогабаритні. Для виготовлення деталей запобіжних муфт залежно від типу муфти застосовують конструкційні сталі, чавун СЧ30, фрикційні матеріали, сталь ШХ12 і ін. (див. кроки 12.10–12.13). Штифти для муфт з елементом, що руйнується, виготовляють зі сталі 45, втулки – зі сталі 40Х із загартуванням.

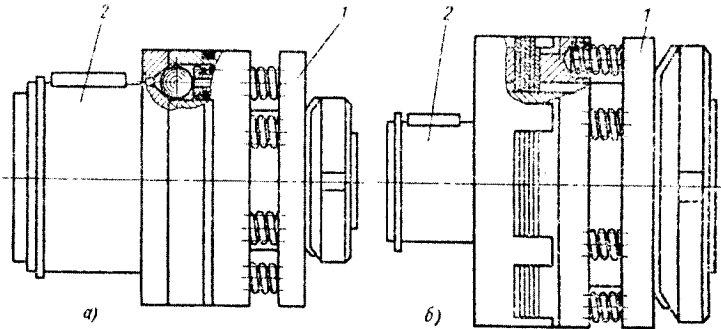


Рис. 12.14

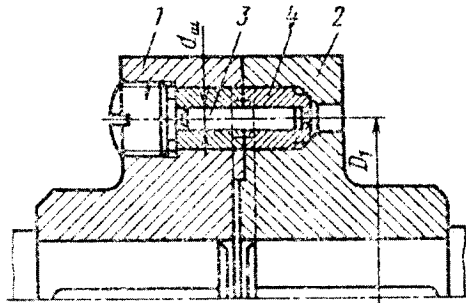


Рис. 12.15

Назвіть конструкції муфт, показаних на рис. 12.14. Опишіть пристрій запобіжної муфти з елементом, що руйнується. Вкажіть недолік цієї муфти. 12.15. Контрольна картка 12.1.

Контрольна картка 12.1

Питання	Відповіді	Код
Назвіть матеріали (без уточнення марки) для виготовлення кулачково-дискових муфт	Чавун	1
	Сталь	2
	Бронза	3
Чи змінюють за допомогою муфти кутову швидкість одного вала щодо іншого?	Змінюють	4
	ні	5

Перелічіть компенсуючі муфти	Фланцеві	6
	Поздовжньо-згорнуті	7
	Зубчасті	8
	Кулачкові	9
	Фрикційні	10
Які муфти можна вмикати на ходу при обертанні ведучого вала з великою кутовою швидкістю?	Кулачкові	11
	Фрикційні	12
Для чого призначені самокеровані муфти?	Для з'єднання і роз'єднання валів на ходу	13
	Для автоматичного з'єднання і роз'єднання валів при заданій кутовій швидкості	
	Для передачі обертального моменту в одному напрямку	14
	Для регулювання передаваного обертального моменту	15
		16

§ 7. Короткі відомості про вибір і розрахунок муфт

Застосовувані в машинобудуванні муфти стандартизовані. Муфти кожного типорозміру виконують для певного діапазону діаметрів вала. Основним критерієм при виборі стандартних муфт є обертальний момент, що передається.

При проектуванні нових муфт конструктивні розміри елементів муфти визначають за розрахунком. Стандартизовані або нормалізовані муфти не розраховують. Їх, як правило, вибирають, як і підшипник кочення, за таблицями довідників.

Таблиця 12.1.

Значення коефіцієнта режиму робіт K_p

Механізм чи машина	K_p
Конвєси:	
стрічкові	1,25-1,50
ланцюгові, скребкові і гвинтові (шнеки)	1,50-2,0
Повітродувки і відцентрові вентилятори	1,25-1,50
Насоси:	
відцентрові	1,50-2,0
поршневі компресори	2,0-3,0
Верстати металообробні:	
з безперервним рухом	1,25-1,50
зі зворотно-поступальним рухом	1,50-2,50
Верстати деревообробні	1,50-2,0
Млини кульові, дробарки, молоти, ножиці	2,0-3,0
Крани, підйомники, елеватори	3,0-4,0

12.16. Вибір стандартних муфт.

Основною характеристикою при виборі муфт є передаваний розрахунковий момент

$$T_p = K_p T \leq [T]_p, \quad (12.1)$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи (табл. 12.1); T – номінальний обертальний момент при сталому режимі роботи.

Таблиця 12.2.

Муфти втулкові зі шпонками (див. рис. 12.2, а), розміри, мм

d	D	L	$[T]_p$, Н·м	d	D	L	$[T]_p$, Н·м
20	35	60	70	(45)	70	140	710
(22)	35	65	90	50	80	150	850
25	40	75	125	(55)	90	160	1060
(28)	45	80	170	60	100	180	1500
30	45	90	210	(70)	110	200	2240
(35)	50	105	350	80	120	220	3150
40	60	120	450	(90)	130	240	4000
				100	140	280	5600

Примітка: Значення, що наведені в дужках, по можливості не застосовувати.

Таблиця 12.3.

Муфти пружні втулочно-пальцеві (МУВП) (див. рис. 12.9), розміри, мм

d	$[T]_p$, Н·м	ω_{max} , рад/с	D	L	B	D_1	Палець				Втулка пружна	
							d_n	l_n	Різьба	z^*	D_p	l_B
16 18	32	670	90	84	1-4	58	10	19	M8	4	1	15
20 22	55	590	100	104	1-4	68	10	19	M8	6	19	15
25 28	130	500	120	125	1-5	84	14	33	M10	4	27	28
30-28	240	420	140	165	1-5	100	14	33	M10	6	27	28
40-45	450	350	170	226		120	18	42	M12	6	35	36
48-55	700	314	190	226	2-6	140	18	42	M12	8	35	36
60-65	1100	286	220	286	2-8	170	18	42	M12	10	35	36
70-75	2000	234	250	288		190	24	52	M16	10	45	44
80-95	4000	178	320	350	2-10	242	30	66	M24	10	56,6	56
100-120	8000	146	400	432	2-10	300	38	84	M30	10	70,5	72

Муфти вибирають за відповідними таблицями (табл. 12.2 і 12.3) за T_p залежно від діаметра вала d (враховують також максимальну кутову швидкість ω_{max}). Окремі деталі вибраної муфти перевіряють на міцність.

Підібрати втулкову муфту для з'єднання вала електродвигуна з валом редуктора скребкового конвєсера, якщо потужність електродвигуна $P = 11$ кВт; $n = 1440$ об/хв; $d = 25$ мм.

12.17. Розрахунок на міцність жорстких (глухих) муфт.

Втулкові, фланцеві і поздовжньо-згорнуті муфти вибирають по нормалях.

Міцність втулки перевіряють за основною умовою міцності на кручення

$$\tau_k \leq [\tau]_k, \quad (12.2)$$

де $[\tau]_к$ – допустиме напруження на кручення (для сталі 45: $[\tau]_к = 22 \div 25$ МПа);

$$\tau_к = \frac{T_p}{W_K} = \frac{T_p D}{0,2 (D^4 - d^4)}, \quad (12.3)$$

$\tau_к$ – розрахункове напруження кручення; T_p – розрахунковий момент; d і D – розміри муфти (див. рис. 12.2).

Шпонкові чи шліцьові (зубчасті) з'єднання вала з жорсткою муфтою перевіряють за формулами (9.1)–(9.3), болтові з'єднання на розтяг і зріз – за формулами (13.6)–(13.9). Болти і стінки напівмуфт на зминання перевіряють за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} = \frac{F_t}{d_б K} \leq [\sigma]_{зм} \quad (12.4)$$

де F_t – сила, що діє на один болт; $A_{зм}$ – площа зминання; $d_б$ – діаметр болта; K – товщина фланця напівмуфти (див. рис. 12.4, а); $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження на зминання матеріалу чи болтів напівмуфт.

Зробити перевіірочний розрахунок втулкової муфти за даними попереднього прикладу (див. крок 12.16).

12.18. *Розрахунок на міцність компенсуючих муфт.*

Ці муфти вибирають за нормами чи стандартами.

Перевіірочний розрахунок на міцність (зносостійкість) кулачкових-дискових муфт виконують за формулою

$$p = \frac{12T_p}{(2D + d)(D - d)h} \leq [p], \quad (12.5)$$

де p – максимальний тиск, що виникає на робочій поверхні сполучених деталей муфти; D , d , h – розміри муфти (див. рис. 12.6); $[p]$ – допустимий тиск, (для муфт із загартованими поверхнями тертя $[p] = 15 \div 30$ МПа).

Перевіірочний розрахунок зубчастих муфт не виконують. Їх вибирають за стандартом. Для зубчастих муфт розрахунковий момент

$$T_p = K_б K_p T, \quad (12.6)$$

де $K_б$ і K_p – коефіцієнти безпеки і режиму роботи (табл. 12.4); T – номінальний обертальний момент.

Таблиця 12.4.

Коефіцієнти безпеки $K_б$ і режиму роботи K_p

Ступінь відповідальності передачі	$K_б$
Поломка муфти викликає зупинку машини	1,0
Поломка муфти викликає аварію машини	1,2
Поломка муфти викликає аварію ряду машин	1,5
Поломка муфти може призвести до людських жертв	1,8
Умови роботи машини	K_p
Робота спокійна	10
Робота нерівномірна	1,1-1,3
Важка робота з ударами	1,3-1,5

Для пружних втулично-пальцевих муфт перевірочний розрахунок для пальців роблять на згин за формулою (12.7); для втулок – на зминання за формулою (12.8):

$$\sigma_{з.п} = \frac{M_{з}}{W} = \frac{M I_{п}}{0,1 d_n^3 D_f z} \leq [\sigma]_{з.п}; \quad (12.7)$$

$$\sigma_{з.в} = \frac{F_p}{d_n l_a} = \frac{2M_p}{d_n D_f z} \leq [\sigma]_{з.в}, \quad (12.8)$$

де M_p – розрахунковий момент; d_n, l_n, l_a, D_f – розміри пальця втулки і напівмуфти (див. рис. 12.9); z – число пальців; $[\sigma]_{з.п}$ – допустиме напруження згину (для пальців зі сталі 45 $[\sigma]_{з.п} = 80 \div 90$ МПа); $[\sigma]_{з.в}$ – допустиме напруження на зминання втулки для матеріалу (гума: $[\sigma]_{з.в} = 2$ МПа).

Підібрати і перевірити на міцність пружну втулично-пальцеву муфту для привода відцентрового вентилятора за такими даними: $P = 5,4$ кВт; $\omega = 150$ рад/с; $d = 20$ мм.

12.19. Розрахунок зчепних муфт.

Розміри кулачкових муфт приймають залежно від конструкції. Кулачки муфти перевіряють на зносостійкість за тиском на робочих поверхнях і на міцність за напруженнями згину кулачка:

$$p = \frac{F_p}{A} = \frac{2M_p}{0,75bhD_f z} \leq [p]; \quad (12.9)$$

$$\sigma_{з} = \frac{M_{з}}{W} = \frac{12M_p}{0,75a^2bD_f z} \leq [\sigma]_{з}, \quad (12.10)$$

де M_p – розрахунковий момент; a, b, h, D_f – розміри муфти (див. рис. 12.7); z – число кулачків; $[p]$ – допустимий тиск (для загартованих кулачків $[p] = 25 \div 35$ МПа); $[\sigma]_{з} = 25 \div 35$ МПа – допустиме напруження згину.

Розрахунок найбільш поширених у машинобудуванні зчепних багатодискових фрикційних муфт виконують на відсутність проковзування напівмуфт (дисків) і на зносостійкість робочих поверхонь дисків. Для передачі оберտального руху від напівмуфти 1 до напівмуфти 2 (див. рис. 12.11) без відносного проковзування дисків момент сил тертя повинен бути не меншим від оберտального моменту, створюваного на ведучому валові, тобто необхідно, щоб виконувалася рівність

$$M_f \cong F_r \frac{D_m}{2} z f \geq T_p, \quad (12.11)$$

де M_f – момент сил тертя; M_p – оберտальний момент на ведучому валові; F_r – сила притиснення дисків; $D_m = (D_1 + D_2)/2$ – середній діаметр поверхні тертя дисків (D_1 і D_2 – діаметри дисків, див. рис. 12.11); z – число пар тертьових поверхонь; f – коефіцієнт тертя (табл. 12.5).

Для дискової муфти при кільцевій поверхні

$$p = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r}{\pi D_m b} \leq [p] \quad (12.12)$$

де $[p]$ – допустимий тиск (табл. 12.5); $b = (D_1 - D_2)/2$ – ширина кільцевої робочої поверхні дисків (див. рис. 12.11).

Таблиця 12.5.

Значення $[p]$ і f для фрикційних муфт

Матеріал поверхонь тертя	При змащуванні		Без змащування	
	$[p]$, МПа	f	$[p]$, МПа	f
Загартована сталь по загартованій сталі	0,6-0,8	0,06	-	-
Феродо по сталі або чавунові	-	-	0,2-0,3	0,3
Порошковий матеріал по загартованій сталі	0,8	0,12	0,3	0,3

Фрикційні дискові муфти вибирають за нормаллями.

За рахунок чого можна збільшити розрахунковий момент багатодискової фрикційної муфти, не змінюючи її діаметра?

12.20. *Розрахунок самокерованих і запобіжних муфт.*

Самокеровані роликові муфти вільного ходу вибирають за нормаллями. На контактну міцність перевіряють лише ролики і робочі поверхні напівмуфт (див. рис. 12.12):

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{8T_p E_{np}}{dl\alpha Dz}} \leq [\sigma]_k, \quad (12.13)$$

де T_p – розрахунковий момент; E_{np} – приведений модуль пружності; d і l – діаметр і довжина роликів; $\alpha \approx 7^\circ$ – кут заклинювання роликів; D – діаметр робочої поверхні обойми; z – число роликів; $[\sigma]_k$ – допустиме контактне напруження (для сталей ШХ15, 20Х і 40Х $[\sigma]_k = 1500$ МПа).

Розміри відцентрових муфт приймають конструктивно. Робочі поверхні тертя вантажів перевіряють на зносостійкість аналогічно до фрикційних муфт. Масу вантажу підбирають за створюваною ним відцентровою силою.

Фрикційні запобіжні муфти вибирають за стандартом. Їх розрахункова перевірка аналогічна до розрахунку зчепних фрикційних муфт.

Запобіжні муфти з елементом, що руйнується, вибирають за нормаллями верстатобудування, після чого штифт перевіряють на зріз:

$$T_{гран} = (\pi d_m^2) / 8(zD_l \tau_{zp}) \leq T_p, \quad (12.14)$$

де $T_{гран}$ – граничний момент, при якому відбувається руйнування штифтів; D_l – діаметр кола розміщення штифтів (див. рис. 12.15); τ_{zp} – границя міцності на зріз (для сталі 45 $\tau_{zp} = 420$ МПа); T_p – розрахунковий момент; d_m – діаметр штифта; $z = l \div 2$ – число штифтів.

Які з перерахованих у кроці 12.20 муфт розробляють конструктивно, а потім розраховують на міцність (перевіряють масу відцентрових вантажів)?

12.21. Контрольна картка 12.2.

Контрольна картка 12.2

Питання	Відповіді	Код
За якими параметрами виконують підбір стандартних муфт?	За режимом роботи	1
	d_B	2
	T_p	3
	ω_{max}	4
	$[\tau]_{кр}$	5
За табл. 12.2 виберіть пружну втулично-пальцеву муфту, якщо $P = 8,2$ кВт, $\omega = 120$ рад/с (d можна задати)	МУВП - 16	6
	МУВП - 20	7
	МУВП - 25	8
	МУВП - 40-45	9
За яком моментом вибирають стандартні зубчасті муфти?	$T_{.pau} = T_p$	10
	T	11
	$K_p T$	12
	$K_1 K_2 T$	13
Яка фрикційна муфта вимагає більшої притискової сили F_p ?	Конічна	14
	Однострижнева	15
	Багатострижнева	16
Напишіть формулу перевірконого розрахунку кулачкової муфти на зносостійкість	$p = \frac{12T_p}{(2D + d)(D - d)h} \leq [p]$	17
	$p = \frac{2T_p}{0,75bhD_z} \leq [p]$	18
	$p = \frac{F_r}{\pi D_m b} \leq [p]$	19

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

12.1. Муфтою називають пристрій, що служить для з'єднання кінців валів чи для з'єднання валів з вільно „сидячими” на них деталями (зубчастими колесами, зірочками і т. п.), а також для передачі обертового моменту без зміни його величини і напрямку.

12.2. Жорсткі муфти в більшій мірі передають вібрації, поштовхи й удари; пружні – пом'якшують вібрації, поштовхи й удари за рахунок пружних елементів.

12.3. Основною характеристикою муфт є значення передаваного обертового моменту.

12.4. На рис. 12.2, a – обертовий момент від вала 1 до вала 2 передається через шпонку, втулку (муфту), шпонку, на рис. 12.2, b – через штифт, втулку, штифт. Радіальне зміщення валів на рис. 12.3, b – δ кутове на рис. 12.3, v – β .

12.5. Центрувальне кільце на рис. 12.4 показано (поз. 3). Воно необхідне для кращого центрування напівмуфт.

12.6. Основний недолік подовжньо-згорнутих муфт [загальний для жорстких (глухих) муфт] — високі вимоги до точності взаємного розміщення валів.

12.7. На рис. 12.7 показана кулачкова муфта.

12.8. Компенсація осьового, радіального і кутового зміщень при роботі зубчастої муфти здійснюється за рахунок відносних зміщень зубців.

12.9. На рис. 12.10 показана пружна муфта. Напівмуфти 1 і 2 з'єднані пружним елементом 3, виготовленим з гуми чи іншого еластичного матеріалу.

12.10. Кулачкова муфта (рис. 12.7) служить для з'єднання і роз'єднання валів. При включенні кулачки напівмуфти 1 входять у западини напівмуфти 2, створюючи жорстке зчеплення. Обертальний момент передається кулачками напівмуфт.

12.11. У дискових муфтах робочими поверхнями (РП) (див. рис. 12.11, а) служать плоскі торцеві поверхні дисків, у конусних – конусні (див. рис. 12.11, б), у циліндричних – циліндричні (рис. 12.11, в).

12.12. При зупинці напівмуфти 1 напівмуфта 2 (втулка) буде продовжувати обертатися. Наприклад, муфта вільного ходу (обгінна муфта) дозволяє велосипедові котитися при нерухомих педалях.

12.13. Вантажі-колодки 3 (див. рис. 12.13) необхідні для включення (виключення) муфти. Установлення їх в обох напівмуфтах дозволяє збільшити передаваний обертальний момент і використовувати кожну з напівмуфт як ведучу.

12.14. На рис. 12.14, а показана запобіжна кулькова муфта; на рис. 12.14, б – запобіжна фрикційна.

Запобіжна муфта з елементом, що руйнується (див. рис. 12.15), складається з двох фланцевих напівмуфт 1 і 2, з'єднаних між собою штифтами 3, установленими у втулку 4. При перевантаженні штифти 3 зрізуються, і муфта виключається. Недолік цієї муфти – необхідність зупинки машини для заміни штифтів.

12.16. Для підбору втулкової муфти для з'єднання вала електродвигуна з валом редуктора за табл. 12.1 приймаємо $K_p = 1,5$.

$$\text{Номінальний момент} \quad T = 9,55 \frac{P}{n} = 9,55 \frac{11 \cdot 10^3}{1440} = 73 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot$$

$$\text{Розрахунковий момент} \quad T_p = K_p T = 1,5 \cdot 73 = 109,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За табл. 12.2 вибираємо втулкову муфту з параметрами $d \times D \times L = 25 \cdot 40 \cdot 75$, у якої $[T]_p = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$, тобто більше від розрахункового моменту T_p .

12.17. Перевірочний розрахунок втулкових муфт проводять за формулами (12.2) і (12.3).

$$\tau_k = \frac{T_p D}{0,2 (D^4 - d^4)} = \frac{109,5 \cdot 40 \cdot 10^3}{0,2 (40^4 - 25^4)} = 10,1 \text{ МПа} < [\tau]_k = 22 \div 25 \text{ МПа}$$

Перевіряємо шпонкове з'єднання. За табл. 9.1 вибираємо розміри шпонки: $b \times h = 8 \times 7$; довжину шпонки приймаємо $l = 70 \text{ мм}$; $t_1 = 3 \text{ мм}$.

Умова міцності шпонкового з'єднання (9.1):

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{d(h - t_p)l_p} = \frac{2 \cdot 109,5 \cdot 10^3}{25(7 - 4)70} = 47,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 100 \div 150 \text{ МПа}$$

12.18. Підбір і перевірка на міцність втулично-пальцевої муфти.

1. Номінальний обертальний момент

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{5,4 \cdot 10^3}{150} = 36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Розрахунковий обертальний момент (при $K_p = 1,3$ для відцентрових вентиляторів) $T_p = K_p T = 1,3 \cdot 36 = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3. За табл. 12.3 вибираємо пружну втулично-пальцеву муфту МУВП-20 ($T_p = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$), що найбільш прийнятна для з'єднання електродвигуна з відцентровим вентилятором (порівняно з кулачково-дисковою і зубчастою муфтами).

Розміри (мм) муфти МУВП-20: $d = 20 \text{ мм}$; $D_1 = 68 \text{ мм}$; $d_n = 10 \text{ мм}$; $l_n = 19 \text{ мм}$; $l_n = 15 \text{ мм}$; число пальців $z = 6$.

4. Перевіряємо пальці на згин:

$$\sigma_{зг.н} = \frac{T_p l_n}{0,1 d_n^3 D_1 z} = \frac{47 \cdot 10 \cdot 19}{0,1 \cdot 10^3 \cdot 68 \cdot 6} = 21,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{зг.н} = 80 \text{ МПа}$$

5. Перевіряємо гумові втулки на зминання:

$$\sigma_{зм.в} = \frac{2T_p}{d_n l_n D_1 z} = \frac{2 \cdot 47 \cdot 10^3}{10 \cdot 15 \cdot 68 \cdot 6} = 1,54 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм.в} = 2 \text{ МПа}$$

Висновок – вибрана муфта МУВП-20 умову міцності задовольняє.

12.19. Розрахунковий момент T_p багатодислової фрикційної муфти можна збільшити, застосувавши для виготовлення дисків матеріал з великим коефіцієнтом тертя f (див. табл. 12.5), а також збільшивши число дисків у муфті.

12.20. Розробляють конструктивно, а потім розраховують відцентрові муфти.

ЧАСТИНА III

РІЗЬБОВІ, ЗАКЛЕПКОВІ, ЗВАРНІ І КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ГЛАВА 13

РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

Завдання 28. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-3 теми "Різьбові з'єднання деталей машин", дайте відповіді на питання кроків 13.1–13.22 і контрольну картку кроку 13.23 (КК13.1). Складіть конспект за матеріалом, що вивчається (завдання 28.)

§1. Види різьбових з'єднань

З'єднання деталей машин поділяють на рознімні і нерознімні. До рознімних відносять різьбові з'єднання, а до нерознімних – заклепкові, зварні, клейові.

13.1. Різьбові з'єднання виконують за допомогою різьбових кріпильних деталей – болтів (рис.13.1), гвинтів, шпильок, гайок, різьбових муфт, стяжок і т. п.

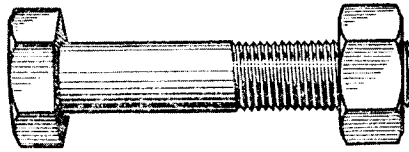


Рис. 13.1

Основним елементом різьбового з'єднання є різьба.

Що таке різьба?

13.2. Розрізняють різьбу циліндричну і конічну, зовнішню (болт, гвинт, шпилька і т.п.) і внутрішню (гайка, різьбовий отвір).

Запишіть у конспект характеристику різьби деталей 1 і 2 (рис. 13.2) за ознаками, викладеними у кроці 13.2, і визначить її основні параметри.

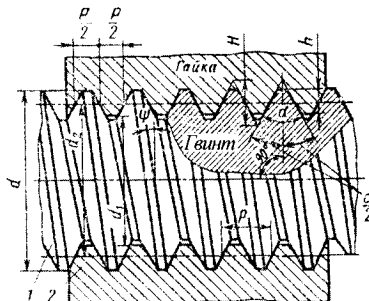


Рис. 13.2

13.3. Форма і розміри профілю різьби характеризуються кроком різьби p (див. рис.13.2); висотою теоретичного профілю H ; робочою висотою профілю h , кутом профілю α

Для переходу до наступного параграфу повторіть крок 4.3. З урахуванням знань з креслення визначте за рис.13.3 основні типи профілів різьб і накресліть їх схеми.

§2. Основні типи різьб, їх порівняльна характеристика і сфера використання

13.4. За призначенням різьби поділяються на кріпильні, кріпильно-ущільнюючі та різьби для передачі руху.

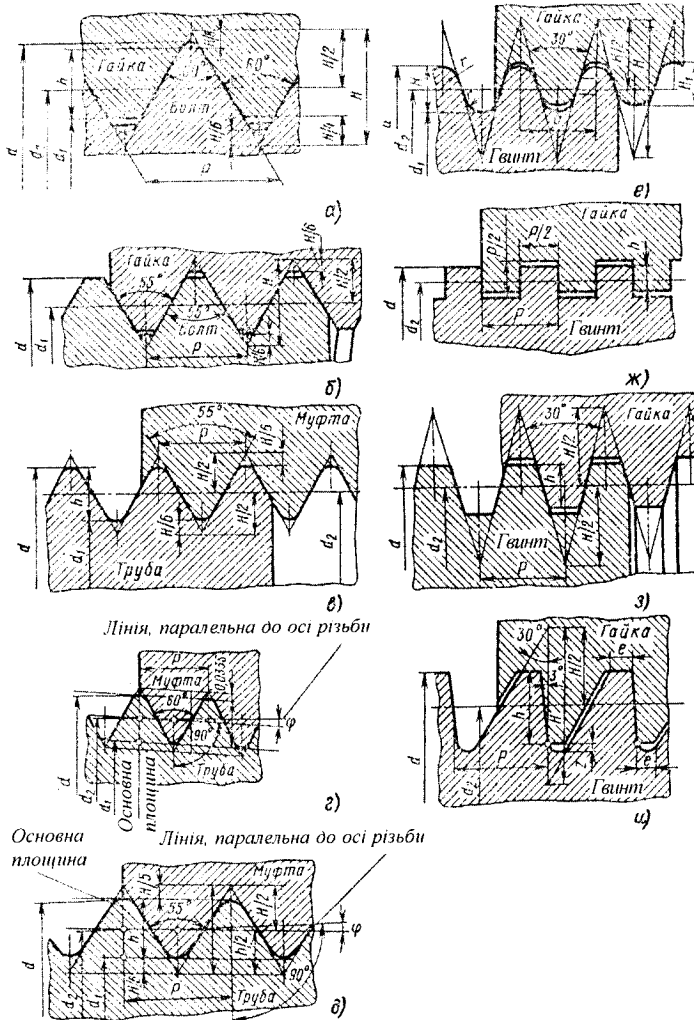


Рис. 13.3

До кріпильних різьб відносять метричну (рис.13.3, а), дюймову (рис.13.3, б) і спеціальну (годинникову). Кріпильно-ущільнюючі різьби використовують у різьбових виробках, призначених як для скріплення деталей, так і для створення

герметичності. До них належать такі різьби: трубна циліндрична (рис.13.3, в), трубна конічна (рис. 13.3, з), конічна дюймова (рис. 13.3, д), кругла (рис. 13.3, е). Різьби для передачі руху, що застосовуються у передачах гвинт – гайка: прямокутна, трапецевидна, упорна (див. рис. 13.3, ж-и).

Перелічіть різьби для кріплення деталей і для передачі руху.

13.5. Метрична різьба є основною кріпильною різьбою. Вона має трикутний профіль з кутом $\alpha = 60^\circ$; діаметр і крок вимірюються в міліметрах. Метричні різьби бувають з крупним і дрібним кроком (табл.13.1). Метричну різьбу з крупним кроком ($P = 1,6$ мм) застосовують при діаметрах $d = 1,68$ мм. На кресленнях зовнішній діаметр вказують у міліметрах. Різьбу з дрібним кроком застосовують також при виготовленні різьбових тонкостінних деталей.

За рис. 13.3, а дайте додаткову характеристику метричній різьбі. Запишіть позначення правої різьби з крупним ($P = 3$ мм) і дрібним кроком ($P = 2$ мм), якщо діаметр гвинта (болта) $d = 24$ мм.

13.6. Дюймова різьба (див. рис.13.3, б) відноситься до кріпильної різьби. У СНД її застосовують лише для різьбових деталей старих, а також імпортованих машин (США та ін.). Дюймова різьба характеризується трикутним профілем з кутом $\alpha = 55^\circ$, діаметр вимірюється в дюймах, крок – числом ниток різьби на довжині в 1".

Цю різьбу було стандартизовано для зовнішніх діаметрів $d = 3/16'' - 4''$ і числом ниток на 1" від 28 до 3. У наш час цей стандарт скасовано. При позначенні дюймової різьби зовнішній діаметр вказують у дюймах.

Таблиця 13.1.

Метричні різьби (розміри, мм)

d*	Різьба з крупним кроком			З дрібним кроком		
	P	d ₁	d ₂	P	d ₁	d ₂
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863		10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	17,026
(18)	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
(22)	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(27)	3	23,752	25,051	2	27,835	28,701
30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
(33)	3,5	29,211	30,727	2	30,835	31,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051
(39)	4	34,670	36,402	3	35,7523	37,051
42	4,5	37,129	39,077	3	8,752	40,051
(45)	4,5	40,129	42,077	3	41,752	43,051

Примітка. У таблиці прийняті такі позначення: d – зовнішній діаметр різьби (болта); P – крок різьби; d₁ – внутрішній діаметр зовнішньої різьби; d₂ – середній діаметр зовнішньої різьби.

Чи можна застосовувати дюймову різьбу при проектуванні нових машин? Чому? Запишіть позначення цієї різьби на кресленні, якщо діаметр частини гвинта, яку нарізають, дорівнює один дюйм.

13.7. Годинникова різьба є різновидом метричної різьби, яку нарізають на різьбових виробках із зовнішнім діаметром $d = 0,25 \div 0,9$ мм і кроком $p = 0,075 \div 0,225$ мм. При позначенні годинникової різьби вказують зовнішній діаметр у міліметрах, наприклад, для $d = 0,5$ мм позначення різьби – М 0,5. Годинникова різьба застосовується у годинниковій промисловості і приладобудуванні.

Доповніть характеристику годинникової різьби.

13.8. Трубну циліндричну (рис. 13.3, б) і трубну конічну (рис. 13.3, в) різьбу використовують як кріпильно-ущільнюючі. Вони представляють собою дрібні дюймові різьби (число ниток різьби на 1" – від 28 до 11), які нарізають в основному на трубах і арматурі трубопроводів із внутрішнім діаметром від 1/8" до 6". Для кращого ущільнення різьби виконують із закругленим трикутним профілем без зазорів по виступах і западинах. Умовне позначення різьби дається за внутрішнім діаметром (у дюймах) труби, на якій вона нарізана.

13.9. Конічна дюймова різьба (рис. 13.3, д) є різновидом дюймової різьби, яку нарізають на конічних поверхнях різьбових виробів, із зовнішнім діаметром $1/16" \div 2"$. Вона використовується як кріпильно-ущільнююча різьба. Конічні різьби забезпечують герметичність з'єднань різьбових деталей без використання спеціальних ущільнень. Застосування конічної різьби дозволяє значно зменшити час загвинчування і відгвинчування, що має вирішальне значення для з'єднань, які потрібно швидко розібрати.

Для нарізання на діаметрі 3/4" позначення конічної різьби R3/4".

З якою метою застосовують конічну дюймову різьбу ?

13.10. Круглі різьби (див. рис. 13.3, е) застосовують для різьбових з'єднань, що несуть великі динамічні навантаження (вагонні зчіпки), з'єднань, що працюють у забрудненому середовищі з частим відгвинчуванням і загвинчуванням (пожежна арматура), а також у тонкостінних виробках, що вимагають герметичності чи надійного контакту робочих поверхонь (наприклад, з'єднання частин протигазу, цоколів і патронів електроламп і т. п.). Цю різьбу зручно виготовляти виливанням (з чавуна, скляних чи пластмасових матеріалів), а також видавлюванням у тонкостінних деталях.

Який недолік круглої різьби?

13.11. Прямокутна різьба (див. рис. 13.3, ж) належить до різьб для передачі руху під навантаженням; вона має прямокутний або квадратний профіль; діаметр і крок вимірюють у міліметрах. Прямокутна різьба нестандартизована і застосовується рідко. Її замінюють трапецевидною, яка є більш зручною у виготовленні.

Чи можна застосувати прямокутну різьбу для кріпильних деталей?

13.12. Трапецевидну різьбу (див. рис. 13.3, з) широко застосовують у передачах гвинт-гайка. Вона має симетричний трапецевидний профіль з кутом профілю $\alpha = 30^\circ$. Для черв'яків черв'ячних передач кут профілю $\alpha = 40^\circ$. Порівняно з прямокутною трапецевидна різьба при тих самих габаритах має велику міцність, більш технологічна у виготовленні. Трапецевидна різьба при використанні гайки, роз'ємної по осьовій площині (наприклад, у ходових гвинтах верстатів), дозволяє вибирати зазори шляхом радіального зближення половин гайки при її зношуванні.

Розміри деяких трапецевидних різьб наведені у табл.13.2. При позначенні вказують тип, зовнішній діаметр і крок різьби у міліметрах.

Таблиця 13.2.

Трапецевидна різьба (розміри, мм)

d	P	d_2	d_1	d	P	d_2	d_1
16	24	1514	13,511,5	50	3812	48,54644	46,54137
20	24	1918	17,515,5	(55)	3812	53,55149	51,54642
26	358	2523,522	23,52017	60	3812	58,35654	56,55147
32	3610	30,52927	28,52521	(70)	41016	686562	65,55953
36	3610	34,5332	32,52925	80	41016	787572	75,56962
40	3610	38,53735	36,53329	(90)	51220	87,58480	847768
(44)	3812	42,54038	40,53531	100	51220	97,59490	948778

Примітка. Позначення параметрів різьби див. табл. 13.1

Позначте трапецевидну різьбу з кроком 10 мм, якщо зовнішній діаметр 80 мм. У якій різьбі, трикутній чи трапецевидній, менші втрати на тертя?

13.13. Упорну різьбу (див. рис. 13.3, *и*) застосовують у натискних гвинтах з великим однобічним осьовим навантаженням. Ця різьба має несиметричний трапецевидний профіль (кут нахилу робочої частини профілю 3° , неробочої – 30°). Закруглення (див. розмір e , рис. 13.3, *и*) підвищує міцність гвинта. Умовне позначення упорної різьби для зовнішнього діаметру 80 мм і кроку 16 мм – S80x16, тобто аналогічне до позначення трапецевидної різьби.

Порівняно з трапецевидною різьбою упорна передає ... осьову силу (більшу чи меншу). Чому?

13.14. Різьба може бути виготовлена:

- нарізанням слюсарним інструментом – мітчиками, плашками (як вручну, так і на верстатах);
- нарізанням різцем на токарно-гвинторізному верстаті або на спеціальних гвинтонарізних верстатах;
- фрезеруванням на спеціальних різьбофрезерних верстатах;
- накатуванням на спеціальних різьбонакатних верстатах (більшість стандартних кріпильних деталей);
- виливкою чавунних, пластмасових, скляних деталей і деталей з кольорових сплавів;
- видавлюванням для тонкостінних деталей (наприклад, з латуні).

Перелічіть типи різьб, які можна нарізати: слюсарним інструментом або різцем на токарно-гвинторізних верстатах. Чи можна нарізати трапецевидну різьбу на гвинті плашкою?

§ 3. Конструкції різьбових деталей і матеріали, що використовуються

Основні різьбові кріпильні деталі – болти, гвинти, шпильки, гайки, а також шайби і пристрої, що запобігають самовідгвинчуванню різьбових з'єднань, гайкові ключі. Вантажні гвинти і черв'яки розглянуті у гл. 4 і 5.

13.15. Болти і гвинти для кріпильних виробів. Болтами (рис. 13.4, *а*) скріплюють деталі відносно невеликої товщини. Отвори у деталях, що з'єднуються, виконують трохи більшого діаметра, щоб можна було легко вставити болт, не пошкодивши різьбу. З торця голівку болта обточують на конус (знімають фаску), щоб зрізати вершини кутів призми, які можуть створювати утрудненість при захопленні ключем.

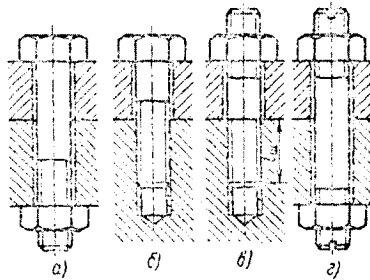


Рис.13.4

Різьбу болтів накатують чи нарізають на заготовках, отриманих гарячим висадженням з прутка. Болти також виготовляють з фасонного прутка (шестигранного або іншого профілю) на токарно-гвинтонарізних верстатах чи верстатах-автоматах.

Болти і гвинти широко використовуються в усіх галузях машинобудування для одержання рознімних з'єднань. Вони стандартизовані.

Що називається болтом? Як називається деталь на рис. 13.4, б?

13.16. Конструктивні форми болтів і гвинтів. За формою голівки болти і гвинти виготовляють із шестигранною голівкою (рис. 13.5, *а*), квадратною (рис. 13.5, *б*), циліндричною (рис. 13.5, *в*), напівкруглою (рис. 13.5, *г*) і потаємною (рис. 13.5, *д*) з поглибленням під шестигранний ключ (рис. 13.5, *е*) чи спеціальну викрутку (рис. 13.5, *ж*). Бувають й інші конструкції голівок. Болти, як правило, мають голівку, яку захоплюють зовні інструментом – гайковим ключем, рис. 13.5, *а, б*, гвинти (а іноді і болти) – спеціальним торцевим ключем (рис. 13.5, *в-ж*).

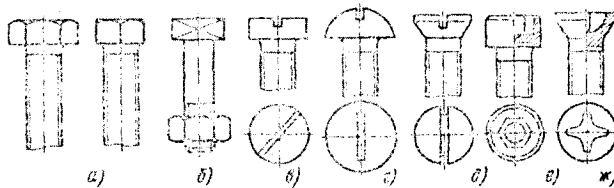


Рис.13.5

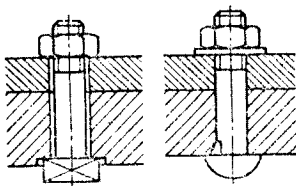


Рис.13.6

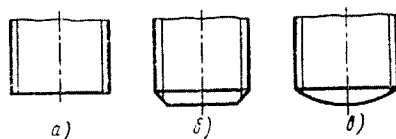


Рис.13.7

Коли необхідно, болти і гвинти виготовляють з підголівком, що перешкоджає повороту їх у деталі (рис. 13.6). Ці болти називають заставними.

Торці болтів і гвинтів виконують плоскими (рис. 13.7, а), з конічною фаскою (рис. 13.7, б) чи сферичними (рис. 13.7, в).

Гвинти, показані на рис. 13.8, називаються установчими. Їх застосовують для фіксації положення деталей і запобігання їх зсуву. Гвинти з плоским торцем (рис. 13.8, а) можна застосовувати при малій товщині деталей; з конічним (рис. 13.8, б) і східчастими (рис. 13.8, у, з) - для деталей, що мають попереднє засверлювання. Гвинти з засверленим кінцем (рис. 13.8, д) використовують разом із кулькою.

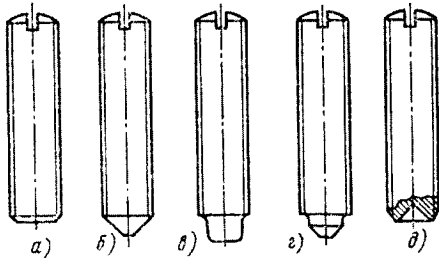


Рис.13.8

Установчі гвинти виготовляються невеликої довжини з різьбою по всій довжині.

Як називають різьбові вироби, показані на рис. 13.9? Що Вам відомо про спеціальні болти і гвинти?

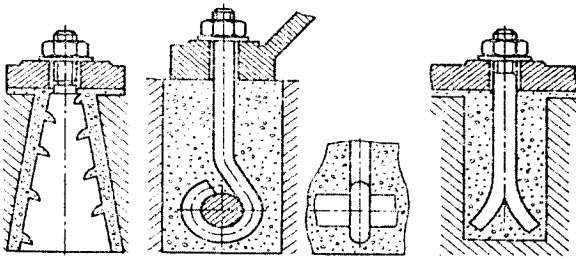


Рис. 13.9

13.17. Шпильки. На рис. 13.4 в, показана шпилька. Шпильки використовують, коли через конструктивні особливості у з'єднанні установити болт чи гвинт неможливо.

Шпильки поділяють на два типи: із проточкою (рис. 13.10, а); без проточки, зі збігом різьби на посадковому кінці (рис. 13.10, б). Один кінець шпильки загвинчується в тіло деталі до відказу з затягом на збіг різьби (шпилька загвинчується, наприклад, за допомогою двох гайок, див. крок 13.20, рис. 13.14, а). Діаметр різьби на обох кінцях шпильки, як правило, однаковий. Глибина загвинчування l_{III} залежить від матеріалу деталі, визначається за табл. 13.3.

Як називається різьбовий виріб, показаний на рис. 13.4, в? Виконайте ескіз у конспекті (рис. 13.10, а, б).

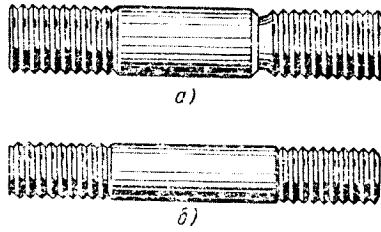


Рис. 13.10

13.18. Гайки. Болти і шпильки забезпечені гайками. Гайки мають різну форму. Найбільш поширені шестигранні гайки. На рис. 13.11 показані шестигранні гайки, які використовуються в машинобудуванні: *a* – з однією фаскою; *б* – з однією фаскою проточкою; *в* – прорізні; *г* – корончасті. У корончастих гайок для установки стопорних шплінтів виконані прорізи. Бувають й інші конструктивні різновиди шестигранних гайок. Для кріплення підшипників кочення, кермового пристрою у велосипедах, мотоциклах та інших машинах застосовують круглі гайки зі шліцами (рис. 13.11, *д*). При частому відгвинчуванні і загвинчуванні з невеликою силою затяжки використовують гайки-баранчики (рис. 13.11, *е, ж*). Висота робочої частини нормальних гайок $H \approx 0,8d$ (d – діаметр різьбового виробу); при малих осьових навантаженнях $H \approx (0,5 \div 0,6)d$; при великих $H \leq 1,6 d$.

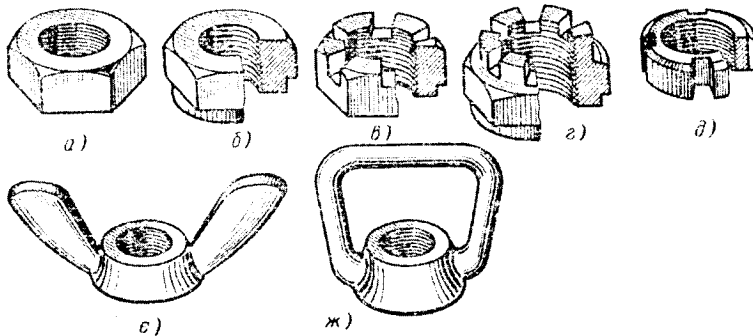


Рис. 13.11

Таблиця 13.3.

Максимальна відносна довжина загвинчування l_{III} у корпус шпильок (гвинтів), виготовлених з різних матеріалів

$\sigma_{с.м}$ сталевій шпильки (гвинта), МПа	l_{III}/d при матеріалі корпусу ($\sigma_{с.м}$, МПа)				
	Сталь (300-400)	Дюралюміній (360-400)	Бронза (250-200)	Чавун (180-250)	Силумін (160-200)
400-500	0,8-0,9	0,8-0,9	1,2-1,3	1,3-1,4	1,4-2,0
900-1000	1,6-2,0	1,6-2,0	1,8-2,2	1,8-2,2	2,0-2,5

Дайте характеристику гайок (рис. 13.12), не розглянутих у кроці 13.18.

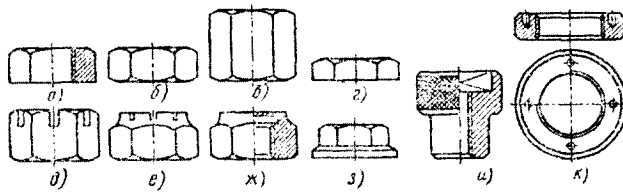


Рис. 13.12

13.19. Шайби. Під гайки, голівки болтів і гвинтів, як правило, установлюють шайби. Призначення шайб – збільшення опорної поверхні і оберігання деталей від задирів. Для стопоріння застосовують спеціальні шайби. Найбільшого поширення в машинобудуванні набули круглі шайби (рис. 13.13, а). Перші виготовляють штампуванням, другі обробляють на токарних верстатах. Товщина шайби і зовнішній діаметр залежать від діаметра різьбового виробу. Шайбу плоску квадратну чи особливої форми (рис. 13.13, б) використовують для стопоріння гайки; круглу пелюсткову (рис. 13.13, в) – для стопоріння круглих гайок зі шліцями; круглу пружинну (рис. 13.13, г) – для стопоріння будь-яких гайок.

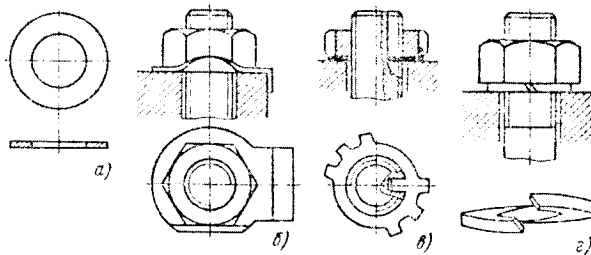


Рис. 13.13

Опишіть роботу пружинної шайби. Чи запобігають ці шайби задирам деталей, чи збільшують опорну поверхню?

13.20. Гайкові замки. Щоб уникнути самовідгвинчування гайок і гвинтів, застосовують особливі пристрої, які називають гайковими замками. Існує дуже багато способів стопоріння чи запобігання від гайок самовідгвинчування. У кроці 13.19 описані деякі конструкції гайкових замків (див. рис. 13.13, б-г). При встановленні контргайки 2 (рис. 13.14, а) створюються додатковий натяг і тертя в різьбі, тому самовідгвинчування гайки 1 ускладнюється. При встановленні пружинної шайби (див. рис. 13.13, г) самовідгвинчування виключається за рахунок пружності шайби. Крім того, пружність цієї шайби значно зменшує вібрації гайки. При встановленні шплінта (рис. 13.14, б, в) чи при обв'язці групи болтів дротом (рис. 13.14, г) гайка жорстко з'єднується зі стержнем болта (шпильки). Іноді гайки жорстко з'єднують з деталлю за допомогою спеціальної шайби (див. рис. 13.13, б), планки (рис. 13.14, д) і т. п.

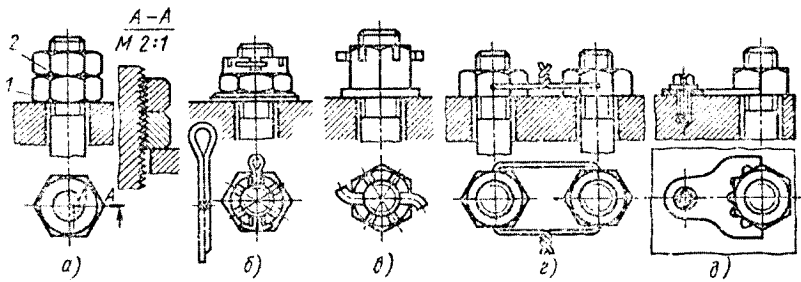


Рис. 13.14

Систематизуйте інформацію кроку 13.20 і назвіть три основних принципи стопоріння.

13.21. Гайкові ключі. Залежно від конфігурації гайок, головок болтів, гвинтів для їх загвинчування і відгвинчування застосовують різні конструкції ключів (рис. 13.15). Для шестигранних і квадратних гайок і головок болтів (гвинтів) застосовують ключі, показані на рис. 13.15, *а-в*, або розвідні ключі з регульованим захоплювачем. Круглі гайки зі шліцами загвинчують і відгвинчують серпоподібним ключем (рис. 13.15, *г*), гайки з отворами (див. рис. 13.12, *к*) – ріжковим ключем (рис. 13.15, *д*), гвинти зі шліцами – за допомогою викруток. При необхідності створити строго визначену силу затягування гайки, болта чи гвинта застосовують спеціальні динамометричні ключі (рис. 13.15, *е*). У масовому виробництві застосовують пневматичні або електричні ключі.

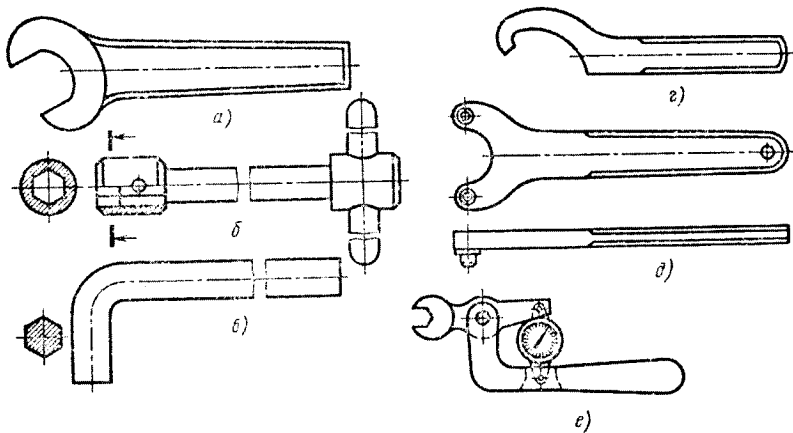


Рис. 13.15

Поясніть конструкції гайкових ключів, показаних на рис. 13.15, *б, в*.

13.22. Матеріали для виготовлення різьбових виробів. Болти, гвинти, шпильки і гайки загального призначення виготовляють з вуглецевих і легованих сталей марок Ст3, Ст4, Ст5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 35Х, 50Х та ін. Крім сталей, у технічно обґрунтованих випадках для перерахованих різьбових виробів застосовують кольорові метали і сплави (латунь, титанові й інші сплави), неметалічні матеріали (поліаміди, нейлон і ін.).

Для важконавантажених кріпильних різьбових виробів (болтів, гвинтів, шпильок, гайок) застосовують сталі марок 20ХН, 30ХН3А, 40ХН2МА та ін.

Плоскі шайби і деталі гайкових замків виготовляють зі сталей марок Ст1, Ст2, Ст3, 0.8, 10, 15, 20, 25, пластмас, поліамідів, текстоліту і нейлону. Пружинні шайби виготовляють зі сталей марок 65, 70, 75, 65М, 30Х13, бронзи, БрКЗМц 1 та ін.

Для гайкових ключів найчастіше застосовують сталь 45. Для підвищення міцності різьбових виробів гайкові ключі піддають відповідній термічній обробці чи механічному зміцненню.

Що дає використання для різьбових з'єднань матеріалів підвищеної міцності?

13.23. Контрольна картка 13.1.

Контрольна картка 13.1

Питання	Відповіді	Код
Визначте, яка різьба у гвинта, показаного на рис. 13.1	Ліва	1
	Права	2
	Визначити не можна	3
Що називається кроком різьби?	Відстань між двома однойменними точками різьби однієї і тієї ж гвинтової лінії	4
	Відстань між двома однойменними точками двох поруч розташованих витків різьби	5
Визначте найменування різьбового виробу, показаного на рис. 13.14, а, б.	Болт	6
	Гвинт	7
	Шпилька	8
	Визначити не можна	9
Визначте нормальну глибину вгвинчування сталевий ($\sigma_{з.м} = 450$ МПа) шпильки з різьбою М20 (матеріал деталі – чавун).	10 мм	10
	15 мм	11
	20 мм	12
	26 мм	13
	40 мм	14
Яку різьбу слід вибрати при проектуванні важко навантаженого кріпильного вузла (без уточнення осьового навантаження, діаметра і кроку різьби)?	Метричну	15
	Дюймову	16
	Прямокутну	17
	Трапецевидну	18
	Упорну	19

§ 4. Силіві співвідношення у гвинтовій парі

Завдання 29. Рекомендації студентам.

Вивчіть §4-7 "Розрахунок різьбових з'єднань", дайте відповіді на питання кроків 13.24–13.34 і контрольної картки кроку 13.35 (КК 13.2). Складіть стислий конспект з матеріалу досліджуваного завдання 29.

13.24. При загвинчуванні гайки (рис. 13.16) до ключа прикладають обертальний момент

$$T_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} L_p, \quad (13.1)$$

де $F_{\text{кл}}$ – зусилля на кінці ключа; L_p – розрахункова довжина ручки ключа. Момент рушійних сил дорівнює сумі моментів сил опору, тобто

$$T_{\text{кл}} = T + T_T, \quad (13.2)$$

де T – момент у різьбі; T_m – момент сил тертя на опорному торці гайки. Момент у різьбі визначають за формулою

$$T = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi), \quad (13.3)$$

де F_3 – сила затягнення болта (осьова сила, що розтягує болт, замість зовнішньої осьової сили F , див. крок 4.4); ψ – кут підйому гвинтової лінії; d_2 – середній діаметр різьби; ϕ – приведений кут тертя.

Момент сил тертя на опорній поверхні

$$T_T = \frac{1}{3} F_3 f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}; \quad (13.4)$$

тут $f \approx 0,15$ – коефіцієнт тертя між поверхнею гайки (голівки) та деталі; D – діаметр захоплення гайкового ключа (опорного торця гайки); $d_0 = d_1 + (1 \div 1,5)$ мм – діаметр отвору в деталі під болт.

Підставляючи отримані значення T і T_T у формули (13.1) і (13.2) для моменту загвинчування, одержимо момент на ключі

$$T_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} L_p = T + T_T = F_3 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi) + \frac{1}{3} f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right]. \quad (13.5)$$

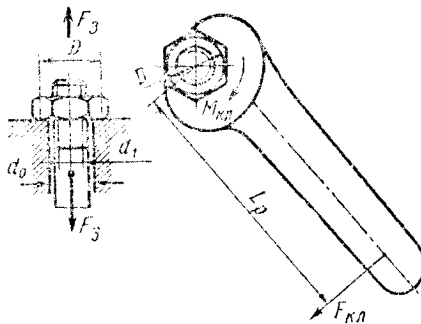


Рис. 13.16

Для чого необхідно визначати момент на ключі $M_{\text{кл}}$?

§5. Розрахунок різьбового з'єднання на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні

13.25. Встановлено, що вихід з ладу болтів, гвинтів, шпильок і т. п. зазвичай відбувається внаслідок розриву (чи витяжки) їх стержня (рис. 13.17) по різьбі чи

перехідному перерізу біля голівки. Внаслідок руйнування і ушкоджень різьби різьбові вироби вибувають з ладу рідше. Для забезпечення міцності різьбових з'єднань для болта визначають діаметр d_1 (див. рис. 13.16) у його небезпечному перерізі (надалі для стислості під словом “болт” будемо мати на увазі й інші різьбові вироби: гвинти, шпильки, стержні з різьбою і т. п.). Потім визначають його інші розміри. Розміри болтів, гайок, шайб приймають залежно від діаметра різьби по відповідним ДСТам.

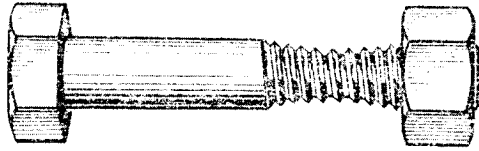


Рис. 13.17

Можливі такі випадки навантаження болта осьовою силою без попереднього затягування: болт не навантажений осьовою силою, але має попередню затяжку; болт затягнутий і додатково навантажений зовнішньою осьовою силою; поперечною силою і встановлений із зазором; болт навантажений поперечною силою і встановлений без зазору.

Якщо розраховано діаметр болта d_p , як слід визначити інші (які?) розміри болта?

13.26. **Розрахунок незатягнутого болта, навантаженого зовнішньою силою, що розтягує.** На рис. 13.18 (з'єднання вантажного гака з обіймою) показаний приклад такого різьбового з'єднання. Стержень гака працює тільки на розтяг. Різьбове з'єднання, розглянуте в цьому випадку, називають ненапруженим.

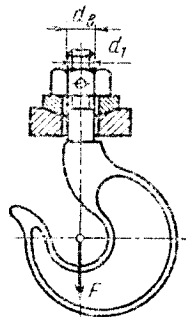


Рис. 13.18

Перевірочний розрахунок ненапруженого болтового з'єднання. Умова міцності на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (13.6)$$

де σ_p і $[\sigma]_p$ – відповідно розрахункове і допустиме напруження розтягу у поперечному перерізі нарізаної частини болта; F – сила, що розтягує; d_1 – внутрішній діаметр різьби болта.

Проектний розрахунок ненапруженого болтового з'єднання зводиться до визначення внутрішнього діаметра різьби d_1 з умови міцності (13.6):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}, \quad (13.7)$$

де $[\sigma]_p = \sigma_T / [s]_T$ – допустиме напруження на розтяг; σ_T – границя текучості матеріалу болта; $[s]_T = 1,5 \div 3,0$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

У якому випадку застосовують перевіірочний і проектний розрахунки?

13.27. Розрахунок затягнутого болта, не навантаженого зовнішньою осьовою силою. Болт зазнає розтягу і кручення тільки від затягування. Необхідну силу затягування болта визначають залежно від характеру навантаження різьбового з'єднання. У машинобудуванні такі болтові з'єднання зустрічаються в клемових з'єднаннях (рис. 13.19), у кріпленнях люків, кришок і т. п. У таких з'єднаннях стержень болта розтягується силою затяжки F_3 і скручується моментом у різьбі.

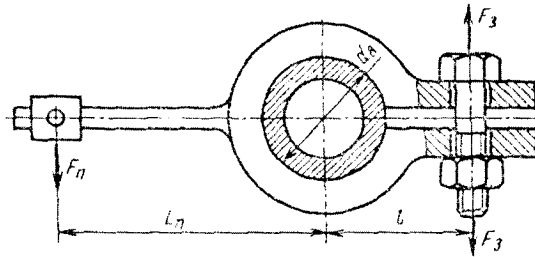


Рис. 13.19

Перевірочний розрахунок проводять за еквівалентним (приведеним) напруженням для небезпечної точки перерізу болта.

Умова міцності

$$\sigma_E \leq [\sigma]_p. \quad (13.8)$$

Еквівалентне напруження визначається за гіпотезою енергії формозміни:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_3}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_1^3}\right)^2}, \quad (13.9)$$

де σ_p – напруження розтягу в небезпечному перерізі болта; $\tau_{кр}$ – максимальне напруження кручення; d_1 – внутрішній діаметр різьби.

При розрахунку σ_E момент T в різьбі визначають за формулою (13.3). Сила затяжки для розрізної маточини (див. рис. 13.19)

$$F_3 = \frac{KT_3 d_B}{z f (d_B + 2l)}, \quad (13.10)$$

де $K = 1,2 \div 1,5$ – коефіцієнт запасу по зсуву (зрушення) клеми; $T_3 = F_n L_n$ – момент противаги (див. рис. 13.19); z – число болтів у з'єднанні; f – коефіцієнт тертя; d_B – діаметр валика; l – відстань від осі валика до осі затягування.

Для клеми з рознімною маточиною

$$F_3 = \frac{KT_3}{zf d_B} \quad (13.11)$$

Проектний розрахунок затягнутого болта, не навантаженого осьовою силою. З урахуванням формул (13.10) і (13.11) внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4K_3 F_3}{\pi[\sigma]_p}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}, \quad (13.12)$$

де $K_3 = 1,3$ – коефіцієнт затяжки (враховує скручування болта при затягуванні); $[\sigma]_p$ – допустиме напруження матеріалу болта, обумовлене у формулі кроку 13.26.

Залиште умову міцності перевірного розрахунку болта клемового з'єднання. Розшифруйте праву частину формули (13.9).

13.28. Розрахунок затягнутого і додатково навантаженого зовнішньою осьовою силою болта. Цей випадок є дуже поширеним (фланцеві, фундаментні і подібні болтові з'єднання). Для більшості різьбових виробів потрібно попереднє затягування болтів, що забезпечує щільність з'єднання і відсутність взаємних зсувів деталей стику. Після попереднього затягнення під дією сили попереднього затягування болт розтягується, а деталі стику стискаються. Крім сили попереднього затягування, на болт може діяти зовнішня осьова сила. Типовий випадок показано на рис. 13.20, де зовнішня сила створюється за рахунок тиску p . Розрахунок ведуть за результатом навантаженням болта.

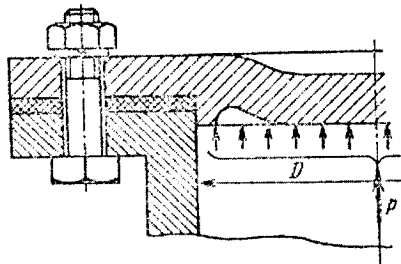


Рис. 13.20

Перераховані види різьбових з'єднань відносять до напружених з'єднань.

Перевірочний розрахунок проводять за умовою (13.6). Розглянемо два випадки розрахунку. При визначенні розрахункового навантаження σ_p як силу, що розтягує болт, приймають: F_o – осьова сила, що розтягує болт, і діє на нього після попереднього затягування і додавання до нього зовнішньої сили F , або F_p – осьова сила, що розтягує болт за відсутності подальшої підтяжки. Осьові сили:

$$F_o = [K_3(1 - \chi) + \chi]F; \quad (13.13)$$

$$F_p = [1,3K_3(1 - \chi) + \chi]F, \quad (13.14)$$

де K_3 – коефіцієнт затяжки болта (для з'єднання без прокладок при змінному навантаженні $K_3 = 1,25 \div 2,0$; для з'єднання з прокладками $K_3 \geq 5$); χ – коефіцієнт

зовнішнього (основного) навантаження (для з'єднання без прокладок $\chi = 0,2 \div 0,3$; для з'єднання з пружними прокладками $\chi = 0,4 \div 0,9$).

Проектний розрахунок затягнутого болта з додатковим осьовим навантаженням за відсутності подальшого затягування:

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}}; \quad (13.15)$$

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}. \quad (13.16)$$

Поясніть, у якому випадку для перевірного і проектного розрахунків приймають F_0 і в якому F_p ? Запишіть формулу перевірного розрахунку для першого випадку напруженого різьбового з'єднання.

13.29. Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою F при постановленні його з зазором (рис. 13.21). Для забезпечення нерухомості листів, що з'єднуються, 1, 2, 3 болт затягують силою затяжки F_f . Щоб уникнути роботи болта на згин, його слід затягти так сильно, щоб сили тертя на стиках деталей були більшими від зрушуючих сил F_r . Зазвичай силу тертя приймають із запасом: $V_f = 1,2F_f$. Знайдемо необхідну силу затягування болта. Врахуємо, що сила затягування болта може створювати нормальний тиск на поверхнях тертя (на рис. 13.21 $i = 2$);

$$F_{r3} = \frac{V_f}{if} = \frac{1,2F_f}{2f}$$

або в загальному випадку:

$$F_{r3} = \frac{1,2F_f}{if}$$

За знайденою силою затягування болт розраховують за умови, що болт зазнає розтягу і кручення.

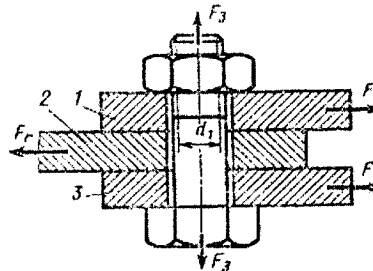


Рис. 13.21

Запишіть у конспект формулу проектного розрахунку болта, навантаженого поперечною силою F_r , при установленні його з зазором.

13.30. Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою, з установленням його без зазору (рис. 13.22). Таке з'єднання розраховують на різ болта.

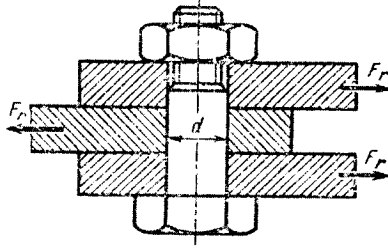


Рис. 13.22

Перевірочний розрахунок. Умова міцності

$$\tau_{zp} \leq [\tau]_{zp}, \quad (13.17)$$

де $\tau_{zp} = \frac{F_r}{(\pi d^2/4)i}$ – розрахункове напруження зрізу для матеріалу болта; F_r – поперечна сила; d – діаметр стержня в небезпечному перерізі; $[\tau]_{zp}$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу болта; i – число площин зрізу (на рис. 13.22, $i = 2$);

$$[\tau]_{zp} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T.$$

Проектний розрахунок. Діаметр стержня

$$d = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau]_{zp}i}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{[\tau]_{zp}i}}. \quad (13.18)$$

Покажіть конструкції, що розвантажують болт від сприйняття поперечних сил.

§6. Деякі рекомендації з розрахунку на міцність різьбових з'єднань

13.31. Розрахунок групових болтів (за умови рівномірного навантаження болтів, наприклад, кріплення кришок, підшипників, круглих кришок судин і т. п.). У цьому випадку визначають силу, що діє на один болт:

$$F = \Sigma F/z, \quad (13.19)$$

де ΣF – зовнішня сила, що діє на групу болтів; z – кількість болтів групи.

За формулами (13.6), (13.7), (13.9), (13.12) – (13.18) виконують перевірочний чи проектний розрахунок для одного болта. Усі болти приймають однакових розмірів. Залежно від конструкції групового болтового з'єднання формула (13.19) може бути видозмінена.

Визначте зовнішнє навантаження F , що діє на один болт. Кругла кришка знаходиться під тиском p і з'єднана з резервуаром групою болтів (див. рис. 13.20).

13.32. Розрахунок групи болтів, навантажених неоднаково (наприклад, кріплення корпусів підшипників до металоконструкцій, кріплення машин фундаментними болтами і т. п.), виконують за найбільш навантаженим болтом. За методикою кроків 13.25–13.30 визначають розміри цього болта, а інші болти, як правило, приймають тих же розмірів. Так часто роблять для спрощення конструкції вузла. Зовнішню силу, що припадає на найбільш навантажений болт, у кожному конкретному випадку визначають відповідно до схеми навантаження.

Поперечна сила F_p , що діє на найбільш навантажений болт, відома. За якою формулою слід розрахувати внутрішній діаметр болта, встановленого без зазору?

§ 7. Розрахунок різьби на міцність

При розрахунку різьби на міцність приймають таке допущення: усі витки різьби навантажуються рівномірно (хоча теоретичними й експериментальними дослідженнями встановлено, що для гайки із шістьма витками перший виток різьби сприймає 52% всього осьового навантаження, другий – 25%, третій – 12 %, шостий – тільки 2%).

13.33. Розрахунок різьби за напруженням зминання.

Перевірочний розрахунок. Умова міцності

$$\sigma_{zm} \leq [\sigma]_{zm}, \quad (13.20)$$

де $\sigma_{zm} = \frac{F}{\pi d_2 h z}$ – розрахункове напруження зминання в різьбі [F – осьова

сила; d_2 – середній діаметр різьби; h – висота профілю; z – кількість витків різьби в гайці (рис. 13.23)]; $[\sigma]_{zm}$ – допустиме напруження зминання у різьбі (для сталі $[\sigma]_{zm} = (0,8 \div 1,0) \sigma_T$; для легованої сталі $[\sigma]_{zm} = (0,6 \div 0,8) \sigma_T$; для чавуну $[\sigma]_{zm} = (0,6 \div 0,8) \sigma_{z.m.}$).

Проектний розрахунок. При обраному профілі різьби необхідне число витків різьби в гайці

$$z \geq \frac{F}{\pi d_2 h [\sigma]_{zm}}. \quad (13.21)$$

До якої деталі різьбового з'єднання (до болта чи до гайки) слід застосувати формули (13.20) і (13.21)?

13.34. Розрахунок різьби за напруженням зрізу. Перевірочний розрахунок. Умова міцності

$$\tau_{zp} \leq [\tau]_{zp}, \quad (13.22)$$

де τ_{zp} і $[\tau]_{zp}$ – розрахункове і допустиме напруження зрізу у різьбі (див. крок 13.30).

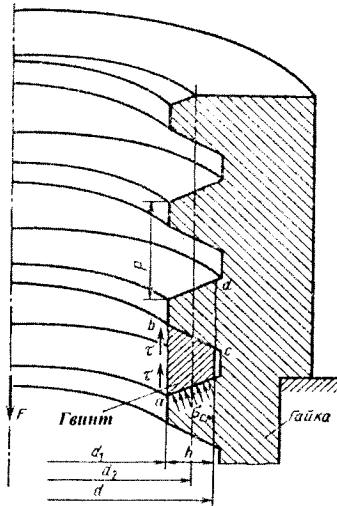


Рис. 13.23

Для гвинта

$$\tau_{zp} = \frac{F}{\pi d_1 K H}, \quad (13.23)$$

для гайки

$$\tau_{zp} = \frac{F}{\pi d K H}, \quad (13.24)$$

де F – сила, що діє на болт; d_1 – внутрішній діаметр різьби; d – зовнішній діаметр різьби; H – висота гайки; K – коефіцієнт, що враховує тип різьби. Для трикутної різьби $K = 0,8$; для прямокутної $K = 0,5$; для трапецевидної різьби $K = 0,65$.

Проектний розрахунок (матеріал гайки і гвинта однаковий). Задавши тип різьби і визначивши діаметр d , за проектним розрахунком, можна визначити висоту гайки

$$H = \frac{F}{\pi d_1 K [\tau]_{zp}}. \quad (13.25)$$

Стандартні кріпильні вироби на міцність різьби не розраховують.

Чи є необхідність визначати розрахункове напруження зрізу в різьбі для гвинта і для гайки окремо, якщо вони виготовлені з одного матеріалу?

13.35. Контрольна картка 13.2.

Контрольна картка 13.2.

Питання	Відповіді	Код
Чи можна для виготовлення гвинтів (болтів, шпильок) застосовувати чавун?	Можна	1
	Не можна	2

Вкажіть формулу проектного розрахунку для напруженого болтового з'єднання за відсутності подальшого затягування	$1,13\sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}$	3
	$1,13\sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}$	4
	$1,13\sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}}$	5
	$1,13\sqrt{\frac{F_z}{[\sigma]_p}}$	6
	$1,13\sqrt{\frac{F_r}{[\sigma]_p}}$	7
Вкажіть розрахункову формулу для визначення допустимого напруження зрізу для матеріалу болта	$\sigma_T / [S]_T$	8
	$(0,2 \div 0,3) \sigma_T$	9
	$(0,8 \div 1,0) \sigma_T$	10
	$(0,6 \div 0,8) \sigma_T$	11
	$(0,6 \div 0,8) \sigma_T$	12
У якому випадку розрахункове напруження σ_p більше: коли деталі з'єднуються із застосуванням пружної прокладки чи без прокладки?	З пружною прокладкою	13
	Без прокладки	14
Вкажіть формулу для визначення висоти гайки	$\frac{F}{\pi d_2 h z}$	15
	$\frac{F}{\pi d_2 z [\sigma]_{из}}$	16
	$\frac{F}{\pi d_1 K [\tau]_{сп}}$	17

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

13.1. Різьба – виступи і западини, що чергуються на поверхні тіл обертання і розміщені по гвинтовій лінії; застосовується як засіб з'єднання або ущільнення, забезпечення заданих переміщень деталей машин, механізмів, приладів і т. п.

13.2. На рис. 13.2 деталь 1 – різьба циліндрична, зовнішня; деталь 2 – різьба циліндрична внутрішня. Основними параметрами різьби (див. рис. 13.2) є: форма і розмір профілю; зовнішній діаметр d ; внутрішній діаметр d_1 ; середній діаметр d_2 ; кут підйому різьби ψ ; крок різьби p ; кількість заходів різьби S .

13.3. Основні типи профілів різьби показані на рис. 13.3: a – трикутний; $з$ – трапецевидний; $и$ – упорний; e – круглий; $ж$ – прямокутний.

13.4. Різьби кріпильні для з'єднання деталей: метрична, дюймова, годинникова, трубна, кругла. Різьби для передачі сил і рухів: прямокутна, трапецевидна, упорна (іноді використовують метричну і дюймову різьби).

13.5. У метричній різьби (див. рис. 13.3, a) виступи профілю різьби гвинта притуплені по прямій на відстані $H/8$, вершини профілю різьби гайки – на відстані

$H/4$ від вершин теоретичного профілю. Профіль западин у гвинта має закруглення радіусом $H/6$. Позначення метричної різьби з крупним кроком – M24; із дрібним – M24 x 2.

13.6. Не можна. Як кріпильну застосовують метричну різьбу. При проектуванні нових машин застосовувати дюймову різьбу не можна. Позначення дюймової різьби на кресленні: вказують зовнішній діаметр у дюймах.

13.7. Годинникова різьба має трикутний профіль з кутом $\alpha = 60^\circ$, діаметр і крок вимірюються в частках міліметра.

13.9. Конічна дюймова різьба служить для скріплення деталей у з'єднаннях, що вимагають герметичності (у трубопроводах для рідин і газів, в арматурі трубопроводів і т. п.).

13.10. Основний недолік круглої різьби – обмеженість використання.

13.11. Прямокутну різьбу для кріпильних деталей застосувати не можна. Ця різьба застосовується в основному у гвинтах для передачі руху з малими втратами на тертя.

13.12. Позначення трапецевидної різьби: Tr 80 x 10. Порівняно з трикутною трапецевидна різьба має значно менші втрати на тертя.

13.13. Упорна різьба передає значно більше осьове навантаження, ніж трапецевидна за рахунок “упорного” профілю різьби і більшої, як наслідок, міцності різьби.

13.14. Нарізанням слюсарним інструментом (мітчиком, плашкою й ін.) можна нарізати різьбу: метричну з крупним і дрібним кроком, дюймову, годинникову, трубну циліндричну.

Різцем на токарно-гвинторізних верстатах можна нарізати різьбу: зазначену вище (див. крок 13.14), а також прямокутну, трапецевидну, упорну, круглу. Плашки для трапецевидних різьб у промисловості не виготовляються.

13.15. Болт (див. рис. 13.4, *а*) називається різьбовий виріб циліндричної (чи конічної) форми, що має на одному кінці голівку, а на іншому різьбу, на яку нагвинчується гайка. На рис. 13.4, *б* показано гвинт. Різьбовий виріб циліндричної форми, що має на одному кінці голівку, а на іншому – різьбу (гайкою служить деталь), називається гвинтом.

13.16. На рис. 13.9 показані спеціальні болти. Болти зі спеціальною конструкцією голівок, що закладаються у фундамент із подальшим їх фіксуванням бетоном, називають фундаментними болтами (див. рис. 13.9). Вони служать для кріплення машин до фундаментів. До спеціальних болтів, крім фундаментних, належать конусні (див. рис. 13.25, *а*), відкидні (рис. 13.25, *б*) та ін. До спеціальних гвинтів належить вантажний гвинт, який називають також рим-болтом (рис. 13.25).

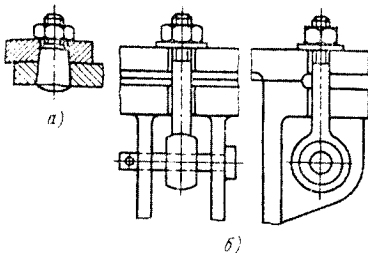


Рис. 13.25

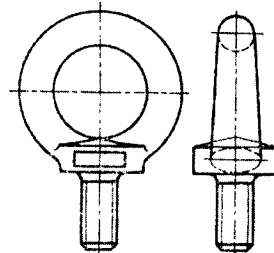


Рис. 13.24

13.17. На рис. 13.4, *в* показано різьбовий виріб циліндричної форми, що має з обох кінців різьбу, один кінець якої (голівка) загвинчується в деталь, а на інший нагвинчується гайка. Різьбовий виріб, показаний на рис. 13.4, *в*, можна назвати болтом-шпилькою. Ескіз для конспекту – рис. 13.26, *а* і *б*.



Рис. 13.26

13.18. На рис. 13.12: *в* – шестигранна гайка з двома фасками для великих осьових навантажень ($H \approx 1,6d$); *г* – шестигранна гайка з однією фаскою для незначних осьових навантажень ($H \approx 0,6d$); *ж* – шестигранна гайка з глухим різьбовим отвором; *з* – шестигранна гайка з буртиком; *и* – кругла гайка з накаткою і заглибленням під ключ; *к* – кругла гайка з отворами на торці під ключ.

13.19. Пружинна шайба (див. рис. 13.13, *г*) – стопорна, що підкладається під гайку. Відкручуванню гайки перешкоджають гострі краї кінців шайби, що упираються в торець гайки і деталь, що притискається. Крім того, при ослабленні осьової сили в болті сила пружності шайби підтримує з’єднання в напруженому стані і перешкоджає самовідгвинчуванню гайки. Пружинна шайба не збільшує опорну поверхню.

13.20. Три основних принципи стопоріння гайок: за рахунок сил тертя в різьбі; у результаті жорсткого з’єднання гайки і голівки болта з деталями, що скріплюються; за рахунок жорсткого з’єднання гайки з болтом (шпилькою).

13.21. На рис. 13.15, *б* показано торцевий гайковий ключ (може застосовуватися за відсутності вільного доступу до гайок, болтів, гвинтів); на рис. 13.15, *в* – торцевий ключ для гайок, болтів, гвинтів, що мають внутрішній шестигранник, чи квадрат (наприклад, див. рис. 13.12, *и*; 13.15, *е*).

13.22. Використання високоміцних матеріалів для виготовлення різьбових виробів дозволяє знизити масу вузла машини, зменшити кількість періодичних “підтягувань” і збільшити їх надійність.

13.24. За відомим моментом $T_{кл}$ і відомою силою $F_{кл}$, прикладеною до ключа, можна визначити потрібну довжину ручки (див. рис. 13.16): $L_p = T_{кл} / F_{кл}$.

Знаючи $T_{кл}$ і L_p , можна визначити силу $F_{кл}$ для динамометричних ключів.

13.25. За відомим діаметром d_1 із табл. 13.1 приймають номінальний діаметр d , середній діаметр d_2 , крок різьби p . Довжину болта приймають залежно від товщини деталей, що з’єднуються ним; розміри голівки і її висоту – визначають залежно від номінального діаметра d .

13.26. При розрахунку незатягнутого болта застосовують перевірочний розрахунок, якщо відомі параметри болта і його матеріал, але якщо необхідно перевірити різьбове з’єднання на міцність або за розрахунковим напруженням, потрібно вибрати матеріал болта; проектний – якщо параметри болта невідомі. Вибравши відповідний матеріал болта, виконують проектний розрахунок. За $[\sigma]_p$ визначають внутрішній діаметр різьби d_r , за яким визначають всі інші параметри різьбового з’єднання.

13.27. Умова міцності перевірного розрахунку клемового з'єднання $\sigma_E \leq [\sigma]_p$; права частина формули (13.9):

$$\sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{4F_3}{\pi d_1^2}; \quad \tau_k = \frac{M}{M_k} = \frac{M}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{16M}{\pi d_1^3}.$$

13.28. При розрахунку затягнутого і додатково навантаженого зовнішньою силою болта F_0 приймають у розрахунках, коли попередньо затягнутий болт навантажений осьовою силою F і в процесі роботи передбачається подальше додаткове затягування (підтяжка) болтів; F_p – те ж саме, але без подальшої підтяжки болта. Формула перевірного розрахунку

$$\sigma_p = \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p.$$

13.29. Проектний розрахунок болта, навантаженого поперечною силою: внутрішній діаметр різьби

$$d_1 = \sqrt{\frac{4K_3 F_{r3}}{\pi [\sigma]_p}} = 1,3 \sqrt{\frac{[\sigma]_p}{F_{r3}}}; \quad [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[K]_T}.$$

13.30. Від сприйняття поперечних сил болт розвантажують за допомогою розвантажувального кільця (рис. 13.28, а), шпонкою (рис. 13.28, б), штифтом (рис. 13.28, в) і т. п.

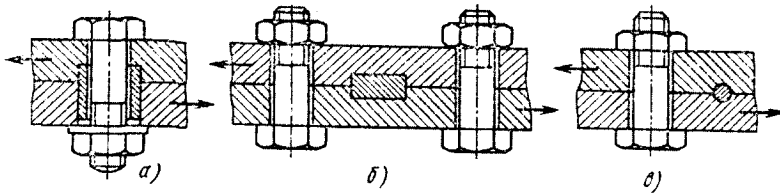


Рис. 13.28

13.31. Зовнішня сила, що діє на болти (див. рис. 13.20):

$$F = \frac{\pi D^2 p}{4z}, \quad \text{де } z \text{ – число болтів, яким закріплюється кругла кришка.}$$

13.32. Внутрішній діаметр болта, встановленого без зазору, визначають за формулою

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{[\tau]_{zp} i}}.$$

13.33. Формули (13.20) і (13.21) – загальні для гайки і гвинта.

13.34. Для гвинта і гайки, виготовлених з одного матеріалу, немає необхідності визначати τ_{zp} для гвинта і гайки окремо. За напруженнями зрізу розраховують тільки гвинт, тому що $d > d_f$ [див. формули (13.23)].

ГЛАВА 14

ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

Завдання 30. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-2 "Заклепкові з'єднання", дайте відповіді на питання кроків 14.1–14.7 і контрольної картки кроку 14.8 (КК 14.1). Складіть стислий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 30.

§ 1. Загальні поняття, утворення заклепкових швів, переваги, недоліки та сфера застосування

14.1. Заклепкові з'єднання складаються з двох чи декількох листових деталей, що з'єднуються (склепуються) у нерознімну конструкцію за допомогою заклепок (рис. 14.1).

Заклепкою називають круглий стержень, що має сформовану голівку 1 (рис. 14.2) на одному кінці і сформовану в процесі склепування замикаючу голівку 2 на іншому його кінці. Форма і розміри заклепок регламентовані стандартом.

Заклепковим швом називають з'єднання, що складається із заклепок (рис. 14.3).

Отвори під заклепки в деталях для одержання заклепкового шва просвердлюють (іноді продавлюють).

Заклепки постачаються як готові вироби.

Вище відзначено, що заклепкове з'єднання є нерознімною конструкцією. Що розуміють під нерознімним з'єднанням?

14.2. Заклепкове з'єднання одержують у такий спосіб. У отвори в деталях, що з'єднуються, встановлюють заклепки (див. рис. 14.2). Під заставну голівку 1 встановлюють інструмент-підтримку. Спеціальною клеपालною машиною вручну (ударами молотка, кувалди) виступаючий кінець заклепки ($L_1 \approx 1,5d_3$) осаджують обтискуванням у замикаючу голівку 2. Для сталевих заклепок з $d_3 \leq 12$ мм виконують „холодне” склепування; з $d_3 \geq 12$ мм – з нагрівом заклепки до температури 1000-1100°C.

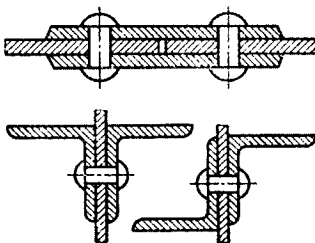


Рис. 14.1

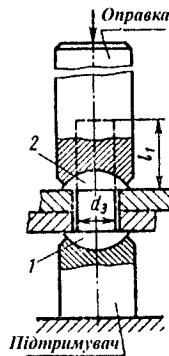


Рис. 14.2

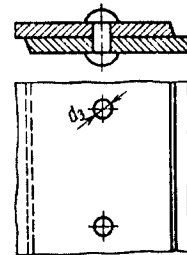


Рис. 14.3

При гарячому способі склепування забезпечується більш висока якість шва, тому що після остигання стержня заклепки його довжина скорочується, у результаті чого деталі, що з'єднуються, стискаються, що перешкоджає відносному зрушенню деталей при впливі навантажень.

Заклепки з кольорових металів і сплавів осаджують без нагрівання.

Діаметри отворів під заклепки $d_{отв}$ вибирають по стандарту залежно від діаметра заклепки. При холодному склепуванні рекомендується

$$d_{отв} = d_3 + 0,05d_3;$$

для гарячого склепування

$$d_{отв} = d_3 + 0,1d_3, \quad (14.1)$$

де d_3 – діаметр заклепки.

Визначити довжину заклепки l і діаметр отвору $d_{отв}$, в листах, що з'єднуються (див. рис. 14.3), якщо $d_3 = 20$ мм, загальна товщина двох листів $\Sigma\delta = 46$ мм.

14.3. Переваги та недоліки з'єднань порівняно з іншими видами нерознімних з'єднань.

Переваги: висока надійність з'єднання; зручність контролю якості склепування; підвищений опір ударним і вібраційним навантаженням; можливість з'єднання деталей із складнозварних металів.

Недоліки: порівняно висока вартість і трудомісткість одержання з'єднання; підвищена витрата матеріалу для цього з'єднання (через ослаблення поєднаних деталей отворами під заклепки потрібно збільшення їхньої товщини, використання накладок і т. п.); неможливість з'єднання деталей складної конфігурації.

Перелічіть переваги і недоліки заклепкових з'єднань. Коротко обґрунтуйте перераховані недоліки.

14.4. Сфера використання. У наш час в зв'язку з бурхливим розвитком зварювання заклепкові з'єднання мають обмежене застосування (у конструкціях, для яких методи зварювання і склеювання ще недостатньо розроблені або малоефективні, а також у з'єднаннях, що працюють при великих вібраційних чи ударних навантаженнях). Великий обсяг склепувально-складальних робіт виконується при виготовленні літальних апаратів. Деякі літаки мають більше мільйона заклепок. Заклепкові з'єднання застосовуються також в підйомно-транспортних машинах, при будівництві залізничних мостів, котлобудуванні і т. п.

Вкажіть сферу застосування заклепкових з'єднань.

§ 2. Класифікація заклепкових швів, конструкції заклепок і їх матеріали

14.5. Класифікація. Заклепкові шви класифікують за такими ознаками:

за призначенням – міцні шви (мостові і кранові ферми, літаки і т. д.), що забезпечують міцність з'єднань, і щільні шви (газопроводи, котли, резервуари і т. п.), що забезпечують міцність і герметичність з'єднань;

за взаємним розташуванням деталей, що склепуються – шви встик з однією чи двома накладками (див. рис. 14.1) і напусткові шви (див. рис. 14.2);

за кількістю рядів (для швів встик кількість рядів враховується по одну сторону стику) – однорядні (див. рис. 14.3) і багаторядні (рис. 14.4):

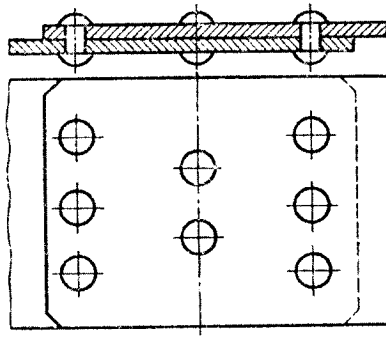


Рис. 14.4

дворядні, трирядні (застосовують не більш шести рядів заклепок);
за розташуванням заклепок у рядах – паралельні (рис. 14.5) і шахові (рис. 14.6)
шви;

за умовами роботи (за кількістю площин зрізу) – однозрізні шви – з однією площиною зрізу в кожній заклепці (див. рис. 14.3, 14.5) і багатозрізні – з декількома площинами зрізу кожної заклепки (двозрізні – див. рис. 14.1; 14.6).

Перелічить основні критерії вибору (використання) міцних і щільних заклепкових швів. Визначте кількість рядів заклепкового шва, показаного на рис. 14.5 і 14.6.

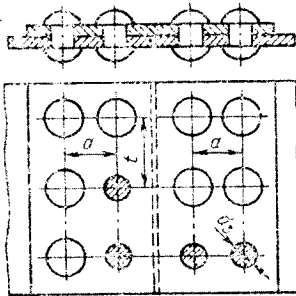


Рис. 14.5

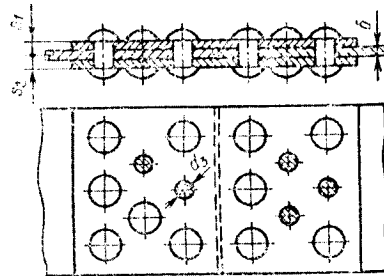


Рис. 14.6

14.6. Основні типи заклепок. Вибір форми заставної голівки залежить від призначення заклепкового шва. У швах, що вимагають великої міцності і щільності, застосовують заклепки з напівкруглою голівкою (рис. 14.7, а). Заклепки з потаємною чи напівпотаємною голівкою (рис. 14.7, б, в) використовують у тих випадках, коли виступаючі заставні голівки заклепок заважають зміщенню яких-небудь деталей чи у випадку великих гідродинамічних і аеродинамічних опорів (у суднобудуванні і літакобудуванні). Заклепки з бочкоподібною голівкою (рис. 14.7, з) застосовують там, де є гарячі гази, у топках парових котлів і т. п.; у процесі експлуатації голівки обгорають і набувають напівкруглої форми, зберігаючи необхідну міцність.

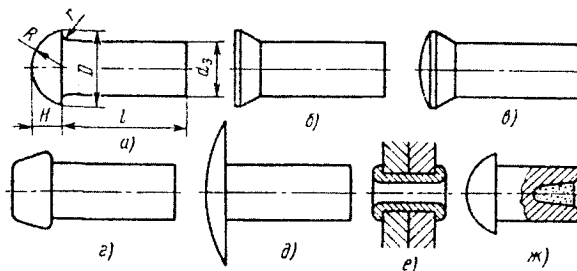


Рис. 14.7

Заклепки з широкою голівкою (рис. 14.7, *д*) застосовують для з'єднання тонколистових (до 1,5 мм) матеріалів, трубчасті заклепки (рис. 14.7, *е*) – у малонавантажених металевих з'єднаннях, а також у з'єднаннях неметалевих матеріалів (фібра та ін.).

У випадку неможливості утворення замикаючої голівки звичайними способами (у важкодоступних – “вузьких” місцях) застосовують вибухові заклепки (рис. 14.7, *ж*).

Заклепки виготовляють на автоматах холодним чи гарячим способом.

Як класифікують заклепки за формою заставної голівки? Накресліть в конспекті ескіз установаження трубчастої та вибухової заклепок.

14.7. Матеріали. Склепувати можна вуглецеві і леговані сталі, кольорові метали та їх сплави, неметалеві матеріали, які застосовуються в загальному машинобудуванні. Заклепки виготовляють з низковуглецевих сталей Ст2, Ст3, Ст2кп, Ст3кп, 10, 15, 10кп, 15кп, легованої сталі 12Х18Н9Т, міді М3, латуні Л63, алюмінієвих сплавів АД1, Д18, АМГ5 та ін.

Які вимоги слід ставити до матеріалів заклепок?

14.8. Контрольна картка 14.1.

Контрольна картка 14.1

Питання	Відповіді	Код
Де застосовуються заклепкові з'єднання?	У корпусах суден	1
	У фермах залізничних мостів	2
	В авіабудуванні	3
	В автомобілебудуванні	4
Покажіть на рис. 14.8 заставну голівку заклепки	Поз. 1	5
	Поз. 2	6
	Визначити не можна	7
Як називається заклепковий шов, показаний на рис. 14.8?	Однозрівний, дворядний, встик з однією накладкою, шаховий	8
	Двозрівний, дворядний, встик з однією накладкою, шаховий	9
	Однозрівний, дворядний, напустковий, шаховий	10
	Однозрівний, чотирирядний, встик з однією накладкою, шаховий	11
	Однозрівний, дворядний, встик з однією накладкою, паралельний	12

Покажіть на рис. 14.9 заклепку з напівпотасмною голівкою	а	13
	б	14
	в	15
Виберіть матеріал заклепок для відповідальних металоконструкцій мостів	Ст 3	16
	Ст 5	17
	40ХН	18
	Д18	19

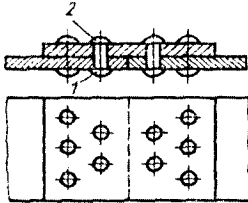


Рис. 14.8

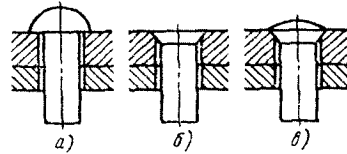


Рис. 14.9

§ 3. Розрахунок міцних заклепкових швів

Завдання 31. Рекомендації студентам. Вивчіть §3-4 теми "Розрахунок міцних заклепкових швів", дайте відповіді на питання кроків 14.9–14.13 і контрольну картку кроків 14.14 (КК 14.2). Складіть стислий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 31.

14.9. Методику визначення основних співвідношень розмірів міцних швів розглянемо на прикладі розрахунку однорядного напусткового шва, навантаженого поперечною силою F_r (рис. 14.10).

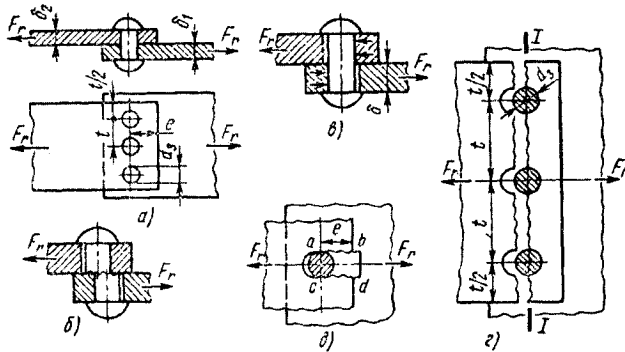


Рис. 14.10

Введемо позначення: d_3 – діаметр заклепки; δ_1 і δ_2 – товщина деталей, що склепуються (листів); t – відстань між рядами заклепок в ряді (чи крок заклепок); e – відстань від центра заклепки до краю деталі (листа); z – кількість заклепок у ряді.

При розрахунку на міцність сили тертя на стику деталей не враховують (приймають, що навантаження передається лише заклепками); вважають, що

навантаження між заклепками розподіляється рівномірно, а діаметр заклепки дорівнює діаметру отвору ($d_3 = d_{\text{отв}}$).

Причини руйнування з'єднань можуть бути такі: зріз заклепок у площині з'єднання деталей (див. рис. 14.10, б); зминання заклепок і листів (див. рис. 14.10, в); розрив листів у перерізі, ослабленому отворами (див. рис. 14.10, з); зріз крайки листа (у перетині ab і cd) в отворі під заклепку (див. рис. 14.10, д).

Розрахунок шву полягає у визначенні d_3 , t і e . Розрахунок ведеться за емпіричними співвідношеннями, отриманими з умов рівномірності заклепок і листів, що з'єднуються, з подальшою перевіркою листів на міцність і уточненням коефіцієнта міцності шва.

Якої деформації зазнають заклепки й листи міцного однорядного напуктового шва (рис. 14.10, а)?

14.10. Розрахунок параметрів заклепки. Діаметр заклепки визначають з умови міцності на зріз ($\tau_{zp} \leq [\tau]_{zp,3}$) за формулою проектного розрахунку

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi z [\tau]_{zp,3}}}, \quad (14.2)$$

де d_3 – діаметр заклепки; мм; F_r – поперечна сила, що діє на заклепки, Н; i – кількість площин зрізу однієї заклепки; для заклепки, показаної на рис. 14.10 $i = 1$; z – кількість заклепок (задається конструкцією шву); $[\tau]_{zp,3}$ – допустиме напруження на зріз для матеріалу заклепок, МПа (табл. 14.1).

Таблиця 14.1.

Допустиме напруження для міцних сталевих заклепкових швів при статичному навантаженні

Елемент шва	Вид деформації, напруження	Спосіб виготовлення отвору	Допустимі напруження, що допускаються, МПа	
			140	160
Деталі, що склепуються Заклепки	Розтяг $[\sigma]_p$	–	140	160
	Зріз $[\tau]_{zp}$	–	90	100
	Зріз $[\tau]_{zp}$	Продавлювання	100	100
		Свердління	140	140
	Зминання $[\sigma]_{zm}$	Продавлювання	240	280
		Свердління	280	320

Таблиця 14.2.

Розміри (мм) заклепок з напівкруглою голівкою (див. рис. 14.7, а)

d_3	D	H	R	r , не більше	l
6	11	3,6	6	0,4	10-42
7	12,8	4,2	7	0,4	14-50
8	14	4,8	7,5	0,4	16-60
10	16	6	9	0,5	16-85
13	21	8	11	0,5	22-100
16	25	9,5	13	1	26-110
19	30	11	16	1	32-150
22	35	13	18	1	38-180
25	40	15	21	1	52-180
28	45	17	23,5	1,5	55-180

Отриманий за формулою (14.2) розмір d_3 округлюють до найближчого більшого стандартного значення (табл. 14.2). Потім цей діаметр заклепки перевіряють на зминання за формулою

$$\sigma_{zm} = \frac{F_r}{\delta d_3 z}; \quad (14.3)$$

$$\sigma_{zm} \leq [\sigma]_{zm}, \quad (14.4)$$

де σ_{zm} і $[\sigma]_{zm}$ – розрахункове і допустиме напруження на зминання для заклепкового з'єднання, МПа (див. табл. 14.1); δ – товщина найтоншої деталі, що склепується, мм.

Виведіть формулу (14.2). Для якого матеріалу (заклепки чи деталі) приймають $[\sigma]_{zm}$ у формулі (14.3)?

14.11. Розрахунок параметрів шва і перевірка міцності деталей, що з'єднуються, (листів).

1. Геометричні параметри заклепкового шва (див. рис. 14.10) визначають за емпіричними формулами.

Крок шва залежно від кількості рядів

$$t = (3 \div 6)d_3, \quad (14.5)$$

для однорядного напусткового шва $t = 3d_3$ (для дворядного $t = 4d_3$); для однорядного шва з двома накладками $t = 3,5d_3$ (для дворядного $t = 6d_3$).

Відстань від центра заклепки до краю деталі (листа): для отворів, отриманих свердлінням, $e = 1,65d_3$; для продавлених отворів

$$e = 2d_3. \quad (14.6)$$

Товщина накладок (див. рис. 14.6)

$$\delta \approx 0,5d_3. \quad (14.7)$$

Товщина деталей, що склепуються, (листів) (див. рис. 14.6)

$$s_1 \approx s_2 \approx 0,8\delta. \quad (14.8)$$

Відстань між рядами заклепок (див. рис. 14.5)

$$a \geq 0,6t. \quad (14.9)$$

2. Міцність деталей, що з'єднуються (листів) перевіряють:

- на розтяг в перерізі I - I (див. рис. 14.10, з) за формулою

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\delta(t - d_3)z} \leq [\sigma]_p, \quad (14.10)$$

де σ_p і $[\sigma]_p$ – розрахункове і допустиме напруження на розтяг для деталей, що з'єднуються (листів) (див. табл. 14.1);

- на зріз країв деталі (листа) одночасно по двох перетинах ab і cd (див. рис. 14.10, д) за формулою

$$\tau_{zp} = \frac{F_r}{2\delta \left(e - \frac{d_3}{2} \right) z} \leq [\tau]_{zp}, \quad (14.11)$$

де τ_{sp} і $[\tau]_{sp}$ – розрахункове (дійсне) і допустиме напруження на зріз для матеріалу деталей, що з'єднуються (листів див. табл. 14.1).

Визначте параметри t і e однорядного заклепкового шва, якщо $d_3 = 20$ мм. Як називаються ці параметри?

Як визначити кількість заклепок z для шва при відомому d_3 ?

14.12. Коефіцієнт міцності шва. Для оцінки якості спроектованого шва вводять так званий коефіцієнт міцності шва φ . Він дорівнює відношенню міцності на розтяг заклепкового шва до міцності на розтяг цілого листа, тобто

$$\varphi = \frac{(t - d_3) \delta [\sigma]_p}{t \delta [\sigma]_p}. \quad (14.12)$$

З формули (14.12) коефіцієнт міцності шва

$$\varphi = (t - d_3) / t. \quad (14.13)$$

Коефіцієнт φ завжди менший від одиниці. При великих значеннях φ матеріал деталей, що з'єднуються (листів) використовується краще. Значення φ підвищується в міру збільшення кількості рядів заклепок: для однорядного напусткового шва $\varphi = 0,67$; для дворядного напусткового шва $\varphi = 0,75$; для однорядного шва з двома накладками $\varphi = 0,71$; для дворядного шва з двома накладками $\varphi = 0,84$.

Як збільшити коефіцієнт міцності шва при проектуванні заклепувальних з'єднань?

§ 4. Проектний розрахунок міцних заклепкових швів при заданому навантаженні і заданому типі шва

14.13. З урахуванням матеріалу, викладеного в § 3, за відомими параметрами F_r і φ (φ характеризує тип шва) розрахунок міцних заклепкових швів виконують у такій послідовності.

1. За заданим типом шва вибирають коефіцієнт міцності шва ($[\varphi] = 0,67 \div 0,84$, див. крок 14.12).

2. Визначають необхідну площу перерізу A деталей, що скріплюються (листів) з умови міцності на розтяг з урахуванням їх ослаблення отворами під заклепки за формулою

$$A \geq \frac{F_r}{[\varphi][\sigma]_p}, \quad (14.14)$$

де F_r – навантаження, що діє на з'єднання; $[\varphi]$ – прийнятий коефіцієнт міцності шва; $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу деталей (див. табл. 14.1).

3. За формулами (14.5)–(14.9) визначають діаметр заклепки ($d_3 \approx 2\delta$) і параметри шва t, e, a .

4. Кількість заклепок у шві визначають з умови міцності на зріз

$$z = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 i [\tau]_{sp,1}}$$

і на зминання

$$z = \frac{F_r}{\delta d_3 [\sigma]_{зм}}$$

Приймають більше з двох отриманих значень z . Для виключення можливості взаємного обертання деталей, що з'єднуються, кількість заклепок приймають $z \geq 2$.

5. Розробляють конструкцію шва (при цьому уточнюють параметри шва t, e, a, s).

6. Спроектований заклепковий шов перевіряють за формулою (14.10) на розрив деталей (листів) і за формулою (14.11) на зріз краю деталі.

7. За формулою (14.13) визначають дійсне значення φ і порівнюють його з попередньо прийнятим $[\varphi]$. Якщо $\varphi < [\varphi]$, параметри шва уточнюють.

Приклад 14.1. Спроекувати дворядний напустковий шов, навантажений $F_r = 40 \cdot 10$ Н. Товщина смуг, що з'єднуються $\delta = 5$ мм; матеріал – Ст2. Виконайте ескіз ділянки шва з простановкою усіх розмірів.

14.14. Контрольна картка 14.2.

Контрольна картка 14.2

Питання	Відповіді	Код
На який вид деформації розраховують заклепку?	На зрив, розтяг і стискання На зрив і зминання На зрив і розтяг	1 2 3
За якою формулою визначають крок однорядного напусткового шва, якщо відоме значення діаметра заклепки (d_3)?	$1,65d_3$ $2,0d_3$ $0,5d_3$ $3d_3$ $6d_3$	4 5 6 7 8
За якими формулами розраховують міцність листів, що склепуються, у заклепковому шві?	$\frac{F_r}{\delta d_3 z}$	9
	$\frac{F_r}{Aiz}$	10
	$\frac{F_r}{\delta(t - d_3)z}$	11
	$\frac{F_r}{2\delta(e - \frac{d_3}{2}z)}$	12
Від яких параметрів залежить коефіцієнт міцності шва φ ?	Товщини листів d	13
	Діаметра заклепки d_3	14
	Кроку t	15
	Відстань між заклепками a	16
	Діючого навантаження F	17
За якою формулою слід розрахувати кількість заклепок у шві?	$\frac{4F_r}{\pi d_3^2 i [\tau]_{зр.з}}$	18
	$\frac{4F_r}{\pi d_3 i [\sigma]_{зм}}$	19

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

14.1. Нерознімними називають з'єднання, розібрати які можна лише при руйнуванні самих з'єднаних деталей чи деталей, за допомогою яких вони були з'єднані.

14.2. Довжина заклепки $l = \Sigma\delta + l_1 = \Sigma\delta + 1,5d_3 = 46 + 1,5 \cdot 20 = 76$ мм; діаметр отвору $d_{отв} = d_3 + 0,1d_3 = 20 + 0,1 \cdot 20 = 22$ мм.

14.3. Переваги з'єднань – див. крок 14.3. Основні недоліки: необхідність розмічення і свердління отворів під заклепки, нагрів заклепок робить процес склепування трудомістким, а з урахуванням застосування дорогого устаткування (верстати, преси, клепальні машини) – дорогим. Ослаблення деталей отворами під заклепки вимагає збільшення площі перерізу основного матеріалу; застосування накладок для одержання з'єднань, велика маса заклепок призводять до підвищеної витрати матеріалу для заклепкового з'єднання.

14.4. У наш час сфера застосування заклепкових з'єднань по мірі удосконалювання методів зварювання і склеювання все більш скорочується. Їх застосовують у конструкціях, що сприймають великі вібраційні й ударні навантаження, при виготовленні конструкцій із матеріалів, що важко зварюються (наприклад, дюралюміній), а також у конструкціях з підвищеними вимогами до надійності з'єднання.

14.5. Міцні шви застосовують у конструкціях, де основною вимогою є міцність; щільні – де потрібна щільність (при незначних діючих на шов навантаженнях), міцність і герметичність шва. На рис. 14.5 показано дворядний шов; на рис. 14.6 – трирядний.

14.6. За формою заставної голівки розрізняють заклепки з напівкруглою, потайною, напівпотайною бочкоподібною і широкою голівкою. Установлення трубочастої і вибухової заклепок показано на рис. 14.7, *е, ж* та рис. 4.11.

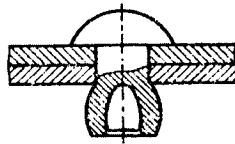


Рис. 14.11

14.7. Матеріали заклепок повинні мати високу пластичність, однорідність з основним матеріалом (для запобігання появи електрокорозії) і однаковий з ним температурний коефіцієнт лінійного розширення (щоб уникнути додаткових температурних напружень).

14.8. Для міцного однорядного напусткового шва (див. рис. 14.10, *а*) заклепки зазнають деформації зрізу і зминання; листи – розтягу, зрізу і зминання.

14.9. Умова міцності на зріз однієї заклепки для розглянутої розрахункової схеми (див. рис. 14.10):

$$\tau_{зр.з} = F_r / Aiz \leq [\tau]_{зр.з}$$

тут A – площа небезпечного перерізу заклепки, мм². Звідси

$$\tau_{зр.з.} = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 i z} \leq [\tau]_{зр.з.},$$

одержимо

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z [\tau]_{зр.з.}}}.$$

У формулі (14.3) $[\sigma]_{зр}$ приймають для менш міцного з контактуючих матеріалів (заклепок або листів, що з'єднуються).

14.10. Крок заклепкового шва $t = 3d_3 = 3 \cdot 20 = 60$ мм; відстань від центру заклепки до краю деталі (листа) $e = 1,65d_3 = 1,65 \cdot 20 = 33$ мм.

Необхідну кількість заклепок z при діючому на шов навантаженні F_r можна визначити за допомогою розрахунку на зріз з формули (див. відповідь на крок 14.10)

$$z = \frac{F_r}{\frac{\pi d_3^2}{4} i [\tau]_{зр.з.}}.$$

Після цього заклепки перевіряють на зминання за формулою (14.3).

14.11. Для підвищення значення коефіцієнту міцності шва ϕ бажано проектувати багаторядні шви.

14.12. Розв'язання прикладу 14.1.

1. Для дворядного напусткового шва приймаємо коефіцієнт міцності $[\phi] = 0,75$ (див. крок 14.12).

2. Визначаємо площу перерізу листів, що з'єднуються, з урахуванням ослаблення їх отворами під заклепки за формулою (14.14):

$$A \geq \frac{F_r}{[\phi][\sigma]_p} = \frac{40 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 140} = 380 \text{ мм}^2,$$

де $[\sigma]_p = 140$ МПа – допустиме напруження на розтяг для сталі Ст2 (див. табл. 14.1).

Ширина смуги

$$b = F_r / \delta = 380 / 5 = 76 \text{ мм.}$$

3. Визначаємо діаметр заклепки $d_3 = 2\delta = 2 \cdot 5 = 10$ мм.

Приймаємо заклепки з напівкруглою голівкою, виготовлені зі сталі Ст2.

Розміри елементів шва (див. крок 14.11):

крок шва $t = 4d_3 = 4 \cdot 10 = 40$ мм;

відстань від краю смуги до осі заклепок $e = 1,65d_3 = 1,65 \cdot 10 = 16,5$ мм (для висвердлених отворів); приймаємо $e = 17$ мм;

відстань між рядами заклепок $a = 0,6t = 0,6 \cdot 40 = 24$ мм; приймаємо $a = 25$ мм.

4. Визначаємо необхідну кількість заклепок.

З умови міцності на зріз

$$z = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 i [\tau]_{зр.з.}} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10^2 \cdot 1 \cdot 140} = 3,64,$$

де $i = 1$ (за умовою задачі); $[\tau]_{зр} = 140$ МПа для заклепок зі сталі Ст2 (див. табл. 14.1).

З умови міцності на зминання

$$z = \frac{F_r}{\delta d_3 [\sigma]_{зм.}} = \frac{40 \cdot 10^3}{5 \cdot 10 \cdot 280} = 2,86,$$

де $[\sigma]_{зм} = 280$ МПа для заклепок зі сталі Ст2 (див. табл. 14.1); приймаємо $z = 4$.

5. Розробляємо конструкцію шва (рис. 14.12). Остаточню визначаємо ширину смуги залежно від кількості заклепок: $d = 2t = 2 \cdot 40 = 80$ мм; параметри шва t, e, a приймаємо розрахункові.

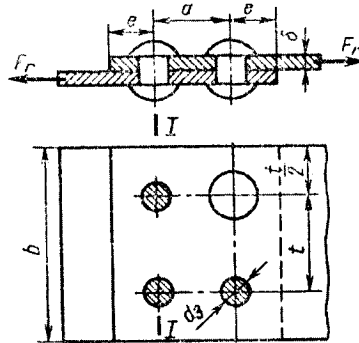


Рис. 14.12

6. Перевіряємо міцність шва: на розтяг смуги у перерізі $I-I$, ослабленому двома отворами ($z = 2$), розрахункове напруження (14.10):

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\delta(t-d)z} = \frac{40 \cdot 10^3}{5(40-10)2} = 133 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 140 \text{ МПа};$$

на зріз заклепками країв смуги розрахункове напруження (14.11):

$$\tau_{зр} = \frac{F_r}{2\delta\left(e - \frac{d_3}{2}\right)z} = \frac{40 \cdot 10^3}{2 \cdot 5\left(17 - \frac{10}{2}\right)4} = 83 \text{ МПа} < [\tau]_{зр.з.} = 140 \text{ МПа}.$$

7. Визначаємо дійсне значення коефіцієнту запасу міцності шва:

$$\varphi = \frac{t-d_3}{t} = \frac{40-10}{40} = 0,75; \varphi = [\varphi].$$

ГЛАВА 15 ЗВАРНІ І КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ

Завдання 32. Рекомендації студентам.

Вивчіть §1-2 теми “Зварні і клейові з'єднання”, дайте відповіді на питання кроків 15.1–15.9 і контрольну картку кроку 15.10 (КК 15.1). Складіть стислий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 32.

§ 1. Загальні відомості про зварні з'єднання

15.1. Зварювання – це технологічний процес одержання нерознімного з'єднання металевих чи неметалевих деталей із застосуванням місцевого нагріву (до пластичного чи розплавленого стану), виконаного таким чином, щоб місце з'єднання за механічними властивостями і своїм складом по можливості не відрізнялося від основного матеріалу деталі. При з'єднанні деталей за допомогою зварювання до області, що розплавляється, підводять присадний матеріал, який заповнює місце, що зварюється, (рис. 15.1). Затверділий після зварювання метал, що з'єднує деталі, називають зварним швом.

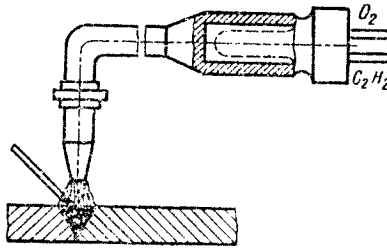


Рис. 15.1

При контактному зварюванні присадний матеріал не застосовують. Контактне зварювання засноване на використанні тепла, що виділяється в місці контакту деталей, що зварюються (наприклад, при проходженні крізь них електричного струму). Зварювання здійснюється із застосуванням механічного тиску, під дією якого деталі, попередньо нагріті в місці з'єднання до пластичного стану чи стану оплавлення, утворюють зварний шов.

Технологічні процеси різних засобів зварювання і сфера їх застосування розглядаються в курсі “Технологія металів і конструкційні матеріали”.

Перелічіть основні види електричного зварювання. Як називається процес зварювання, показаний на рис. 15.1?

15.2. Зварним з'єднанням називають нерознімне з'єднання деталей за допомогою зварних швів. Якщо у з'єднанні з'єднуючим елементом є заклепка, то у зварних – розплавлений метал, що створює при остиганні нерознімне з'єднання. Порівняно з клепаними зварні конструкції забезпечують істотну економію металу і значно нижчу трудомісткість їх виготовлення.

Маса зварних конструкцій при тих же габаритах значно менша від заклепкових (на 10–15%). Економія металу досягається за рахунок застосування повної площі

перерізу, а також можливості більш раціонального конструювання (наприклад, застосування стикових з'єднань у тих випадках, коли при заклепковому з'єднанні застосовують накладки).

Що розуміють під зварним з'єднанням і зварним швом?

15.3. Переваги і недоліки зварних з'єднань порівняно з заклепковими.

Переваги: простота конструкції зварного шва і менша трудомісткість у виготовленні; значне зниження маси конструкції при тих же габаритах; можливість з'єднання деталей будь-яких форм; герметичність з'єднання; безшумність технологічного процесу зварювання; можливість автоматизації зварювального процесу; зварне з'єднання дешевше від заклепкового.

Недоліки: виникнення залишкових напружень в елементах, що зварюються; короблення деталей; недостатня надійність з'єднання при значних вібраційних і ударних навантаженнях.

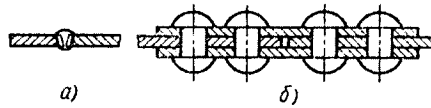


Рис. 15.2

Порівняйте конструктивне оформлення зварного і заклепкового з'єднань (див. рис. 15.2). Вкажіть переваги цього зварного шва?

15.4. Сфера застосування. У наш час зварні з'єднання майже цілком витіснили заклепкові з'єднання. Зварювання застосовується для з'єднання елементів посудин, що перебувають під тиском (резервуари, газгольдери, котли); для виготовлення турбін, печей, мостів, хімічної апаратури; за допомогою зварювання виготовляють станини, рами машин, корпуси редукторів, зубчасті колеса, шківни, зірочки, маховики, барабани і т. д.

Прикладом зварної деталі може бути робоче колесо для гідротурбіни Братської ГЕС масою 120 т потужністю 225 МВт. Таку деталь, що має складну конфігурацію, було б дуже важко виготовити і транспортувати цілком.

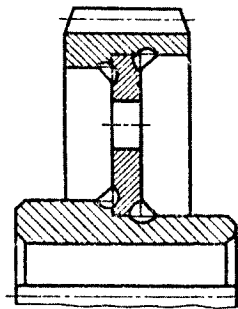


Рис. 15.3

Як виготовлене зубчасте колесо, показане на рис. 15.3?

§ 2. Класифікація і різновиди зварних з'єднань (швів)

15.5. Класифікація. Зварні шви класифікують за такими ознаками:

– за призначенням – міцні (забезпечують передачу навантаження з одного елемента на іншій); міцно-щільні (забезпечують навантаження, герметичність з'єднання – для рідин і газів);

– за розташуванням зварного шва у просторі (рис. 15.4) – нижнє; вертикальне, горизонтальне; стельове. За всіх інших рівних умов нижній шов найбільш міцний, стельовий – найменш міцний (значення міцності зазначених вище швів відносяться як 1:0,85; 0,9:0,8);

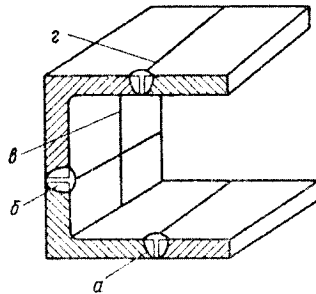


Рис. 15.4

– за взаємним розташуванням елементів, що зварюються, розрізняють такі види з'єднань – стикові (див. рис. 15.2, а); напусткові, лобові (рис. 15.5, а); флангові (рис. 15.5, б); з накладками (лобові - рис. 15.6 і флангові - див. рис. 15.5, б); таврові (рис. 15.7, а, б); кутові (рис. 15.7 у, з); прорізні (рис. 15.8); пробкові (рис. 15.9). Стикові з'єднання виконують стиковими швами, а інші (крім пробкових) – кутовими.

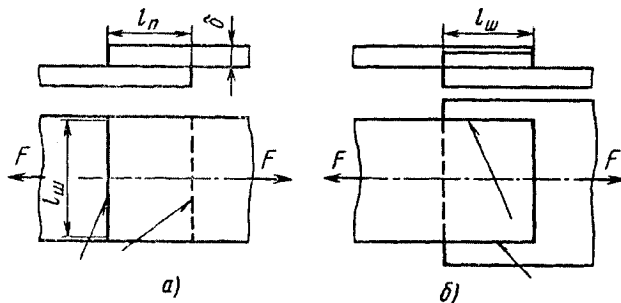


Рис. 15.5

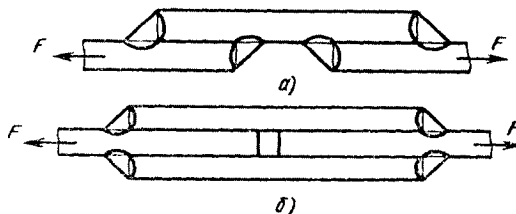


Рис. 15.6

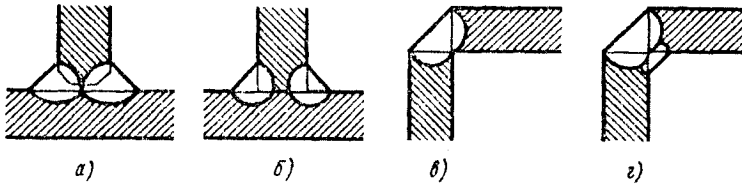


Рис. 15.7

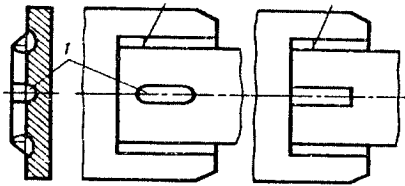


Рис. 15.8

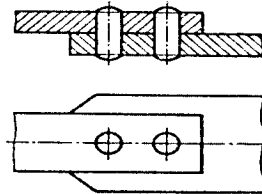


Рис. 15.9

Чому стельовий шов за всіх інших рівних умов має меншу міцність?

Дайте стислий опис зварних з'єднань, показаних на рис. 15.2, а, 15.3, 15.5 і 15.7; стикових, напусткових, таврових, кутових (запишіть у конспект).

15.6. Конструкція стикових швів. Стикові шви мають переважне поширення внаслідок простоти конструкції. Залежно від товщини деталей, що зварюються, і обробки крайків стикові шви поділяють на такі типи:

шов з відбортовкою крайків (рис. 15.10, а) – рекомендується для тонколистових матеріалів ($\delta < 2$ мм); одна чи дві крайки деталей відбортовуються;

однобічний без скосу крайків (рис. 15.10, б) – шов зварюється без обробки крайок листів при їх товщині $\delta \leq 8$ мм;

однобічний зі скосом одного крайка (рис. 15.10, в) – обробляється тільки один крайок деталей товщиною $\delta \leq 12$ мм;

однобічний зі скосом двох крайків (рис. 15.10, з) – застосовується при товщині деталей $\delta \leq 25$ мм;

двосторонній із двома симетричними скосами одного крайка (рис. 15.10, д) – крайки обробляються в одній деталі з двох сторін – товщиною до 40 мм;

двосторонній із двома симетричними скосами двох крайків (рис. 15.10, е) – товщина деталей, що зварюються $\delta \approx 60$ мм.

Стикові шви, вказані на рис. 15.11, а, називають прямими, на рис. 15.11, б – косими. Косі стикові шви застосовують для збільшення робочої довжини шва.

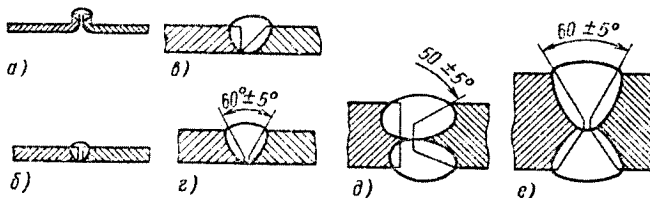


Рис. 15.10

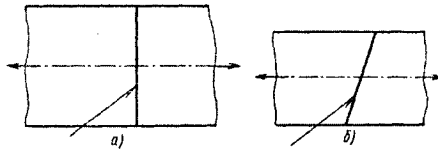


Рис. 15.11

Коли застосовують стикові шви без скосу крайок?

15.7. Конструкція кутових (валикових) швів. Кутові шви застосовують у напусткових з'єднаннях, у з'єднаннях з накладками, у таврових і кутових з'єднаннях. За своєю міцністю вони поступаються стиковим швам. За профілем поперечного перерізу кутові шви можуть бути:

нормальні (рис. 15.12, а); катет шва приймається рівним до товщини листа ($K = \delta$); увігнуті (рис. 15.12, б) з катетом шва $K = 0,85\delta$;

опуклі (рис. 15.12, в);

спеціальні (рис. 15.12, г); їх профіль представляє собою нерівнобедрений прямокутний трикутник (один з катетів $K = \delta$).

Увігнуті шви підвищують вартість зварного з'єднання (вимагають додаткової механічної обробки), опуклі – викликають підвищену концентрацію напружень. Найбільш прийнятним є нормальний профіль кутового шва. Спеціальні шви застосовують при змінних навантаженнях.

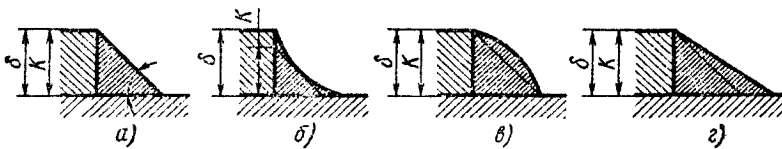


Рис. 15.12

За розташуванням шва щодо діючого навантаження кутові шви конструктивно поділяють на:

лобові, розташовані перпендикулярно до лінії дії навантаження F (див. рис. 15.5, а); довжина лобових швів не обмежується;

флангові, розташовані паралельно лінії дії навантаження F (див. рис. 15.5, б); максимальна довжина флангового шва приймається $l_{\text{м}} = (50 \div 60) K$;

комбіновані, що складаються з лобових і флангових швів.

Визначіть тип шва таврового з'єднання (див. рис 15.7, б). Який профіль у нормального кутового шва? Чому дорівнює катет шва (див. рис. 15.12, в)?

15.8. Напусткові з'єднання і з'єднання з накладками зварюють кутовими швами.

За своєю міцністю напусткові з'єднання поступаються стиковим. Їх застосовують, коли за конструктивними міркуваннями стикові шви застосувати неможливо. З'єднання з накладками застосовують, коли зварні шви не забезпечують необхідної рівномірності. У конструкціях, що підлягають дії вібраційних і знакозмінних навантажень, напусткові з'єднання і з'єднання з накладками застосовувати не рекомендується (створюється значна концентрація напруг).

Для забезпечення нормальних умов роботи напусткових з'єднань розмір перекриття шва (напуску) приймають $l_n \leq 4\delta$ (див. рис. 15.5, а). Довжину накладок приймають конструктивно.

Чи можна застосувати лобовий або фланговий шов для одержання напусткового з'єднання і для з'єднання з накладками?

15.9. Прорізні і пробкові з'єднання. Прорізні з'єднання являють собою щілину шириною $(2 \div 4)\delta$ і довжиною до 25δ , вирізану в одній з деталей, з подальшим зварюванням кутовим швом 1 по периметру прорізу (див. рис. 15.8). Ці з'єднання застосовують тоді, коли потрібно поліпшити скріплення елементів напусткового з'єднання чи для зменшення довжини шва. Отримання прорізів ускладнює процес зварювання, тому застосування прорізних швів допускається тільки в особливих випадках. У пробкових з'єднаннях (електрозаклепках) отвори в обох деталях заливаються металом (див. рис. 15.9). Ці з'єднання застосовують при незначних діючих на шов навантаженнях.

Назвіть тип шва прорізних і пробкових з'єднань

15.10. Контрольна картка 15.1.

Контрольна картка 15.1

Питання	Відповіді	Код
Який спосіб зварювання рекомендується застосувати для напусткового з'єднання товстих сталевих листів?	Газове зварювання	1
	Електродугове зварювання	2
	Контактне зварювання	3
Який вид нерознімного з'єднання сталевих деталей має в наш час найбільше поширення?	Заклепкове	4
	Зварне	5
	Клейове	6
Укажіть найбільш просту конструкцію зварного з'єднання	Напусткове	7
	Стикове	8
	Таврове	9
	Кутове	10
	З накладками	11
Як називається зварний шов, показаний на рис. 15.8, поз. 1?	Кутовий фланговий	12
	Кутовий лобовий	13
	Пробковий	14
	Прорізний	15
	Стиковий	16
Яку форму необхідно надати крайкам листів товщиною 15 мм при стиковому шві?	Скіс крайків не потрібний	17
	Однобічний скіс одного крайка	18
	Однобічний скіс двох крайків	19
	Двосторонній скіс двох крайків	20

§ 3. Розрахунок зварних стикових та напусткових з'єднань

Завдання 33. Рекомендації студентам.

Вивчіть §3-4 теми "Розрахунок зварних стикових та напусткових з'єднань", дайте відповіді на питання кроків 15.11–15.17 і контрольну картку кроку 15.18 (КК 15.2). Складіть стислий конспект за матеріалом досліджуваного завдання 33.

15.11. Розрахунок стикових швів. Ці шви працюють на розтяг або стиск залежно від напрямку діючого навантаження (рис. 15.13, а і б). Основним критерієм роботоздатності стикових швів є їх міцність.

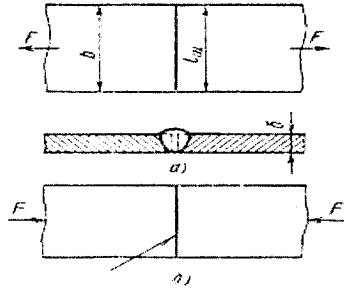


Рис. 15.13

Перевірочний розрахунок міцності шва на розтяг. Умова міцності.

Таблиця 15.1.

Допустимі напруження для зварних з'єднань деталей з низько- і середньовуглецевих сталей при статичному навантаженні

Вид деформації, напруження	Автоматичне та напівавтоматичне зварювання під шаром флюсу	Ручна дугова електродами	
		Э50А, Э42А	Э50, Э42
Розтяг $[\sigma']_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,9[\sigma]_p$
Стиск $[\sigma']_{cm}$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Зрив $[\tau']_p$	$0,65[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$

Примітки. 1. У таблиці $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу деталей, що з'єднуються (див. табл. 14.1). 2. При змінних навантаженнях допустиме напруження уточнюють множенням його значення на коефіцієнт γ : для стикових швів при навантаженні, змінним за

величиною, $\gamma = I$; $\gamma = \left(1 - \frac{1F_{min}}{3F_{max}}\right)^{-1}$; при знакозмінному навантаженні

для кутових швів при змінних за величиною і напрямком навантаженнях

$$\gamma = \frac{I}{\frac{4}{3} - \frac{1F_{min}}{3F_{max}}}$$

F_{max} і F_{min} – максимальне і мінімальне навантаження зі своїми знаками.

$$\sigma'_p = F / (\delta l_w) \leq [\sigma']_p, \quad (15.1)$$

де σ'_p , $[\sigma']_p$ – розрахункове і допустиме напруження на розтяг для шва (табл. 15.1); F – навантаження, що діє на шов; δ – товщина деталі (товщину шва приймають рівною до товщини деталі); l_w – довжина шва.

Проектний розрахунок. Метою цього розрахунку є визначення довжини шва. Виходячи з основної умови міцності (15.1), довжину стикового шва при дії сили, що розтягує, визначають за формулою

$$l_w \geq \frac{F}{\delta[\sigma]_p}. \quad (15.2)$$

У практиці зустрічається випадок, коли за результатами розрахунку $l_{ш} > b$ (b - ширина деталі). Яке рішення слід прийняти в цьому випадку?

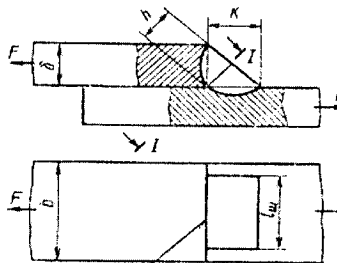


Рис. 15.14

15.12. Розрахунок кутових швів напусківих з'єднань. При дії осьової сили, що розтягує шов (чи стискає), вважають, що зріз кутових швів відбувається у перерізі $I-I$ (рис. 15.14), що проходить крізь бісектрису прямого кута.

Для нормальних кутових швів довжина бісектриси

$$h = K \cos 45^\circ \approx 0,7K, \quad (15.3)$$

де h – довжина бісектриси (висота шва в небезпечному перерізі); K – катет шва (приймається не менше 3 мм).

Перевірочний розрахунок. Умова міцності однобічного лобового шва (див. рис. 15.14) на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{0,7 K l_{ш}} \leq [\tau']_{зр}, \quad (15.4)$$

де $\tau'_{зр}$, $[\tau']_{зр}$ – розрахункове і допустиме напруження зрізу для шва (див. табл. 15.1); $l_{ш}$ – довжина шва; F – навантаження, що діє на шов.

Проектний розрахунок. Довжину однобічного лобового кутового шва (див. рис. 15.14) при осьовому навантаженні визначають за формулою:

$$l_{ш} = \frac{F}{0,7 K [\tau']_{зр}}; \quad (15.5)$$

довжина двостороннього лобового кутового шва

$$l_{ш} = \frac{F}{1,4 K [\tau']_{зр}}; \quad (15.6)$$

Флангові кутові шви (див. рис. 15.5, б) розраховують за рівнянням (15.6), тобто аналогічно до розрахунку двостороннього лобового шва. У флангових швах навантаження по довжині шва розподіляється нерівномірно (на кінцях шва збільшується), тому довжину флангових швів намагаються обмежити $l_{ш} \leq (50 \div 60)K$.

Чому в формулі (15.4) у знаменнику прийнято $0,7 K l_{ш}$? Накресліть у конспекті схему двостороннього лобового кутового шва.

15.13. Послідовність проектного розрахунку зварних з'єднань.

1. Вибирають конструкцію шва (стиківий, кутовий), вид зварювання і марку електродів.

2. Визначають допустимі напруження для зварного з'єднання (див. табл. 15.1).
3. За формулами (15.2), (15.5), (15.6) визначають довжину шва.
4. Накреслюють зварне з'єднання й уточнюють розміри деталей, що з'єднуються.

Приклад 15.1. Розрахувати зварне з'єднання двох смуг товщиною $\delta = 8$ мм, на які діє сила, що розтягує, $F = 320 \cdot 10^3$ Н. Матеріал смуг – сталь Ст2.

§ 4. Короткі відомості про клейові з'єднання

15.14. У наш час все ширше застосовують нерознімні з'єднання металів і неметалевих матеріалів, отримані склеюванням. Найбільшого застосування набули клейові напусткові з'єднання (рис. 15.15), рідше – встик. Клейові з'єднання дозволили розширити діапазон застосування в конструкціях машин сполучень різних неоднорідних матеріалів – сталі, чавуну, алюмінію, міді, латуні, скла, пластмас, гуми, шкіри і т. д.

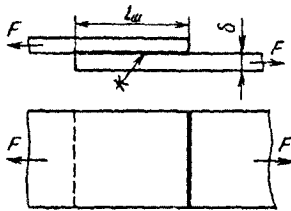


Рис. 15.15

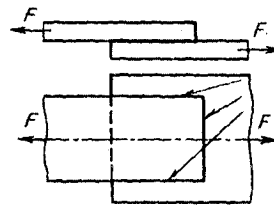


Рис. 15.16

Використання універсальних клеїв типу БФ, ВК, МПФ і інших (у наш час живають більше ста різних марок клеїв) дозволяє довести міцність клейових з'єднань до 80% від міцності матеріалів, що склеюються. На міцність клейових з'єднань впливають характер діючих на з'єднання навантажень, марка клею, конструкція з'єднання, технологія склеювання, умови експлуатації.

Чи можна надійно склеїти такі матеріали: сталь - сталь, сталь - алюміній, сталь - мармур, сталь - текстоліт?

15.15. Переваги і недоліки клейових з'єднань. Переваги: простота одержання нерознімного з'єднання і низька вартість робіт зі склеювання; можливість одержання нероз'ємного з'єднання різнорідних матеріалів будь-яких толщин; відсутність короблення одержуваних деталей; герметичність та корозійна стійкість з'єднання; значно менша, ніж при зварюванні, концентрація напружень.

Недоліки: зменшення міцності з'єднання з часом ("старіння"); низька теплостійкість більшості марок клеїв.

Перелічіть і порівняйте переваги й недоліки клейових з'єднань.

15.16. Сфера застосування. Клейові з'єднання широко застосовують у літакобудуванні, при виготовленні інструментів (трохи рідше), електро- і радіоустаткування, в оптичній і деревообробній промисловості, будівництві, мостобудівництві. У наш час створені деякі марки клеїв на основі полімерів, що задовільно працюють при температурі до 1000°.

Чи можна застосувати клейові з'єднання для вузлів, що працюють при температурі 600° С?

15.17. Розрахунок клейових з'єднань на міцність. Напусткове з'єднання. При дії сили F , що розтягує чи стискає з'єднання (рис. 15.16), розрахунок виконують на зсув (зріз) за формулою:

$$\tau_{zc} = F / A_{zc} \leq [\tau]_{zc}, \quad (15.7)$$

де τ_{zc} і $[\tau]_{zc}$ – розрахункове і допустиме напруження на зсув; $[\tau]_{zc} = 10 \div 25$ МПа для карбонільного клею, $[\tau]_{zc} = 4,5 \div 7,0$ МПа для клею групи БФ; F – навантаження, що діє на з'єднання; A_{zc} – площа зсуву (зрізу).

З'єднання встик. Розрахунок виконують на розтяг (стиск) за формулою

$$\sigma_p = F / A \leq [\sigma]_p, \quad (15.8)$$

де σ_p , $[\sigma]_p$ – розрахункове і допустиме напруження на розтяг стиску для клею ($[\sigma]_p = 17 \div 25$ МПа); A – площа стику деталей, що склеюються.

Чим відрізняється розрахунок клейових напусткових з'єднань і встик при дії сили, що розтягує?

15.18. Контрольна картка 15.2.

Контрольна картка 15.2

Питання	Відповіді	Код
При склеюванні яких матеріалів легко забезпечується умова: міцність з'єднання більша, ніж міцність матеріалів, що склеюються?	Металу з металом	1
	Металу з неметалом	2
	Неметалу з неметалом	3
Як розраховують переріз I - I (рис. 15.14) зварного кутового шва?	На розтяг і на зріз	4
	Тільки на зріз	5
	Тільки на розрив	6
Чому дорівнює допустиме напруження для напусткового шва при дії осьової сили, що розтягує, якщо шов виконано ручним дуговим зварюванням електродом марки Э50?	$[\sigma]_p$	7
	$0,9[\sigma]_p$	8
	$0,65[\sigma]_p$	9
	$0,6[\sigma]_p$	10
За якою формулою визначають довжину флангових зварних швів?	$\frac{F}{\delta[\sigma']_p}$	11
	$\frac{F}{0,7K[\tau']_{np}}$	12
	$\frac{F}{1,4K[\tau']_{np}}$	13
Вкажіть формулу перевірного розрахунку стикового клейового з'єднання	$\frac{F}{0,7Kl_m} \leq [\tau']_{np}$	14
	$\frac{F}{\delta l_m} \leq [\sigma]_p$	15
	$\frac{F}{A_{zc}} \leq [\tau]_{zc}$	16

ВІДПОВІДІ НА ПИТАННЯ

15.1. Основні види електрозварювання – дугове і контактне. Різновиди дугового зварювання:

ручне зварювання; цей метод зварювання відрізняється низькою продуктивністю, але легко доступний для застосування;

напівавтоматичне зварювання під шаром флюсу; застосовується для конструкцій з короткими переривчастими швами;

автоматичне зварювання під шаром флюсу; цей метод зварювання високопродуктивний і економічний, дає високу якість шва, застосовується у багатосерійному та масовому виробництві;

контактне зварювання; застосовується в серійному та масовому виробництві при напустковому з'єднанні тонкого листового металу (точкова, роликів) чи при стиковому з'єднанні круглого і смугового (стикове зварювання).

На рис. 15.1 показана схема газового зварювання. Крім перерахованих у сучасному машинобудуванні способів зварювання застосовують також лазерне зварювання, зварювання електронним променем, дифузійне зварювання та ін.

15.2. Зварне з'єднання – нерознімне з'єднання деталей за допомогою зварних швів. Зварний шов – затверділий після зварювання металу, що з'єднує деталі, які зварюються.

15.3. Показаний на рис. 15.2 зварний шов – стиковий (відсутність накладок і виступаючих голівок заклепок знижує масу зварної конструкції порівняно з клепаною); на рис. 15.2, б показано клепанний стиковий шов.

15.4. Зубчатий вінець колеса виконаний зварним з подальшим фрезеруванням.

15.5. Стельовий шов має порівняно меншу міцність завдяки тому, що умови виконання цього шва менш сприятливі, ніж нижнього, горизонтального або вертикального швів (стельовий шов розташований над електродами і руками робітника).

Рис. 15.2, а – стикове з'єднання; елементи, що з'єднуються, є продовженням один одного (зварювання виконують по торцях);

Рис. 15.5 – напусткові з'єднання; бічні поверхні елементів, що з'єднуються, перекривають одна одну;

Рис. 15.3, 15.7, а, б – таврові з'єднання; елементи, що з'єднуються, перпендикулярні один до іншого (один елемент торцем приварюється до бічної поверхні іншого);

Рис. 15.7, в, г – кутові з'єднання; елементи, що з'єднуються, перпендикулярні (або похилі) один до одного (зварюються по крайках).

15.6. Стиковий шов без скосів крайків застосовують при зварюванні деталей товщиною δ до 8 мм.

15.7. Шов, показаний на рис. 15.7, б – кутовий. Профіль нормального кутового шва – рівнобедрений трикутник. На рис. 15.12, в катет шва $K = \delta$.

15.8. Для напусткового з'єднання і з'єднання з накладками лобові і флангові кутові шви застосовувати можна.

15.9. Прорізні з'єднання зварюють кутовим (валиковим) швом, пробкові – наплавленням металу в отвори.

15.11. При $l_{ш} > b$ слід застосовувати стиковий косий шов (див. крок 15.6).

15.12. Вихідна формула для визначення розрахункового напруження в однобічному лобовому кутовому шві:

$$\tau'_{зр} = F/A_{зр}, \quad (15.9)$$

де F – навантаження, що діє на шов; A_{zp} – площа небезпечного перерізу кутового шву.

Для даного випадку (див. рис. 15.14) $A_{zp} = hl_{ш}$, тому що $h = 0,7kl_{ш}$ (див. крок 15.12), та $A_{zp} = 0,7kl_{ш}$. Схема двостороннього лобового кутового шва показана на рис. 15.17.

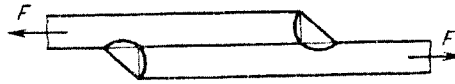


Рис. 15.17

15.13. Розв'язання прикладу 15.1.

1. Для зварювання смуг приймаємо однібічний без скосу крайків стиковий шов, вид зварювання – ручне дугове, електроди – Э42.

2. Виходячи з умови прикладу в табл. 15.1 і 14.1 вибираємо допустиме напруження для зварного з'єднання: $[\sigma]'_p = 0,9 [\sigma]_p = 0,9 \cdot 140 = 126$ МПа.

3. За формулою (15.2) визначаємо довжину стикового шва:

$$L_{ш} = \frac{F}{\delta[\sigma]'_p} = \frac{320 \cdot 10^3}{8 \cdot 120} = 319 \text{ мм.}$$

4. Конструкція зварного з'єднання на рис. 15.18. Ширину смуги B приймаємо рівною 320 мм.

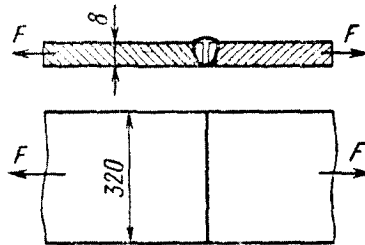


Рис. 15.18

15.14. Можна.

15.15. Переваги та недоліки клейових з'єднань див. крок 15.15, зварних – 15.3.

15.16. Можна.

15.17. Напусткове з'єднання розраховують за умовою міцності на зсув, з'єднання встик – на розтяг.

Словник деяких термінів і словосполучень

- | | |
|---|----------------------------------|
| 1. Азотирование | Азотування |
| 2. Анодирование | Анодування |
| 3. Вал коленчатый | Вал колінчастий |
| карданный | карданний |
| сплошной | суцільний |
| пустотелый | порожнистий |
| быстроходный | швидкохідний |
| тихоходный | тихохідний |
| промежуточный | проміжний |
| 4. Венец (зубчатого колеса или звездочки) | Вінець |
| 5. Ветвь ременной передачи | Вітка пасової передачі |
| ведущая | ведуча, ведомая |
| тягова | ведена, тяжна |
| 6. Виброустойчивость | Вібростійкість |
| 7. Временное сопротивление разрыву | Тимчасовий опір розриву |
| 8. Вязкость | Вязкість (мастила, масла) |
| кинематическая | кінематична |
| динамическая | динамічна |
| 9. Галтель | Галтель, галтеля |
| 10. Гибкая связь | Гнучкий зв'язок (в'язь), пов'язь |
| 11. Головка заклепки | Заставна голівка |
| 12. Грузоподъемность подшипника | Вантажопідйомність підшипника |
| качения | кочення |
| статическая | статична |
| динамическая | динамічна |
| 13. Деформация упругая | Деформація пружна |
| пластическая | пластична |
| упругопластическая | пружнопластична |
| растяжения | розтягу |
| сжатия | стиску |
| сдвига | зсуву |
| смятия | зминання |
| кручения | кручення |
| изгиба | згину |
| совместная | сумісна |
| 14. Диапазон регулирования вариатора | Діапазон регулювання варіатора |
| 15. Дуга обхвата | Дуга обхвату |
| 16. Жесткость изгибная | Жорсткість згинну |
| 17. Задир | Задир |
| 18. Заедание | Заїдання, затинання, затин |
| 19. Зазор, натяг | Зазор, натяг |
| 20. Закалка | Загартовування |

21. Запрессовка	Запрессовка, запресування
22. Зацепление зубчатое	Зачеплення зубчасте
23. Зацепление зубчатых колес	Зачеплення зубчастих коліс
внешнее	зовнішнє
внутреннее	внутрішнє
эвольвентное	евольвентне
Новикова	Новикова
24. Звено передачи	Ланка передачі
ведущее	ведуча
ведомое	ведена
входное	вхідна
выходное	вихідна
промежуточное	проміжна
25. Зев гаечного ключа	Захоплювач, захват
26. Зуб (в механических передачах)	Зуб, зубець, (зубці, зубця)
27. Изделие кованое	Вибір кований (кутий)
28. Изнашивание (процесс)	Зношування, спрацювання
29. Износ (результат)	Знос
30. Канавка шпоночная	Канавка шпонкова
31. Колесо солнечное (планетарная передача)	Колесо сонячне
гибкое	гнучке
шевронное	шевронне
прямозубое	прямозубчасте
косозубое	косозубчасте
32. Кольцо	Кільце
мазедержившощее	мастилоутримуюче
центрирующее	центруюче
стопорное	стопорне
33. Коробление (свариваемых деталей)	Короблення, жолоблення
34. Коромысло (балансир)	Коромисло (балансир)
35. Корригирование зубчатого зацепления	Коригування зубчастого зачеплення
36. Коэффициент	Коефіцієнт
упругого скольжения	пружного ковзання
осевого перекрытия	осьового перекриття
запаса прочности	запасу міцності
смещения при нарезании колес	зміщення при нарізуванні
колес	
безопасности	безпеки
трения качения	тертя кочення
трения скольжения	тертя ковзання
сцепления	зчеплення
приведенный	зведений, приведенный
концентрации напряжений	концентрація напружень
линейного расширения	лінійного розширення

поверхностного упрочнения	поверхневого зміцнення
режима работы	режиму роботи
37. Кромка (листа)	Край, крайка, ребро
38. Кулиса качающаяся	Куліса хитна
39. Литъё (изделия)	Литво, виливок
40. Лыска (вид износа катка)	Лиска
41. Масленка	Маслянка, мастидбница
42. Масло	Мастило
43. Материал	Матеріал
хрупкий	хрихкий
хрупкопластический	хрихкопластичний
44. Материалоемкость изделия	Матеріаломісткість
45. Метод изготовления зубчатых колес	Метод виготовлення зубчастих
колёс	
копирования	копіювання
обкатки	обката
46. Механизмы	Механізми
плоские	плоскі
пространственные	просторові
рычажные	важільні
кривошипно-ползунные	кривошипно-повзунні
кулисные	кулісні
мальтийские	мальтійські
храповые	храпові
кулачковые	кулачкові
четырёхзвенные	чотирьохланкові
47. Модуль зацепления	Модуль зачеплення
нормальный	нормальний
торцевой	торцевий, торцьовий
средний	середній
48. Момент	Момент
вращающий	обертальний
крутящий	крутний
внешний	зовнішній
приведенный	приведений
изгибающий	згинаючий, згинальний
эквивалентный	еквівалентний
49. Муфты	Муфты
фрикционные	фрикційні
зубчатые	зубчасті
управляемые	керовані
предохранительные	запобіжні
упругие	пружні
жесткие	жорсткі
многодисковые	багатодискові

сцепные	зчепні
пружинные	пружинні
самоуправляемые	самокеровані
компенсирующие	компенсуючі
обгонные	обгінні
50. Нагрузка	Навантаження
статическая	статичне
динамическая	динамічне
сосредоточенная	зосереджене
распределенная	розподільне
переменная	змінне
циклическая	циклічне
ударная	ударне
циркуляционная	циркулярне
постоянная	постійне
51. Накатка зубьев	Накатка зубців
52. Направляющие	Напрявні
качения	кочення
скольжения	ковзання
53. Напряжения	Напруження, напруги
касательные	дотичні
нормальные	нормальні
циклические	циклічні
постоянные	постійні
переменные	змінні
предельные	граничні
полные	повні
расчётные	розрахункові
допустимые	допустимі
смятия, среза	зминання, зрізу
рабочие	робочі
54. Нарботка ремня	Напрацювання, наробіток паса
55. Нарезание зубьев	Нарізання зубців
56. Непостоянство передаточного	Непостійність (несталість)
числа	передаточного числа
57. Несоосный	Неспіввісний
58. Нормализация	Нормалізація
59. Обмятие	Обім'яття, обжим
60. Общие сведения	Загальні відомості
61. Окружность зубчатого колеса	Коло зубчастого колеса
делительная	ділительне
вершин зубьев	вершин зубців
впадин зубьев	западина зубців
начальная	початкове
62. Опора податливая	Піддатлива опора

жесткая
шарнирная
шарнирно-подвижная

63. Ось (геометрическое понятие)
64. Ось (деталь механизма)
65. Отвертка
66. Отвинчивание, завинчивание
67. Отказ (выход изделия из строя)
68. Отпуск (вид термообработки)

69. Передаточное отношение
відношення

70. Передача
повышающая
понижающая

71. Передачи
фрикционные
ременные
цепные
червячные
зубчатые
“винт-гайка”
трением
зацеплением
волновые
планетарные
гибкой связью
глобоидные

72. Плотность
73. Поворот сечения
74. Повреждение катков
75. Подпятник
76. Подрезание зубьев
77. Подшипник
качения
скольжения
радиальный
радиально-упорный
упорный
сферический
самоустанавливающийся
шариковый
игольчатый
однорядный
двухрядный

жорстка
шарнірна
шарнірно-рухова

Вісь
Ось
Викрутка
Відгвинчувати, загвинчувати
Відказ
Відпуск (вид термообработки),
попуск
Передаточне (передатне)

Передача
підвищуюча
знижуюча, знижувальна

Передачі
фрикційні
пасові
ланцюгові
черв'ячні
зубчасті
“гвинт-гайка”
тертям
зацепленням
хвильові
планетарні
гнучким зв'язком
глобоїдні

Густина
Поворот перерізу
Пошкодження котків
Підп'ятник
Підрізання зубців
Підшипник
кочення
ковзання
радіальний
радіально-упорний
упорний
сферичний
самоустановний
кульковий, шаровий
голчастий
однорядний
дворядний

разборный
78. Посадка
79. Предел прочности
текучести
80. Привод (машины)
81. Прирабатываемость
82. Провисание цепи (величина)
83. Проволока стальная пружинная
84. Производительность
85. Проскальзывание
86. Профиль зубьев
циклоидаальный
эвольвентный
87. Прочность
общая
местная
контактная
циклическая
усталостная
88. Пружина растяжения
сжатия
тарельчатая
кручения
изгиба
89. Работоспособность машины
90. Расстояние межосевое
91. Расчет зубьев
на изгиб
на излом
на контактную прочность
на контактную выносливость
92. Расчёты проверочные
проектировочные
93. Резьба
метрическая
дюймовая
трапецеидальная
трапецеидальная
упорная
круглая
прямоугольная
трубная
цилиндрическая
коническая
уплотняющая

розбірний
Посадка (насадка)
Границя міцності
текучості
Привод
Природність, припрацьованість
Провис ланцюга
Дріт сталевий пружний
Продуктивність, виробність
Проковзування
Профіль зубців
циклоїдаальний
эвольвентний
Міцність
загальна
місцева
контактна
циклічна
втомна, утомна
Пружина розтягу
стиску
тарілочаста
кручення
згину
Робото здатність машини
Відстань міжосьова
Розрахунок зубців
на згин
на злам
на контактну міцність
на контактну витривалість
Розрахунки перебіркові,
перевірочні проектувальні
Різьба
метрична
дюймова
трапецевидна,
упорна
кругла
прямокутна
трубна
циліндрична
конічна
ушільнююча

крепёжная	кріпильна
самотормозящая	самогальмуюча
одновитковая, многовитковая	одновиткова, багатовиткова
94. Ремень	Пас
зубчатый	зубчастий
плоский	плоский
приводной	привідний
клиновой	клиновий
поликлиновой	поліклиновий
кордшнуровый	кордошнуровий
кордтканевый	кордотканинний
прорезиненный	прогумований
кожаный	шкіряний
синтетический	синтетичний
95. Ролик подшипника	Ролик підшипника
витой	витий
бочкообразный	бочкоподібний
96. Сборка	Збирання, складання
97. Сваривание точечное	Зварювання точкове
98. Сварной нахлесточный шов	Зварний напустковий шов
99. Сглаживание поверхности	Згладжування поверхні
100. Серьга (технич.)	Серга
101. Сечение	Переріз
поперечное	поперечний
сплошное	суцільний
круглое	круглий
102. Сила прижатия катков	Сила притиску (притиснення) котків
103. Сила	Сила
сосредоточенная	зосереджена
разрушающая	руйнівна
центробежная	відцентрова
равнодействующая	рівнодіюча, рівнодійна
уравновешивающая	зрівноважуюча
осевая	осьова
радиальная	радіальна
окружная	колова
104. Смазывание	Змащування
капельное	краплинне
фитильное	гнотове
105. Смещение (результат)	Зміщення (результат)
106. Совместное действие деформаций	Сумісна дія деформацій
107. Соединение заклепочное внахлестку	З'єднання заклепкове напусткове
108. Соединения деталей	З'єднання деталей
разъемные	рознімні, роз'ємні

неразъемные	нероз'ємні, нерознімні
резьбовые	різьбові
заклепочные	заклепкові
шпоночные	шпонкові
штифтовые	штифтові
с натягом	з натягом
клеевые	клейові, клеєві
паяные	паяні
шлицевые	шліцьові, шлицеві
сварные	зварні, зварені, зварові
109. Соосный	Співвісний
110. Сопряженные детали	Спряжені деталі
111. Способность демпфирующая	Здібність демпфуюча
112. стакан (гильза для монтажа подшипников)	Стакан
113. Сталь коррозионнотойкая	Сталь корозійно тривка (корозійностійка)
швеллерная	швелерна
полосовая	полосова
углеродистая	вуглицева
легированная	легована
114. Стержень	Стержень, стрижень
115. Стойка механизма	Стойка механізму
116. Ступица (шкива, зубчатого колеса)	Маточина
117. Толкатель (кулачкового механизма)	Штовхач
118. Торец (торцовый)	Торець (торцевий)
119. Трение	Тертя
качения	кочення
скольжения	ковзання
сухое	сухе
пограничное	граничне
жидкостное	рідинне
120. Трущиеся детали (поверхности)	Тертьові деталі (поверхні)
121. Трущиеся поверхности	Тертьові поверхні
122. Уголок	Кутник
равнопаточный	рівнобічний
неравнополочный	нерівнобічний
123. Удельный вес	Питома вага
124. Удлинение относительное	Подовження (видовження) відносно
125. Укладка вкладышей	Укладка вкладишів
126. Уклон шпонки	Нахил (уклон) шпонки
127. Улучшение (стали)	Поліпшення
128. Уплотнение	Ущільнення
манжетное	манжетне
лабиринтное	лабіринтне

кольцевое кассетное	кільцьове касетне
129. Условие самоторможения	Умова самогальмування
130. Установка (действие)	Установлення (дія)
131. Устройство машины	Будова машини
132. Устройство прижимное	Пристрій натискний
133. Цементация	Цементация
134. Червяк	Черв'як
цилиндрический	циліндричний
глобоидный	глобоїдний
135. Шаг резьбы	Крок різьби
крупный	крупний
мелкий	дрібний
136. Шаг	Крок
окружной	коловий
осевой	осьовий
нормальный	нормальний
цепи	ланцюга
137. Шероховатость поверхности	Шорсткість (шерехатість) поверхні
138. Шестерня	Шестерня, шестірня
139. Шпонки	Шпонки
призматические	призматичні
сегментные	сегментні
клиповые	клинові
тангенциальные	тангенціальні
направляющие призматические	напрявні призматичні
скользящие	ковзні
врезные	врізні
140. Штифт установочный	Штифт установний

КОДИ ПРАВИЛЬНИХ ВІДПОВІДЕЙ НА ПИТАННЯ КОНТРОЛЬНИХ КАРТОЧЕК

Вступ

К.К. 0.1. Код – 5; 7 і 8; 11; 12 і 13; 17; 18

Глава 1

К.К. 1.1. Код – 3; 8; 13; 17; 19

К.К. 1.2. Код – 4; 7; 10; 14; 18

Глава 2

К.К. 2.1. Код – 2; 6; 8; 10; 15

К.К. 2.2. Код – 2; 5; 9; 12; 14 і 16

К.К. 2.3. Код – 3; 6; 8; 12; 15

К.К. 2.4. Код – 2; 7; 8; 11; 14

Глава 3

К.К. 3.1. Код – 1; 5; 7; 12; 15

К.К. 3.2. Код – 1; 6; 10; 16; 18

К.К. 3.3. Код – 3; 6; 10; 12; 15

К.К. 3.4. Код – 2; 5; 10; 12; 15 і 16

К.К. 3.5. Код – 5; 7; 12; 19; 22 і 25

К.К. 3.6. Код – 2; 5; 9; 11; 15

К.К. 3.7. Код – 1; 6; 8; 9; 12

К.К. 3.8. Код – 4; 6; 10; 16; 19

К.К. 3.9. Код – 3; 6; 9; 11; 17

К.К. 3.10. Код – 4; 6; 9; 14; 19

К.К. 3.11. Код – 3; 7; 11; 12; 18

К.К. 3.12. Код – 4; 9; 12; 15; 20

К.К. 3.13. Код – 3; 4; 6; 11; 13

Глава 4

К.К. 4.1. Код – 3; 4; 8; 14; 16; 22

Глава 5

К.К. 5.1. Код – 4; 7; 10; 15; 18–22

К.К. 5.2. Код – 2; 5 і 6; 9 і 10; 13; 23

Глава 6

К.К. 6.1. Код – 3; 4; 7; 9; 11

К.К. 6.2. Код – 3; 5; 9; 12; 16

К.К. 6.3. Код – 1; 5; 7; 11; 15

К.К. 6.4. Код – 4; 5; 8; 14; 17

Глава 7

К.К. 7.1. Код – 1; 4; 9; 12; 14

К.К. 7.2. Код – 3; 7; 10; 14 і 15; 16 і 17

Глава 8

К.К. 8.1. Код – 3; 4; 9; 12; 15

К.К. 8.2. Код – 1; 7; 11; 14 і 15; 16 і 17

Глава 9

К.К. 9.1. Код – 3; 7; 9; 13–15; 18

Глава 10

К.К.10.1 Код – 4; 9; 12; 14; 16 і 17

Глава 11

К.К.11.1 Код – 3; 6; 11; 14; 19

К.К.11.2 Код – 4; 9; 12; 17; 19

К.К.11.3 Код – 2; 4; 5; 8; 10; 17

Глава 12

К.К.12.1 Код – 1; 2; 5; 8; 9; 12; 14 і 15

К.К.12.2 Код – 2 і 3; 8; 13; 15; 18;

Глава 13

К.К. 13.1 Код – 2; 5; 9; 13; 15

К.К. 13.2 Код – 2; 4; 9; 13; 17

Глава 14

К.К. 14.1 Код – 2; 3; 7; 8; 15; 16

К.К. 14.2 Код – 2; 7; 11; 12; 14 і 15; 18 і 19 (приймаємо більше із отриманих значень)

Глава 15

К.К. 15.1 Код – 1; 2; 5; 8; 15; 19

К.К. 15.2 Код – 2; 3; 5; 10; 13; 15

Список використаної і рекомендованої літератури

1. Артоболевский И. И. Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1975. – 406 с.
2. Александров А. В., Коштанов В. Д., Державин Б. П. “Детали машин”. – М.: “Высшая школа”, 2003. – 300 с.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 575 с.
4. Войналович О., Моргунок В. Російсько-український словник наукової і технічної мови (термінологія процесових понять). – К.: Вирій, Сталкер., 1997.– 256 с.
5. Ганич Д. И. Русско-украинский словарь. Изд. 5. – К.: Радянська школа. 1979. – 1012 с.
6. Гулиа Н. В. Детали машин: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков; Под общ. ред. Н. В. Гулиа. – М.: Издательский центр “Академия”, 2004. – 416 с.
7. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. “Детали машин”.– М.: “Высшая школа”, 2003. – 340 с.
8. Заблонський К. І. Деталі машин: Підручник. – Одеса: Астропринт, 1999 – 404 с.
9. Иванов М. Н. “Детали машин”: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.: ил.
10. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – Київ: Наукова думка, 2002. – 410 с.
11. Кузін О. А., Яцюк Р. А. Металознавство і термічна обробка металів: підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 301 с.
12. Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Жидков В. К. “Детали машин”. – М.: “Илекса”, 1999. – 250 с.
13. Мархель И. И. Детали машин: Программированное учебное пособие для средних специальных учебных заведений. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 488 с., ил.
14. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др.; М.: Машиностроение, 1995.
15. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 / Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др.; Под общ. ред. Д. Н. Решетова. – 864 с.: ил.
16. Павлище В. Т. Основи конструювання і розрахунок деталей машин: підручник. 2-е видання – Львів: Афіша, 2002. – 560 с.
17. Ряховский О. А. “Детали машин”: Учеб. для вузов / Ряховский О. А., Клыпин А. В. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с.: ил.
18. Цехнович Л. І. Деталі машин: зб. задач. Навч. посібник. – К.: Виша школа, 1993. – 124 с.
19. Чернилевский Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. – М.: Высшая школа, 1980. – 230 с.
20. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и допол. – Калининград: “Янтарный сказ”, 1999. – 454 с.: ил.
21. Эрдеди А. А. Детали машин: Учебник для студентов сред. проф. образования. – 3-е изд., исправл. и доп. – М.: Издательский центр “Академия”, 2003. – 288 с.

Навчальне видання

Мархель Іван Іванович

Деталі машин

Навчальний посібник

Керівник видавничих проєктів	<i>О. В. Діордійчук</i>
Коректор	<i>О. В. Шмельова</i>
Комп'ютерний набір і верстка	<i>К. Д. Шмельов</i>

Підписано до друку 12.05.2005. Формат 70×100 1/16.
Папір офсетний. Гарнітура Таймс. Друк офсетний.
Умовн. друк. арк. 29,9. Тираж 1500 прим. Зам. № 5-1786

Видавництво ТОВ «Алерта»
04205 Київ, просп. Оболонський, 16^А.
т. (044) 410-17-53; 418-34-51
E-mail: alerta@ukr.net
Свідоцтво: ДК 788 від 29.01.2002 р.

ЗАТ «ВІПОЛ», ДК № 15
03151, Київ-151, вул. Волинська, 60