

Ю.С. РУДЬ

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

*Допущено Міністерством освіти і науки України як
підручник для студентів інженерно-технічних
спеціальностей вищих навчальних закладів*

Видавець ФО-П Чернявський Д.О.
Кривий Ріг
2015

УДК 621.81

Р 83

ББК 34.44

Рецензенти: доктор техн. наук, головний науковий співробітник ДП «Донбаський науково-дослідний проектно-конструкторський вугільний інститут» **С.С. Гребьонкін**, доктор техн. наук, професор кафедри механічного обладнання заводів чорної металургії Приазовського державного технічного університету, академік Української технологічної Академії **В.М. Кравченко**; доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри гірничої механіки Національного гірничого університету **В.І. Самуся**; доктор техн. наук, професор, заслужений працівник освіти України, лауреат Державної премії України, завідувач кафедри комп'ютерних систем управління автоматичним електроприводом Національної металургійної академії України **О.Д. Учитель**;

Рудь Ю.С.

Р 83 Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
ISBN 978-617-7250-29-5

У підручнику розглянуто призначення, класифікацію, конструкцію, основи теорії та розрахунку механічних передач зачепленням та тертям, валів, підшипників, муфт, корпусних деталей, ущільнень, рознімних та нерознімних з'єднань; розглянуті основи практичного конструювання деталей та простих вузлів машин загального призначення.

*Гриф надано заступником державного секретаря Міністерства освіти і науки України **М.Ф. Степко** 24.11.2003 р., № 14/18.2-145*

ISBN 978-617-7250-29-5

© Ю.С. Рудь 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	12
РОЗДІЛ I ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.....	14
1 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.....	14
1.1 Поняття про машини, механізми та деталі.....	14
1.2 Зміст понять проектування і конструювання машин.....	17
1.3 Економічні основи проектування та конструювання машин.....	18
1.4 Загальні відомості про стандартизацію при проектуванні та конструюванні деталей машин.....	19
1.5 Стандартні ряди чисел у машинобудуванні.....	20
1.6 Параметричні ряди машин.....	22
Контрольні запитання.....	23
2 МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	25
2.1 Загальні положення.....	25
2.2 Механічні характеристики конструкційних матеріалів при статичному напруженні.....	26
2.3 Контактна міцність і контактна напруга.....	27
2.4 Механічні характеристики конструкційних матеріалів при змінному напруженні.....	29
2.5 Запаси міцності конструкційних матеріалів при статичній нарузі.....	32
2.6 Запаси міцності конструкційних матеріалів при змінній нарузі.....	32
2.7 Методи розрахунків деталей машин на міцність.....	34
2.8 Вибір конструкційних матеріалів для деталей машин.....	35
Контрольні запитання.....	43
РОЗДІЛ II ЗУБЧАСТІ ТА ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ.....	45

3 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	45
3.1 Класифікація та основні характеристики механічних передач.....	45
3.2 Загальні відомості та класифікація зубчастих та черв'ячних передач.....	48
3.3 Короткі відомості про геометрію і кінематику зубчастих передач.....	51
3.4 Точність виготовлення зубчастих передач.....	55
3.5 Умови роботи і види руйнування зубів.....	56
Контрольні запитання.....	59
4 ЦИЛІНДРИЧНІ ПРЯМОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....	61
4.1 Розрахункове навантаження циліндричних прямозубчастих передач.....	61
4.2 Сили в прямозубчастій циліндричній передачі.....	66
4.3 Розрахунок міцності циліндричних прямозубчастих передач.....	66
Контрольні запитання.....	73
ЦИЛІНДРИЧНІ КОСОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....	75
5.1 Особливості геометрії та роботи косозубчастих циліндричних передач.....	75
5.2 Сили в зачепленні.....	78
5.3 Розрахунок міцності циліндричних косозубчастих та шевронних передач.....	79
Контрольні запитання.....	82
6 КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....	83
6.1 Загальні відомості.....	83
6.2 Основні геометричні параметри.....	84
6.3 Сили в зачепленні прямозубчастої конічної передачі.....	85
6.4 Розрахунок міцності прямозубчастої конічної передачі.....	86
6.5 Особливості розрахунків конічних зубчастих передач із непрямыми зубами.....	90
Контрольні запитання.....	91
7 МАТЕРІАЛИ ТА ДОПУСТИМА НАПРУГА В	

РОЗРАХУНКАХ МІЦНОСТІ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС.....	93
7.1 Матеріали і термообробка зубчастих коліс.....	93
7.2 Допустима напруга в розрахунках міцності зубчастих передач.....	95
Контрольні запитання.....	102
8 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ.....	104
8.1 Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач.....	104
8.2 Геометричні параметри.....	106
8.3 Кінематичні параметри та коефіцієнт корисної дії черв'ячних передач.....	109
8.4 Точність виготовлення черв'ячних передач.....	111
8.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі.....	112
8.6 Розрахунок міцності зубів черв'ячних передач.....	113
8.7 Матеріали та допустима напруга деталей черв'ячних передач.....	115
8.8 Конструкція деталей черв'ячних передач.....	117
8.9 Змащення, тепловий розрахунок і охолодження черв'ячних передач.....	118
8.10 Розрахунок черв'яка на жорсткість.....	120
8.11 Глобоїдальні передачі.....	121
Контрольні запитання.....	122
9 РЕДУКТОРИ.....	124
9.1 Конструкції основних типів редукторів.....	124
9.2 Передаточне відношення багатоступінчастих зубчастих передач, коефіцієнт корисної дії.....	133
Контрольні запитання.....	135
10 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ СПЕЦІАЛЬНИХ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	137
10.1 Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач.....	137
10.2 Особливості розрахунку планетарних передач.....	138
10.3 Циліндричні передачі з круговим профілем зубів.....	141
10.4 Короткі відомості про гвинтові та гіпоїдні передачі..	146

10.5 Хвильові зубчасті передачі.....	147
10.6 Передача “гвинт-гайка”.....	150
10.7 Фрикційні передачі.....	156
10.8 Особливості розрахунків зубчастих передач на ЕОМ.....	164
Контрольні запитання.....	166
РОЗДІЛ III ПЕРЕДАЧІ З ГНУЧКИМ ЗВ’ЯЗКОМ.....	169
11 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ.....	169
11.1 Загальні відомості.....	169
11.2 Конструкційні елементи пасових передач.....	171
11.3 Кінематичні та геометричні параметри пасових передач.....	177
11.4 Сили і силові залежності пасових передач.....	180
11.5 Напруга у гілках передачі та її вплив на тягову здатність і довговічність пасів.....	182
11.6 Критерії працездатності та розрахунок пасових передач на тягову здатність.....	184
11.7 Особливості розрахунку плоскопасових передач.....	186
11.8 Особливості розрахунку клинопасових передач.....	187
Контрольні запитання.....	189
12 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ.....	191
12.1 Принцип дії та оцінка.....	191
12.2 Основні кінематичні та конструкційні характеристики.....	192
12.3 Конструкція основних елементів ланцюгових передач.....	195
12.4 Сили у ланцюговій передачі.....	201
12.5 Критерії працездатності та розрахунку ланцюгових передач.....	202
12.6 Основи практичного розрахунку ланцюгових передач.....	204
Контрольні запитання.....	207
РОЗДІЛ IV ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ.....	209
13 ВАЛИ ТА ОСІ.....	209

13.1 Загальні відомості. Конструкція та матеріали валів та осей.....	209
13.2 Матеріали валів та осей.....	213
13.3 Проектний розрахунок валів.....	213
13.4 Перевірний розрахунок валів на міцність.....	215
13.5 Розрахунок валів на жорсткість.....	221
13.6 Розрахунок валів на коливання.....	224
13.7 Проектний розрахунок осей.....	229
Контрольні запитання.....	230
14 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ.....	232
14.1 Призначення і класифікація підшипників.....	232
14.2 Загальна характеристика та особливості використання підшипників ковзання.....	233
14.3 Конструкція підшипників ковзання.....	235
14.4 Матеріал вкладишів підшипників ковзання.....	238
14.5 Змащення підшипників ковзання.....	240
14.6 Режими тертя деталей підшипників ковзання.....	244
14.7 Критерії працездатності та розрахунку підшипників ковзання.....	246
14.8 Практичний розрахунок підшипників ковзання.....	247
14.9 Принципи розрахунку підшипників ковзання на ЕОМ.....	251
Контрольні запитання.....	252
15 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ.....	254
15.1 Загальні відомості.....	254
15.2 Класифікація, матеріали деталей підшипників, їх точність.....	255
15.3 Область використання основних типів підшипників кочення.....	259
15.4 Основні критерії працездатності та розрахунку підшипників кочення.....	262
15.5 Підбір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю.....	264
15.6 Підбір підшипників кочення за динамічною	

вантажопідйомністю.....	265
15.7 Особливості розрахунків навантаження радіально - упорних підшипників.....	271
Контрольні запитання.....	274
16 КОНСТРУКЦІЯ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ВАЛІВ РЕДУКТОРІВ.....	276
16.1 Схеми установки підшипників кочення.....	276
16.2 Типові опорні вузли валів редукторів.....	279
16.3 Кріплення підшипників на валах.....	283
16.4 Кріплення підшипників у корпусі.....	284
16.5 Змащення підшипників кочення.....	286
Контрольні запитання.....	286
17 МЕХАНІЧНІ МУФТИ ПРИВОДІВ.....	289
17.1 Загальні відомості, класифікація.....	289
17.2 Муфти некеровані.....	291
17.3 Муфти компенсуючі жорсткі.....	297
17.4 Муфти компенсуючі пружні.....	303
17.5 Муфти керовані (зчіпні).....	310
17.6 Муфти автоматичні (самокеровані).....	317
Контрольні запитання.....	321
РОЗДІЛ V КОРПУСНІ ДЕТАЛІ, УЩІЛЬНЕННЯ, ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ.....	323
18 КОРПУСНІ ДЕТАЛІ РЕДУКТОРА.....	323
18.1 Призначення та особливості конструкції литого корпуса редуктора.....	323
18.2 Основні конструктивні елементи литого корпуса першого типу.....	327
18.3 Зварний корпус редуктора.....	333
18.4 Основні конструктивні елементи корпусу редуктора другого типу.....	333
Контрольні запитання.....	337
19 ПЛИТИ ТА РАМИ.....	338
19.1 Загальна характеристика.....	338

19.2 Плити.....	339
19.3 Рами.....	342
Контрольні запитання.....	345
20 УЩІЛЬНЕННЯ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ.....	347
20.1 Призначення та класифікація.....	347
20.2 Контактні ущільнення.....	348
20.3 Торцеві ущільнення.....	354
20.4 Безконтактні ущільнення.....	355
20.5 Ущільнення поступально-зворотних з'єднань.....	357
Контрольні запитання.....	361
21 УЩІЛЬНЕННЯ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ.....	362
21.1 Листові прокладки.....	362
21.2 Ущільнення жорстких стиків.....	365
21.3 Ущільнення різьбових з'єднань.....	367
Контрольні запитання.....	368
22 ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ МАШИН.....	369
22.1 Призначення та конструкція.....	369
22.2. Основні положення розрахунків гвинтових циліндричних пружин розтягу та стиску з витками круглого перерізу.....	372
22.3 Розрахунок стержневих пружин.....	376
22.4 Розрахунок плоских пружин.....	377
22.5 Листові ресори.....	378
22. 6 Матеріали для виготовлення пружин, допустима напруга.....	379
22.7 Гумово-металеві пружні елементи машин.....	380
Контрольні запитання.....	382
РОЗДІЛ VI З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	383
23 ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ.....	383
23.1 Загальні відомості про з'єднання деталей машин.....	383
23.2 Загальні відомості про зварні з'єднання.....	384
23.3 Конструкція і розрахунки міцності стикового зварного з'єднання.....	385

23.4 Конструкція і розрахунки міцності напусткового зварного з'єднання.....	388
23.5 Конструкція і розрахунки міцності таврового та кутового зварного з'єднання.....	391
23.6. З'єднання деталей контактним зварюванням.....	392
23.7 Міцність зварних з'єднань і визначення допустимої напруги.....	394
Контрольні запитання.....	396
24 ЗАКЛЕПКОВІ, ПАЯНІ ТА КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ.....	398
24.1 Заклепкові з'єднання.....	398
24.2 Паяні з'єднання.....	402
24.3 Клейові з'єднання.....	403
Контрольні запитання.....	405
25 НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ.....	406
25.1 Загальна характеристика.....	406
25.2 Геометричні параметри різей.....	407
25.3 Характеристика кріпильних різей.....	408
25.4 Характеристика різі гвинтових механізмів.....	413
25.5 Основні типи кріпильних деталей.....	417
25.6 Теорія гвинтової пари.....	423
25.7 Розподіл осьового навантаження гвинта між витками різі.....	427
25.8 Способи стопоріння нарізних з'єднань.....	428
25.9 Розрахунок на міцність стержня гвинта для різних випадків навантаження нарізних з'єднань.....	431
25.10 Розрахунок групових болтових з'єднань.....	439
25.11 Матеріал нарізних виробів і допустима напруга.....	442
Контрольні запитання.....	444
26 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ВАЛАМИ ТА ОСЯМИ.....	446
26.1 Загальні положення.....	446
26.2 Шпонкові з'єднання.....	447
26.3 Зубчасті (шліцьові) з'єднання.....	453
26.4 Пресові з'єднання.....	459

26.5 З'єднання посадкою на конус.....	463
Контрольні запитання	464
РОЗДІЛ VII ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.....	467
27 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.....	467
27.1 Етапи створення машин.....	467
27.2 Вибір конструкції машини.....	468
27.3 Компонування машин.....	469
27.4 Скорочення номенклатури машин при виробництві та їх універсалізація.....	470
27.5 Загальна характеристика методів створення похідних машин на базі уніфікації.....	471
27.6 Сутність методів утворення похідних машин на базі уніфікації.....	473
27.7 Область використання методів уніфікації.....	480
27.8 Утворення похідних машин методом інверсії.....	481
Контрольні запитання.....	482
28 АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЕКТНИХ ТА КОНСТРУКТОРСЬКИХ РОБІТ.....	484
28.1 Основні положення.....	484
28.2 Напрямки використання і структура САПР.....	484
28.3 Поняття про оптимальне проектування.....	485
28.4 Оптимізація конструкції зубчастих передач.....	487
28.5 Проектування зубчастих передач на персональних комп'ютерах у діалоговому режимі.....	489
28.6 Проектування клинопасової передачі в діалоговому режимі.....	492
28.7 Система автоматичного розрахунку і проектування механічного обладнання і конструкцій в області машинобудування та будівництва.....	493
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	495

ПЕРЕДМОВА



Високі вимоги, які ставляться до сучасних машин, можуть бути забезпечені лише в тому разі, якщо вони будуть мати оптимальну конструкцію. Машини з оптимальною конструкцією забезпечують високу продуктивність та якість продукції, низький рівень експлуатаційних та капітальних витрат, надійність роботи в різних умовах експлуатації. Створення таких машин можливе при наявності кваліфікованого інженерно-технічного персоналу, який володіє сучасними методами проектування і конструю-

вання.

Забезпечення високого рівня загально-технічної та інженерної підготовки студентів технічних вузів, прищеплення їм навичок практичного проектування та конструювання машин проводиться при вивченні курсів деталей машин та основ проектування машин.

Підручник, що пропонується Вашій увазі, написано відповідно до програм курсів «Деталі машин», «Основи конструювання машин» для інженерно-технічних спеціальностей вузів з максимальним обсягом навантаження і розрахований на сучасний рівень підготовки студентів. У підручнику узагальнюються знання з розрахунків, практичного проектування та конструювання деталей та вузлів машин різного функціонального призначення, які використовуються в загальному машинобудуванні, верстатобудуванні, автомобільному, гірничому, металургійному машинобудуванні. Освоєння студентами навчального матеріалу підручника дозволить забезпечити їх необхідну інженерну підготовку.

Автором поставлена мета на основі аналізу кращих підручників з деталей машин створити підручник, який відповідав би сучасним вимогам навчального процесу. Здійснено спробу максимально спростити теоретичне викладання матеріалу дисципліни, залишивши його тільки там, де це необхідно для глибокого розуміння теоретичних залежностей і фізичного змісту. Матеріал другого плану приведено іншим шрифтом – arial №10.

Основні положення підручника ілюструються прикладами раціонального конструкторського рішення, що забезпечує ефективне зорове сприйняття навчальної інформації, вироблення і закріплення у студентів практичних навичок проектування.

Вивчення курсів «Деталі машин», «Основи конструювання машин» супроводжується роботою студентів над курсовим проектом (роботою) з цих дисциплін. Цей курсовий проект є першою самостійною конструкторською роботою студентів, яка завершує вивчення цілого циклу базових загальнотехнічних дисциплін. Підручник дає основні положення не тільки щодо розрахунку окремих деталей, а і щодо проектування та конструювання вузлів та агрегатів машин на прикладі механічних приводів гірничих машин, металорізальних верстатів, автомобілів тощо.

При підготовці підручника автором використано багаторічний досвід викладання аналогічного курсу в Криворізькому гірничорудному інституті, технічному та національному університеті.

У друге видання порівняно із попереднім внесена низка змін та доповнень, необхідність у яких визначилася за час використання цього підручника в навчальному процесі. В текст внесено зміни методичного характеру. Для всіх розділів приведено питання для самоперевірки якості засвоєння студентами навчального матеріалу. Всі теми підручника широко ілюстровані фотографічними зображеннями механічних передач, валів, підшипників, муфт, корпусних деталей, ущільнень, рознімних та нерознімних з'єднань, що дає можливість наочно уявити їх загальний вигляд.

Відгуки та побажання направляти за адресою: 50027, Кривий Ріг, вул. XXII Партз'їзду, 11, ДВНЗ «Криворізький національний університет», кафедра теоретичної та прикладної механіки.

РОЗДІЛ І ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

1 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

1.1 Поняття про машини, механізми та деталі

Машиною називають пристрій, який виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів та інформації. В залежності від призначення розрізняють енергетичні, робочі та інформаційні машини.

Енергетичні машини (машини-двигуни) призначені для перетворення будь-якого виду енергії у механічну. До енергетичних машин відносяться двигуни внутрішнього згоряння, електричні двигуни, електрогенератори, парові машини, компресори тощо.

Робочі машини призначені для заміни або полегшення фізичної праці людини при виконанні нею роботи із зміни форми, властивостей, стану, розмірів та положення оброблюваних матеріалів, транспортування вантажів тощо. Робочі машини діляться на технологічні та транспортні. Технологічні машини виконують всі функції робочих машин, крім транспортування вантажів. До технологічних машин відносяться верстати для оброблювання різного виду матеріалів, прокатні стани, ткацькі верстати, пакувальні машини тощо.

Транспортні машини лише змінюють положення вантажу у просторі без зміни його фізичного стану. До транспортних машин відносяться різного виду автомобілі, тепловози, повітряні та морські судна, гелікоптери тощо.

Частина машини, в якій реалізується робочий процес шляхом виконання певних механічних рухів називається механізмом. Механізм здійснює передавання енергії (руху) від джерела (двигуна) до робочих органів машини із перетворенням сил і характеристик закону руху.

Будь-який технічний об'єкт або їх сукупність, як машини в цілому, так і їх складові компоненти, що виготовляються на підприємстві, називають технічним виробом. Стандарт ГОСТ 2.101-68 встановлює такі види виробів: деталі, складальні одиниці, комплекси, комплекти.

Деталь – це технічний виріб, який виготовлено без використання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зва-

рювання, паяння, склеювання тощо) чи виконанням декоративного або захисного покриття. Деталі можуть бути простими, наприклад, гайка (рис. 1.1), гвинт, шпонка або скла-



Рис. 1.1. Гайка



Рис. 1.2. Колінчастий вал

дними, наприклад, колінчастий вал (рис. 1.2), корпус редуктора, станина верстата.

Деталі, які зустрічаються практично у всіх машина і мають однакове функціональне призначення, називають деталями загального призначення. Такі деталі вивчаються в курсах «Основи конструювання машин», «Деталі машин», «Прикладна механіка».

Складальна одиниця (вузол) – це технічний виріб, складові частини якого мають спільне функціональне призначення і підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій, наприклад, за допомогою згвинчування, паяння, пресування. Складальні одиниці можуть бути простими, наприклад, підшипник кочення (рис. 1.3), муфта або складними, наприклад, вал із насадженими на нього зубчастими колесами, зубчастий редуктор (рис. 1.4).

Комплекс – це технічний виріб, який складається з окремих виробів, не з'єднаних складальними операціями на підприємстві і призначених для виконання взаємопов'язаних екс-



Рис. 1.3.
Радіальний кульковий підшипник

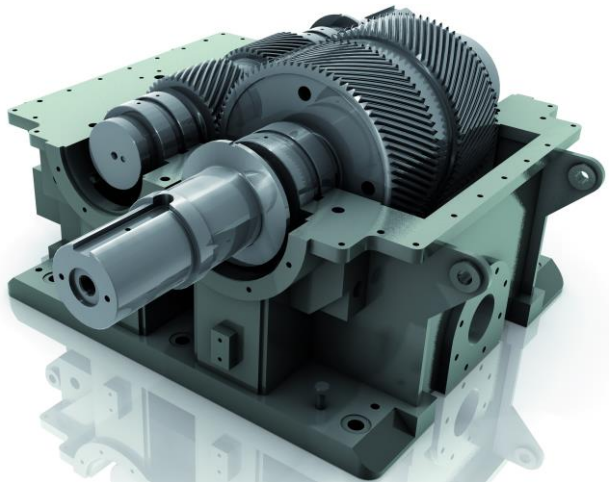


Рис. 1.4. Одноступінчастий редуктор з шевронною передачею

платуаційних функцій, наприклад, лінія металообробних верстатів для виготовлення певних виробів.

Комплект – це кілька технічних виробів загального функціонального призначення допоміжного характеру, не з'єднаних на підприємстві складальними операціями (наприклад, комплект запасних частин).

1.2 Зміст понять проектування і конструювання машин

Проектування - це процес створення машини на базі наукової та технічної інформації. Результатом процесу проектування є проект, тобто технічна документація для виготовлення машини.

Конструювання - це створення конструкції машини згідно з проектом. Конструкція - це будова машини, взаємне розміщення її частин і елементів згідно із їх призначенням. Конструкція машини визначає характер взаємодії частин і елементів машини, спосіб з'єднання цих елементів, матеріал деталей машин тощо.

Завданням проектування та конструювання є створення таких машин, які відповідають потребам народного господарства, дають максимальний економічний ефект при їх використанні і мають високі техніко-економічні та експлуатаційні показники.

Головними техніко-економічними та експлуатаційними показниками машин є: висока продуктивність, економічність, надійність, малі маса, металомісткість і габарити, низькі енергоємність, обсяг і вартість ремонтних робіт, витрати на заробітну платню операторів, високий технічний ресурс і ступінь автоматизації, простота і безпека обслуговування, зручність керування, складання, розбирання. Значення цих показників залежить від функціонального призначення машин: наприклад, у машинах-генераторах і перетворювачах енергії головним техніко-економічним та

експлуатаційним показником є коефіцієнт корисної дії (к.к.д.); у машинах-знаряддах - продуктивність, економічність, надійність; у металорізальних верстатах - продуктивність, точність обробки; у приладобудуванні - чутливість, точність; у транспортній техніці - маса, к.к.д.

1.3 Економічні основи проектування та конструювання машин

При проектуванні і конструюванні машин будь-якого функціонального призначення найбільш важливим фактором є економічний і його необхідно обов'язково урахувати. Цей фактор враховується для всього комплексу техніко-економічних та експлуатаційних показників, при цьому важливо звертати особливу увагу на їх відносні значення.

Будь-яка машина проходить три стадії її існування: проектування, виготовлення на підприємстві та експлуатація на виробництві.

Зниження вартості проектування та виготовлення машини є комплексним завданням: конструкторським і виробничим.

Головне конструкторське завдання полягає в тому, щоб забезпечити високий потенціал розвитку машини. Це дозволить виготовляти одну і ту ж модель машини тривалий час при найбільш можливому масштабі випуску. Велике значення має зменшення кількості типорозмірів машин, що можна досягти раціональним вибором типу та її параметрів. На вартість машини значно впливає уніфікація і стандартизація агрегатів, вузлів, деталей.

Важливо забезпечити технологічність конструкції. Під технологічністю розуміють сукупність ознак, які забезпечують найбільш економічне, швидке і продуктивне виготовлення машин з використанням прогресивних методів обробки при одночасному підвищенні якості, точності і взаємозамінності частин. До цього поняття входять також ознаки складання виробу, зручного та економічного ремонту. Технологічність залежить від масштабу і типу виробництва.

Рішення виробничого завдання залежить від раціоналізації виробництва: механізації та автоматизації виробничих процесів, концентрації, спеціалізації і кооперації виробництва.

Необхідно відзначити, що вартість проектування та виготовлення машини не є головною частиною загальних витрат на її створення та експлуатацію. Головним показником, який необхідно при цьому забезпечити, є економічний ефект, що визначається корисною віддачею машини і сумою експлуатаційних витрат за весь період існування машини. Корисна віддача виражається вартістю продукції або корисної роботи, яку виконує машина за одиницю часу. Корисна віддача залежить від продуктивності машин, тобто від кількості операцій, які вона виконує за одиницю часу, і від вартості операцій.

Підвищення корисної віддачі є комплексним завданням, рішення якого залежить від точності проектування і правильності експлуатації машини. В основному це завдання вирішують конструктивними методами.

Головними способами підвищення продуктивності машин є: 1) збільшення кількості операцій, які виконуються машиною над певним виробом одночасно; 2) збільшення кількості виробів, які обробляються машиною одночасно; 3) скорочення тривалості технологічного циклу виготовлення виробу; 4) автоматизація технологічного процесу.

Перший спосіб реалізується на металорізальних верстатах, в багаторізцевих токарних автоматах, де деталь одночасно обробляють по декількох поверхнях. Другий спосіб реалізується в роторних машинах, на яких одночасно обробляється велика кількість деталей.

1.4 Загальні відомості про стандартизацію при проектуванні та конструюванні деталей машин

Стандартизацією називається призначення обов'язкових норм, яким повинні відповідати типи, параметри та якісні характеристики технічних виробів.

Державна система стандартизації України має такі категорії стандартів: державні стандарти України (ДСТУ), галузеві стандарти (ГСТ), стандарти підприємств (СТП); використовуються міжнародні стандарти. Поки ще на території України мають силу деякі державні стандарти СРСР (ГОСТ) і стандарти РЕВ (СТ СЭВ).

Стандартизація заснована на використанні спеціально підібраних чисел, яким необхідно віддавати перевагу в усіх галузях машинобудування. Одержані при розрахунках деталей машин лінійні розміри (діаметри, довжини, висоти тощо) необхідно округляти (як правило, в більшу сторону) до чисел, яким необхідно віддавати перевагу згідно вимог стандартів.

Числа, яким необхідно віддавати перевагу, та їх ряди наведено в стандарті СТ СЭВ 514-77 або ГОСТ 6636-69.

1.5 Стандартні ряди чисел у машинобудуванні

Основою стандартизації в машинобудуванні є використання рядів чисел, які підлягають деяким закономірностям. Такі ряди будуються на основі арифметичної або геометричної прогресії.

У рядах чисел на основі арифметичної прогресії кожний член ряду a_k створюється складанням попереднього члена ряду a_{k-1} з постійним числом - різницею прогресії τ . Арифметичні ряди чисел характеризуються відносною нерівномірністю - їх верхні області насичені градаціями розмірів більше, а нижні області - менше.

У рядах, створених на основі геометричної прогресії, кожен член ряду a_k одержується множенням попереднього члена ряду на постійну величину - знаменник прогресії q . При цьому будь-який член ряду $a_k = a_1 \cdot q^k$, де k - порядковий номер члена ряду. Із зменшенням знаменника прогресії q інтервали між членами ряду зменшуються, кількість членів ряду зростає, ряд буде більш роздрібним.

Діючий стандарт встановлює п'ять рядів чисел, яким необхідно віддавати перевагу, і які мають знаменник геометричної прогресії $\varphi = \sqrt[n]{10}$, де n - ступінь кореня, який дорівнює 5, 10, 20, 40, 80. Ці числа разом із буквою R складають позначення основно-

го ряду: $R5(\varphi = \sqrt[5]{10})$; $R10(\varphi = \sqrt[10]{10})$; $R20(\varphi = \sqrt[20]{10})$; $R40(\varphi = \sqrt[40]{10})$; $R80(\varphi = \sqrt[80]{10})$.

Приклад основних рядів в діапазоні 10...600 мм із знаменником $R5$, $R10$, $R20$ та $R40$ згідно СТ СЭВ 514-77 приведено в табл. 1.1.

Похідні ряди чисел одержують із основних рядів шляхом множення першого члена ряду на число будь - якого із основних рядів ($R5$; $R10$ та ін.) до одержання значення $10a$, яке в свою чергу множать на числа того ж основного ряду і т. д.

Таблиця 1.1.

Приклад рядів чисел, яким необхідно віддавати перевагу

Найменування ряду	Приклади нормальних лінійних розмірів, мм (числа, яким необхідно віддавати перевагу)
$R5$	10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; ...
$R10$	10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; ...
$R20$	10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 600; ...
$R40$	10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 560; 600; ...

Прикладом похідного ряду, одержаного на основі ряду $R5$, є ряд 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000. Можна одержати похідний ряд й іншим способом.

Нормальні лінійні розміри за ГОСТ 6636-69 одержано на базі основних рядів. Наприклад, лінійні розміри, одержані на основі ряду $R5$: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100.

Стандартні лінійні розміри раціонально використовувати для поверхонь, які підлягають точній механічній обробці.

На основі нормальних лінійних розмірів установлюють ряди діаметрів дроту, прутків, товщини листового прокату, лінійних розмірів перетинів фасонного прокату.

ГОСТ 6636-69 охоплює лінійні розміри в інтервалі 0,001... 20000 мм.

1.6 Параметричні ряди машин

Параметричними називають ряди машин однакового призначення з регламентованими конструкцією показниками і градаціями показників.

Якщо в основі ряду лежить один тип машини, а необхідні градації одержують шляхом зміни її розмірів, то ряд називають розмірноподібним. Якщо для кожної градації встановлюють свій тип машини із своїми розмірами, то ряд називають типорозмірним.

При проектуванні параметричних рядів машин головне значення має правильний вибір типу машини, кількості членів ряду, інтервалів між ними. При цьому потрібно враховувати обсяг використання різних членів ряду, імовірні в експлуатації режими роботи машин, ступінь гнучкості і пристосованості машин даного класу.

В діапазоні параметрів, які використовуються найбільш часто, необхідно збільшувати кількість членів ряду; в діапазоні параметрів, які використовуються рідко, необхідно розширяти інтервали між членами ряду (приклад: графік використання трифазних електродвигунів показано на рис. 1.5).

Показники розмірноподібних машин залежать від геометричних розмірів машин і від параметрів робочих процесів. Для збереження повної подібності машин необхідно мати геометричну подібність (рис. 1.6) і подібність робочого процесу. Розмірноподібні ряди необхідно будувати на основі головних характеристик ма-

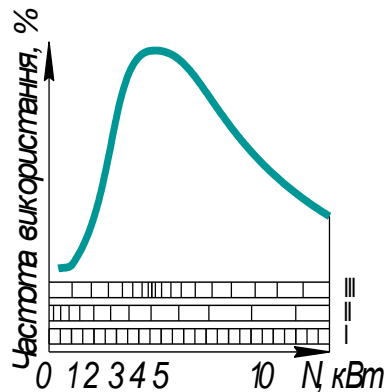


Рис. 1.5. Графік використання трифазних електродвигунів

шин - потужності, продуктивності і т. п., а не на основі геометричних параметрів.

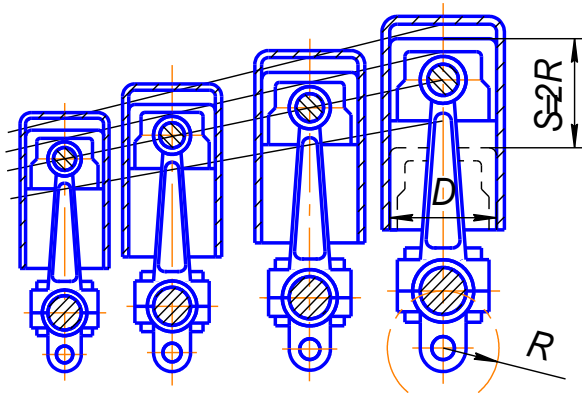


Рис. 1.6. Циліндрично-поршнева група двигунів внутрішнього згорання

Контрольні запитання

1. Що називається технічним виробом?
2. Дайте визначення терміну “деталь”.
3. Що таке “складальна одиниця”?
4. Що таке “комплекс”?
5. Що таке “комплект”?
6. Роз’ясніть зміст поняття “проектування”.
7. Роз’ясніть зміст поняття “конструювання”.
8. Що є задачею проектування та конструювання?
9. Назвіть головні техніко-економічні та експлуатаційні показники машин.
10. В чому сутність економічних основ проектування та конструювання машин?
11. Що таке “корисна віддача машини”?
12. Як вирішується задача зниження вартості створення машин?

13. Що таке “технологічність конструкції”?
14. В чому сутність конструктивної спадкоємності при проектуванні та конструюванні машин?
15. В чому сутність стандартизації при проектуванні та конструюванні машин?
16. За рахунок чого зменшують номенклатуру об'єктів виробництва?
17. Що таке параметричний ряд? Які існують параметричні ряди?
18. Які стандартні ряди чисел використовуються в машинобудуванні?
19. Дайте характеристику основним і похідним параметричним рядам.
20. Що таке “нормальні лінійні розміри”?
21. Що таке «розмірноподібний» та «типорозмірний» ряд машини”?

2 МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1 Загальні положення

До основних механічних характеристик конструкційних матеріалів при їх статичному навантаженні відносять:

Міцність - властивість деталей машин чинити опір навантаженню без руйнування. Це головний критерій працездатності.

Деформативність - здатність змінювати розміри і форму без руйнування.

Пружність - здатність деталей відновлювати початкові розміри і форму після усунення навантаження.

Пластичність - здатність деталей одержувати значну деформацію, яка залишається після зняття навантаження; цю деформацію називають залишковою.

Твердість - здатність деталей чинити опір при місцевій контактній дії пластичній деформації або крихкому руйнуванню в поверхневому шарі.

При змінному циклічному навантаженні основною механічною характеристикою конструкційних матеріалів є опір втомленості.

Опір втомленості – це властивість матеріалу деталей протистояти втомленості. Під втомленістю розуміють процес поступового нагромадження пошкоджень матеріалу під впливом багаторазового повторення навантаження, який приводить до зміни властивостей, виникнення і розвитку тріщин та до руйнування матеріалу.

2.2 Механічні характеристики конструкційних матеріалів при статичному напруженні

Механічні характеристики деформативність, пружність, пластичність і твердість використовують для оцінки статичної міцності конструкційного матеріалу, із якого виготовлена деталь.

Деформативність матеріалу визначається при дослідженнях на розтягнення зразка круглого перерізу на розривній машині. За результатами експерименту будують діаграму розтягу матеріалу (рис. 2.1). Основними параметрами матеріалу при статичному напруженні є такі.

Границя пропорційності $\sigma_{пц}$ - це напруга, при якій відхилення від лінійної залежності між напругою і деформаціями вперше досягає деякої заданої величини (т. 1 на графіку рис. 2.1).

Границя пружності $\sigma_{пр}$ - напруга, при якій залишкові деформації досягають заданої величини (порядку 0,002...0,005 %, т. 2).

Границя текучості σ_m - напруга, яка відповідає площадці текучості. Остання виникає для маловуглецевих сталей за рахунок деформації матеріалу без нарощення напруги (рис. 2.2). Для матеріалів, які не мають площадки текучості, визначають умовну границю текучості $\sigma_{0,2}$ - це напруга, при якій залишкові деформації досягають деякої заданої величини (звичайно 0,2% - т. 3, рис. 2.2).

Максимальну умовну напругу, яку витримує зразок, називають тимчасовим опором або границею міцності σ_s (т. 4). Дійсну

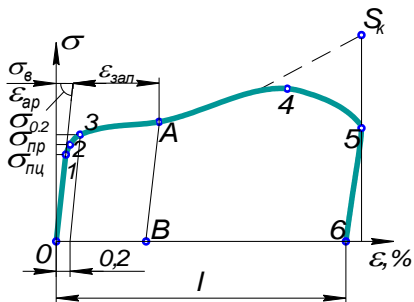


Рис. 2.1. Діаграма розтягу матеріалу

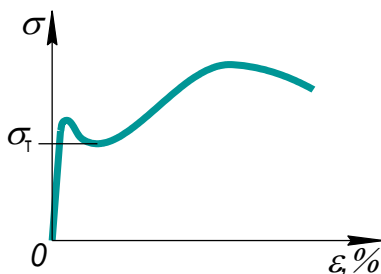


Рис. 2.2. Деформація розтягу матеріалу з площадкою

напругу в момент остаточного руйнування зразка називають дійсною границею міцності S_k .

Твердість в значній мірі визначає статичну міцність матеріалу. Твердіть за Брінеллем HB (ГОСТ 9012-59) визначають при втискуванні у матеріал кульки із загартованої сталі за відношенням заданої величини навантаження до площі поверхні відбитка кульки. Твердіть за Роквеллом HRC (ГОСТ 9013-59) визначають при втискуванні у матеріал алмазного конуса за різницею глибини проникнення конуса під дією основного навантаження і його зняття.

Міцність є головним критерієм працездатності. Якщо величина робочої напруги перевищує границю міцності матеріалу σ_b , то виникає руйнування деталі. Цей процес зв'язаний з випадковими перевантаженнями, які важко врахувати при розрахунках, або з прихованими дефектами деталей - раковини, тріщини, сторонні включення.

До деталей, які працюють з постійною напругою, відносять деталі з великим навантаженням від сили тягіння, з великою початковою затяжкою, наприклад: заклепки, частина кріпильних гвинтів, пружини; з малою кількістю плавних навантажень; деталі, які навантажуються на початку тривалого робочого циклу машини або які розвантажуються при зупинці або закінченні циклу. Постійні режими характерні для машин центральних силових і насосних станцій, транспортних машин далекого прямування.

2.3 Контактна міцність і контактна напруга

Працездатність зубчастих, черв'ячних, фрикційних передач, підшипників кочення та багатьох інших деталей машин залежить від міцності їх робочої поверхні - так званої контактної міцності. Руйнування робочої поверхні цих деталей залежить від величини напруги, яка називається контактною.

Контактна напруга створюється в місці стикання двох тіл у тих випадках, коли розміри площадки дотику малі

порівняно з розмірами цих тіл, наприклад, стиск двох куль, кулі і площини, двох циліндрів з паралельними осями тощо.

Два циліндри висотою l з паралельними осями стикаються по лінії (рис. 2.3). При стиску двох циліндрів з паралельними осями питомим навантаженням q із-за пружних деформацій контакт циліндрів по лінії переходить у контакт по досить вузькій площадці шириною $2a$. При цьому точки максимальної напруги σ_n розміщуються на поздовжній осі симетрії контактної площадки y . Максимальні значення цієї напруги для тіл, що виготовлені із сталі та інших матеріалів з коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$, знаходять за формулою Г. Герца (рис. 2.4)

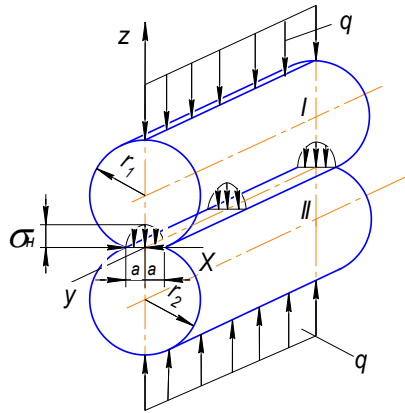


Рис. 2.3. Стиск двох циліндрів з паралельними осями питомим навантаженням q



Рис. 2.4. Німецький вчений Г. Герц

$$\sigma_i \approx 0,418 \sqrt{\frac{qE_{i\delta}}{\rho_{i\delta}}}, \quad (2.1)$$

де E_{np} , ρ_{np} – відповідно приведені модуль пружності матеріалу та радіус кривизни в точці контакту двох циліндрів;

q – питоме навантаження на одиницю довжини контактної лінії, $q = F/l$.

При цьому

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad \frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}, \quad (2.2)$$

де E_1, E_2, r_1, r_2 – відповідно модулі пружності і радіуси першого і другого циліндрів.

Знак “ - ” використовується у випадку внутрішнього контакту циліндрів. Формула (2.2) справедлива як для кругових, так і циліндрів будь-якого виду.

2.4 Механічні характеристики конструкційних матеріалів при змінному напруженні

Деталі машин, які в процесі роботи змінюють своє положення в просторі, знаходяться під дією змінного навантаження, наприклад, зубчасті колеса, вали, підшипники, пружини тощо. Змінне навантаження приводить до виникнення в деталях змінної напруги. Змінна напруга характеризується циклами зміни напруги, які можуть бути такими:

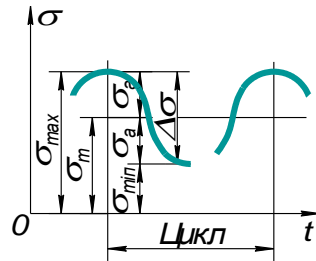


Рис. 2.5. Симетричний цикл зміни напруги

Симетричний цикл, у якому напруга змінюється за синусоїдним законом від від’ємного значення $-\sigma_{min}$ до такого ж позитивного значення $+\sigma_{max}$ (рис. 2.5), за абсолютним значенням $|\sigma_{max}| = |\sigma_{min}|$, наприклад, напруга згинання, яка виникає у валах і осях. На рисунку: σ_m - середня напруга; σ_a - амплітуда змінної напруги.

Знакопостійний або знакозмінний асиметричний цикл при якому $|\sigma_{max}| \neq |\sigma_{min}|$ (рис. 2.6). Відношення максимального значення напруги σ_{max} до мінімального

σ_{min} називається коефіцієнтом асиметрії $r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ (для симетричного циклу $r = -1$).

Відношення максимального значення напруги σ_{max} до мінімального σ_{min} називається коефіцієнтом асиметрії $r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ (для симетричного циклу $r = -1$).

Окремим випадком асиметричного циклу є віднульовий цикл, у якому напруга змінюється від нуля $\sigma_{min} = 0$ до максимального значення σ_{max} ; для цього циклу $r = 0$ (наприклад, напруга згинання зубчастих коліс, які працюють в нереверсивних передачах; напруга в штоках поршневих машин).

Тривала дія змінної напруги, величина якої перевищує характеристики міцності матеріалу, приводить до втомленості і поломки деталей. Втомленість – це процес поступового накопичення пошкоджень матеріалу під дією змінної напруги, яке приводить до зміни властивостей матеріалу, утворенню в ньому тріщин, їх розвитку і руйнуванню деталей.

Руйнування від втомленості починається з поверхні в місцях високої концентрації напруги (рис. 2.7), пов'язаної з конструкційною формою деталей (наприклад, галтель, канавка, різь і т.п.) або з дефектами виробництва (наприклад, тріщини, подряпини тощо).

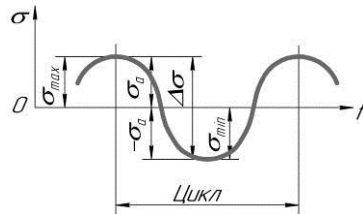


Рис. 2.6. Знакопостійний цикл зміни напруги



Рис. 2.7. Характерна ознака втомного руйнування

Характеристику опору втомленості використовують для оцінки міцності конструкційного матеріалу при змінному навантаженні.

Оцінку опору матеріалу дії змінної напруги проводять дослідженням на втомленість партії із 15...20 зразків, які доводять до руйнування при нарузі, рівень амплітуд якої має різне значення.

За результатами дослідження руйнування зразків будують криві втомленості (криві Веллера), які показують залежність між числом циклів до руйнування N і максимальною напругою σ_{max} або амплітудою циклу σ_a (рис. 2.8). Вздовж осі абсцис, а іноді, вздовж осі ординат, для зручності відкладають значення LgN і $Lg\sigma_a$. Для більшості сталей, починаючи з $N \approx 10^6 \dots 10^7$, графік кривої втомленості стає горизонтальною лінією, тобто зразки, які витримали вказане число циклів навантаження, не руйнуються і при подальшому навантаженні.

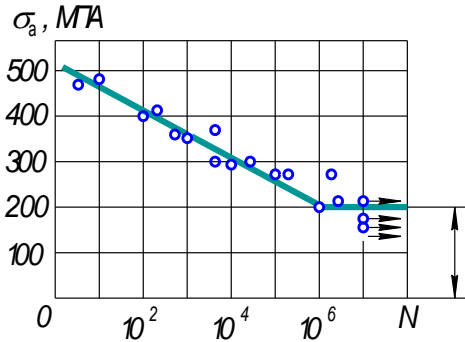


Рис. 2.8. Криві втомленості матеріалу (криві Веллера)

Найбільше значення максимальної напруги σ_{max} , при якому матеріал може витримати без руйнування практично необмежене число циклів N , називають границею витривалості. Для симетричного циклу границя витривалості позначається σ_{-1} , так як для такого циклу коефіцієнт асиметрії $r = -1$.

Числове значення границі витривалості конструкційних матеріалів наведено в різних довідниках.

При їх відсутності границю витривалості вуглецевих сталей можна знайти в залежності від границі міцності σ_s

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx 0,43 \sigma_s; \quad \tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}; \\ \sigma_0 &\approx 1,6 \sigma_{-1}; \quad \tau_0 \approx 1,9 \tau_{-1}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

2.5 Запаси міцності конструкційних матеріалів при статичному навантаженні

Для забезпечення працездатності деталей машин на заданому рівні максимальне навантаження та напруга в небезпечних перерізах повинні бути нижче граничних значень. Чим більша різниця між цими величинами, тим вищий рівень працездатності деталі. Відношення граничного значення напруги $\sigma_{\tilde{\alpha}\tilde{\delta}}$ до максимального значення σ_{\max} , яка виникає в деталі при її роботі, називається запасом міцності за напругою n :

$$n = \frac{\sigma_{\tilde{\alpha}\tilde{\delta}}}{\sigma_{\max}}. \quad (2.4)$$

Використання поняття запасу міцності при розрахунках дозволяє урахувати розсіювання механічних властивостей матеріалу, розсіювання та неточність визначення діючих при експлуатації навантажень, наближеність розрахункових оцінок напруги, відхилення в геометрії деталей відносно номінальних розмірів, можливі випадки перевантаження тощо.

При статичному навантаженні деталей за граничне значення напруги $\sigma_{\tilde{\alpha}\tilde{\delta}}$ приймають границю міцності $\sigma_{\hat{\alpha}}$, а запас міцності $n_{\hat{\alpha}}$ визначають за формулою

$$n_{\hat{\alpha}} = \frac{\sigma_{\hat{\alpha}}}{\sigma_{\max}}. \quad (2.5)$$

Звичайно приймають $n_{\hat{\alpha}} = 1,3 \dots 2,5$.

2.6 Запаси міцності конструкційних матеріалів при змінному напруженні

Якщо деталі машин працюють в умовах змінного навантаження з симетричним циклом, то граничною напругою $\sigma_{\tilde{\alpha}\tilde{\delta}}$ буде границя витривалості σ_{-1k} , яка визначається з

урахуванням границі витривалості матеріалу для симетричного циклу навантаження σ_{-1} , коефіцієнту впливу абсолютних розмірів деталі K_d , коефіцієнту, який ураховує стан поверхні β_σ та ефективного коефіцієнту концентрації напруги K_σ , тобто

$$\sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{-1} K_d \beta_\sigma}{K_\sigma}. \quad (2.6)$$

При цьому запас міцності n_σ при розрахунках за нормальною напругою знаходиться за формулою

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1k}}{\sigma_a}, \quad (2.7)$$

де σ_a - амплітуда діючої нормальної змінної напруги в деталі.

При розрахунках за дотичною напругою τ запас міцності n_τ знаходиться за формулою:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1k}}{\tau_a}, \quad (2.8)$$

де τ_a - амплітуда діючої дотичної змінної напруги.

Для визначення амплітуди циклів напруги при згинанні σ_a і крутінні τ_a можна використати такі математичні вирази:

$$\sigma_a = \frac{M}{W_{oc}}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p}, \quad (2.9)$$

де M і T – відповідно згинальний і обертовий моменти; W_{ob} - осьовий момент опору згинанню перерізу «нетто»; W_{op} - полярний момент опору крутінню перерізу «нетто».

При сумісній дії нормальної σ_a і дотичної τ_a змінної напруги вводять поняття еквівалентної напруги $(\sigma_a)_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}}$, яка визначається так:

$$(\sigma_a)_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}. \quad (2.10)$$

Тоді запас міцності n знаходиться за формулою

$$n = \frac{\sigma_{-1k}}{(\sigma_a)_{\hat{a}\hat{e}\hat{a}}} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (2.11)$$

Допустиме значення запасу міцності приймають $n_\sigma = 1,5 \dots 4,0$.

2.7 Методи розрахунків деталей машин на міцність

Розрахунки деталей машин на міцність ведуть за номінальною допустимою напругою, за коефіцієнтами запасу міцності, за імовірністю безвідмовної роботи.

Розрахунки за номінальною напругою прості, зручні для узагальнення досвіду - особливо для машин масового випуску, які працюють у близьких умовах.

При розрахунках за номінальною напругою порівнюють розрахункову або робочу напругу, яка виникає в деталі при дії експлуатаційних навантажень, з допустимою напругою.

Умова міцності розрахункової деталі виражається нерівністю

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{або} \quad \tau \leq [\tau], \quad (2.12)$$

де σ і $[\sigma]$ - відповідно розрахункова або робоча і допустима нормальна напруга; τ і $[\tau]$ - відповідно розрахункова або робоча і допустима дотична напруга.

Розрахунки за коефіцієнтами запасу міцності враховують в явній формі окремі фактори, які впливають на міцність - концентрацію напруги, зміцнення матеріалу і т.п. Тому вони більш точні. Цей коефіцієнт завжди більший одиниці, і він тим більший, чим надійніше деталь у роботі. При цьому порівнюють значення дійсного або розрахункового коефіцієнта запасу міцності n з допустимим його значенням $[n]$.

Умова міцності виражається нерівністю

$$n \geq [n]. \quad (2.13)$$

Необхідно відзначити, що розрахунки за коефіцієнтами запасу міцності зберігають умовність, тому що коефіцієнти запасу міцності розраховують для деяких умовних характеристик матеріалів і значень навантаження.

Найбільш перспективними є розрахунки за імовірністю безвідмовної роботи. Це пов'язано з тим, що ряд параметрів розрахункових формул мають значне розсіювання своїх чисельних значень і є випадковими величинами. Однак ці розрахунки найбільш складні і поки ще не можуть постійно використовуватися в звичайній інженерній практиці.

2.8 Вибір конструкційних матеріалів для деталей машин

Вибір конструкційних матеріалів є відповідальним етапом проектування. Правильно вибраний матеріал деталей у значній мірі визначає рівень працездатності машини.

При виборі конструкційного матеріалу враховують такі фактори: відповідність властивостей матеріалу головному критерію працездатності; вимоги до маси, габаритів деталі; вимоги, пов'язані з призначенням деталей, умовами їх експлуатації, наприклад, фрикційні властивості, антикорозійність тощо; відповідність конструктивної форми

технології обробки деталей; вартість і дефіцитність матеріалу і т.п.

При конструюванні в основному використовують чорні метали: чавуни, сталі. Це пояснюється їх високою міцністю, жорсткістю, відносно невеликою вартістю. Основні недоліки чорних металів - велика густина і низька корозійна стійкість.

Сталі. Сталь вуглецева звичайної якості (ДСТУ 2651:2005) марок Ст0...Ст6 використовуються для деталей без термічної обробки (наприклад, для заклепок) і для невідповідальних деталей, що працюють при малому навантаженні. В залежності від призначення ці сталі діляться на три групи: А – поставляється за механічними властивостями; В – поставляється за хімічним складом; В – поставляється за механічними властивостями і хімічним складом. Марки сталей: групи А – Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6 (група А в позначеннях не вказується); групи Б – БСт0, БСт1, БСт2, БСт3, БСт4, БСт5, БСт6; групи В – ВСт1, ВСт2, ВСт3, ВСт4, ВСт5.

Для позначення ступеню розкислення до позначень марок сталей додають індекси: "кп" - кипляча, "пс" - напівспокійна, "сп" - спокійна, наприклад: Ст3кп, БСт3пс, ВСт3сп. В позначеннях марок "Ст" означає сталь, цифри від 0 до 6 - умовний номер марки в залежності від хімічного складу і механічних властивостей. Із сталей Ст0, Ст1 виготовляють труби, резервуари, кожухи, прокладки; із сталей Ст3, Ст4 – болти, гвинти, гайки, шпильки, осі, заклепки і т.п.; Ст5, Ст6 використовується для валів-шестерен, шпонок, бандажів коліс та ін. Приклад умовного позначення: "Ст3 ДСТУ 2651:2005".

Сталь вуглецева якісна конструкційна (ГОСТ 1050-88) марок 08кп, 10, 15кп, 20, 20кп, 25, 30, 35, 40, 45, 60, 65Г та ін. широко використовується в машинобудуванні для деталей, що підлягають термообробці. Двозначне число марки показує середній вміст вуглецю в сотих долях проценту, "Г" – підвищений вміст марганцю (~1%). За середнім вмістом вуглецю сталі діляться на маловуглецеві, середньовуглецеві і високовуглецеві. Індекси "кп" і "пс" означають - кипляча, напівспокійна, Сталі марок 10, 15, 20, 25 використовують для виготовлення кріпильних виробів, втулок, муфт тощо; сталі марок 35, 40, 45 – для виготовлення деталей, які витримують значне навантаження, наприклад, колінчастих валів,

штоків; сталь 65Г використовується для виготовлення пружин. Приклад умовного позначення: *"Сталь 65 ГОСТ 1050-88"*.

Сталь вуглецева інструментальна (ГОСТ 1435-74) випускається марок У7, У8, У8Г, У8ГА, У9 тощо. Буква "У" і цифра в позначеннях марок означає середній вміст вуглецю в десятих долях проценту; літера "Г" - підвищений вміст марганцю; літера "А" - високоякісна сталь. Сталь використовується для виготовлення різального і слюсарного інструменту, штампів і т.п. Приклад умовного позначення: *"Сталь У8Г ДСТУ 3833-98"*.

Сталь легована конструкційна (ГОСТ 4543-71) використовується для особливо відповідальних деталей машин, які крім високої міцності повинні бути компактними, мати малу масу, а також особливі властивості. Виготовляється багато марок легової конструкційної сталі: хромисті 15Х, 15ХА, 20Х, 38ХА та інші; марганцевисті 15Г, 20Г, 45Г, 3БГ2 та інші; хромомарганцевисті 18ХГ, 20ХГР, 30ХГТ, 25ХГМ та інші; хромокремністі 33ХС, 40ХС та інші; хромомолібденові та хромомолібденованадієві 15ХМ, 30ХМ, 30ХМА, 30ХЗМФ та інші; хромонікельмолібденові 14Х2НЗМА та інші. В залежності від хімічного складу і властивостей сталь ділиться на якісну, високоякісну і особливо високоякісну. В позначеннях марок сталей перші дві цифри означають середній вміст вуглецю в сотих долях проценту, букви за цифрами – позначення легуючого елемента: "М" - молібден, "Н" - нікель, "Р" - бор, "С" - кремній, "Т" - титан, "Ф" - ванадій, "Х" - хром, "Ю" - алюміній. Відсутність цифр після букв означає що вміст відповідного легуючого елемента в середньому дорівнює 1%. Наявність цифр після позначення легуючого елемента вказує на приблизний його вміст в цілих одиницях проценту. Літера "А" в кінці найменування характеризує високу якість сталі. Приклад умовного позначення: *"Сталь 12Х2Н4А ГОСТ 4543-71"*.

Підвищення механічних та інших властивостей сталі досягають за рахунок термічної обробки (відпалювання, нормалізація, покращення, гартування, відпускання), хіміко-термічної обробки (цементация, азотування, ціанування тощо), механічного зміцнення та інше.

Відливки із конструкційної нелегової та легової сталі (ГОСТ 977-75) діляться на три групи: 1 - відливки звичайного призначення; 2 - відливки відповідального призначення; 3 - відливки особливо відповідального призначення. Відливки виготовляють із сталей марок 15Л, 20Л, 25Л, 30Л, 35Л та інші. Приклад

умовного призначення відливки сталі 20Л, групи 1: "Відливка 20Л – 1 ГОСТ 977-75".

Сортаменти прокату сталей використовуються тоді, коли форма деталі і умови її роботи вимагають її виготовлення із металу певного сортаменту: профілю, каліброваного прутка, листа, дроту і т.п. В цьому випадку позначають не лише матеріал, але і сортамент із його характерними розмірами. Приклад позначення різних сортаментів:

1). Сталь гарячекатана квадратна марки Ст3 із стороною квадрату 60 мм, звичайної прокатки

$$\text{Квадрат} \frac{B \ 60 \ \text{ГОСТ} \ 2591 - 71}{\text{Ст3} \ \text{ГОСТ} \ 535 - 79}.$$

2). Швелер N20 із уклоном внутрішніх граней полиць із сталі марки Ст3

$$\text{Швелер} \frac{20 \ \text{ГОСТ} \ 8240 - 72}{\text{Ст3} \ \text{ГОСТ} \ 535 - 79}.$$

3). Сталь кругла марки Ст3 діаметром 50мм

$$\text{Круг} \frac{50 \ \text{ГОСТ} \ 2590 - 71}{\text{Ст3} \ \text{ГОСТ} \ 535 - 79}.$$

4). Сталь шестигранна калібрована марки 45, з розміром "під ключ" 25 мм, 5-го класу точності

$$\text{Шестигранник} \frac{25 - 5 \ \text{ГОСТ} \ 8560 - 78}{45 \ \text{ГОСТ} \ 1051 - 73}.$$

Чавуни. Сірий чавун (ГОСТ 1412-85) є основним ливарним машинобудівним матеріалом. Чавун має високі ливарні і достатні механічні властивості, добре обробляється різанням, має високі демпфіруючі властивості. Із чавуна відливають деталі складної конфігурації, наприклад, станини верстатів, корпуса редукторів, блоки циліндрів двигунів внутрішнього згорання тощо. Існують такі марки сірих чавунів СЧ10, СЧ15, ..., СЧ35.

Високоміцний чавун (ГОСТ 805-80). Використовується, як новий матеріал і як заміник сталі. Використовують у верстатобудуванні (станини, шпинделі та інше), для прокатного і ковальсько-пресового обладнання. Стандартні марки високоміцних чавунів ВЧ35, ВЧ40, ..., ВЧ100.

Ковкий чавун (ГОСТ 26358-84) використовують для деталей, які за своєю формою вимагають ливарну технологію але витримують при роботі ударне навантаження. Стандартні марки чавунів КЧ35, КЧ45 тощо.

У позначеннях марок чавунів СЧ, ВЧ, КЧ цифри показують мінімальне значення границі міцності при розтягненні $\sigma_{\text{г}}$ в Н·мм². Наприклад, марка СЧ25 - сірий чавун із границею міцності при розтягненні $\sigma_{\text{г}} = 250$ Н·мм²; марка ВЧ40 - високоміцний чавун із границею міцності при розтягненні $\sigma_{\text{г}} = 400$ Н·мм².

Антифрикційний чавун використовується в підшипникових вузлах тертя, наприклад, для виготовлення вкладишів підшипників ковзання при роботі в парі із гартованими і нормалізованими валами. Стандартні марки антифрикційних чавунів АСЧ-1, АСЧ-2, ..., АСЧ-6, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2. Позначення марки: АЧ - антифрикційний чавун; С - сірий чавун (АСЧ-1); В - високоміцний (АЧВ-2); К - ковкий (АЧК-2); цифри - порядковий номер марки.

Кольорові метали (мідь, цинк, свинець, олово, алюміній та інші) використовують головним чином як складові частини сплавів - бронзи, латуней, бабіту, дюралюмінію та інших. Ці метали є значно дорожчими, ніж чорні, і використовуються для виготовлення деталей, до яких ставляться особливі вимоги: легкість, антифрикційність, антикорозійність та інше.

Бронзи – сплави міді із оловом, свинцем, алюмінієм, залізом і іншими металами (крім цинку). Мають високі антифрикційні і антикорозійні властивості і використовуються для вкладишів підшипників ковзання, черв'ячних коліс, гайок вантажних і ходових гвинтів тощо. Бронзи розділяються за вмістом в них основного легуючого матеріалу.

Бронзи олов'яні ливарні (ГОСТ 613-79) виготовляють марок БрОЦСНЗ-7-5-1; БрОЦСЗ-12-5; БрОЦС5-5 та інші. Використовуються для виготовлення арматури, яка працює в морській та прісній воді, в маслах і парі під тиском до 25 кгс/мм², для антифрикційних деталей. Позначення: Бр - бронза, потім буква, яка позначає легований елемент; перше число позначає середній вміст олова в процентах, інші цифри вміст інших елементів в процентах. Літери позначають: "О" - олово, "Ц" - цинк, "С" - свинець, "Ф" - фосфор, "А" - алюміній, "Ж" - залізо, "Мц" - марганець, "Н" - нікель тощо. Приклад умовного позначення бронзи із вмістом 3% олова, 12% цинку, 5% свинцю, решта – мідь: "БрОЦС 3-12-5 ГОСТ 613-79".

Бронзи олов'яні оброблені тиском (ГОСТ 5017-74), випускають таких марок: БрОФ8,0-0,3; БрОФ6,5-0,4; БрОЦ4-3 та інші. Приклад умовного позначення: "*БрОФ4-0,25 ГОСТ5017-74*".

Бронзи безолов'яні оброблені тиском (ГОСТ 18175-78) випускають таких марок: БрА5, БрАМц9-2, БрАЖ9-4, БрАЖН10-4-4, БрКН1-3 та інші.

Мідно-цинкові сплави (латуні) - сплави міді з цинком. Мають високий опір корозії, антифрикційні властивості, електропровідність, хороші технологічні властивості. Латуні використовуються для виготовлення дроту, труб, гільз та інше.

Мідно-цинкові сплави (латуні) ливарні (ГОСТ 17711-80) випускають таких марок: ЛА67-2,5; ЛАЖМц66-6-3-2; ЛМцС58-2-2; ЛК80-3Л; ЛКС80-3-3; ЛС59-1Л та інші. Використовуються для виготовлення деталей арматури, литих підшипників і втулок, натискних гайок, корозійно-стійких деталей, що працюють в морській воді, лиття під тиском, фасонного лиття та інші. Приклад умовного позначення латуні, що містить 60% міді; 6% алюмінію, 3% заліза, 2% марганцю, решта – цинк: "*ЛАЖМц 66-6-3-2 ГОСТ 17711-70*".

Мідно-цинкові сплави (латуні), що обробляються тиском (ГОСТ 17711-70) випускають таких марок: Л96, Л90, Л85, Л70, Л63, ЛА-77-2, ЛАЖ60-1-1 та інші. Приклад умовного позначення: "*ЛАЖ 60-1-1 ГОСТ 15527-70*".

Із латуні, що обробляється тиском, виробляють листи, прутки, смугу, дріт. Приклад умовного позначення гарячекатаного листа із латуні Л63: "*Лист Л63 Гк5х600х1500 ГОСТ 931-78*".

Бабіти – сплави на основі олова і свинцю (ГОСТ 1320-74). Марки бабітів: Б89, Б83, Б83С, БН тощо. Бабіти мають високі антифрикційні властивості, добре випрацьовуються. Кращі властивості мають бабіти марок Б89; Б83, але вони дорогі, тому можуть використовуватися бабіти з невисоким вмістом олова, наприклад, бабіт марки Б16. Позначення: Б – бабіт, число після букви визначають вміст основного елемента в процентах. Наприклад, бабіт марки Б83 містить 83% олова, а решта – сурма (11%) і мідь (6%). Використовуються для заливки підшипників турбін, насосів, вентиляторів тощо. Приклад умовного позначення: "*Бабіт Б83 ГОСТ 1320-74*".

Легкі сплави – сплави на основі алюмінію, магнію, титану тощо. Їх густина майже в три рази менша, ніж у сталі, а питома міцність (відношення границі міцності σ_s до густини матеріалу ρ - σ_s/ρ) приблизно дорівнює питомій міцності сталі. Використовують-

ся у всіх галузях машинобудування (авіація, ракетобудування, транспорт тощо), де необхідно зниження маси.

Легкі сплави діляться на *ливарні* і ті, що *деформуються*.

Із ливарних сплавів найбільш поширені силуміни АЛ2, АЛ4 та інші, які містять кремнію до 20%. Вони мають високі ливарні властивості, добре обробляються різанням. Із них виготовляють відповідальні деталі двигунів, поршнів, деталей складної конфігурації, виробів, що працюють при підвищених температурах тощо. Приклад умовного позначення: "АЛ8 ГОСТ 2685-75".

Сплави алюмінієві, що деформуються (ГОСТ 4784-74) випускають таких марок: АМцС, Д12, АМг4, АД33, АВ, В65 та інші.

Із алюмінієвих сплавів, що деформуються, найчастіше використовують дюралюміні Д1, Д16 та ін., які містять алюміній, мідь, магній та марганець. Заготівки деталей із цих сплавів одержують обробкою тиском.

Неметалеві матеріали - композиційні і порошкові матеріали, пластмаси, текстоліт і асботекстоліт, дерево, гума, шкіра, азбест тощо використовуються замість металів для надання деталям особливих властивостей, підвищення їх експлуатаційних властивостей, зниження маси, економії кольорових металів, підвищення техніко-економічної ефективності.

Композиційні матеріали являють собою сполуку металевої основи (матриці) і зміцнюючого наповнювача – високоміцних волокон бора, вольфраму, молібдену та інших, просочених розплавленими металами (кобальтом, алюмінієм тощо). Варіації цих компонентів і їх об'ємне сполучення забезпечують можливість одержання матеріалів з високими механічними властивостями, жароміцністю та іншими властивостями. Композиційні армовані матеріали за міцністю і стійкістю до спрацювання значно кращі за сталі і високоякісні сплави.

Порошкові матеріали одержують із порошоків металів (або їх суміші із неметалевими матеріалами) пресуванням і наступним спіканням в прес-формах деталей. Порошкова металургія дає можливість одержати дешеві і легкі конструкційні матеріали, які здатні замінити сталі, чавуни, сплави кольорових металів. Ці матеріали мають такі властивості, як тугоплавкість вольфраму, легкість алюмінію, міцність титану, пружність сталі; вони поглинають шум і демпфірують коливання.

Пластмаси мають такі властивості як легкість, висока міцність, тепло і електроізоляція, стійкість проти дії агресивного середовища, фрикційність або антифрикційність, антикорозійність тощо. Мають високі ливарні властивості, що дозволяє виготовляти із них вироби будь-якої складності із високою продуктивністю. Найбільш поширені в машинобудуванні такі пластмаси, як текстоліт, гетинакс, фенопласт, фторопласт, органічне скло, капрон, нейлон та інші. Їх широко використовують для виготовлення корпусних деталей, шківів, вкладишів підшипників, фрикційних накладок, рукояток, маховиків, панелей, труб тощо.

Пластмаси – це легкий і дешевий конструкційний матеріал, який здатний замінити як чорні так і кольорові сплави.

Текстоліт і азботекстоліт конструкційний (ГОСТ 5-78) - шаровий пластичний матеріал, випускається марок ПТ, ПТК, ПТК-С, ПТМ-1, ПТМ-2, ПТГ-1; азботекстоліта А, Б, Г. Приклад умовного позначення: *"Текстоліт ПТК-20, сорт 1 ГОСТ 5-78"*, *"Азботекстоліт Б- 30 ГОСТ 5-78"* - тут вказано назву матеріалу, марку, товщину, сорт і номер стандарту.

Вініпласт листовий (ГОСТ 9639-71) - жорсткий листовий термопластичний матеріал. Випускаються такі марки: ВН, ВНЭ, ВП, ВД. Використовують при виготовленні хімічної апаратури в автомобільній та електротехнічних галузях промисловості. Приклад позначення листів марки ВН довжиною 1500 мм і шириною 800 мм: *"Листи вініпласту ВН 1500 x 800 ГОСТ 9639-71"*.

Пароніт (ГОСТ 481-80) одержують із суміші азбестових волокон, розчинника і наповнювача. Марки пароніту: ПОН, ПМБ, ПА, ПЭ. Використовується як прокладочний матеріал. Приклад умовного позначення листів пароніту ПОН товщиною 0,6 мм, шириною 500 мм, довжиною 750 мм: *"Пароніт ПОН 0,6 x 500 x 750 ГОСТ 481-80"*.

Гетинакс електротехнічний листовий (ГОСТ 2718-74) випускають марок 1, 2, 3, V, V-1, 4 та інші. Приклад умовного позначення гетинаксу марки V-1 товщиною 12 мм: *"Гетинакс V-1 12,0 ГОСТ 2718-74"*.

Остаточний вибір конструкційного матеріалу для даної деталі проводять на основі техніко-економічного аналізу з урахуванням можливостей виробництва і економічної ситуації в даній галузі машинобудування.

Контрольні запитання

1. Дайте визначення поняттю “міцність”.
2. Дайте визначення поняттю “деформативність”.
3. Дайте визначення поняттю “пружність”.
4. Дайте визначення поняттю “пластичність”.
5. Дайте визначення поняттю “твердість”.
6. Дайте визначення поняттю “опір втомленості”.
7. Приведіть графік діаграми розтягу матеріалу.
8. Дайте визначення поняттю «границя пропорційності».
9. Дайте визначення поняттю «границя пружності».
10. Дайте визначення поняттю «границя текучості».
11. Які Ви методи вимірювання твердості.
12. Що таке контактна напруга?
13. Що таке приведений модуль пружності?
14. Що таке приведений радіус кривизни?
15. За яким математичним виразом знаходять максимальне значення контактної напруги при стиску двох циліндрів?
16. Охарактеризуйте властивості матеріалів при змінній напрузі. Які існують цикли зміни напруги?
17. Охарактеризуйте симетричний цикл напруження.
18. Охарактеризуйте знакопостійний та знакозмінний цикл напруження.
19. Дайте визначення поняттю “втомленість конструкційного матеріалу”.
20. Які властивості матеріалу характеризують “криві Веллера”?
21. Дайте визначення поняттю «запас міцності при статичному напруженні».
22. Наведіть формулу для визначення запасу міцності при статичному напруженні.
23. Дайте визначення поняттю «запас міцності при змінному напруженні».
24. Наведіть формулу для визначення запасу міцності при змінному напруженні.
25. Які існують методи розрахунків деталей машин на міцність? Запишіть умову міцності матеріалу при розрахунках за номінальною напругою.
26. Які існують конструкційні матеріали? Які фактори урахують при виборі матеріалу для певної деталі?
27. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “сталь вуглецева”. Наведіть приклад умовного позначення.

28. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “сталь легувана”. Наведіть приклад умовного позначення.

29. Наведіть приклад умовного позначення сортаменту прокату сталей.

30. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “чавун”. Наведіть приклад умовного позначення.

31. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “бронза”. Наведіть приклад умовного позначення.

32. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “латунь”. Наведіть приклад умовного позначення.

33. Охарактеризуйте конструкційний матеріал “бабіт”. Наведіть приклад умовного позначення.

34. Охарактеризуйте легкі сплави. Наведіть приклад умовного позначення алюмінієвого ливарного сплаву.

35. Охарактеризуйте легкі сплави. Наведіть приклад умовного позначення алюмінієвого сплаву, що деформується.

36. Охарактеризуйте композиційні матеріали.

37. Охарактеризуйте конструкційні матеріали, що відносяться до пластмас.

РОЗДІЛ II ЗУБЧАСТІ ТА ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

3 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Класифікація та основні характеристики механічних передач

Зубчасті передачі відносяться до класу механічних передач. Механічною передачею називають механізм, який перетворює параметри руху двигуна при передаванні енергії виконавчим органам машини.

Механічні передачі поширені у всіх галузях машинобудування, наприклад, в кожному металорізному верстаті або автомобілі використовується до десятків механічних передач.

За допомогою механічних передач узгоджують режим роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів машини.

Режим різання металорізальних верстатів (швидкість різання, поздовжня та поперечна подачі) змінюються в дуже широкому діапазоні в залежності від механічних характеристик матеріалу, форми і розмірів заготовки. Вибір необхідних режимів різання проводиться за до-



Рис. 3.1. Коробка швидкостей металорізного верстата

помогою коробки швидкостей, приводів подач і установочних переміщень (рис. 3.1).

В автомобілях та інших транспортних засобах необхідно в широкому діапазоні змінювати швидкість та обертаючий момент приводних коліс. У той же час автомобільний двигун працює стійко при відносно постійних параметрах обертаючого моменту і кутовій швидкості. Пристосування механічних характеристик двигуна до змінних вимог руху автомобіля виконується за рахунок системи механічних передач - коробки зміни передач (рис. 3.2).

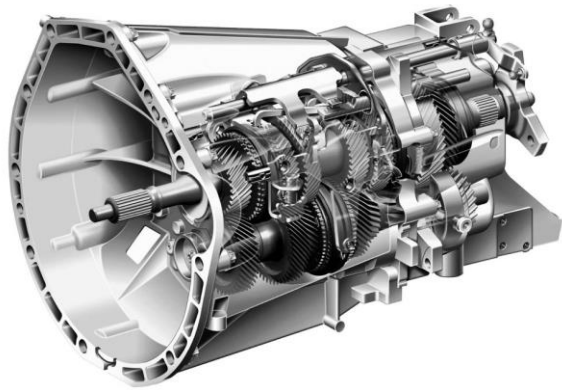


Рис. 3.2. Механічна коробка зміни швидкості сучасного автомобіля

Механічні передачі поділяються на дві групи:

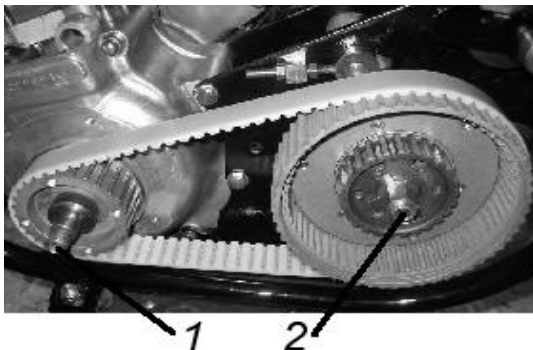
- передачі, що засновані на використанні зачеплення: зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові передачі;
- передачі, що засновані на використанні тертя: фрикційні, пасові передачі.

У механічних передачах розрізняють два вали: ведучий (вхідний) і ведений (вихідний) (рис. 3.3); іноді між ними розміщено проміжні вали. Якщо передача складається тільки із ведучої і веденої ланок, то вона називається одноступінчастою.

Основні характеристики механічних передач:

- а) потужність P_1 на вході і P_2 на виході передачі, *Вт*;

б) швидкохідність передачі, яка виражається частотою обертання n_1 на вході і n_2 на виході, $1/\text{хв.}$ або кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 , $1/\text{с.}$



Похідні характеристики механічних передач:

Рис. 3.3. Механічна передача зубчастим пасом: 1 – ведучий вал; 2 – ведений вал

а) коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) η :

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{або} \quad \eta = 1 - \frac{P_r}{P_1}, \quad (3.1)$$

де P_r - потужність, втрачена в передачі;

б) передаточне відношення i , яке знаходиться в напрямку потоку потужності:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.2)$$

При $i > 1$, $n_1 > n_2$, - передача є знижувальною - це редуктор; при $i < 1$, $n_1 < n_2$ - передача підвищувальна - це мультиплікатор.

Механічні передачі можуть бути з постійним або змінним (регульованим) передаточним відношенням.

При розрахунках механічних передач використовують такі залежності між параметрами механічних передач:

а) для розрахунку потужності P передачі

$$P = F_t v, \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

де F_t - колова (тангенціальна) сила, H ; v - колова швидкість, м/с ;

б) для розрахунку обертового моменту T на валу передачі

$$T = \frac{P}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \text{ де } \omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (3.4)$$

Зв'язок між обертовими моментами на веденому T_2 і ведучому T_1 валах:

$$T_2 = T_1 i \eta, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.5)$$

3.2 Загальні відомості та класифікація зубчастих передач

Зубчастою передачею називається механізм, який за допомогою зубчастого зачеплення передає або перетворює рух із зміною кутової швидкості і обертового моменту. Як приклад, на рис. 3.4 показано загальний вид циліндричної зубчастої передачі.

Принцип дії зубчастої передачі засновано на зачепленні пари зубчастих коліс.

Зубчасті передачі широко використовуються в техніці: в загальному і галузевому машинобудуванні, верстатобудуванні, автомобільному та тракторному будуванні, приладобудуванні та інших галузях. Частіше використовуються передачі із циліндричними колесами, які є менш складними при виготовленні та експлуатації, мають менші габарити та більшу надійність. Конічні, черв'ячні, гвинтові передачі використовуються лише в тих випадках, коли це необхідно за умовами компонування машин.

Переваги зубчастих передач: висока навантажувальна здатність і, як наслідок, малі габарити; велика надійність і довговічність роботи, високий к.к.д.; постійне передаточне відношення; можливість використання в широкому діапазоні швидкостей, потужностей та передаточних відношень.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення, шум при високих швидкостях, висока жорсткість.

Класифікація зубчастих передач проводиться за наступними ознаками.

За розміщенням осей валів розрізняють (рис. 3.5):

- зубчасті передачі з паралельними осями: циліндричні передачі зовнішнього (див. рис. 3.4 та 3.5, *a - в*) та внутрішнього (рис. 3.5, *г*) зачеплення, передача типу «зубчасте колесо – рейка» (рис. 3.5, *з* та рис. 3.6);

- передачі із валами, осі яких перетинаються: конічні зубчасті передачі (рис. 3.5, *д - е*);

- передачі із мимобіжними у просторі осями валів: черв'ячні, гвинтові (рис. 3.5, *є*); конічні гіпоїдні (рис. 3.5, *ж*).

За розміщенням зубів на ободі колеса:

- прямозубчасті (рис. 3.5, *a, г, д, з*);

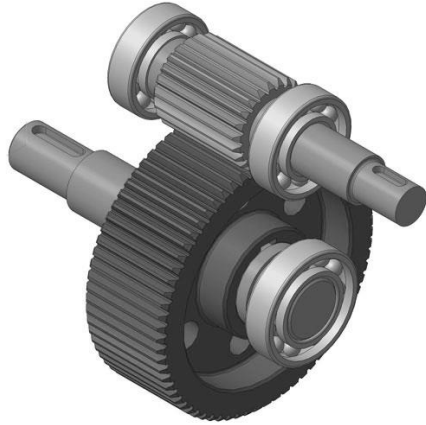


Рис. 3.4. Циліндрична зубчаста передача

- косозубчасті (рис. 3.5, в, з, е, є, ж та рис. 3.6) передачі.

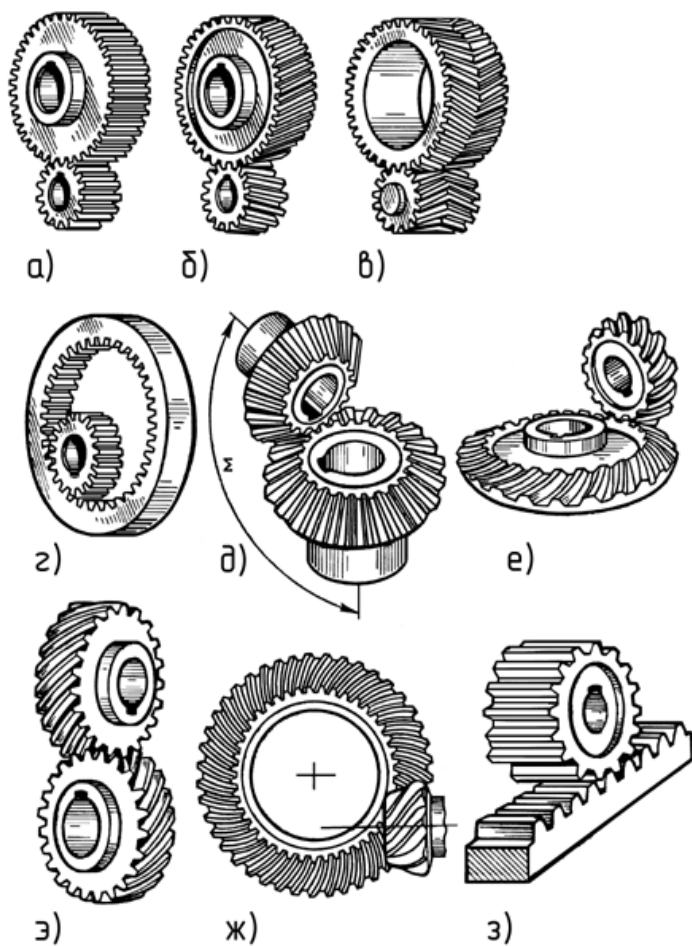


Рис. 3.5. Типи зубчастих передач

За формою профілю зубів:

- евольвентні;
- кругові передачі.

За конструктивним оформленням:

- закриті,
- відкриті передачі.

За коловою швидкістю коліс - тихо - (v до 3 м/с), середньо - ($v = 3...15$ м/с) та швидкохідні ($v > 15$ м/с) передачі.

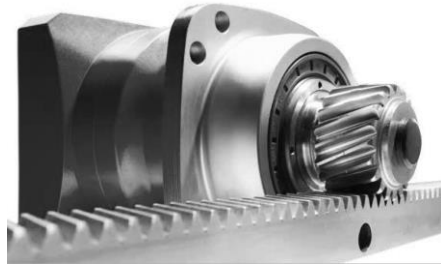


Рис. 3.6. Передача типу «зубчасте колесо – рейка»

3.3 Короткі відомості про геометрію і кінематику зубчастих та черв'ячних передач

Основні параметри. Менше за діаметром із пари зубчастих коліс називають шестернею, а більше - колесом. До параметрів шестерні приписують індекс "1", до параметрів колеса - індекс - "2". Крім того, розрізняють індекси, що відносяться до початкової поверхні або кола - w , до основної поверхні або кола - b , до поверхні або кола вершин і головок зубів - a , до поверхні або кола западин і ніжок зубів - f .

Для прямозубчастих коліс (рис. 3.7) будуть справедливими такі терміни і визначення:

Число зубів шестерні та колеса - z_1 і z_2 .

Ділильний коловий крок зубів P - це відстань між однойменними профілями сусідніх зубів, яка виміряна вздовж дуги ділильного кола зубчастого колеса; цей крок дорівнює кроку вихідної зубчастої рейки.

Ділильним колом є таке коло, яке є початковим при зачепленні його з рейкою. Діаметр ділильного кола $d = \frac{Pz}{\pi} = mz$.

Основний коловий крок зубів P_b - він відповідає основному колу зубчастого колеса; $D_b = D \cos \alpha$; тут α - кут профілю вихідного контуру; за ГОСТ 13755-81 $\alpha = 20^\circ$;

Кут зачеплення α_w ; причому $\cos \alpha_w = \frac{a \cos \alpha}{a_w}$ (тут a_w - міжосьова відстань).

Діаметр основного кола $d_b = d \cos \alpha$.

Коловий модуль зубів m - це лінійна величина, яка в π раз менша кроку P , виміряного вздовж ділильного кола, $m = P/\pi$. Фактично коловий модуль m - це частка ділильного діаметра, яка приходить на один зуб. Модуль - це основний параметр зубчастої передачі, який визначає її розміри. Для пари зачеплених коліс модуль повинен бути однаковим. Значення модуля m стандартизовано СТ СЭВ 310-706; ряд 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; ряд 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22 мм (необхідно віддавати перевагу першому ряду).

Початкові діаметри

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{\frac{z_2}{z_1} + 1} \quad \text{і} \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}$$

У некорегованих передачах і при сумарному зміщенні $x_\Sigma = 0$

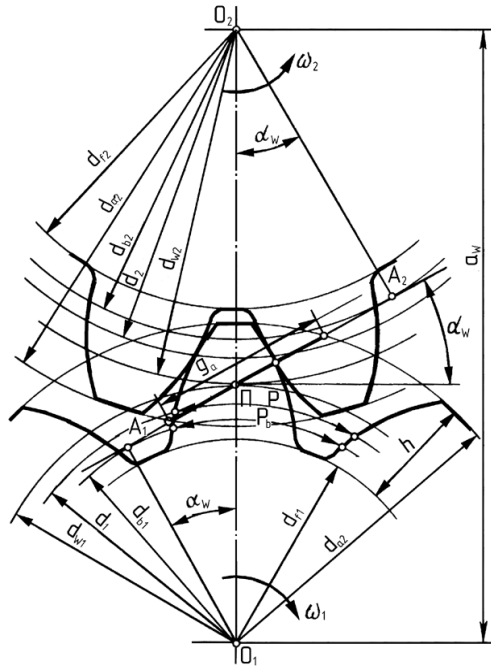


Рис. 3.7. Геометричні параметри зубчастих передач

$$d_{w1} = d_1 = mz_1; \quad d_{w2} = d_2 = mz_2.$$

При нарізанні коліс із зміщенням ділильна площина рейки зміщується до центра або від центра заготовки на xm (x - коефіцієнт зміщення вихідного контуру). Зміщення від центра вважають позитивним ($x > 0$), а до центра - від'ємним ($x < 0$).

Міжосьова відстань $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$ або $a_w = m(0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y)$, де $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $x_\Sigma = x_1 + x_2$. Δy - коефіцієнт вирівнюючого зміщення при $x_\Sigma \neq 0$ (знаходиться за ГОСТ 16532-70).

Для передач без зміщення і при $x_1 = -x_2$ або $x_\Sigma = 0$ міжосьова відстань: $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$.

$$\text{Висота зуба } h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y).$$

Діаметр вершин зубів $d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$ - це коло, яке обмежує висоту зубів; діаметр западин $d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$ - це коло, яке обмежує глибину западин. Тут h_a^* - коефіцієнт висоти головки зуба (за ГОСТ 13755-81 $h_a^* = 1$), c^* - коефіцієнт радіального зазору (за ГОСТ 13755-81 $c^* = 0,25$).

Для коліс без зміщення: $h = 2,25m$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$. A_1A_2 - лінія зачеплення - загальна дотична до основних кіл; g_a - довжина активної лінії зачеплення; Π - полюс зачеплення - точка дотику початкових кіл і одночасно точка перетину лінії центрів коліс O_1O_2 з лінією зачеплення.

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_α і зміна навантаження на профілі зуба. При обертанні коліс лінія контакту зубів переміщується в полі зачеплення (рис. 3.8, а), яка обмежується активною лінією g_a і робочою шириною зубчастого вінця b_w .

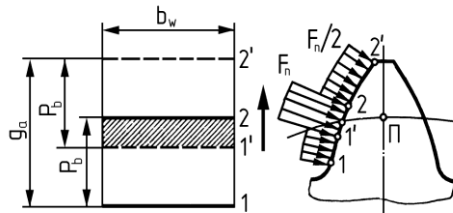


Рис. 3.8. Переміщення лінії контакту зубів в полі зачеплення

Якщо основний коловий крок $p_b < g_a$, то на початку поля зачеплення буде знаходитись лінія контакту 1 першої пари зубів, а в середній частині поля - лінія контакту 2 другої пари зубів. При обертанні коліс лінії 1 і 2 переміщуються в напрямку, вказаному стрілкою. Коли лінія контакту 2 займе положення 2', то друга лінія контакту 1 займе положення 1'. На ділянці 1'...2 зачіплюється лише одна пара зубів. Однопарне зачеплення триває до тих пір, поки лінія контакту 1 не займе положення 2, коли знову почнеться двопарне зачеплення. Зона однопарного зачеплення 1...2 на профілі зуба (рис. 3.8, б) займає його середню частину і знаходиться в районі полюса зачеплення 2 (див. рис. 3.7). В зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження F_n , а в зоні двопарного зачеплення - лише половину навантаження F_n . Розмір зони однопарного зачеплення залежить від коефіцієнта торцевого перекриття $\epsilon_\alpha = g_a / P_b$, тобто це відношення довжини активної лінії g_a до основного кроку P_b . За умови безперервності зачеплення і плавності ходу повинна витримуватися нерівність $\epsilon_\alpha \geq 1$.

Величина коефіцієнта ϵ_α характеризує плавність зачеплення, він показує скільки зубів в середньому знаходиться в зачепленні.

Для зубчастих передач без зміщення коефіцієнт ϵ_α визначають за формулою

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2) \cos \beta, \quad (3.6)$$

де z_1 і z_2 - число зубів шестерні і колеса; β - кут нахилу лінії зуба косозубчастого колеса; для прямозубчастих коліс $\cos \beta = 1$.

Ковзання і тертя в зачепленні.

У точці контакту С (рис. 3.9) спостерігається перекошування і ковзання зубів.

Швидкість ковзання v_s в т. С

$$v_s = e(\omega_1 + \omega_2),$$

де e - відстань від точки контакту до полюса П.

Таким чином, швидкість ковзання пропорційна відстані e від точки

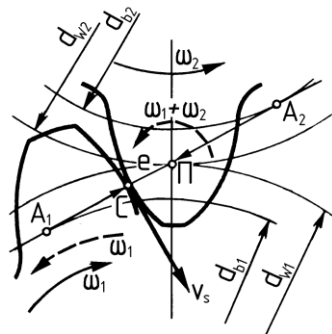


Рис. 3.9. Ковзання і тертя в зачепленні

контакту до полюса II . В полюсі II швидкість ковзання v_s дорівнює нулю. Відносно профілю зубів максимальне ковзання спостерігається на ніжках і головках зубів. Ковзання супроводжується тертям. Тертя є причиною втрат в зачепленні і причиною спрацювання зубів.

Миттєві значення передаточного відношення i в процесі обертання періодично змінюються (при $i_{cp} = const$). Зміна передаточного відношення i приводить до порушення точності кінематичних ланцюгів, які виконують слідкуючі, ділильні та вимірні функції в верстатах, приладах і т.п., до виникнення додаткового динамічного навантаження, ударів та шумів у зачепленні.

3.4 Точність виготовлення зубчастих передач

Основними помилками виготовлення зубчастих коліс є помилки кроку і форми профілю зубів та помилки в напрямку зубів відносно твірної ділильного циліндра.

Помилки кроку і профілю порушують кінематичну точність і плавність роботи передачі.

Помилки в напрямку зубів у сполученні із перекосом валів приводять до нерівномірності розподілу навантаження за довжиною зуба.

Стандарт ГОСТ 1643-81 регламентує 12 ступенів точності, стандарт ISO 1328 має додатковий клас точності «0», кожний із яких характеризується нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубів.

Ступінь точності вибирається залежно від призначення й умов роботи передачі. Найбільш поширеними є передачі високоточні (6 ступінь), точні (7 ступінь), середньої точності (8 ступінь), пониженої точності (9 ступінь).

Розмір бокового зазору, необхідного для виключення заклинювання зубів, регламентується стандартом: H - нульовий, E - малий, C і D - зменшений, B - нормальний, A - збільшений зазори.

Таблиця 3.1.

Вимоги до точності найбільш поширених в машинобудуванні зубчастих передач

Ступінь точності, не нижче	Колова швидкість, м/с, не більше		Область використання передач
	прямо-зубчасті	косо-зубчасті	
6 – високо-точні	15	30	Високошвидкісні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку – ділильні, відлікові і т.п. Передачі при підвищених швидкостях і помірному навантаженні або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях. Передачі загального машинобудування, які не вимагають особливої точності. Тихохідні передачі із пониженими вимогами до точності
7 – точні	10	15	
8 – середньої точності	6	10	
9 – пониженої точності	2	4	

Стандарт регламентує також допуски на міжосьову відстань й інші параметри.

В табл. 3.1 приведено вимоги до точності найбільш поширених в машинобудуванні 6, 7, 8-го, а також 9-го ступеню точності.

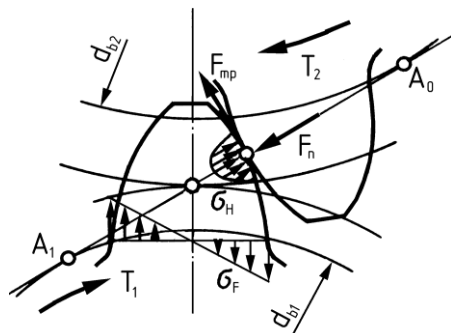


Рис. 3.10. Умови роботи зуба в зачепленні

3.5 Умови роботи і види руйнування зубів

Умови роботи зубів в зачепленні. При передаванні обертаючого моменту в зачепленні, крім нормальної сили F_n , діє сила тертя $F_m = F_n f$ (f - коефіцієнт тертя), яка зв'язана із ковзанням зубів (рис. 3.10). Під дією цих сил в зубі створюється складний напружений стан. Основний вплив на його працездатність чинять два види напруги: контактна σ_n і згинальна σ_F .

Напруги σ_n і σ_F змінюються в часі за переривчастим віднульовим циклом. Змінні напруження, які виникають у матеріалі зубів, є причиною їх руйнування від втоmlеності.

Руйнування зубів може бути двох видів:

- руйнування від великого перевантаження статичної або ударної дії (рис. 3.11); його попереджують, враховуючи перевантаження при розрахунках, або захищаючи привод від перевантаження;

- руйнування від втоmlеності, яке виникає від дії змінної напруги протягом тривалого часу (рис. 3.12); його попереджують шляхом визначення розмірів зубів при розрахунках на втоmlеність.

Загальні заходи попередження руйнування зубів: збільшення модуля, позитивне



Рис. 3.11. Руйнування зубів від великого перевантаження статичної або ударної дії

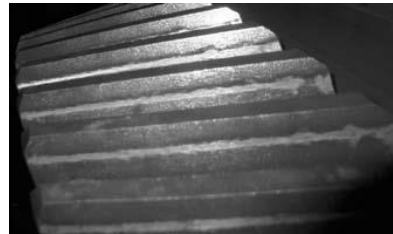


Рис. 3.12. Руйнування поверхні зубів від втоmlеності

зміщення при нарізанні зубів, термообробка, наклепування, зменшення навантаження по краях зубів.

Руйнування поверхні зубів зв'язано із контактною напругою і тертям.

Викришування поверхні зубів від втомленості є основним видом їх руйнування при експлуатації в нормальних умовах.

При цьому спрацювання зубів незначне, в їх поверхневому шарі поступово з'являються ознаки втомленості, виникають невеликі заглиблення, які зростають і перетворюються у раковини. Викришування починається біля полюсної лінії на ніжках зубів, де навантаження передається однією парою зубів.

Основні заходи попередження викришування поверхні зубів: визначення їх розмірів за результатами розрахунків на втомленість за контактною напругою, підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки, підвищення ступеня точності.

Абразивне спрацювання є основною причиною руйнування передач при поганому змащенні.

До цих передач належать відкриті передачі, а також закриті, але погано захищені від забруднення мастила абразивними частинками. Це передачі гірничорудних, транспортних, вантажопідйомних, сільськогосподарських машин. У спрацьованій передачі збільшуються зазори в зачепленні і, як наслідок, зростають динамічне навантаження і шум, зменшується площа поперечного перерізу і міцність зубів.

Основні заходи попередження спрацювання: підвищення твердості поверхні зубів, захист від забруднення, використання спеціальних мастил.

Заїдання спостерігається у високонавантажених і високошвидкісних передачах.

У місці дотику зубів розвивається висока температура, що приводить до розриву масляної плівки і створення металевго контакту. При цьому виникає зварювання матеріалу і подальший відрив частинок металу від поверхні контактуючих зубів.

Заходи попередження - ті ж самі, що й проти спрацювання. Крім того, бажано фланкування зубів, інтенсивне охолодження мастила, використання спеціального протизадирного мастила підвищеної в'язкості.

Пластичний зсув характерний для важконавантажених тихохідних зубчастих коліс, виготовлених із м'якої сталі.

При перевантаженні передачі на м'якій поверхні зубів виникають пластичні деформації з подальшим зсувом у напрямку ковзання.

Попереджають пластичні зсуви шляхом підвищення твердості робочої поверхні зубів.

Контрольні запитання

1. Дайте визначення механічної передачі.
2. Охарактеризуйте область використання механічних передач.
3. Назвіть дві основні групи механічних передач, наведіть приклади передач кожної групи.
4. Які дві основні задачі вирішуються за допомогою механічних передач?
5. Які типи валів розрізняють у механічних передачах?
6. Назвіть основні характеристики механічних передач.
7. Назвіть похідні характеристики механічних передач.
8. Яка залежність використовується для визначення к.к.д.?
9. Яка залежність використовується для визначення передаточного відношення?
10. Що таке редуктор?
11. Що таке мультиплікатор?
12. Яка залежність використовується для визначення потужності механічної передачі?
13. Яка залежність використовується для визначення обертового моменту механічної передачі?
14. Опишіть математично зв'язок між обертовими моментами на веденому T_2 і ведучому T_1 валах:
15. Дайте визначення зубчастій передачі.
16. Який принцип дії зубчастих передач?
17. Де використовуються зубчасті передачі?

18. Назвіть переваги у використанні зубчастих передач?
19. Назвіть недоліки у використанні зубчастих передач?
20. Як розрізняють зубчасті передачі за розміщенням осей валів?
21. Як розрізняють зубчасті передачі за розміщенням зубів на ободі?
22. Як розрізняють зубчасті передачі за формою профілю зубів?
23. Як розрізняють зубчасті передачі за конструктивним оформленням?
24. Яка різниця між шестернею та колесом у зубчастій передачі?
25. Дайте короткі відомості про геометрію зубчастих передач.
26. На якій ділянці поверхні зуба існує однопарне зачеплення передачі?
27. На якій ділянці поверхні зуба існує двопарне зачеплення передачі?
28. Чи існує ковзання та тертя в зубчастих передачах?
29. Назвіть основні помилки виготовлення зубчастих коліс.
30. До яких наслідків приводять помилки кроку і профілю зубів?
31. До яких наслідків приводять помилки в напрямку зубів у сполученні із перекосом валів?
32. Охарактеризуйте вимоги до точності виготовлення зубчастих передач в різних умовах експлуатації.
33. Охарактеризуйте умови роботи зуба в зачепленні.
34. Які два види руйнування зубів може бути?
35. Які загальні заходи попередження руйнування зубів Вам відомі?
36. З якими факторами зв'язано руйнування поверхні зубів?
37. Які існують основні заходи попередження руйнування поверхні зубів?
38. Назвіть основні причини викришування поверхні зубів та способи їх попередження.
39. Назвіть основні причини абразивного спрацювання поверхні зубів та способи їх попередження.
40. Назвіть основні причини заїдання зубів та способи їх попередження.

4 ЦИЛІНДРИЧНІ ПРЯМОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Розрахункове навантаження прямозубчастих циліндричних передач

Прямозубчасті циліндричні передачі (рис. 4.1) використовують при невисоких и середніх колових швидкостях, при великій твердості зубів, коли динамічне навантаження від неточності виготовлення коліс невелике порівняно з корисним, а також у відкритих та планетарних передачах. Технологія виготовлення прямозубчастих коліс відносно нескладна, але при їх роботі створюється значний шум та вібрації і із-за цього вони швидше спрацьовуються.

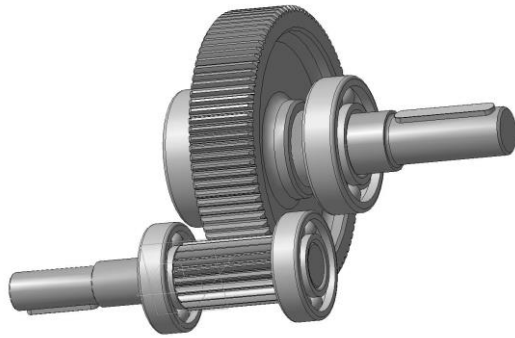


Рис. 4.1. Загальний вид прямозубчастої циліндричної передачі

Розрахункове навантаження q прямозубчастих циліндричних передач - це максимальне значення питомого навантаження, розподіленого по лінії контакту зубів:

$$q = \frac{F_n K}{l_\Sigma}, \quad (4.1)$$

де F_n - нормальна сила в зачепленні; K - коефіцієнт розрахункового навантаження, l_Σ - сумарна довжина лінії контакту зубів. У зубчастих передачах, поверхні зубів яких добре припрацьовується і у яких твердість хоча б одного із коліс

має значення $H_1, H_2 \leq 350 \text{ HB}$, а колова швидкість коліс $v \leq 15 \text{ м/с}$, нерівномірність навантаження по ширині вінця постійно зменшуються і може бути повністю усунутого при постійному навантаженні внаслідок повного припрацювання зубів.

Коефіцієнт розрахункового навантаження $K = K_\beta K_v$, де K_β - коефіцієнт концентрації навантаження; K_v - коефіцієнт динамічного навантаження; при розрахунках за контактною напругою $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$, а при розрахунках за згинальною напругою $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$.

Таблиця 4.1.

Рекомендовані значення коефіцієнта ψ_{ed}

Розміщення коліс відносно опор	Рекомендовані значення	Твердість робочої поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350 \text{ HB}$ або $H_1 \text{ і } H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \text{ і } H_2 > 350 \text{ HB}$
Симетричне	ψ_{ea}	0,3...0,5	0,25...0,3
	$\psi_{ed \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ea}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{ed \max}$	1,0...1,25	0,65...0,8
Консольне	ψ_{ea}	0,2...0,25	0,15...0,2
	$\psi_{ed \max}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Примітки: 1. Для шевронних коліс при b_w , рівній сумі пів шевронів, ψ_{ea} збільшують в 1,3...1,4 рази. 2. Для рухомих коліс коробок швидкостей $\psi_{ea} = 0,1...0,2$. 3. Більші значення – для постійного і близького до нього навантаження. 4. Для багатоступінчастих редукторів, в яких навантаження зростає від ступеня до ступеня, в кожному наступному ступені значення ψ_{ea} і ψ_{ed} приймають більшими на 20...30%, порівняно із попереднім ступенем.

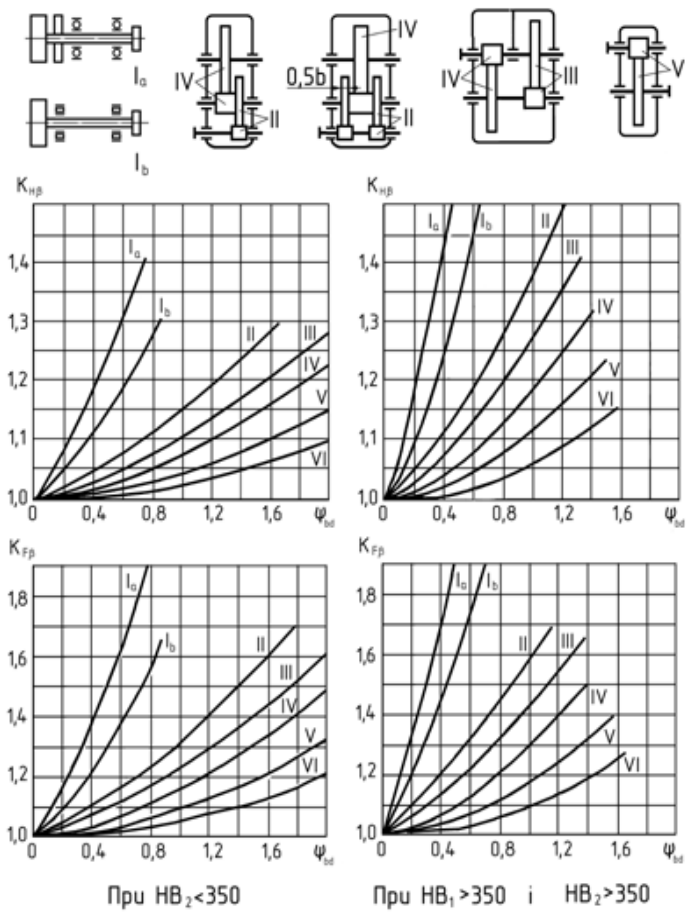


Рис. 4.2. Графіки для визначення кількісних значень коефіцієнтів концентрації навантаження $K_{нБ}$ і K_{Fp}

**Таблиця 4.2. Коефіцієнт динамічного навантаження
зубчастих передач**

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	Коефіцієнт	<i>v, м/с</i>					
			1	2	4	6	8	10
6	А	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
		K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
	1,02		1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	
	Б	K_{Hv}	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
			1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
K_{Fv}		1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17	
	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07		
7	А	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
			1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
		K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	1,03		1,06	1,11	1,16	1,22	1,27	
	Б	K_{Hv}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
K_{Fv}		1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22	
	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08		
8	А	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
		K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	1,03		1,06	1,11	1,17	1,23	1,29	
	Б	K_{Hv}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
K_{Fv}		1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26	
	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08		
9	А	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
		K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	1,25
	1,04		1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	
	Б	K_{Hv}	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
K_{Fv}		1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34	
	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09		

Примітки: 1. Твердість поверхонь зубів:

А - $\begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}; \end{cases}$ Б - $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}$.

2. Верхні цифри – прямозубчасті, нижні – косозубчасті колеса.

Тому для циліндричних прямозубчастих і косозубчастих коліс, а також для конічних прямозубчастих коліс при постійному навантаженні, при твердості матеріалу хоча б одного із коліс передачі менше 350 *HB* і швидкості $v \leq 15$ м/с приймають $K_{H\beta} = K_{f\beta} = 1$, а для конічних коліс з круговими зубами $K_{H\beta} = K_{f\beta} = 1,1$.

В інших випадках, тобто при змінному режимі навантаження, при твердості робочих поверхонь зубів обох коліс більше як 350 *HB* або при будь-якій твердості, але коловій швидкості коліс $v > 15$ м/с, коли мастильний шар між зубами захищає їх від спрацювання, зубчасті колеса вважають такими, що не припрацьовуються.

В цьому випадку кількісні значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ приймають за рис. 4.2 в залежності від коефіцієнта ψ_{ed} ширини вінця b_2 відносно ділильного діаметра шестерні d_1 , тобто

$$\psi_{ed} = \epsilon_2 / d_1. \quad (4.2)$$

Так як на початку розрахунку ще невідомі значення b_2 і d_1 , то коефіцієнт ψ_{ed} визначають в залежності від коефіцієнта ψ_{ea} (табл. 4.1):

$$\psi_{ed} = 0,5 \psi_{ea} (u + 1). \quad (4.3)$$

Коефіцієнти динамічного навантаження K_{Hv} і K_{fv} враховують нерівномірність розподілення навантаження між зубами. Для прямозубчастих коліс $K_{Hv} = K_{fv} = 1$. Для косозубчастих і шевронних коліс значення цих коефіцієнтів залежить від швидкості коліс v і ступеня їх точності (табл. 4.2).

4.2 Сили в прямозубчастій циліндричній передачі

Нормальну силу F_n , яка направлена по лінії зачеплення як до загальної нормалі до робочої поверхні зубів, перене-

сема в полюс зачеплення Π і розкладемо її на колову F_t і радіальну F_r сили (рис. 4.3).

За заданим обертаючим моментом T , початковим d_{w1} і ділильним d_l діаметрами знаходимо колову силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_1}{d_1}, \quad (4.4)$$

і через неї виразимо інші складові нормальної сили F_n :

радіальну силу

$$F_r \approx F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad (4.5)$$

нормальну силу

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (4.6)$$

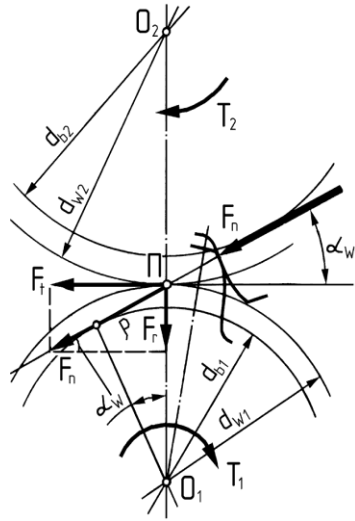


Рис. 4.3. Сили в зачепленні прямозубчастої циліндричної передачі

4.3 Розрахунок міцності прямозубчастих циліндричних передач

Розрахунок міцності зубів за контактною напругою виконують при їх контакті в полюсі зачеплення Π за формулою (2.7)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{36}}{\rho_{36}}}.$$

Для прямозубчастих передач розрахункове навантаження q (див. (4.1) із урахуванням формул (4.4) і (4.5) знаходиться так:

$$q = \frac{F_n K_H}{b_w} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w}, \quad (4.7)$$

де b_w - довжина зуба (ширина зубчастого колеса); α_w - кут зачеплення.

Радіуси кривизни евольвент зубів у точці контакту дорівнюють (див. рис. 4.3):

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2}, \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2}, \quad (4.8)$$

а приведений радіус кривизни за формулою (2.7) дорівнює:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{зв}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right), \end{aligned} \quad (4.9)$$

де $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$; знак "+" для зовнішнього, а "-" - для внутрішнього зачеплення.

Підставимо в формулу (4.7) значення q (4.8) і ρ (4.9), замінимо $\sin \alpha \cos \alpha = \sin 2\alpha / 2$.

Умова міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за критерієм контактної напруги σ_H має такий вигляд:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{зв} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (4.10)$$

де $[\sigma_H]$ - допустима контактна напруга.

Параметр u за ГОСТ 16532-70 називають передаточним числом і визначають як відношення більшого числа зубів z_2 до меншого z_1 незалежно від напрямку передачі руху, тобто завжди $u \geq 1$ (на противагу від передаточного відношення, яке може бути як $i \geq 1$, так і $i \leq 1$). Параметр u відноситься лише до однієї пари зубчастих коліс.

Стандартні значення передаточного числа u :

1-й ряд - 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8;

2-й ряд - 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;
11,2.

Розрахунок контактної напруги $[\sigma_H]$ необхідно проводити для того колеса зубчастої пари, в якого допустима напруга менша; як правило, це колесо, а не шестерня.

Формула (4.10) використовується для перевірного розрахунку, коли всі параметри зубчастої передачі відомі. Для проектних розрахунків формулу (4.10) розв'язують відносно діаметра d_1 або відносно міжосьової відстані a , яка визначає габарити передачі

$$a = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (4.11)$$

де ψ_{ba} - коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані a .

При виведенні формули (4.11) припущено, що $d_{w1} \approx d_1$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ ($\sin 2\alpha = 0,6428$); $K_{Hv} = 1,15$; $T_1 = T_2/u$.

Розрахункове значення міжосьової відстані a для нестандартних редукторів округлюють за рядом Ra40: ...80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; і далі через 10 до 260, далі через 20 до 420...

Для стандартних редукторів згідно із СТ СЭВ 229-75 величину міжосьової відстані a_w округлюють за рядами:

1-й ряд - 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400,...

2-й ряд - 140; 180; 225; 280; 355; 400,...

Стандартні значення коефіцієнта ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Звичайно, модуль m вибирається із практичних міркувань:

$$m = (0,01 \dots 0,02)a. \quad (4.12)$$

Значення m узгоджують із стандартом.

Стандартні значення m :

1-й ряд - 1; 1,25; 1,5; 2,5; 3; 4,0; 5,0; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;

2-й ряд - 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22.

Для силових передач рекомендується приймати $m > 1,5$ мм.

Остаточне рішення щодо вибору значення модуля m приймають після перевірки міцності передачі за напругою згинання σ_F .

Для передач без зміщення і при $x_\Sigma = 0$ знаходять:

$$d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}; \quad z_1 = \frac{d_1}{m}; \quad z_2 = z_1 u; \quad d_2 = m z_2. \quad (4.13)$$

Як і при розгляді приведеного радіуса кривизни, знак “+” використовується для зовнішнього, а знак “-” - для внутрішнього зачеплення.

Перевіряють значення міжосьової відстані:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2). \quad (4.14)$$

Таблиця 4.3.

Мінімально допустиме число зубів зубчастих коліс

z_2	16	18...19	20...21	22...24	25...28	29
z_{1min}	16	14	13	12	11	10

Число зубів повинно задовольняти умову: $z_1 > z_{min}$, де z_{min} , наведено в табл. 4.3. Для швидкохідних передач для зменшення шуму рекомендовано брати $z_{1min} \geq 25$.

Розрахунок міцності зубів за згинальною напругою.

Найбільша згинальна напруга створюється біля кореня зуба в зоні переходу евольвенти в галтель, тут же спостерігається концентрація напруги.

Допустимо, що: 1) все навантаження передається однією парою зубів, і воно прикладене до вершини зуба (найгірший випадок); 2) зуб розглядається як консольна балка (рис. 4.4).

Силу F_n перенесемо по лінії дії на вісь симетрії зуба і розкладемо на складові F_t і F_r . Нехтуючи зміною радіуса прикладання коллової сили F_t із-за її перенесення, збережемо справедливність формул (4.4), (4.5).

Напруга в небезпечному перерізі, який розміщено вздовж хорди основного кола, знаходиться так:

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{A}, \quad (4.14)$$

де W - момент опору перерізу зуба при згинанні, $W = \frac{b_w S^2}{6}$; A - площа небезпечного перерізу, $A = b_w S$; b_w , S і l вказано на рис. 4.4.

Використовуючи геометричну подібність зубів різного модуля m , виразимо величини l і S через безрозмірні коефіцієнти S' , l' і модуль m : $l = l'm$; $S = S'm$. Після підстановки цих величин в формулу (4.14) і спрощення математичного виразу, одержимо

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_t l' \cdot 6}{b_w (S')^2 m} - \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{b_w S' m} = \\ &= \frac{F_t}{b_w m} \left(\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{S'} \right). \end{aligned} \quad (4.15)$$

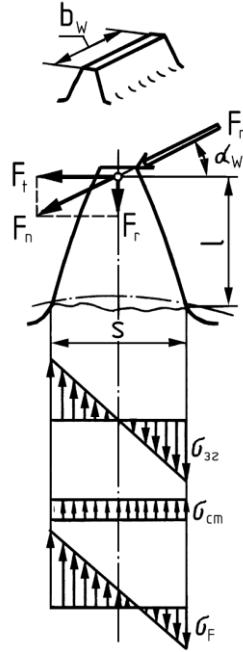


Рис. 4.4. Розрахункова схема для визначення міцності зубів за згинальною напругою

Вводимо в останнє рівняння уточнюючі коефіцієнти розрахункового навантаження K_F і теоретичної концентрації напруги K_T :

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right]. \quad (4.16)$$

Частина цієї формули

$$\left[\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right] K_T = Y_F \quad (4.17)$$

Таблиця 4.4.

Числове значення коефіцієнта форми зуба Y_F

Число зубів z	Коефіцієнт зміщення вихідного контуру x						Теоретичний коефіцієнт концентрації напруги K_T
	-0,5	-0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8	
	Коефіцієнт форми зуба Y_F						
10	-	-	-	-	-	2,96	-
12	-	-	-	-	3,55	3,08	-
14	-	-	-	4,05	3,56	3,14	-
16	-	-	4,47	3,99	3,57	3,17	1,51
17	-	-	4,30	3,97	3,58	3,21	1,53
20	-	-	4,12	3,90	3,59	3,25	1,62
25	-	4,39	3,96	3,81	3,60	3,33	1,70
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37	1,74
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62	3,44	1,79
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48	1,83
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52	1,86
80	3,89	3,81	3,74	-	-	-	1,91
100	3,87	3,80	3,75	-	-	-	1,94

залежить лише від форми зуба і називається коефіцієнтом форми зуба Y_F (табл. 4.4).

Числове значення коефіцієнта форми зуба Y_F можна визначити із табл. 4.4, а також із рис. 8.20 [9], або знайти за приближною формулою Д.М. Решетова:

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (4.18)$$

де z_v - еквівалентне число зубів колеса; x - зміщення вихідного контуру.

При цьому для прямозубчастих передач умова міцності за критерієм згинальної напруги запишеться так:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F], \quad (4.19)$$

де $[\sigma_F]$ - допустима згинальна напруга.

Якщо при розрахунках виявиться, що $\sigma_F > [\sigma_F]$, то збільшують модуль зубів m або використовують передачу із позитивним зміщенням x . Якщо σ_F значно менше $[\sigma_F]$, то це означає, що навантажувальна здатність розрахункової передачі обмежується контактною міцністю $[\sigma_H]$, а не допустимою напругою $[\sigma_F]$.

Для проектних розрахунків із формули (4.19) можна знайти мінімальне значення модуля зубів m за умовою згинальної міцності:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (4.20)$$

де z_1 (див. табл. 4.3); ψ_m - коефіцієнт, $\psi_m = \frac{b_w}{m}$ (табл. 4.5).

При використанні формули (4.20) часто одержуються зачеплення з дуже дрібним модулем зубів, використання яких обмежено. Тому значення модуля зубів m вибирають,

орієнтуючись на рекомендації, які вироблені практикою (див. формулу (4.12)).

Таблиця 4.5.

Рекомендовані значення коефіцієнту $\psi_m = \frac{b_w}{t}$

Конструкція	ψ_m , не більші
Важко навантаженні точні передачі, вали, опори і корпуси підвищеної жорсткості: $H \leq 350 HB$ $H > 350 HB$	45...30 30...20
Звичайні передачі редукторного типу в окремому корпусі з достатньо жорсткими валами і опорами: $H \leq 350 HB$ $H > 350 HB$	30...20 20...15
Грубі передачі або з погано обробленими колесами (литими), а також відкриті передачі з консольними валами, рухомі колеса коробок швидкостей	15...10
Примітки: Нижні значення ψ_m для повторно-короткочасових режимів роботи, значного перевантаження і середніх швидкостей; нижні значення ψ_m - для тривалих режимів роботи, невеликих перевантажень і високих швидкостей.	

Контрольні запитання

1. Як визначається розрахункове навантаження прямозубчастих зубчастих передач?
2. Що таке коефіцієнт ширини вінця відносно дільного діаметра шестерні?
3. Дайте характеристику сил в зачепленні прямозубчастої циліндричної передачі.
4. Запишіть математичний вираз для визначення колової сили прямозубчастої циліндричної передачі.

5. Запишіть математичний вираз для визначення радіальної сили прямозубчастої циліндричної передачі.

6. Запишіть математичний вираз для визначення нормальної сили прямозубчастої циліндричної передачі.

7. Наведіть рівняння для перевірного розрахунку міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за контактною напругою.

8. Проаналізуйте це рівняння.

9. Наведіть формулу для проектного розрахунку міжосьової відстані прямозубчастої циліндричної передачі. Проаналізуйте цю формулу.

10. Для якого зубчастого колеса проводять розрахунки міцності за контактною напругою?

11. Наведіть формулу для перевірного розрахунку міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за напругою згинання.

12. Проаналізуйте цю формулу.

5 ЦИЛІНДРИЧНІ КОСОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Особливості геометрії та роботи косозубчастих циліндричних передач

Геометричні параметри. Зуби косозубчастих коліс (рисунки 5.1-5.2) утворюють з твірною ділильного циліндра кут β . При цьому профіль косоного зуба в нормальному перерізі $n - n$ співпадає з профілем зуба прямозубої циліндричної передачі. Модуль m_n у цьому перерізі стандартний.

У торцевому перерізі $t - t$ параметри косоного зуба змінюються залежно від кута β таким чином:

коловий	крок
$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta};$	(5.1)

коловий	модуль
$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta};$	(5.2)

ділильний діаметр	$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$	(5.3)
-------------------	---	-------

Форму косоного зуба в нормальному перерізі прийнято визначати через параметри еквівалентного прямозубчастого колеса (рис. 5.3).

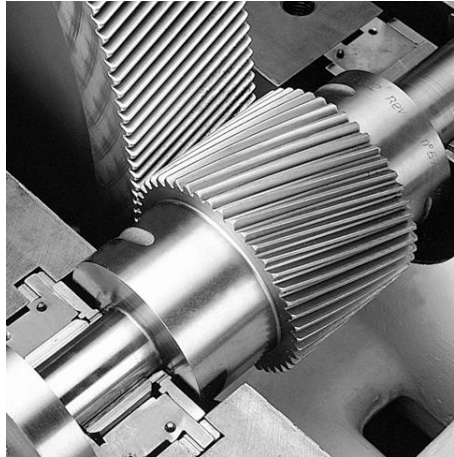


Рис. 5.1. Загальний вигляд косозубчастої циліндричної передачі

Нормальний до напрямку зуба переріз колеса по ділительному діаметру $n-n$ утворює еліпс із півсями $c = r$ та $t = r/\cos\beta$, де $r = d/2$. У зачепленні пари коліс беруть участь зуби, розміщені на малій осі еліпса. Радіус кривизни еліпса на малій осі (див. геометрію еліпса)

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

Відповідно до цього діаметр еквівалентного прямозубчастого колеса

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}, \quad (5.4)$$

а число зубів

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta}, \quad (5.5)$$

або

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (5.6)$$

Зростання еквівалентних параметрів d_v і z_v косозубчастих циліндричних передач із збільшенням кута β є однією із причин підвищення їх міцності.

Крім того, у косозубчастих передачах спостерігається багатопарність зачеплення, зменшення рівня шуму тощо. Тому в сучасних машинах косозубчасті передачі мають переважне поширення.

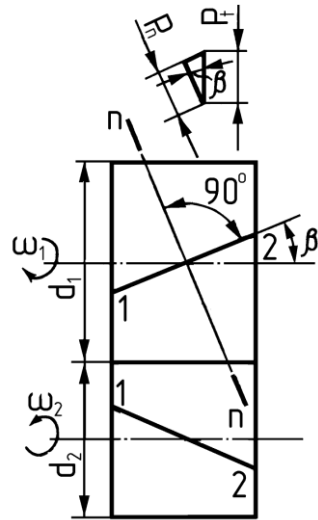


Рис. 5.2. До розрахунку геометричних параметрів косозубчастих циліндричних передач

Багатопарність і плавність зачеплення. На відміну від прямозубих коліс косі зуби входять у зачеплення не відразу за всюєю довжиною, а поступово (див. рис. 5.2). Зачеплення поширюється у напрямку від т. 1 до т. 2. Косозубчасте зачеплення не має зони однопарного зачеплення, тут зуби навантажуються поступово у міру заходу їх в поле зачеплення, а в зачепленні знаходяться мінімум дві пари зубів.

Сумарна довжина контактних ліній косозубчастих коліс

$$l_{\Sigma} = \frac{b_w \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta}, \quad (5.7)$$

де - ε_{Σ} - коефіцієнт торцевого перекриття (див. (3.6)).

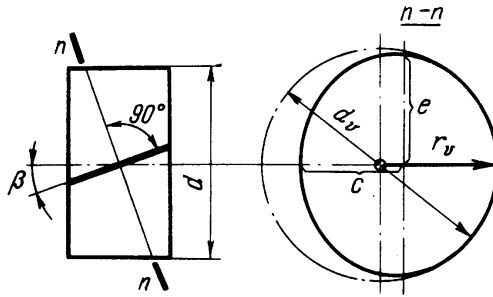


Рис. 5.3. Визначення форми косоного зуба в нормальному перерізі через параметри еквівалентного прямозубчастого колеса

Для прямозубих передач рекомендується $\varepsilon_{\Sigma} \geq 1,2$, для косозубчастих передач $\varepsilon_{\Sigma} \geq 1$.

Величина сумарної довжини контактних ліній l_{Σ} зростає із збільшенням кута β , але при цьому зростають осьові навантаження опор, тому приймають $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронних коліс β зростає до $25 \dots 40^\circ$.

На боковій поверхні косоного зуба лінія контакту розміщується під деяким кутом λ (рис. 5.4, зліва), який зростає при збільшенні кута β . Під час руху коліс лінія контакту переміщується від нижнього положення до верхнього (рис. 5.4, справа). Нижнє положення небезпечне

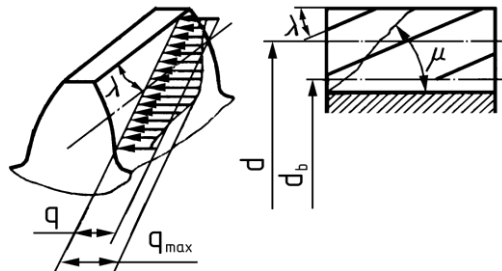


Рис. 5.4. Розміщення лінії контакту на боковій поверхні косоного зуба

для міцності зуба, крайня частина зуба може відломитися.

Тріщина втомленості створюється біля кореня зуба в місці концентрації напруги, а потім поширюється під кутом μ .

5.2 Сили в зачепленні

В косозубчастій передачі нормальну силу F_n розкладають на три складові сили (рис. 5.5):

колову силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (5.8)$$

радіальну силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (5.9)$$

осьову силу

$$F_a = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}. \quad (5.10)$$

У свою чергу нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (5.11)$$

Наявність осьового навантаження опор F_a у косозубчастих передачах є їх недоліком, який усувається в шевронній передачі (див. рис. 3.1, в, а також рисунки 5.6-5,7). Шевронна передача подібна до здвоєної косозубчастої передачі з протилежним напрямком зубів у кожній із них. Осьові

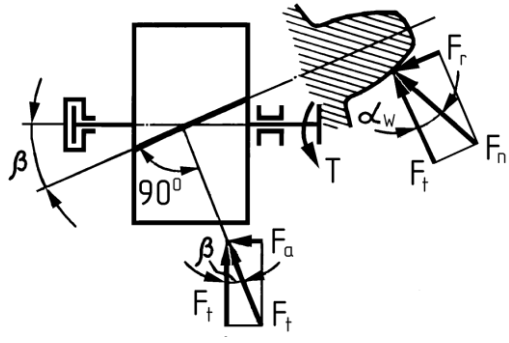


Рис. 5.5. Сили в зачепленні косозубчастої передачі

сили шевронної передачі врівноважуються безпосередньо на зубчастому колесі.



Рис. 5.6. Загальний вид шевронного колеса

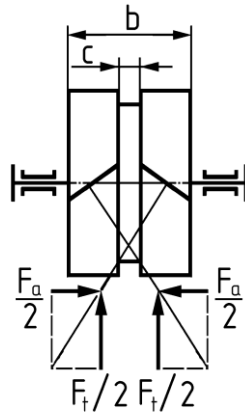


Рис. 5.7. Врівноваження осевих сил шевронної передачі

5.3 Розрахунок міцності косозубчастих та шевронних циліндричних передач

Розрахунок міцності зубів за контактною напругою.

Питоме навантаження із урахуванням формули (4.1) дорівнює

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H K_{H\alpha}}{b_w \varepsilon_\alpha \cos \alpha}, \quad (5.12)$$

де $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів.

За аналогією із прямозубчастим колесом, виражаючи значення d_{w1} через діаметр еквівалентного колеса d_{v1} (5.4), одержимо

$$\frac{1}{\rho_{pd}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right). \quad (5.13)$$

Порівнюючи відношення $\frac{q}{\rho_{зв}}$ формули (2.7) для прямозубчастих і косозубчастих коліс, одержимо

$$\frac{q}{\rho_{зв}} = \left(\frac{q}{\rho_{зв}} \right)_{нрм} K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}$$

Таблиця 5.1.

Значення коефіцієнтів нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$

Колова швидкість v , м/с	Ступінь точності	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Вище 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Вище 5 до 10	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

або

$$(\sigma_H)_{кос} = (\sigma_P)_{нрм} \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}}. \quad (5.14)$$

Позначимо частину рівняння як

$$z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} \quad (5.15)$$

і дамо йому назву - коефіцієнт підвищення міцності косозубчастих передач за контактною напругою.

Відповідно до формули (4.10) для косозубчастих передач, одержимо умову міцності за контактною напругою

$$\sigma_H = 1,18 z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{3\beta} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (5.16)$$

Для проектних розрахунків беруть $z_{H\beta} = 0,85$ ($\beta = 12^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,5$; $K_{H\alpha} = 1,1$) і одержують значення міжосьової відстані

$$a = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{3\beta} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (5.17)$$

Розрахунок міцності зубів за згинальною напругою виконують за аналогією із прямозубчастими передачами з урахуванням збільшення міцності косозубчастих передач. При цьому формули (4.14) і (4.12) для косозубчастих передач набувають такого вигляду:

для перевірного розрахунку

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F z_{F\beta}}{b_w m} \leq [\sigma_F]; \quad (5.18)$$

для проектного розрахунку

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_{F\beta} Y_F z_{F\beta}}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (5.19)$$

де $Z_{F\beta}$ - коефіцієнт підвищення міцності косозубчастих передач за згинальною напругою,

$$z_{F\beta} = K_{F\alpha} Y_\beta / \varepsilon_\alpha, \quad (5.20)$$

де $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів; Y_β - коефіцієнт, який урахує підвищення згинальної міцності косозубчастих коліс через нахил контактної лінії до основи зубів і нерівномірний розподіл навантаження, $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140$; коефіцієнт форми зуба Y_F вибирається за еквівалентним числом зубів Z_v (7.24). Зна-

чення параметрів Z_I , ψ_m – такі ж, як і для прямозубчастих передач.

Контрольні запитання

1. Які особливості конструкції косозубчастих циліндричних передач Ви знаєте?
2. Які особливості розрахунку косозубчастих циліндричних передач Ви знаєте?
3. Охарактеризуйте явище багатопарності косозубчастих циліндричних передач.
4. Як і з якою метою роблять заміну косозубчастих циліндричних коліс еквівалентними прямозубчастими?
5. За рахунок чого підвищується навантажувальна здатність косозубчастих циліндричних передач порівняно із прямозубчастими?
6. Які сили діють в зачепленні косозубчастої циліндричної передачі?
7. Напишіть математичний вираз для оцінки колової сили косозубчастої циліндричної передачі.
8. Напишіть математичний вираз для оцінки радіальної сили косозубчастої циліндричної передачі.
9. Напишіть математичний вираз для оцінки осьової сили косозубчастої циліндричної передачі.
10. Напишіть математичний вираз для оцінки нормальної сили косозубчастої циліндричної передачі.
11. Які особливості має розрахунок міцності зубів косозубчастої циліндричної передачі за контактною напругою?
12. Які особливості має розрахунок міцності зубів косозубчастої циліндричної передачі за напругою згинання?
13. Які переваги має шевронна передача?
14. Опишіть конструктивні особливості шевронної передачі.

6 КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

6.1 Загальні відомості

Конічні зубчасті колеса (див. рис. 3.1, д, та рис. 6.1) використовують у передачах, осі валів яких розміщено під кутом Σ , який частіше всього дорівнює 90° . Конічні передачі складніші, ніж циліндричні при виготовленні і монтажі, мають більшу масу. Одне із коліс передачі, як правило це шестерня, розміщується консольно; при цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження за довжиною зуба. Осьові сили, які виникають в передачі, ускладнюють конструкцію опор. Все це приводить до того, що навантажувальна здатність конічної прямозубчастої передачі складає лише 85% навантажувальної здатності циліндричної передачі.



Рис. 6.1. Вигляд конічної прямозубчастої передачі

Конічні передачі використовуються в машинобудуванні в тих випадках, коли за умов компоновки привода вали необхідно розмішувати під кутом.

Конічні колеса виготовляють із прямими, тангенціальними, круговими та іншими зубами. Прямозубчасті конічні колеса використовують при невисоких колових швидкостях (до 8 м/с) як найбільш прості при виготовленні і монтажі.

6.2 Основні геометричні параметри

Аналогами початкових і ділительних циліндрів циліндричних передач для конічних передач є початкові і ділительні конуси з кутами δ_1 і δ_2 (рис. 6.2). При коефіцієнтах зміщення інструмента $x_1 + x_2 = 0$, початкові і ділительні конуси збігаються.

Конуси, твірні яких перпендикулярні твірним ділительних конусів, називаються додатковими.

Переріз зубів додатковим конусом називають торцевим перерізом. Розрізняють зовнішній (індекс e), середній (індекс m) і внутрішній торцеві перерізи.

Розміри за зовнішнім перерізом зручні для вимірювання параметрів коліс, їх вказують на кресленні. Розміри за середнім перерізом використовують при силових розрахунках передач. Залежності розмірів в середньому і зовнішньому торцевих перерізах (рис. 6.3):

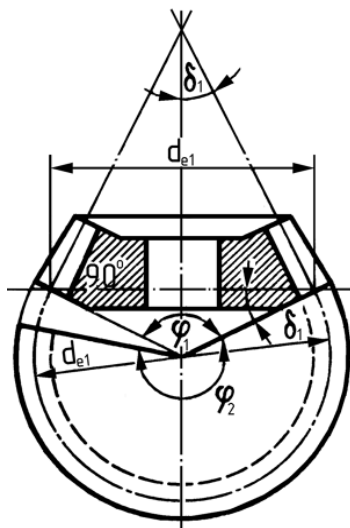


Рис. 6.2. Основні геометричні параметри конічних передач

$$R_e = R_m + 0,5b; \quad m_e = \frac{m_m R_e}{R_m}. \quad (6.1)$$

Для коліс прямозубчастих передач торцевий $t-t$ і нормальний $n-n$ перерізи збігаються, тому для торцевого та нормального модулів справедлива рівність модулів $m_{te} = m_{ne}$; їх рекомендується округлювати до стандартного значення, але це не обов'язково.

Передаточне число конічних передач u визначаються за аналогією із циліндричними передачами:

$$u = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (6.2)$$

Якщо виразити діаметри конічних коліс d_1 і d_2 через конусну відстань R і кути ділительних конусів δ_1 і δ_2 , то

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

а при $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (6.3)$$

6.3 Сили в зачепленні прямозубчастої конічної передачі

Нормальну силу F_n , яка діє в зачепленні прямозубчастої конічної передачі, розкладають на такі складові (рис. 6.4):

- колову F_t , яка діє вздовж нормалі до профіля зуба,
- радіальну силу F_r ,
- осьову силу F_a .

Для визначення складових сили F_n останню розкладають на колову F_t і допоміжну силу F'_r . У свою чергу допоміжна сила F'_r розкладається на осьову F_a і радіальну F_r сили.

Залежності між цими силами такі:

$$F_t = 2T_1/d_m; \quad (6.4)$$

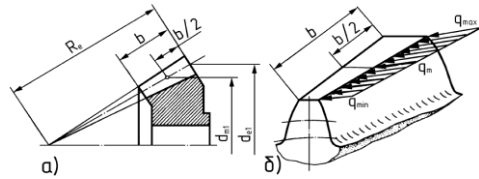


Рис. 6.3. Залежності розмірів конічного колеса в середньому і зовнішньому торцевих перерізах

$$F_n = F_t / \cos \alpha; \quad (6.5)$$

$$F_r' = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad (6.6)$$

$$F_r = F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (6.7)$$

$$F_a = F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \quad (6.8)$$

Для колеса напрямок сил протилежний вказаному для шестерні: осьова сила F_a розглядається як радіальна, радіальна F_r – як осьова сила.

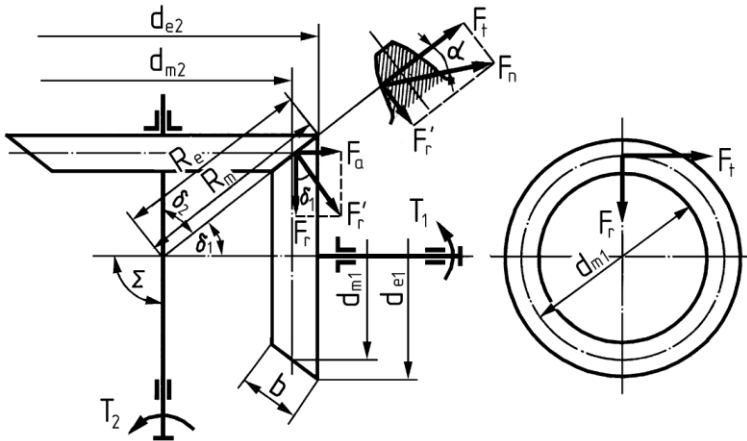


Рис. 6.4. Сили в зачепленні прямозубчастої конічної передачі

6.4 Розрахунок міцності прямозубчастої конічної передачі

При розрахунках конічних передач на міцність виконують зведення *прямозубчастого конічного колеса до еквівалентного прямозубчастого циліндричного колеса*. При цьому вважають, що форма зуба конічного колеса в нор-

мальному перерізі додатковим конусом φ_1 така ж (див. рис. 3.1), як і в циліндричного колеса.

Еквівалентне циліндричне колесо знаходиться як розгортка додаткового конуса, яка обмежена кутом φ_2 (див. рис. 6.3).

Діаметри еквівалентних циліндричних коліс для шестерні d_{ve1} та колеса d_{ve2} конічної передачі знаходяться відповідно за формулами

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (6.9)$$

Виразивши діаметри коліс через число зубів z і модуль m , знайдемо загальне рівняння

$$z_v m_e = z m_e / \cos \delta,$$

тобто число зубів еквівалентних коліс можна знайти із формул

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1, \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (6.10)$$

Розрахунок міцності зубів прямозубчастої конічної передачі за контактною напругою. Значення приведенного радіуса ρ_{np} (2.1) для середнього перерізу зуба розраховують за діаметрами еквівалентних коліс (6.9):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{зв}} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \\ &= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right). \end{aligned} \quad (6.11)$$

Враховуючи зв'язок тригонометричних функцій, знаходимо

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad (6.12)$$

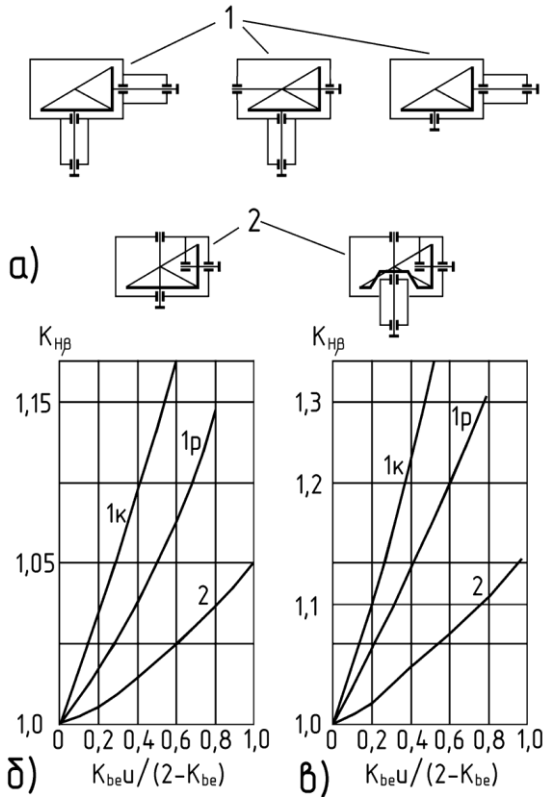


Рис. 6.5. Графіки для визначення коефіцієнтів концентрації навантаження

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}. \quad (6.13)$$

Після підстановки і нескладних перетворень одержимо:

$$\frac{1}{\rho_{3\beta}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (6.14)$$

Умова міцності зубів прямозубчастої конічної передачі за критерієм контактної напруги набуде такого вигляду:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{3\beta} T_1 K_H}{\nu_H d_{m1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (6.15)$$

де ν_H - дослідний коефіцієнт, $\nu_H = 0,85$; K_H - коефіцієнт розрахункового навантаження; d_{m1} - діаметр середнього торцевого перерізу конічного колеса.

Коефіцієнти розрахункового навантаження K_H і K_F знаходяться за аналогією коефіцієнтів формули (4.1), значення коефіцієнтів K_{HV} і $K_{F\beta}$ - за таблицею 4.2 із пониженням точності на один ступінь проти фактичного, $K_{H\beta}$ - за графіками рис. 6.5; при чому на рис. 6.5, а - номери кривих відповідають схемам передач: 1к - кулькові, 1р - роликові опори; на рис. 6.5, б - при твердості робочих поверхонь зубів хоч би у одного із коліс пари $H \leq 350 \text{ HB}$; 6.5, в - при твердості робочих поверхонь зубів коліс пари $H > 350 \text{ HB}$.

Для проектних розрахунків, зробивши ряд припущень, вираз (6.15) перетворюють на такий, який дозволяє визначити діаметр зовнішнього перерізу

$$d_{e2} = 2,93 \sqrt{\frac{E_{3\beta} T_2 u K_{H\beta}}{\nu_H [\sigma_H]^2}}. \quad (6.16)$$

Розрахунок міцності зубів прямозубчастої конічної передачі за згинальною напругою проводиться за середнім перерізом.

За аналогією до прямозубчастої циліндричної передачі (4.19) умова міцності зубів прямозубчастої конічної передачі за згинальною напругою запишеться так:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\nu_F b_w m_m} \leq [\sigma_F], \quad (6.17)$$

де v_F - дослідний коефіцієнт, що визначає зниження міцності конічної прямозубої передачі порівняно з циліндричною передачею, $v_F = 0,85$; m_m - модуль в середньому нормальному перерізі зуба; Y_F - коефіцієнт форми зуба; визначається відповідно до еквівалентного числа зубів Z_v (див. табл. 4.4); K_F - коефіцієнт розрахункового навантаження.

6.5 Особливості розрахунків конічних зубчастих передач із непрямыми зубами

В машинобудуванні використовуються конічні передачі з тангенціальними та круговими зубами (див. рис. 3.1, *е, ж*).

У конічних колесах із тангенціальними зубами (рис. 6.6, *а*) лінія зубів направлена за дотичною до деякого додаткового кола радіуса e і утворює з твірною конуса кут нахилу β , при цьому кут $\beta = 25...30^\circ$. Колова швидкість таких коліс досягає 15 м/с. У силових передачах ефективні колеса з тангенціальними зубами при $t \geq 8$ м/с.

У конічних колесах із круговими зубами (рис. 6.6, *б*) лінія зубів має форму дуги кола, по якому рухається інструмент при нарізуванні зубів. Кут нахилу β кругового зуба змінний для різних перерізів зуба. За розрахунковий беруть кут нахилу зубів на колі середнього діаметра колеса. Для коліс із круговими зубами $\beta \approx 35^\circ$. Конічні зубчасті передачі з круговими зубами використовують у трансмісіях транспортних машин, у верстатобудуванні. Їх колова швидкість досягає 30 м/с.

Розрахунки на міцність конічних передач із непрямыми зубами можна виконати за формулами (9.11), (9.16), (9.17), враховуючи деякі особливості при виборі розрахункових коефіцієнтів. Перевагу мають методи розрахунку, розроблені фірмою зуборізних верстатів "Глісон" (США).

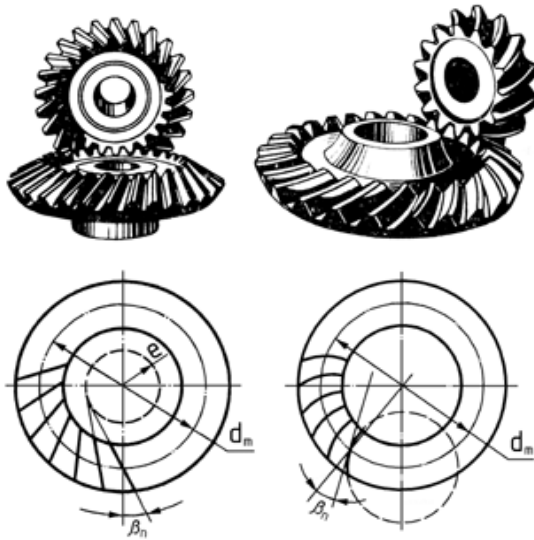


Рис. 6.6. Конічні передачі: *a* – з тангенціальними зубами; *б* – з круговими зубами

Контрольні запитання

1. Дайте загальну характеристику конічних зубчастих передач.
2. З якими зубами використовують конічні зубчасті передачі?
3. Назвіть область використання, переваги та недоліки конічних зубчастих передач.
4. Назвіть основні геометричні параметри конічних зубчастих передач із прямими зубами.
5. Які сили діють у зачепленні прямозубчастої конічної передачі?
6. Як знаходиться колова сила прямозубчастої конічної передачі?

7. Як знаходиться радіальна сила прямозубчастої конічної передачі?

8. Як знаходиться осьова сила прямозубчастої конічної передачі?

9. З якою метою роблять зведення прямозубчастого конічного колеса до еквівалентного прямозубчастого циліндричного?

10. Як знаходяться діаметри еквівалентних прямозубчастих циліндричних коліс?

11. Як знаходиться число зубів еквівалентних прямозубчастих циліндричних коліс?

12. За якими параметрами ведеться розрахунок міцності прямозубчастої конічної передачі за контактною напругою?

13. Наведіть формулу розрахунку міцності прямозубчастої конічної передачі за контактною напругою і проаналізуйте її.

14. За якими параметрами ведеться розрахунок міцності прямозубчастої конічної передачі за напругою згинання?

15. Наведіть формулу розрахунку міцності прямозубчастої конічної передачі за напругою згинання і проаналізуйте її.

16. Які типи конічних передач із непрямыми зубами ви знаєте?

17. Опишіть особливості конструкції конічних передач із тангенціальними зубами.

18. Опишіть особливості конструкції конічних передач із круговими зубами.

19. Опишіть особливості розрахунку міцності конічних передач із непрямыми зубами.

7 МАТЕРІАЛИ ТА ДОПУСТИМА НАПРУГА В РОЗРАХУНКАХ МІЦНОСТІ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

7.1 Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Практикою експлуатації і дослідженнями зубчастих передач встановлено, що навантаження, яке допускається за контактною міцністю зубів, визначається в основному твердістю матеріалу.

Високу твердість і інші механічні характеристики мають сталі, які піддаються термообробці. Сталі - це основний матеріал для виготовлення зубчастих коліс, які мають високу навантажувальну здатність, малі габарити і масу. Широко використовують якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50, сталі із підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Залежно від твердості або термообробки розрізняють дві основні групи сталей:

- перша група сталей з твердістю $H \leq 350 HB$; із сталей цієї групи виготовляються зубчасті колеса нормалізовані або поліпшені;

- друга група сталей з твердістю $H > 350 HB$ - із сталей цієї групи виготовляються зубчасті колеса з об'ємним гартуванням, гартуванням ТВЧ, цементацією, азотуванням та ін.

Використання сталей твердістю $H \leq 350 HB$ дозволяє виконувати чистове нарізання зубів після термообробки заготовки. Колеса цієї групи добре припрацьовуються, не

піддаються крихкому руйнуванню при динамічному навантаженні.

Для кращого припрацювання зубів твердість шестерні H_1 рекомендують призначати більше твердості колеса H_2 не менше, як на 10...15, а іноді і на 80 одиниць HV .

Ці сталі використовуються в умовах індивідуального і дрібносерійного виробництва, в мало- і середньонавантажених передачах, в передачах з великими габаритними розмірами коліс, термічна обробка яких утруднена.

При використанні матеріалів другої групи з твердістю $H > 350 HV$ допустима контактна напруга збільшується до двох разів, а навантажувальна здатність передачі - до чотирьох разів порівняно з нормалізованими або поліпшеними сталями. Зростає також стійкість проти спрацювання і заїдання.

Однак технологія їх виготовлення ускладнена: після нарізання зубчастих коліс їх необхідно піддавати термообробці, в результаті якої виникає значне короблення зубів. Для виправлення форми зубів необхідне виконання додаткових операцій: шліфування, притирка, обкатування тощо. Колеса високої твердості погано припрацьовуються, тому вони потребують підвищеної точності виготовлення, підвищеної жорсткості валів і опор.

Використовуються для виробів крупносерійного і масового виробництва.

Для виготовлення крупногабаритних тихохідних коліс і коліс відкритих зубчастих передач використовують чавун. Чавун добре протистоїть викришуванню від втомленості і заїданню при недостатньому змащенні, він дешевий, має хороші ливарні властивості. Основний недолік: понижена міцність за напругою згинання.

Використовують сірий, магнієвий, модифіковані чавуни. Останній конкурує із сталевим литвом і в закритих передачах.

Пластмаси (текстоліт, лігнофоль, капрон) використовують для малонавантажених і кінематичних передач. Як правило, із пластмаси виготовляють одне зубчасте колесо із пари. В силових передачах пластмасові колеса використовують для забезпечення безшумної роботи високошвидкісної передачі, коли важко забезпечити точне розміщення валів.

7.2 Допустима напруга в розрахунках міцності зубчастих передач

Допустима контактна напруга при розрахунках на втомленість визначається на базі кривих втомленості (див. рис. 2.4). Допустима контактна напруга

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} \cdot K_{HL}, \quad (7.1)$$

де σ_{H0} - границя витривалості матеріалу коліс при віднульовому циклі навантаження; s_H - коефіцієнт безпеки; K_{HL} - коефіцієнт довговічності.

Границя витривалості σ_{H0} при віднульовому циклі навантаження знаходиться за табл. 7.1 або табл. 8.9 [9].

Для зубів із сталі твердістю (180...350) *HB*

- після нормалізації або поліпшення

$$\sigma_{H0} = 2HB + 70, \text{ МПа}; \quad (7.2)$$

- після об'ємного гартування зубів до твердості (35...45) *HRC*

$$\sigma_{H0} = 18HRC + 150, \text{ МПа}. \quad (7.3)$$

Коефіцієнт безпеки при нормалізації, поліпшенні та об'ємному гартуванні (однорідна структура за об'ємом) $s_H = 1,1$; при поверхневому гартуванні, цементації і т.п. (неоднорідна структура) $s_H = 1,2$.

Таблиця 7.1. Механічні характеристики матеріалів зубчастих коліс

Термо-обробка	Твердість зубів		Група сталей	σ_{H0}^{**} , МПа	S_H	σ_{F0}^{**} , МПа	S_F	$[\sigma_H]_{\max}^{**}$, МПа	$[\sigma_F]_{\max}^{**}$, МПа
	На поверхні	В сердцевині							
Нормалізація, покращення	180...350 HB		40;45;40X; 40XH;45XЦ; 35XM та ін.	2 HB+70	1,1	1,8 HB	1,75	2,8 σ_T	2,74 HB
Об'ємне гартування	45...35 HRC		40X;40XH; 45XЦ; 36XM та ін.	18 HRC+ +150		550			1400
Гартування с.в.ч. по всьому контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм*)	56...63 HRC	25...55 HRC	55ПП;У6; 35XM;	17HRC _П ОВ +200	900	40 HRC _{ПОВ}	1,75	1260	
	45...55 HRC	>>	40X; 40XH; та ін.		650			>>	
Гартування с.в.ч. крізне з охопленням западин (модуль $m_n < 3$ мм*)	45...55 HRC	45...55 HRC	35XM;40X; 40XH; та ін.	17HRC _П ОВ+200	550			1430	
Азотування	55...67 HRC	24...40 HRC	35XЮА; 38XМЮА; 40X;40XФ	1050	12HRC _{СЕРД} Ц+ +300		1,75	40HRC _П ОВ	1000
	50...59 HRC	>>	А;40XНМ А та ін.	>>		30HRC _П ОВ		>>	
Цементация і гартування	55...63 HRC	30...45 HRC	Сталі усіх марок, що цементуються	23HRC _П ОВ	1,2	750	1,5	40HRC _П ОВ	1200
Нітроцементация і гартування	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденові сталі 25ХГМ, 25ХГНМ			1000			1520
			Безмолибденові сталі 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х та ін.	750					

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив строку служби і режиму навантаження передачі.

Коефіцієнт довговічності K_{HL} знаходиться за формулою

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} \geq 1, \text{ але } \leq 2,4, \quad (7.4)$$

де N_{H0} - базове число циклів навантаження; N_{Hi} - число циклів в i -му режимі.

Для тривало працюючих передач $N_{Hi} > N_{H0}$, а коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$.

Базове число циклів залежить від середньої твердості поверхні зубів

$$N_{H0} = 30(HB)^{2,4}. \quad (7.5)$$

Число циклів при постійному режимі навантаження $N_{Hi} = N_H$ розраховується за формулою

$$N_H = 60nct, \quad (7.6)$$

де n - частота обертання зубчастого колеса, хв^{-1} ; c - число зачеплень зуба за один оберт (дорівнює числу коліс, які знаходяться в зачепленні); t - число годин роботи передачі за розрахунковий строк служби.

При змінних режимах навантаження розрахунок коефіцієнта довговічності K_{HL} виконують за еквівалентним числом циклів N_{HE} . При цьому величину N_{Hi} в (7.4) замінюють на величину N_{HE} :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ але } \leq 2,4, \quad (7.7)$$

Еквівалентне число циклів

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}, \quad (7.8)$$

де K_{HE} - коефіцієнт еквівалентної довговічності, який визначають в залежності від типу режиму навантаження (див. табл. 7.2, або табл. 8.10 [9]); N_{Σ} - сумарне число циклів навантаження за розрахунковий строк служби передачі.

Існує 6 типових режимів навантаження (рис. 7.1; ГОСТ 21354-87): *0* - постійний; *I* - важкий; *II* - середній рівномірний; *III* - середній нормальний; *IV* - легкий; *V* - особливо легкий. На рис. 7.1 позначено: T_i - поточне значення моменту навантаження; T_{max} -

максимальний із моментів, який урахують при розрахунках; ΣN_i - число циклів при роботі з моментами рівними і більшими T_i ; N_{Σ} - сумарне число циклів за розрахунковий строк служби передачі.

Таблиця 7.2.

**Коефіцієнт еквівалентного навантаження
довговічності зубчастих передач**

Режим роботи	Розрахунок за контактною втомленістю			Розрахунок за згинальною втомленістю					
	Термообробка	$m/2$	K_{HE}	Термообробка	m	K_{FE}	Термообробка	m	K_{FE}
0	Будь яка	3	1,0	Покращення, нормалізація, азотування	6	1,0	Гартування об'ємне, поверхневе, цементування	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18			0,06			0,04
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

При визначенні режиму навантаження фактичну циклограму замінюють циклограмою, на якій розрахункові навантаження розміщують послідовно в порядку зменшення їх значення, а потім ступінчасту циклограму замінюють плавною обвідною кривою і за цією кривою вибирають номер типового режиму навантаження.

Сумарне число циклів навантаження

$$N_{\Sigma} = cnt_{\Sigma}, \quad (7.9)$$

де c і n як і в (7.6); t_{Σ} - сумарний строк служби (ресурс передачі),

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_p \cdot 24 \cdot K_d, \quad (7.10)$$

де L - строк служби, роки; K_p і K_d - відповідно коефіцієнти використання передачі протягом року і доби.

Для прямо- і косозубчастих передач, із твердістю $H > 350 HB$ за розрахункову контактну напругу беруть менше із двох значень $[\sigma_H]_1$ та $[\sigma_H]_2$, розрахованих для зубів шестерні (індекс 1) та колеса (індекс 2).

Для косозубчастих передач із твердістю $H < 350 \text{ HB}$ хоча б одного із коліс за розрахункову допустиму контактну напругу беруть

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (7.11)$$

при виконанні умови:

$[\sigma_H] \geq 1,23[\sigma_H]_{\min}$ - для циліндричних косозубчастих та шевронних передач;

$[\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_{\min}$ - для конічних зубчастих передач;

тут $[\sigma_H]_{\min}$ менше значення із двох значень $[\sigma_H]_1$ та $[\sigma_H]_2$.

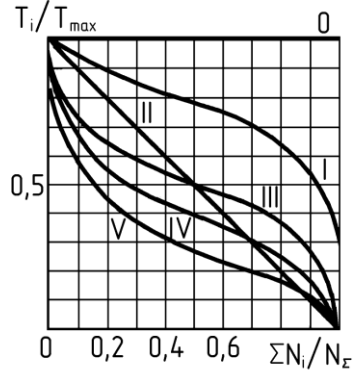


Рис. 7.1. Графік типових режимів навантаження зубчастих передач

Допустима згинальна напруга при розрахунках на втомленість

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FH0}}{s_F} \cdot K_{FC} K_{FL}, \quad (7.12)$$

де σ_{FH0} - границя витривалості зубів за згинальною напругою (див. табл. 7.1, а також табл. 8.9 [9]); s_F - коефіцієнт безпеки, $s_F = 1,55 \dots 1,75$ (див. табл. 7.1, а також табл. 8.9 [9]); K_{FC} - коефіцієнт, який урахує вплив двостороннього прикладення навантаження, $K_{FC} = 1$ - одностороннє навантаження; $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ - реверсивне навантаження; K_{FL} - коефіцієнт довговічності (розрахунок аналогічний розрахунку коефіцієнта K_{HL}).

Границя витривалості зубів за згинальною напругою σ_{FH0} знаходиться так:

- при нормалізації та поліпшені сталі

$$\sigma_{F0} = 1,8 \cdot HB, \text{ МПа}; \quad (7.13)$$

- при об'ємному гартувані сталі

$$\sigma_{F0} = 550, \text{ МПа}; \quad (7.14)$$

- при СВЧ по контуру

$$\sigma_{F0} = 900, \text{ МПа}. \quad (7.15)$$

При твердості сталі $H \leq 350 \text{ HB}$, а також для зубчастих коліс із шліфованою перехідною поверхнею зубів коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ але } \leq 2. \quad (7.16)$$

При $H > 350 \text{ HB}$ і для коліс із нешліфованою поверхнею коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ але } \leq 1,6, \quad (7.17)$$

де N_{F0} - базове число циклів навантаження; для всіх сталей $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} - еквівалентне число циклів навантаження.

При постійному режимі навантаження N_{FE} знаходять за формулою (7.6), при змінному типовому режимі за формулою

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}, \quad (7.18)$$

де K_{FE} - коефіцієнт еквівалентного динамічного навантаження (табл. 7.3, а також табл. 8.10.[9]); N_{Σ} - знаходиться за формулою (7.9).

Для тривалопрацюючих передач (при $N_{FE} \succ N_{F0}$) приймають $K_{FL} = 1$.

Перевірки статичної міцності зубів при перевантаженні передач. Короткочасне перевантаження передачі максимальним (піковим) моментом T_{max} може привести до втрати статичної міцності зубів. Тому необхідна перевірка

не тільки опору втомленості зубів, а й їх статичної міцності.

Умова статичної міцності за контактною напругою σ_{Hmax} при перевантаженні максимальним моментом T_{max} записується такою формулою:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (7.19)$$

де σ_H і T_{max} – відповідно розрахункові контактна напруга і обертовий момент; $[\sigma_H]_{max}$ - максимальна допустима контактна напруга.

Максимальний (піковий) момент T_{max} визначають експериментально або за галузевими рекомендаціями (наприклад, для очисних комбайнів – за ОСТ 12.44.093-77 Мінвуглепрму СРСР). Для приблизних розрахунків можна прийняти

$$T_{\max} = K_{\partial H} T, \quad (7.20)$$

де $K_{\partial H}$ - коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження (табл. 7.3, а також табл.0.1 [9]).

Умова статичної міцності за згинальною напругою σ_{Hmax} при перевантаженні максимальним моментом T_{max} записується такою формулою:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (7.21)$$

де - σ_F згинальна напруга при розрахунках на втомленість; $[\sigma_H]_{max}$ - гранична допустима згинальна напруга; при $H < 350 HB$ - $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_m$ і при $H > 350 HB$ - $[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_e$ (σ_e - границя міцності матеріалу).

Максимальна допустима контактна напруга. $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_m$ - при нормалізації, поліпшенні, об'ємному гартуванні зубів (σ_m - границя текучості матеріалу);

$[\sigma_H]_{\max} = 40HRC$ - при цементації, гартуванні СВЧ, азотуванні зубів.

Таблиця 7.3.

Коефіцієнти динамічного навантаження машин та обладнання

Вид робочої машини та умови експлуатації	Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{дн}$
Приводи з асинхронним електродвигуном при пуску	2,5...5,0
Головний привод токарних верстатів з асинхронним електродвигуном	1,8...4,0
Лебідки, стругальні та довбальні верстати, скребкові транспортери, фрикційні преси	1,5...2,5
Вантажопідйомні машини: механізми підйому	1,2...2,0
механізми пересування	1,5...4,0
Вентилятори, компресори	1,4...1,8
Електричний транспорт	1,6...2,5
Каменедробарки	2,0...3,5
Млини, глином'ялки, змішувачі в'язких мас	1,8...2,2
Кривошипно-повзунні, ексцентрикові механізми	1,8...3,0
Прокатні стани (удари при захваті)	2,5...6,0

Контрольні запитання

1. Які матеріали використовуються для виготовлення зубчастих коліс?
2. Які дві групи сталей використовуються для виготовлення зубчастих коліс?
3. Назвіть переваги і недоліки кожної групи сталей.

4. Як визначається допустима контактна напруга при розрахунках на втомленість зубчастих коліс?
5. В яких випадках для виготовлення зубчастих коліс використовується чавун?
6. В яких випадках для виготовлення зубчастих коліс використовуються пластмаси?
7. За якою формулою визначається допустима контактна напруга при розрахунках на втомленість?
8. За якою формулою визначається границя витривалості матеріалу коліс при віднульовому циклі навантаження?
9. За якою формулою визначається коефіцієнт довговічності K_{HL} для тривалопрацюючих передач?
10. За якою формулою визначається допустима згинальна напруга при розрахунках на втомленість?
11. За якою формулою визначається границя витривалості матеріалу коліс за згинальною напругою?
12. Які існують типові режими навантаження зубчастих передач?
13. За якою формулою визначається коефіцієнт довговічності K_{FL} для тривало працюючих передач?
14. Як визначається допустима контактна напруга при перевантаженні максимальним моментом T_{max} ?
15. Як визначається допустима згинальна напруга при перевантаженні максимальним моментом T_{max} ?

8 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

8.1 Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач

Черв'ячні передачі належать до передач зачеплення з мимобіжними осями валів; передача складається із черв'яка у формі гвинта та черв'ячного колеса (рисунки 8.1-8.2). Передача обертового руху здійснюється за принципом гвинтової пари.

Черв'ячні передачі використовують у підйомно-транспортних машинах, верстатах, автомобілях та в інших машинах, в яких необхідне значне зниження швидкості обертання і передавання руху між мимобіжними валами, а також в ділільних механізмах для одержання значних передаточних чисел.

Зазвичай їх використовують при потужностях машин до 50...60 кВт, передавання більших потужностей не вигідно із-за великих втрат на тертя і нагрівання.

Переваги черв'ячних передач: можливість одержання великих передаточних відношень в одній передачі; плавність і безшум-

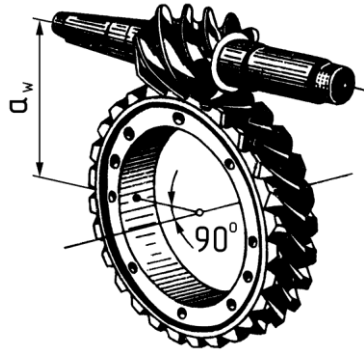


Рис. 8.1. Склад черв'ячної передачі

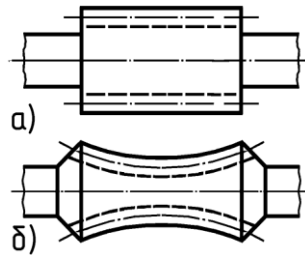


Рис. 8.2. Схема черв'яка:
а - циліндричного;
б - глободального

мність роботи при високих швидкостях; висока надійність і простота експлуатації; компактність; можливість точних ділильних переміщень; можливість самогальмування.

Недоліки: порівняно невисокий к.к.д. (0,7...0,85); підвищене спрацювання та нагрівання; схильність до заїдання; необхідність використання для виготовлення коліс дорогих антифрикційних матеріалів; недостатня, порівняно з зубчастими передачами, навантажувальна здатність.

Класифікація черв'ячних передач. За формою початкової поверхні черв'яка - циліндричні (рисунки 8.1, 8.2, а, 8.3) і глобoidні (рисунки 8.2, б, 8.4) черв'яки.

За формою профілю витків черв'яка у торцевій площині - конвольютні (ZN), евольвентні (ZJ), архімедові (ZA); у яких торцевий профіль витка є відповідно подовженою евольвентою, евольвентним колом, Архімедовою спіраллю тощо.

За розміщенням черв'яка щодо колеса - з нижнім, верхнім (рисунки 8.1, 8.3) та бічним (рис. 8.4) розміщенням черв'яка; при колових швидкостях черв'яка $v_1 \leq 5$ м/с використовують



Рис. 8.3. Зачеплення циліндричного черв'яка з колесом



Рис. 8.4. Зачеплення глобoidного черв'яка з колесом

схему з нижнім розміщенням черв'яка; $v_1 > 5$ м/с використовують схему з верхнім розміщенням черв'яка.

За конструктивним оформленням - закриті, які працюють у корпусі та відкриті черв'ячні передачі.

8.2 Геометричні параметри черв'ячних передач

Найбільш поширеними є Архімедові циліндричні черв'яки ZA - рисунки 8.1, 8.2, а, 8.3 та 8.5. Для цих черв'яків основними геометричними параметрами є профільний кут α та осьовий модуль $m = \frac{P}{\pi}$, де P - осьовий крок витків.

Стандартні значення модуля m :

1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм;

допускається використовувати модулі

m : 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14 мм.

Різьби черв'яків можуть бути одноходовими (рисунки 8.3-8.4) та багатоходовими (рис. 8.1 та 8.6).

Згідно ДСТУ 2458-94 число заходів $z_1 = 1$ використовують при передаточному відношенні $i \geq 30$; число заходів $z_1 = 2$ - при $i = 15...30$; число заходів $z_1 = 4$ - при $i = 8...15$.

Дільний діаметр черв'яка d_1 зв'язаний із модулем m коефіцієнтом діаметра черв'яка $q = \frac{d_1}{m}$. Значення коефіцієнта

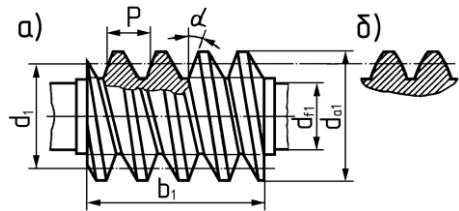


Рис. 8.5. Геометричні параметри циліндричних черв'яків (ZA)



Рис. 8.6 Багатоходовий черв'як у зачепленні з колесом

нта q стандартизовано. Часто зустрічаються $q = 8, 10, 12,5; 16; 20$. Рекомендується витримувати нерівність

$$q \geq 0,25z_2,$$

де z_2 - число зубів колеса.

Сполучення параметрів m і q згідно ДСТУ 2458-94 приведено в табл. 8.1.

Кут підйому гвинтової лінії черв'яка γ знаходиться за виразом

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}. \quad (8.1)$$

Таблиця 8.1.

Сполучення параметрів m і q згідно ДСТУ 2458-94

$m, \text{мм}$	2,5; 3,15; 4; 5	6,3	8; 10; 12,5
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20

Діаметри черв'яка (рис. 8.7): дільний

$$d_1 = qm;$$

вершин зубів

$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$

западин зубів

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (8.2)$$

Довжину нарізаної частини черв'яка b_1 визначають із умови використання одночасного зачеплення найбільшого числа зубів колеса; за ДСТУ 3523-97

при $x = 0$:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \quad \text{при } Z_1 = 1 \text{ або } 2; \quad (8.3)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \quad \text{при } Z_1 = 4. \quad (8.4)$$

Для шліфованих черв'яків одержане значення b_1 збільшують на 25 мм при $m < 10$ мм і на 35...40 мм при $m = 10...16$ мм.

Діаметри черв'ячних коліс при $x = 0$ знаходяться за формулами (див. рис. 8.6):

ділильний

$$d_2 = z_2 m;$$

вершин зубів

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

западин зубів

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (8.5)$$

Міжосьова відстань передачі

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = m (q + z_2) / 2. \quad (8.6)$$

Значення міжосьової відстані a_w для стандартних редукторів за ДСТУ 2458-94:

1-й ряд: a_w : 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500.

для нестандартних редукторів можна округлювати до чисел із ряду R_{40} .

Значення модуля m попередньо можна визначити за формулою

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2. \quad (8.7)$$

Остаточним значенням модуля m приймають рівним найближчій стандартній величині із табл. 8.1.

За умови не підрізання зубів

$$z_2 \geq 28. \quad (8.8)$$

Розміри b_2 і d_{am2} , які відповідають куту обхвату черв'яка колесом $2\delta = 100^\circ$ (силові передачі), приведено в табл. 8.2.

Для вписування в стандартні або задані міжосьові відстані a_w , а також з метою округлення значень a_w до прийнятих чисел із ряду R_{40} використовують черв'ячні передачі із зміщенням. При цьому черв'як (копію інструменту) нарізують без зміщення. Зміщення передачі досягають за рахунок лише черв'ячного колеса. При заданій міжосьовій відстані a_w коефіцієнт зміщення:

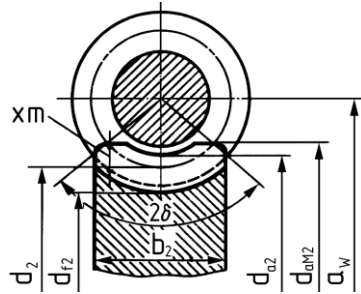


Рис. 8.7. Геометричні параметри черв'ячного колеса

$$x = a_w/m - 0,5 (q + z_2); \quad (8.9)$$

Таблиця 8.2.

Розміри b_2 і $d_{ам2}$, які відповідають куту обхвату черв'яка колесом $2\delta = 100^\circ$ (силові передачі)

Z_1	1	2	4
$d_{ам2}$	$\leq d_{a2} + 2m;$	$\leq d_{a2} + 1,5m;$	$\leq d_{a2} + m;$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5 m (q + z_2 + 2x); \quad (8.10)$$

число зубів колеса

$$z_2 = 2 a_w/m - q - 2x; \quad (8.11)$$

діаметри виступів і западин зубів

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m (z_2 + 2 + 2x); \\ d_{f2} &= m (z_2 + 2,4 + 2x). \end{aligned} \quad (8.12)$$

8.3 Кінематичні параметри та коефіцієнт корисної дії черв'ячних передач

Передаточне відношення черв'ячної передачі

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.13)$$

У силових передачах $i = 10 \dots 60$ (80), у кінематичних передачах можна приймати $i \geq 300$.

Згідно ДСТУ 2458-94 $i = 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 28; 31,5; 40; 50; 63; 80$ (1-й ряд).

При обертанні черв'яка його витки ковзають по зубам колеса за аналогією ковзання витків різьби гвинтової пари.

Швидкість ковзання (рис. 8.8)

$$v_s \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \quad (8.14)$$

де v_1, v_2 - колові швидкості черв'яка і черв'ячного колеса; γ - кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

І далі:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}; \quad (8.15)$$

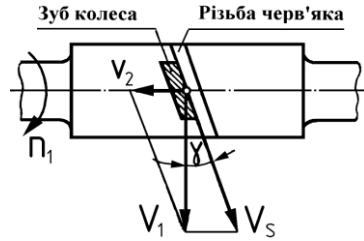


Рис. 8.8. Ковзання витків черв'яка по зубах колеса

При проектних розрахунках орієнтовано швидкість ковзання u_s (м/с) можна прийняти рівною

$$v_s \approx \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (8.16)$$

де n_1 - частота обертання черв'яка, $хв.^{-1}$; T_2 - обертовий момент на колесі, $Н \cdot м$.

Велике ковзання в черв'ячних передачах є причиною пониженого к.к.д., підвищеного спрацювання зубів, схильності до заїдання.

Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі визначають за аналогією до зубчастої передачі. Різниця між ними - у визначенні втрат у зачепленні, які для черв'ячної передачі розраховуються за аналогією до гвинтової пари,

$$\eta_s = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \phi)}. \quad (8.17)$$

Якщо ведучим елементом є колесо, а не черв'як, то із-за зміни напрямку прикладання сил к.к.д. передачі визначають за формулою

$$\eta_s = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma - \phi)}. \quad (8.18)$$

При $\gamma \leq \varphi$ і $\eta_3 = 0$ черв'ячна передача стає самогальмуючою. Ця властивість використовується у вантажопідйомних та інших механізмах.

Починаючи проектний розрахунок передачі, можна приблизно прийняти

$$\eta_3 = 0,9 \left(1 - \frac{i}{200} \right), \quad (8.19)$$

де i – передаточне відношення передачі.

8.4 Точність виготовлення черв'ячних передач

Стандартом ГОСТ 3675-81 встановлено 12 ступенів точності черв'ячних передач 1, 2, 3, ... в порядку зменшення їх кінематичної точності.

Таблиця 8.3.

Область використання черв'ячних передач різного ступеня точності

Ступінь точності, не нижче	Швидкість ковзання v_s , м/с	Область використання
7	≤ 10	Передачі з підвищеною швидкохідністю і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів
8	≤ 5	Передачі з середньою швидкохідністю і малим шумом, з підвищеними вимогами до габаритів
9	≤ 2	Передачі з низькими швидкостями, що працюють короткочасно; ручні з пониженими вимогами

Для силових передач використовують 5...9 ступені точності: 7-й ступінь при $v_s \leq 10$ м/с, 8-й ступінь при $v_s \leq 5$ м/с.

Основи стандарту аналогічні зубчастим передачам. Область використання черв'ячних передач різного ступеня точності наведено в табл. 8.3.

8.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі

Нормальну силу F_n у черв'ячному зачепленні (рис. 8.9) розкладають на такі складові:

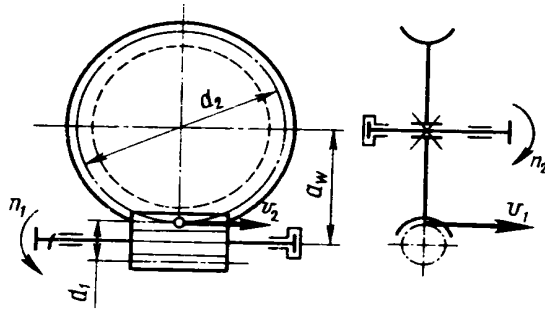


Рис. 8.9. Сили в черв'ячному зачепленні

- колову силу черв'яка F_{t1} , яка направлена за вектором швидкості v_1 і дорівнює осьовій силі колеса F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (8.20)$$

- колову силу колеса F_{t2} , яка направлена за вектором швидкості v_2 і дорівнює осьовій силі черв'яка F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (8.21)$$

- радіальну силу

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.22)$$

де α - профільний кут.

При цьому нормальна сила

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}, \quad (8.23)$$

де γ - кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

8.6 Розрахунок міцності зубів черв'ячних передач

Основні критерії працездатності і розрахунку. В черв'ячних передачах частіше, ніж у зубчастих, спостерігається спрацювання і заїдання зубів. Це зв'язано із великими швидкостями ковзання і несприятливим напрямком ковзання відносно лінії контакту. Для попередження заїдання обмежують значення контактної напруги і використовують антифрикційні пари матеріалів: черв'як-сталь, колесо-бронза або чавун.

Розрахунок черв'ячних передач за контактною напругою є основним; розрахунок за напругою згинання - перевірним.

Розрахунок черв'ячних передач на міцність за контактною напругою виконується для черв'ячного колеса за основною формулою (2.1), яка для черв'ячної передачі набуває більш складного вигляду:

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{зв} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (8.24)$$

де ε_α - торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса, $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$; ξ - коефіцієнт, який урахує зменшення довжини контактної лінії в зв'язку з тим, що стикання здійснюється не за повною дугою обхвату 2δ , $\xi \approx 0,75$; $[\sigma_H]$ - допустима контактна напруга матеріалу черв'ячного колеса.

Для черв'ячних передач коефіцієнти розрахункового навантаження приймають приблизно за формулою

$$K_H = K_F = K_v K_{\beta},$$

де K_v - коефіцієнт динамічного навантаження; K_{β} - коефіцієнт концентрації навантаження.

При достатньо високій точності виготовлення елементів передачі приймають $K_v \approx 1$ при $v_s \leq 3$ м/с; $K_v = 1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с. При постійному зовнішньому навантаженні $K_{\beta} \approx 1$; при змінному навантаженні $K_{\beta} = 1,05 \dots 1,2$ – більші значення при малих q і великих z_2 .

Для проектних розрахунків (при $d_1 = qm = \frac{q d_2}{z_2}$; $\alpha = 20^\circ$; $K_H = 1,1$; $\gamma = 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ = 1,15$ рад; $\varepsilon_\alpha = 1,9$; $\xi = 0,75$) знаходять міжосьову відстань a_w за формулою

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{3\sigma} T_2}{[\sigma_H]^2 \frac{q}{z_2}}}. \quad (8.25)$$

У формулі (8.24) і (8.25) при визначенні $E_{3\sigma}$: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - сталь, $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа - бронза, чавун.

При проектних розрахунках відношенням q/z_2 задаються; для силових передач приймають $q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$.

Розрахунок міцності черв'ячних передач за напругою згинання виконують лише для зубів колеса, так як витки черв'яка за формою і матеріалом значно міцніші, ніж зуби колеса.

В приблизних розрахунках черв'ячне колесо розглядають як косозубчасте колесо. При цьому враховують, що: 1) зуб черв'ячного колеса міцніший, ніж зуб косозубчастого колеса (приблизно на 40%) - це зв'язано із дуговою формою зуба черв'ячного колеса; 2) черв'ячна пара добре припрацьовується, тому $K_{Fa} = Y_{\beta} = 1$, а $Z_{F\beta} = 0,7$.

Умову міцності черв'ячних передач за напругою згинання можна записати так:

$$\sigma_F = \frac{0,7F_{t2}K_F Y_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F], \quad (8.26)$$

де нормальний модуль $m_n = m \cos \gamma$; значення коефіцієнта форми зубів Y_F вибираються із урахуванням еквівалентного числа зубів колеса $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ (табл. 8.4).

Таблиця 8.4.

Значення коефіцієнта форми зубів Y_F

z_v	20	24	26	30	32	35	37	40
Y_F	1,98	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
z_v	45	50	60	80	100	150	200	
Y_F	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24	

8.7 Матеріали та допустима напруга деталей черв'ячних передач

Матеріали для виготовлення деталей черв'ячних передач вибираються за умови забезпечення низького коефіцієнта тертя, високої стійкості проти спрацювання, пониженої здатності до заїдання.

Черв'яки повинні витримувати значну напругу згинання та крутіння, а також напругу розтягнення та стиску, мати високу жорсткість.

Як і зубчасті колеса їх виготовляють із якісних вуглецевих сталей (сталь 45, 50, 40Г2) або легованих сталей (сталь 40Х, 40ХН, 35ХГСА, табл. 8.8 [9]), витки яких піддають термообробці до високої твердості ($H_f \geq 45 \dots 55 \text{ HRC}$) з подальшим шліфуванням.

Черв'ячні колеса (вінці) виготовляють із бронзи (табл. 8.5), інколи із латуні, чавуну.

Кращим матеріалом для вінця є олов'яні бронзи БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 та ін. ($v_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони дефіцитні та дорогі. Достатньо високі показники міцності мають безолов'яні

бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л та інші, але вони мають гірші антифрикційні та протизадирні властивості, меншу здатність до припрацювання ($v_s \leq 5$ м/с). При $v_s \leq 2$ м/с переважно в ручних приводах використовують сірий або модифікований чавун (СЧ15, СЧ18 та ін.).

Допустима контактна напруга для олов'яних бронз знаходиться так:

$$[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \square \sigma_\epsilon \quad (8.27)$$

- при шліфованому і полірованому черв'яку з твердістю $H_1 \geq 45$ HRC (σ_ϵ – границя міцності матеріалу);

в інших випадках

$$[\sigma_H] = 0,75C_v \square \sigma_\epsilon \quad (8.28)$$

де C_v - коефіцієнт, який урахує швидкість ковзання (табл. 8.6).

Таблиця 8.5.

Механічні характеристики бронзи для черв'ячних коліс

Матеріал колеса	Спосіб відливки	Механічні характеристики, МПа	
		σ_T	σ_B
БРОФ 10 - 1	У пісок	120	200
БрОФ 10 – 1	У кокіль	150	260
БрОНФ	Відцентровий	170	290
БрАЖ 9 - 4	У пісок	200	400

Таблиця 8.6.

Значення коефіцієнта швидкість ковзання C_v

v_s	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Для бронзи БрАЖ9-4: при шліфованому і полірованому черв'яку при $H_1 \geq 45 \text{ HRC}$.

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_s, \text{ МПа.} \quad (8.29)$$

При проектному розрахунку швидкість ковзання v_s приблизно визначають за формулою (8.14).

Допустима напруга згинання для усіх марок бронзи

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_m + 0,08\sigma_\sigma, \quad (8.30)$$

де σ_m - границя текучості матеріалу.

Для перевірки черв'ячних передач на міцність при короткочасному перевантаженні приймають:

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_{\max} &= 4\sigma_m \text{ - олов'янисті бронзи;} \\ [\sigma_H]_{\max} &= 2\sigma_m \text{ - БрАЖ9-4;} \\ [\sigma_F]_{\max} &= 2\sigma_m \text{ - для бронзи усіх марок.} \end{aligned} \quad (8.31)$$

8.8 Конструкція деталей черв'ячних передач

Черв'яки у більшості випадків виготовляють разом із валом як одну деталь (див. рисунки 8.1, 8.3, 8.4, 8.6).

Черв'ячні колеса з метою економії кольорових металів виготовляють із двох частин: бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами (див. рисунки 8.2, 8.4). При малих діаметрах черв'ячних коліс або при виготовленні коліс із чавуну застосовують суцільні черв'ячні колеса.

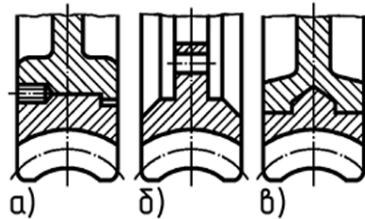


Рис. 8.10. Типові конструкції черв'ячних коліс

Використовують наступні типові конструкції:

1. Бандажна конструкція, в якій бронзовий обід посаджений на чавунний або сталевий колісний центр з натягом (рису-

нки 8.4 та 8,10, а). Конструкція проста у виготовленні і використовується для коліс невеликого діаметра в передачах ненапружених у тепловому відношенні. Недоліки конструкції: значні витрати бронзи, послаблення посадки із-за різного коефіцієнта лінійного розширення бронзи і чавуна або сталі.

2. Болтова конструкція, в якій бронзовий вінець, що виконаний із фланцями, закріплюється болтами до маточини колеса (рис. 8.10, б). Конструкція використовується для коліс середніх та великих діаметрів.

3. Раціональною конструкцією є біметалева: бронзовий вінець відливають у форму, у яку попередньо вставляють чавунний або сталевий колісний центр (рис. 8.9, в). Конструкція використовується у серійному виробництві.

8.9 Змащення, тепловий розрахунок і охолодження черв'ячних передач

Звичайно змащення черв'ячних передач здійснюється за рахунок часткового занурення одного із коліс пари або черв'яка в мастильну ванну. Для зменшення втрат на розбризкування і перемішування мастила, глибина занурення коліс в мастило не повинна перевищувати висоти зуба або витка черв'яка для швидкохідних коліс і $1/3$ радіуса тихохідних коліс. Кількість мастила в ванні повинна бути $\sim 0,35 \dots 0,7$ л на 1 кВт потужності, що передається.

При використанні циркуляційної системи змащення мастило насосом подається до зачеплення і до підшипників під тиском; використання циркуляційної системи рекомендується при колових швидкостях $v \geq 12 \dots 15$ м/с.

Для змащення передач рекомендовані глибоко очищені леговані індустриальні мастила ІГП в залежності від швидкості ковзання (табл. 8.7).

При роботі передачі в умовах повторно-змінного режиму можна використовувати мастила на ступінь нижче, в при температурі навколишнього середовища $25 \dots 50^\circ\text{C}$ – на один ступінь вище.

При неповному завантаженні передачі можна використовувати нелеговані нафтові мастила з в'язкістю, що вибирається

ся за параметром $\sigma_H^2 / (10^3 v_{ковз})$, де σ_H - контактна напруга, МПа; $v_{ковз}$ - швидкість ковзання, м/с (табл. 9.7).

Таблиця 8.7.
Рекомендовані леговані індустріальні мастила ІГП для змащення черв'ячних передач

Швидкість ковзання, м/с	Менше 1		1...4		3,5...6	
Мастила ІГП	250	182	182	152	152	114

В передачах, що працюють в умовах повторно-змінного режиму, рекомендовано використовувати змащення зануренням на всю висоту витків черв'яка включно з його верхнім розміщенням.

Механічна енергія, яка втрачається в черв'ячній передачі, перетворюється в теплову і нагріває передачу і мастило, яке змащує передачу. При значному підвищенні температури мастило втрачає свої початкові властивості, що може привести до виходу передачі із ладу. Тому температура мастила t_m° не повинна перевищувати допустимого значення $[t_m^\circ]$:

$$t_m^\circ \leq [t_m^\circ]. \quad (8.32)$$

Таблиця 8.8.
Рекомендовані нелеговані нафтові мастила для змащення черв'ячних передач

Параметр $\sigma_H^2 / (10^3 v_{ковз})$	1,25	3,2	8	20	50
В'язкість v_{100} , сСт ($10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)	8,5	12	17	26	42

Для нормальних мастил допустима температура $[t_m^\circ] = 75...85^\circ\text{C}$, для спеціальних марок мастил $[t_m^\circ] = 100...120^\circ\text{C}$.

Потужність, що втрачається в передачі за 1 секунду і нагріває її,

$$\Delta P = P_1(1 - \eta), \quad (8.33)$$

де η - к.к.д. передачі.

Тепловий потік, що виділяється в навколишнє середовище поверхнею корпусу передачі площею A , дорівнює:

$$\Phi = KA(t_{\text{м}}^{\circ} - t_{\text{о}}^{\circ}), \quad (8.34)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, $K = (9...17) \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; A - площа поверхні корпусу, що охолоджується, m^2 ; $t_{\text{о}}^{\circ}$ - температура середовища, в якому працює передача.

Тепловий баланс усталеного режиму роботи

$$\Delta P = \Phi$$

або

$$P_1(1 - \eta) = KA(t_{\text{м}}^{\circ} - t_{\text{о}}^{\circ}). \quad (8.35)$$

Звідки можна вивести рівняння для визначення температури мастила черв'ячної передачі

$$t_{\text{м}}^{\circ} = t_{\text{о}}^{\circ} + \frac{P_1(1 - \eta)}{KA}. \quad (8.36)$$

Якщо при цьому умова (8.32) не виконується, то використовують штучне охолодження передачі:

1). Обдувають корпус повітрям за допомогою вентилятора; при цьому коефіцієнт теплопередачі K зростає до $20...28 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

2). У корпусі роблять водяні порожнини або розміщують змійовики з проточною водою; коефіцієнт теплопередачі K зростає до $90...200 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

3). Використовують циркуляційні системи змащення із спеціальними холодильниками.

8.10 Розрахунок черв'яка на жорсткість

Умова достатньої жорсткості черв'яка за критерієм поперечного прогину має такий вид:

$$y \leq [y], \quad (8.37)$$

де y та $[y]$ відповідно розрахункова та допустима стріла прогину черв'яка.

Для схеми розміщення черв'яка на двох опорах розрахункова стріла прогину

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ_0}, \quad (8.38)$$

де F - рівнодійна колової F_{t1} та радіальної F_{r1} сил на черв'яку,

$$F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2};$$

l - відстань між опорами, орієнтовно $l = (0,8...1)d_2$ (d_2 - дільний діаметр черв'ячного колеса); E - модуль пружності матеріалу черв'яка; J_0 - осьовий момент інерції перерізу черв'яка без урахування впливу витків,

$$J_0 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}. \quad (8.39)$$

Допустима стріла прогину

$$[y] = (0,01...0,005)m, \quad (8.40)$$

де m – модуль черв'ячної передачі.

8.11 Глобоїдні передачі

Витки черв'яка глобоїдних передач розміщуються на глобоїді (див. рисунки 8.2, б, 8.4). Навантажувальна здатність цих передач в 1,3...3 рази вища порівняно із звичайними черв'ячними передачами. Підвищення навантажувальної здатності глобоїдних передач пояснюється одночасним зачепленням більшого числа зубів черв'яка і черв'ячного колеса та сприятливим розміщенням ліній контакту зубів.

Недоліком глобоїдних передач є складність виготовлення і високі вимоги до точності монтажу.

Глобоїдні передачі стандартизовані (ДСТУ ISO 23509:2010 (ISO 23509:2006, IDT).

Розрахунок глобоїдних передач на навантажувальну здатність (ДСТУ ISO/TR 13989-1:2005 (ISO/TR 13989-1:2000, IDT) зводиться до визначення допустимої потужності на валу черв'яка P_1 за умови стійкості зубів колеса проти заїдання та спрацювання:

$$P_1 = \frac{H}{u} \cdot \frac{K_M K_T K_p}{1,36U}, \quad (8.41)$$

де H – коефіцієнт потужності, який залежить від міжосьової відстані a та кутової швидкості черв'яка; K_M - коефіцієнт матеріалу (для олов'янистої бронзи $K_M = 1$); K_T - коефіцієнт точності (для звичайної точності $K_T = 0,8$); K_p - коефіцієнт режиму роботи (для безперервної цілодобової роботи при спокійному навантаженні $K_p = 1$); U – коефіцієнт передаточного числа u .

Контрольні запитання

1. Дайте визначення черв'ячним передачам.
2. Дайте загальну характеристику черв'ячним передачам.
3. Визначте область використання черв'ячних передач.
4. Вкажіть їхні основні переваги та недоліки.
5. Які бувають види черв'яків?
6. За якими факторами проводиться класифікація черв'ячних передач?
7. Яким може бути профіль витків черв'яка у торцевій площині?
8. Охарактеризуйте геометричні параметри черв'яків.
9. Охарактеризуйте геометричні параметри черв'ячних коліс.
10. Наведіть кінематичні параметри черв'ячних передач.
11. Чому у черв'ячних передачах спостерігається ковзання витків черв'яка по поверхні зубів колеса?
12. За яким принципом визначають к.к.д. черв'ячних передач?
13. За яких умов черв'ячна передача стає самогальмуючою?
14. Які існують точності виготовлення черв'ячних передач?
15. Запишіть формулу для визначення осьової сили у черв'ячній передачі. Дайте аналіз цієї сили.
16. Запишіть формулу для визначення коллової сили у черв'ячній передачі. Дайте аналіз цієї сили.

17. Запишіть формулу для визначення радіальної сили у черв'ячній передачі. Дайте аналіз цієї сили.

18. Запишіть формулу для визначення нормальної сили у черв'ячній передачі. Дайте аналіз цієї сили.

19. За якими критеріями проводиться розрахунок міцності черв'ячних передач? Який критерій є основним?

20. Для якого елемента проводиться розрахунок міцності черв'ячних передач?

21. Які конструкційні матеріали використовуються для виготовлення черв'яків?

22. Які конструкційні матеріали використовуються для виготовлення черв'ячних коліс? Дайте основні характеристики цих матеріалів?

23. Які існують критерії жорсткості черв'яків? Наведіть математичний запис цих критеріїв.

24. Чому у черв'ячних передачах передбачається тепловий розрахунок? У чому полягає суть цього розрахунку?

25. Які заходи необхідно приймати, якщо температура мастила черв'ячних передач перевищує допустиму?

26. Назвіть особливості конструкції глобоїдальних передач.

27. Чим пояснюється підвищення навантажувальної здатності глобоїдальних передач?

28. Які особливості має розрахунок глобоїдальних передач на несучу здатність?

9 РЕДУКТОРИ

9.1 Конструкції основних типів редукторів

Редуктором є механізм, що складається із зубчастих або черв'ячних передач, виконаний у вигляді окремого агрегату і який служить для зниження кутової швидкості і збільшення обертового моменту двигуна. Редуктор може мати кінематичний зв'язок із відкритою зубчастою передачею, ланцюговою або пасовою передачею.

Редуктор (рис. 9.1) складається із корпусу (литого чавунного або зварного сталевого), в якому розміщують елементи передачі – зубчасті колеса, вали, підшипники тощо.

Зубчасті редуктори мають широке використання в підйомно-транспортному, металургійному, гірничому, хімічному машинобудуванні, в верстато-, авто-, авіа-, суднобудуванні тощо.

Редуктори діляться за такими основними ознаками:

- за типом передачі – зубчасті, черв'ячні, зубчато-черв'ячні;



Рис. 9.1. Загальний вигляд циліндричного одноступінчастого редуктора

- за числом ступенів – одноступінчасті, двоступінчасті тощо;

- за відносним розміщенням валів редуктора у просторі – горизонтальні, вертикальні;

- за особливостями кінематичної схеми – розвернуті, співвісні, з роздвоєним ступенем тощо.

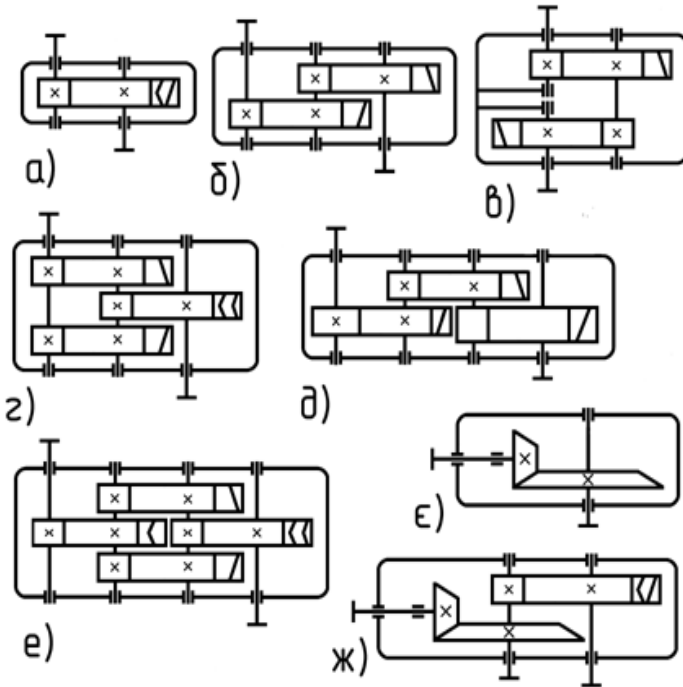


Рис. 9.2. Основні типи зубчастих редукторів

При малих загальних передаточних відношеннях використовують одноступінчасті циліндричні редуктори (див. рисунки 9.1 та 9.2, а). Їх передаточні відношення зазвичай не більше 5, щоб не збільшувати габарити.

Максимальне передаточне відношення одноступінчастого циліндричного редуктора за ГОСТ 2185-66 $u_{max} = 12,5$. Ново-

Краматорський машинобудівний завод (НКМЗ) випускає крупні одноступінчасті горизонтальні редуктори з $u = 2,53 \dots 8,0$ і $a_w = 300 \dots 1000$ мм.

Одноступінчасті конічні редуктори використовують для передавання руху між валами, осі яких зазвичай перетинаються під кутом 90° (див. рисунки 9.2, *ε* та 9.4). Найбільш поширеними є одноступінчасті конічні редуктори з горизонтально розміщеними валами, їх передаточне відношення не вище $u = 3$ (4), при косих або криволінійних зубах $u = 5$ (6,3). Колова швидкість конічних редукторів з прямими зубами $v \leq 5$ м/с.

Більш поширеними в промисловості є двоступінчасті редуктори (рис. 9.2, *б – г*), які мають передаточні відношення $6,3 \dots 40$. ГОСТ 2185-66 обмежує передаточні числа двоступінчатих редукторів діапазоном $u = 6,3 \dots 63$.

Крупні двоступінчасті циліндричні редуктори НКМЗ мають $u = 7,33 \dots 44,02$.

Серед двоступінчастих редукторів найбільш поширені редуктори за розгорнутою схемою (див. рисунки 9.2, *б* та 9.5).

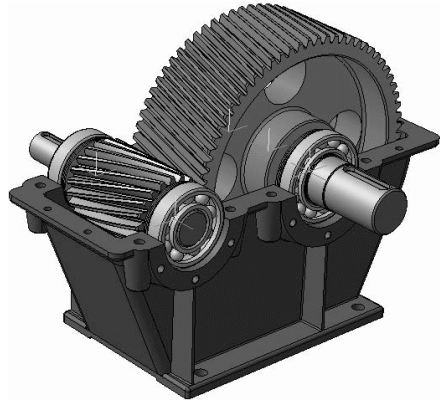


Рис. 9.3. Циліндричний одноступінчастий редуктор без кришки

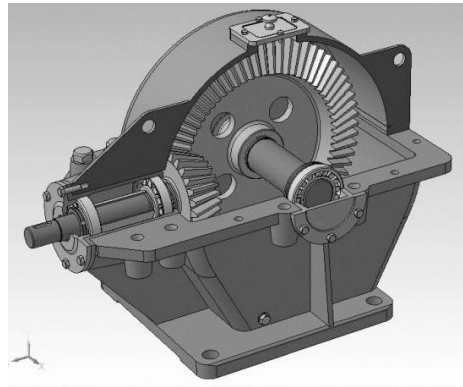


Рис. 9.4. Конічний одноступінчастий редуктор без кришки

Ці редуктори прості за конструкцією, мають найменшу ширину, але несиметричні за розміщенням коліс на валах, що приводить до підвищеної концентрації навантаження вздовж довжини зуба. Тому такі редуктори вимагають використання в них жорстких валів.

З метою покращення умов роботи найбільш навантаженого тихохідного ступеню використовують редуктори із роздвоєним швидкохідним ступенем (див. рисунки 9.2, з та 9.6). Для забезпечення рівномірного навантаження обох зубчастих пар швидкохідного ступеня їх роблять косо-зубчастими, причому одну пару – правою, а іншу – лівою, і один вал установлюють на плаваючих підшипниках, які допускають осьове самоустановлення.

Деформації валів тихохідного ступеню не приводять до істотної концентрації навантаження вздовж довжини

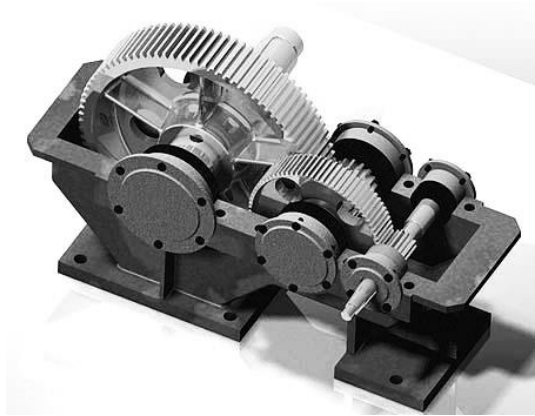


Рис. 9.5. Циліндричний двоступінчастий редуктора за розгорнутою схемою (без кришки)

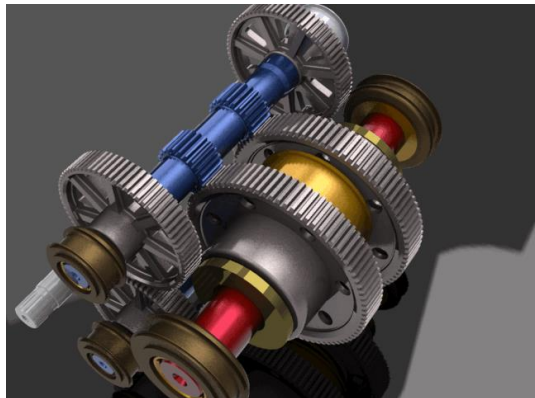


Рис. 9.6. Передачі циліндричного двоступінчастого редуктора із роздвоєним швидкохідним ступенем

зуба, так як колеса розміщено на валу симетрично. Такі редуктори на 20% легші, ніж редуктори за розгорнутою схемою.



Рис. 9.7. Циліндричний співвісний двоступінчастий редуктор з двигуном (мотор-редуктор)

Співвісні редуктори (див. рисунки 9.2, в та 9.7) мають малі габарити за довжиною. Це перспективна конструкція.

Однак, швидкохідний ступінь редукторів цієї схеми часто недовантажений, так як сили в зачепленні коліс тихохідного ступеня значно більші сил зачеплення швидкохідного ступеня, а міжосьові відстані цих зачеплень рівні, $a_T = a_w$. Крім того, співвісні редуктори мають більші габарити вздовж осей валів, великі відстані між опорами проміжного вала, що вимагає його більшої жорсткості, змащення підшипників в середній частині корпусу ускладнено.

Відношення міжосьових відстаней тихохідного і швидкохідного ступенів двоступінчастих редукторів $a_{wT}/a_{wu} = 1,12 \dots 1,6$. Більші значення рекомендовані при більших передаточних відношеннях і постійному режимі навантаження.



Рис. 9.8. Конічно-циліндричний співвісний редуктор з двигуном (мотор-редуктор)

В циліндрично-конічних редукторах (див. рисунки 9.2, *ж* та 9.8) конічна пара може мати прямі, косі або криволінійні зуби. Циліндрична пара виконується прямо-

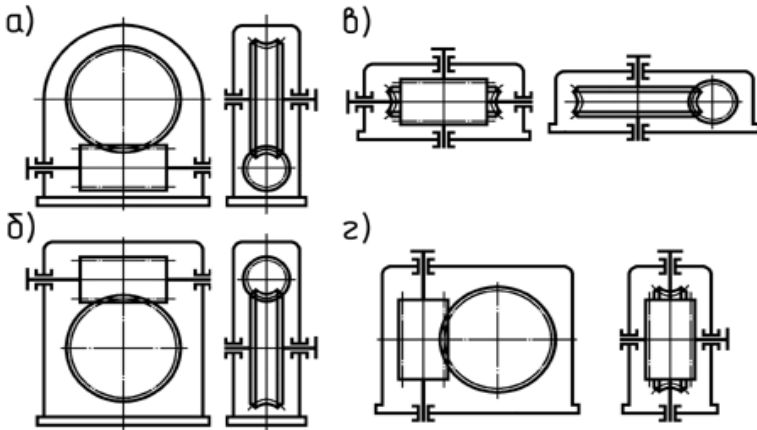


Рис. 9.10. Основні типи черв'ячних редукторів

або косозубчастою. Швидкохідну передачу виконують циліндричною або конічною.



Рис. 9.11. Черв'ячний редуктор з нижнім розміщенням черв'яка

Поширеним діапазоном передаточних чисел таких редукторів є $u = 8 \dots 15$.

Максимальні значення $u_{max} = 22$ при прямозубчастих конічних колесах, $u_{max} = 34$ – при конічних колесах з круговими зубами.

Триступінчасті циліндричні редуктори (рис. 10.2, $\delta - e$) мають передаточні відношення $25 \dots 250$.

Міжосьові відношення зубчастих передач редукторів призначають із ряду $R20$.

Передаточні відношення зубчастих передач редукторів вибирають за нормальним рядом чисел із знаменником 1,25 (1-й ряд, який має перевагу) або із знаменником 1,12 (2-й ряд).

Триступінчасті циліндричні редуктори виготовляють за розгорнутою схемою (див. рис. 9.2, δ), аналогічно схемі (рис. 9.2, β), або за схемою (рис. 9.2, e) з роздвоєним промі-

жним ступенем. В останній конструкції забезпечуються хороші умови для роботи швидкохідного і тихохідного ступенів.



Рис. 9.12. Черв'ячний редуктор з верхнім розміщенням черв'яка

Черв'ячні редуктори використовують для передавання руху між мимобіжними валами. Використовуються три схеми редукторів – з нижнім, верхнім і боковим розміщенням черв'яка (рисунки 9.10-9.12). При колових швидкостях до $v = 4 \dots 6$ м/с має переваги нижнє розміщення черв'яка.

Передаточне відношення черв'ячних редукторів за ГОСТ 2144-76 $u = 8 \dots 80$.

Так як к.к.д. черв'ячних редукторів невеликий, то їх потужність не перевищує $P = 45$ (150) кВт.

Зубчасто-черв'ячні та черв'ячно-зубчасті редуктори мають передаточні числа $u = 35 \dots 80$ (як виключення $u \leq 150$). Двоступінчасті черв'ячні редуктори мають $u = 120 \dots 2500$.

Планетарні редуктори (рис. 9.13) мають менші габарити порівняно із зубчастими, так як обертовий момент передається декількома n_c сателітами (потокami потужності); при розрахунках приймають зведене число сателітів $n'_c = n_c - 0,7$. Для вирівнювання навантаження за потоками при декількох сателітах одне із центральних коліс установлюють без опор, тобто виконують плаваючим в радіальному напрямку.

Хвильові редуктори (рис. 9.14) можна розг-

лядати як різновид планетарних редукторів, що мають гнучке проміжне колесо, яке деформується при передаванні обертового моменту.

Мотор-редуктор (див. рисунки 9.7-9.8) – це агрегат, який суміщає в одному корпусі електродвигун і редуктор. Це дозволяє досягати великої точності розміщення вала редуктора відносно вала електродвигуна і зменшити кількість деталей приводу.

Частіше зустрічаються



Рис. 9.13. Планетарний редуктор



Рис. 9.14. Хвильовий редуктор

мотор-редуктори із зубчастими передачами звичайними і планетарними. Вони можуть бути одно – і двоступінчастими.

Позначення типорозмірів редукторів складається із великих літер їх найменування (*Ц* – циліндричний, *К* – конічний, *П* – планетарний), числа ступенів, основного параметра (*мм*) тихохідного ступеню (міжосьової відстані, діаметра основи ділильного конуса, радіуса водила) і передачного відношення. На початку позначення мотор – редуктора додається літера *М*.

Головним загальним критерієм технічного рівня редукторів є відношення маси редуктора до допустимого моменту на його тихохідному валу: $\gamma = m/T$, де *m* – в кг, *T* – в Н·м. У редукторів основних типів із загартованими зубами $\gamma = 0,03 \dots 0,05$ і має тенденцію до зниження.

9.2 Передаточне відношення багатоступінчастих зубчастих передач, коефіцієнт корисної дії

Маса і габарити зубчастого редуктора значною мірою залежать від того, як розподілено його загальне передаточне відношення u_p за ступенями передачі u_i . Кращі показники мають такі редуктори, у яких діаметри коліс (а не шестерень) усіх ступенів близькі за значенням. Для такої конструкції редукторів виконуються умови змащення передачі зануренням коліс у загальну масляну ванну. Глибина занурення швидкохідних коліс - не більша, ніж подвійна висота зубів, а тихохідних коліс - не більша, ніж 1/3 їх радіуса.

Так як швидкохідний ступінь навантажений менше, ніж тихохідний, то для одержання близьких діаметрів коліс передаточне відношення першого швидкохідного ступеня u_1 необхідно брати більшим порівняно із передаточним відношенням другого ступеня u_2 , при одночасному збільшенні коефіцієнта ширини коліс ψ_{ba} від першого до другого ступеня. Орієнтовні значення передато-

чних відношень першого швидкохідного u_1 і другого тихохідного u_2 ступенів для найбільш поширених кінематичних схем такі:

- для двоступінчастого циліндричного редуктора за розгорнутою схемою і при роздвоєному першому ступені (див. рис. 9.1, б, з,)

$$u_2 = 0,88\sqrt{u_p}; \quad u_1 = \frac{u_p}{u_2}; \quad (9.1)$$

- для двоступінчастого співвісного циліндричного редуктора (див. рис. 9.1, в)

$$u_2 = 0,95\sqrt{u_p}; \quad u_1 = \frac{u_p}{u_2}; \quad (9.2)$$

- для двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора (див. рис. 9.1, ж)

$$u_2 = 1,1\sqrt{u_p}; \quad u_1 = \frac{u_p}{u_2}; \quad (9.3)$$

- для двоступінчастого циліндрично-черв'ячного редуктора

$$u_1 = 1,6...3,5; \quad u_2 = \frac{u_p}{u_2}; \quad (9.4)$$

В триступінчастих редукторах (див. рис. 9.1, д, е): у зв'язку із обмеженням граничних передаточних чисел в парі, діаметри коліс швидкохідного ступеню звичайно роблять меншими, а проміжного і тихохідного ступеню – близькими один до одного.

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) зубчастих передач залежить від втрат потужності на тертя в зачепленні, тертя в підшипниках, розбризкування і перемішування мастила (гідролічні втрати).

К.к.д. закритих циліндричних передач $\eta = 0,97...0,99$, відкритих $\eta = 0,95...0,96$, закритих конічних передач $\eta = 0,95...0,98$, відкритих $\eta = 0,94...0,95$.

У багатоступінчастих передачах к.к.д. знаходиться як добуток

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \quad (9.5)$$

Контрольні запитання

1. Що таке «редуктор» і опишіть призначення редуктора.
2. Із яких конструкційних елементів складається редуктор?
3. Як розрізняють редуктори за типом передач?
4. Як розрізняють редуктори за числом ступенів передач?
5. Як розрізняють редуктори за відносним розміщенням валів передач у просторі?
6. Як розрізняють редуктори за особливостями кінематичної схеми?
7. Які конструкційні особливості мають одноступінчасті циліндричні редуктори?
8. Які конструкційні особливості мають одноступінчасті конічні редуктори?
9. Які конструкційні особливості мають двоступінчасті циліндричні редуктори?
10. Які конструкційні особливості мають двоступінчасті циліндричні редуктори за розгорнутою схемою?
11. Які конструкційні особливості мають двоступінчасті циліндричні редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем?
12. Які конструкційні особливості мають двоступінчасті співвісні циліндричні редуктори?
13. Які конструкційні особливості мають конічно-циліндричні редуктори?
14. Які конструкційні особливості мають триступінчасті циліндричні редуктори?
15. Які конструкційні особливості мають одноступінчасті черв'ячні редуктори?
16. Які конструкційні особливості мають черв'ячно-циліндричні редуктори?
17. Які конструкційні особливості мають планетарні редуктори?

18. Які конструкційні особливості мають мотор-редуктори?
19. Назвіть особливості позначення типорозмірів редукторів.
20. Що є головним загальним критерієм технічного рівня редукторів?
21. Від чого, в основному, залежить маса і габарити редуктора?
22. Який принцип розподілення загального передаточного відношення редуктора за ступенями?
23. Як необхідно розподіляти загальне передаточне відношення двоступінчастого циліндричного редуктора за розгорнутою схемою і при роздвоєному першому ступеневі?
24. Як необхідно розподіляти загальне передаточне відношення двоступінчастого співвісного циліндричний редуктора?
25. Як необхідно розподіляти загальне передаточне відношення двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора?
26. Як необхідно розподіляти загальне передаточне відношення двоступінчастого циліндрично-черв'ячного редуктора?

10 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ОСОБЛИВИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

10.1 Особливості розрахунку відкритих зубчастих передач

Конструктивні розміри елементів відкритих передач визначають із умови витривалості зубів на згинання з подальшою їх перевіркою на статичну міцність на згинання і на контактну міцність при дії максимального навантаження (див. (7.19)-(7.21)). Значення коефіцієнта ширини вінця циліндричних ψ_{ba} і конічних ψ_k, ψ_m коліс вибирають ближче до нижньої границі.

Зубчасті колеса відкритих передач виготовляються із нормалізованих та поліпшених сталей. Припрацювання відкритих передач проходить при будь-якому сполученні твердості зубів шестерні та колеса.

Спрацювання зубів відкритих передач в процесі експлуатації допускається до 25% їх початкової товщини за діляльним колом (рис. 10.2). При цьому міцність зубів знижу-



Рис. 10.1. Загальний вигляд відкритої передачі

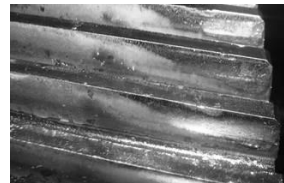


Рис. 10.2. Руйнування зубів відкритих передач

ється у два рази. Тому при проектуванні модуль зубів вибирається такий, який забезпечує розрахункову згинальну напругу σ_F вдвічі меншу за допустиму напругу $[\sigma_F]$, тобто $\sigma_F = [\sigma_F]$.

Ступінь точності виготовлення коліс відкритих передач - не вище 9-ої.

10.2 Особливості розрахунку планетарних передач

Загальна характеристика і використання.

Планетарними називають передачі, до складу яких входять зубчасті колеса, осі яких переміщуються в просторі (рис. 10.3). Передача складається (рисунки 10.3, 10.4) із центрального колеса a з зовнішніми зубами, центрального колеса b з внутрішніми зубами, водила h і сателітів g .

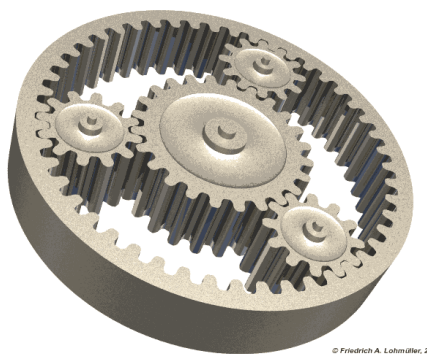


Рис. 10.3. Загальний вигляд планетарної передачі

Осі сателітів g закріплено у водилі h . Сателіти g обертаються навколо своїх осей і разом із водилом h - навколо центрального колеса a . При нерухомому колесі b (рис. 10.1, б) рух передається від центрального колеса a до водила h або від водила h до центрального колеса a ; при нерухомому водилі h (рис. 10.1, в) рух передається від центрального колеса a до центрального колеса b або від центрального колеса b до центрального колеса a . При всіх вільних ланках передача називається диференціальною.

Планетарні передачі використовуються в транспортному, гірничому машинобудуванні, верстато- і приладобудуванні: а) як редуктори при постійному передаточному відношенні; б) як коробки швидкостей, передаточне число

яких змінюється шляхом гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного із коліс); в) як диференціальні механізми.

Переваги планетарних передач: широкі кінематичні можливості - передаточне відношення досягає 1000, може бути по-

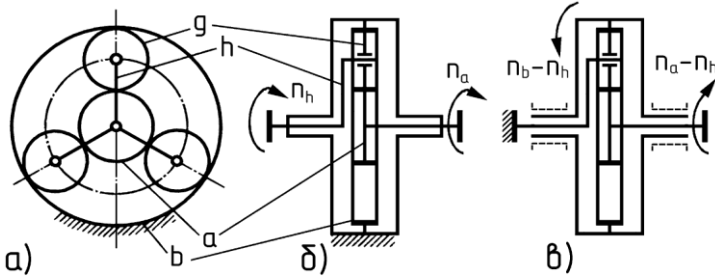


Рис. 10.4. Кінематична схема планетарної передачі

стійним і змінним; компактність, малі маса і низький рівень шуму.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу, більша кількість деталей, недостатній к.к.д. при збільшенні передаточного числа.

Основні параметри планетарних передач регламентовано ГОСТ 22919-78, який поширюється на одноступінчасті редуктори загального призначення типорозмірів $P_3 - 31,5, \dots, P_3 - 63$ (тут P_3 – означає планетарний редуктор, а цифри через тире – радіус водила R , мм) з допустимими обертовими моментами на валу $T_2 = 125, \dots, 1000$ Н·м і передаточним числом $u = 6,3; 8; 10; 12,5$. При великих передаточних числах в силових передачах раціонально використовувати двоступінчасті (ГОСТ 22916-78) і навіть триступінчасті планетарні передачі.

Для визначення передаточного числа планетарної передачі широко використовується метод зупинки водила (метод Вілліса). Наприклад, для передачі, яка показана на рис. 10.4, а, передаточне число

$$u = \omega_a / \omega_h = 1 + Z_e / Z_a, \quad (10.1)$$

де ω_a і Z_d – кутова швидкість і число зубів центрального колеса a ; ω_h – кутова швидкість водила h ; Z_g – число зубів центрального колеса із внутрішніми зубами.

Сили в зачепленні. Із умови рівноваги сателіта (рис. 10.5)

$$F_{ta} = F_{tb}; \quad F_{th} = -2F_{ta}, \quad (10.2)$$

де

$$F_{ta} = \frac{2T_a K_C}{d_a C}, \quad (10.3)$$

тут C – число сателітів; K_C – коефіцієнт, який урахує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами. При відсутності компенсаційних пристроїв $K_C = 1, 2, \dots, 2$, у передачах з колесом, яке самовстановлюється $K_C = 1, 1, \dots, 1, 2$.

Радіальне та осьове навантаження визначається за аналогією до простих зубчастих передач.

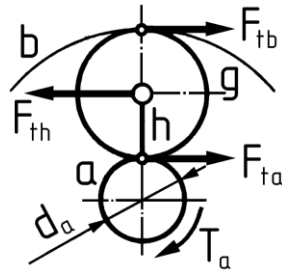


Рис. 10.5. Сили в планетарній передачі

Розрахунок міцності планетарних передач проводять за формулами однаковими з циліндричними передачами. Так як сили і модулі у всіх зачепленнях планетарної передачі однакові, а внутрішнє зубчасте зачеплення міцніше, ніж зовнішнє, то при однаковому матеріалі коліс необхідно розраховувати міцність лише зовнішнього зачеплення $a - g$.

При розрахунках на контактну витривалість використовують формули (4.10) і (4.11) або (5.16) і (5.17) з урахуванням параметрів C і K_C , а при розрахунках на згинання формули (4.19) і (5.18).

Число зубів коліс вибирають, виходячи із заданого передаточного відношення u із урахуванням кінематичного розрахунку.

При заданому u попередньо приймають $Z_a \geq 17$ і за формулою (10.1) визначають Z_b . Одержані значення Z_a і Z_b уточнюють за умов співвідності, складання і сусідства:

- умова співвідності

$$Z_\delta = (Z_b - Z_a) / 2 \quad (10.4)$$

забезпечує збіг осей ведучого і веденого валів;

- умова складання

$$(Z_a + Z_b) / C - \text{(ціле число)} \quad (10.5)$$

передбачає певне співвідношення між числом зубів центральних коліс і числом сателітів;

- умова сусідства

$$(Z_a + Z_\delta) \sin (\pi / C) > (Z_\delta + 2) \quad (10.6)$$

передбачає наявність гарантованого зазору між сателітами.

10.3 Циліндричні передачі з круговим профілем зубів

Особливості зачеплення. Використання евольвентного профілю зубів має беззаперечні переваги, однак має і суттєві недоліки в т. ч.: малі зведені радіуси кривизни робочої поверхні зубів; підвищена чуйність до перекосів; втрати на тертя в зачепленні у зв'язку із значним ковзанням.

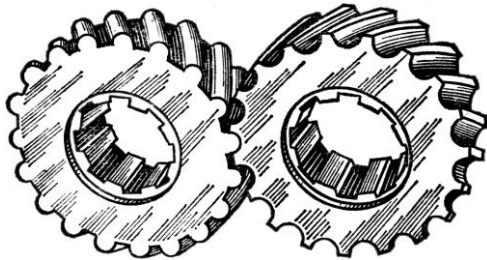


Рис. 10.6. Загальний вид передачі з круговим профілем зубів

Ці недоліки зменшено в зачепленні з круговим профілем зубів – передачах М.Л. Новікова (рис. 10.6).

Передачі М.Л. Новікова мають підвищену (в 1,5...1,7 рази при $H = 350 HB$) навантажувальну здатність за контактною напругою і використовуються в редукторах загаль-

ного призначення, в авіа- та суднобудуванні й інших галузях машинобудування.

Недоліки передачі - підвищена чуйність до зміни міжосьової відстані; порівняно складний вихідний контур інструмента (див. ГОСТ 15023-76); деяке зниження міцності на злом порівняно з евольвентним профілем; велика чуйність до коливання навантаження і до перевантаження.

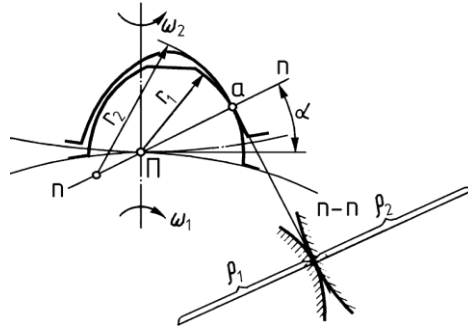


Рис. 10.7. Схема контакту опуклого й угнутого кругових профілів зачеплення

При круговому профілі зубів один зуб виконується угнутим із радіусом r_2 , другий - опуклим із декілька меншим радіусом r_1 (рис. 10.7). В зачепленні контакт опуклих евольвентних профілів замінено контактом опуклого й угнутого кругових профілів із малою різницею радіусів кривизни. При цьому контактна напруга в зачепленні значно знижується.

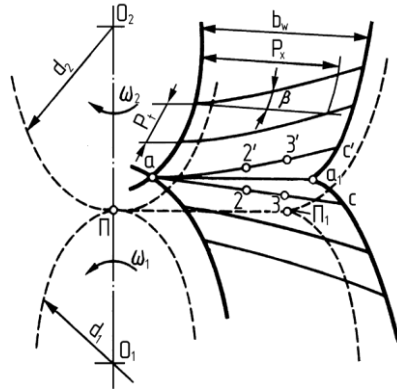


Рис. 10.8. Схема процесу зачеплення передачі з круговим профілем зубів

Для збереження безперервності зачеплення передачі з круговим профілем зубів виготовляються лише косозубчастими з коефіцієнтом торцевого перекриття $\epsilon_\beta > 1$.

У перерізі площиною $n - n$ бокові поверхні косих зубів мають великі радіуси кривизни гвинтових ліній ρ_1 і ρ_2 (див. рис. 10.7). При обертанні коліс косі зуби перекачуються в площині $n - n$ як цилін-

дри. Точка контакту a переміщується вздовж зубів від одного краю до іншого (рис. 10.8). На рисунку штриховою лінією показано початкові циліндри d_1 і d_2 . Лінія дотику циліндрів - полюсна лінія $ПП_1$. Контурними лініями показано циліндри, які проходять через точку контакту a . Ці циліндри перерізують поверхню зубів за гвинтовими лініями ac, ac', \dots . Точка контакту гвинтових ліній і зубів переміщується за лінією aa_1 . До контакту послідовно входять точки 2 і 2', 3 і 3', ...

Так як у всіх поперечних перерізах колеса форма зубів не змінюється, то відстань точок контакту від полюсної лінії $ПП_1$ є постійною. Це означає, що лінія aa_1 - пряма, що паралельна полюсній лінії. Лінія aa_1 є лінією зачеплення в передачах з круговим профілем зубів.

Її довжина дорівнює ширині колеса b_w , а коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin \beta}{p_n} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}, \quad (10.7)$$

де p_x - осьовий крок.

Якщо лінія зачеплення коліс розміщується за полюсною лінією за напрямком обертання ведучого колеса (див. рис. 10.7), то зачеплення називається заполюсним, якщо до полюса - дополюсним (див. рис. 10.8). Та ж сама пара зубчастих коліс передачі М.Л. Новікова може мати заполюсне або дополюсне зачеплення в залежності від того, яке із них є ведучим. Ознакою заполюсного зачеплення є опуклий профіль у ведучого зуба й угнутий - у веденого; ознакою дополюсного зачеплення - угнутий профіль у ведучого зуба і опуклий - у веде-

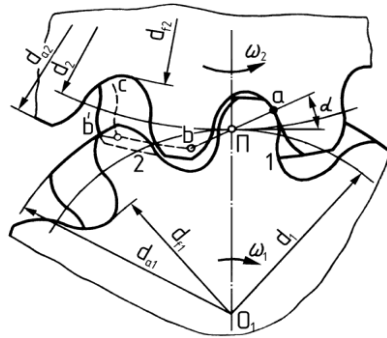


Рис. 10.9. Профіль зубів дозаполюсного зачеплення

ного.

Існують передачі із двома лініями зачеплення одна із яких розміщується до (точка a), а друга (точка b) - за полюсом (рис. 10.9). Ці передачі називається дозаполюсними. Відповідно до числа ліній зачеплення в два рази збільшується і число контактів зубів. У таких передачах зуби шестерні і колеса мають однаковий профіль: опуклий у головки та угнутий у ніжки зуба (рис. 10.10). Дозаполюсне зачеплення має більшу навантажувальну здатність, для нарізання зубів шестерні і колеса необхідно лише один інструмент.

В машинобудуванні поширені передачі з круговим профілем зубів із двома лініями зачеплення і вихідним контуром за ГОСТ 15023-76. Цей контур поширюється на передачі з твердістю $H \leq 320 \text{ HB}$, з $m \leq 16 \text{ мм}$ і $V \leq 20 \text{ м/с}$.

Основні геометричні параметри для дозаполюсного зачеплення.

Число зубів вибирається зазвичай у діапазоні $z_1 = 10 \dots 25$ – менші значення при великих передаточних числах і малих швидкостях.

Модуль нормальний m у відповідності із ГОСТ 14186-69 вибирається за 1-м або 2-м рядом:

1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4,5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16;

2-й ряд: 1,8; 2,25; 2,8; 3,55; 4,3; 5,6; 7,1; 9; 11,2; 14; 18.

Кут нахилу зубів $\beta = 10 \dots 25^\circ$ для косозубчастих передач і $\beta = 20 \dots 45^\circ$ для шевронних.

Діаметри дільного кола d і кола западин d_f

$$d = m_i Z; \quad d_f = d + m_n h^*_a;$$



Рис. 10.10. Загальний вигляд дозаполюсної передачі

$$d_f = d - 2m_n (h_a^* + c^*). \quad (10.8)$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,55m_n (z_1 + z_2); \quad m_n = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (10.9)$$

Позначення ті ж самі, що і для евольвентних передач; $\beta = 10 \dots 22^\circ$; $h_a^* = 0,9$; $c^* = 0,15$.

Критерії працездатності і розрахунку передач. Розрахунок міцності передач з круговим профілем зубів проводиться за контактною і згинальною напругою.

Умови контакту зубів у цих передачах суттєво відрізняються від умов контакту за Г. Герцем - мала різниця між радіусами r_1 і r_2 , великі радіуси кривизни $\rho_1 \square \rho_2$. Розміри площадок контакту сумірні із розмірами зубів, а контактна напруга σ_H наближається до напруги зминання $\sigma_{зм}$. Тому розрахунок передач з круговим профілем зубів за контактною напругою σ_H за залежностями Г. Герца виконують умовно.

Для циліндричних передач дозаполюсного зачеплення (ГОСТ 15023-76) дільний діаметр шестерні d_1 , визначений за контактною напругою

$$d_1 = 0,62 \sqrt{\frac{E_{зв} T_1 K_{Hv} K_B z_1 (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \varepsilon'_\beta u \cos \beta}}; \quad (10.10)$$

напруга згинання

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{Fv} K_{H\psi}}{m_n^3 z_1 \varepsilon_\beta Y_F} \leq [\sigma_F], \quad (10.11)$$

де $d_1, E_{зв}, T_1, z_1, u, K_{Hv}, K_{Fv}, m_n, \varepsilon_\beta, \beta, [\sigma_H], [\sigma_F]$ - ті ж самі, що і для евольвентних передач; ε_β' - найближче ціле число в значенні ε_β ; K_B і $K_{H\psi}$ - коефіцієнти, які залежать від кута β (рис. 8.55 [9]); ψ - коефіцієнт, який залежить від $\Delta\varepsilon = \varepsilon_\beta - \varepsilon_\beta'$ (рис. 8/55 /9/); Y_F - коефіцієнт форми зуба, який визначається в залежності від еквівалентного числа зубів (див. табл. с. 196 [9]).

10.4 Короткі відомості про гвинтові та гіпоїдні передачі

Гвинтові та гіпоїдні передачі застосовують за необхідністю передавати обертовий рух між валами, осі яких мимобіжні у просторі. При такому положенні осей валів опори можна розміщувати по обидва боки від зубчастих коліс, передавати обертовий рух від одного ведучого вала декільком веденим. Гвинтові і гіпоїдні передачі використовують у спеціальних виробках.

Їх недоліки: значне ковзання у зачепленні зубів, підвищене спрацювання, здатність заїдання.

Гвинтовими передачами називають передачі, які складаються із косозубчастих циліндричних коліс із мимобіжними осями (рис. 10.11). Початкові циліндри коліс дотикаються в точці, тому зуби мають точковий контакт в умовах значного ковзання. Це приводить до швидкого спрацювання і заїдання зубів. У зв'язку з цим гвинтові передачі використовують головним чином у кінематичних передачах приладів.

Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач аналогічний розрахунку міцності косозубчастих циліндричних коліс.

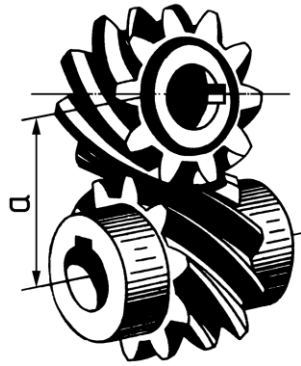


Рис. 10.11. Загальний вигляд гвинтової передачі

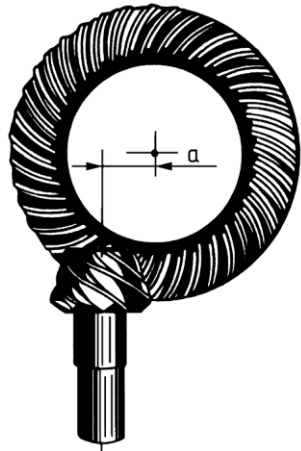


Рис. 10.12. Загальний вигляд гіпоїдної передачі

Гіпоїдна передача реалізується за допомогою конічних коліс із мимобіжними осями і косими або криволінійними зубами (рис. 10.12). Контакт зубів цієї передачі здійснюється за лінією, швидкості ковзання менші порівняно з гвинтовими, тому вони мають підвищену навантажувальну здатність.

Гіпоїдні передачі використовують у автотракторному і текстильному машинобудуванні - редуктор заднього мосту автомобіля, передавання руху від одного ведучого вала десяткам веретен прядильних машин тощо.

Недоліки - підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу.

Розрахунок міцності зубів можна виконувати за методикою розрахунку конічних зубчастих коліс із криволінійними зубами.

10.5 Хвильові зубчасті передачі

Принцип дії та область використання. Хвильова передача кінематично являє собою планетарну передачу з одним із коліс у вигляді гнучкого зубчастого вінця.

Використання хвильових зубчастих передач перспективне в окремих напрямках техніки як редукторів, мультиплікаторів або диференціальних механізмів. Їх доцільно використовувати в механізмах з великим передаточним числом, а також в пристроях із спеціальними вимогами до кінематичної точності, наприклад, у літальних апаратах, атомних реакторах, у хімічній промисловості, в промислових роботах, у приладобудуванні тощо.

Переваги хвильових передач: багатопарність зачеплення (до 60 - 80 зубів одночасно), що забезпечує високу навантажувальну здатність; передаточне число однієї пари коліс досягає 63...3145; високий к.к.д. (до 0,85...0,90); висока кінематична точність (до 0,5...1'); мала маса; висока демпфі-

руюча здатність; низький шум при роботі; можливість передачі руху в ізолюваний простір без використання ущільнень.

Недоліки: обмежена частота обертання ведучого вала генератора хвиль (до 4000 хв^{-1}), складність виготовлення гнучкого колеса; відносно низька його довговічність (10000 годин за ГОСТ 16162-85); дрібний модуль зубчастих коліс (0,15...2,0 мм).

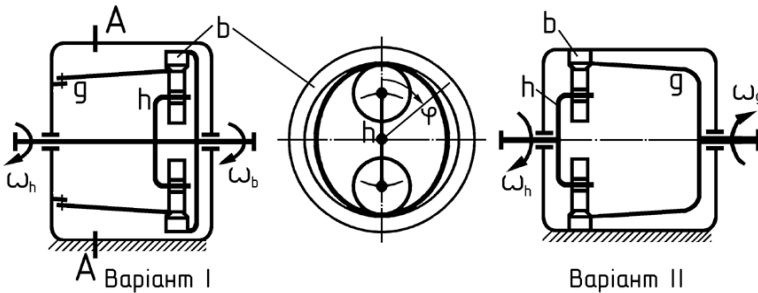


Рис. 10.13. Схеми хвильових передач

Деякі схеми хвильових передач. Схему хвильової передачі показано на рис. 10.13. Передача складається із гнучкого колеса g , жорсткого колеса b , хвильового генератора h . При обертанні генератора хвиль h із кутовою швидкістю ω_h , гнучке колесо g і ведений вал, що зв'язаний з ним, обертається з кутовою швидкістю ω_b . Передавання обертового руху із змінною кутовою швидкістю забезпечується різницею чисел зубів жорсткого та гнучкого зубчастих коліс. Передача такого типу називається хвильовою через хвилеподібне деформування гнучкого колеса при обертанні генератора. Обертання генератора приводить до обертання жорсткого колеса з кутовою швидкістю ω_b (1 варіант) або гнучкого колеса із швидкістю ω_g (варіант 2).

Для хвильових передач використовується переважно евольвентна форма зубів. При великому числі зубів ($Z > 100$) евольвентний профіль наближається до трапецеїдального. Дільний діаметр d_g зубчастого вінця гнучкого колеса g менше дільного діаметра d_b жорсткого колеса b на розмір необхідної деформації

$\delta = d_g - d_b$ (звичайно величина δ дорівнює висоті зуба).

В навантаженому стані в зачепленні одночасно може знаходитися до 1/3 загального числа зубів.

Передаточне відношення хвильових передач визначається, як і для планетарних, за методом Вілліса

$$(\omega_g - \omega_h) / (\omega_b - \omega_h) = d_b / d_g. \quad (10.12)$$

Після перетворення одержимо:

а) при нерухомому жорсткому колесі b ($\omega_b = 0$):

$$u_{hg}^b = \omega_h / \omega_g = -d_g / (d_b - d_g) = -d_g / 2\omega_0; \quad (10.13)$$

б) при нерухомому гнучкому колесі g ($\omega_g = 0$):

$$u_{hb}^g = \omega_h / \omega_b = d_b / (d_b - d_g) = d_b / 2\omega_0; \quad (10.14)$$

Тобто, якщо у простій передачі u дорівнює відношенню діаметрів, то в хвильовій передачі – відношенню діаметра веденого колеса до різниці діаметрів або до розміру деформування ω_0 .

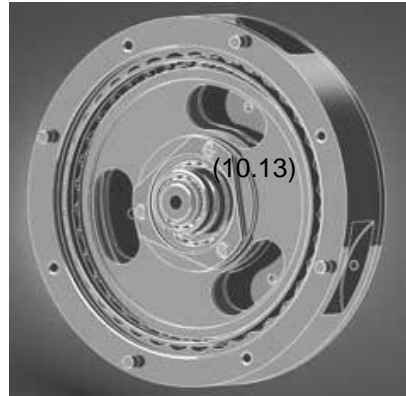


Рис. 10.14. Загальний вигляд хвильової передачі

Основні параметри хвильових передач для одноступінчастих редукторів регламентовано ГОСТ 23108-78, який поширюється на хвильові редуктори загального призначення типорозмірів $B_3 - 50, \dots, B_3 315$ (тут B означає зубчастий хвильовий редуктор, а цифри через тире – внутрішній діаметр гнучкого колеса d , мм) з обертовим моментом на веденому валу $T_2 = 22,4, \dots, 6300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і передаточним числом $u = 80, \dots, 315$.

Основні критерії працездатності: руйнування гнучких коліс і гнучких підшипників кочення, генераторів; недостатня жорсткість генераторів і колеса; спрацювання зубів, яке залежить від напруги змінання; перегрів передачі.

Розрахунковими критеріями є: міцність гнучкого колеса, міцність гнучких підшипників генератора, жорсткість генератора і жорсткого колеса, спрацювання зубів.

Надмірне деформування генератора і жорсткого колеса приводить до інтерференції зубів при вході в зачеплення і проковзування генератора при нерухомому вихідному валу. В цілому припрацювання зубів незначне і не обмежує строк служби передачі.

При розрахунках хвильових передач на міцність визначають головний параметр – внутрішній діаметр гнучкого колеса d в недеформованому стані, від якого залежать інші розміри передачі.

Більш детально див. [6], [9].

10.6 Передача «гвинт – гайка»

Загальні відомості. Передача «гвинт – гайка» (гвинтовий механізм) призначена для перетворення обертового руху у поступальний рух (рис. 10.15). При цьому як гвинт, так і гайка можуть мати або обертовий або поступальний рух, або мати обидва рухи одночасно.



Рис. 10.15. Загальний вигляд гвинтової передачі

Наприклад, у гвинтовому домкраті (рис. 10.16), який є добрим прикладом використання передачі «гвинт – гайка», гвинт здійснює обидва рухи одночасно.

Передача «гвинт – гайка» використовується в механізмах, де необхідно створювати великі навантаження (до 1000 кН) - домкрати, преси, натискні пристрої прокатних станів тощо, а також у механізмах точних переміщень - механізми подачі металорізних верстатів, вимірювальні, установочні і регулюючі механізми.

Переваги передачі «гвинт – гайка»: великий вигрaш у силі; велика навантажувальна здатність при малих габаритах; можливість одержання повільного руху; можливість досягнення високої точності переміщення; простота конструкції та експлуатації.

Недоліки: великі втрати на тертя і низький к.к.д., а тому неможливість використання при великих швидкостях; інтенсивне спрацювання деталей передачі.

Передачі «гвинт – гайка» діляться на передачі з тертям ковзання (найбільш поширені) і з тертям кочення.

Гвинти передач діляться на вантажні і ходові. Вантажні гвинти призначено для створення великих зусиль у домкратах, пресах, натискних пристроях, ходові гвинти – для одержання точних переміщень.

Гайки можуть бути цільними - для вантажних гвинтів і здвоєними - для ходових гвинтів.

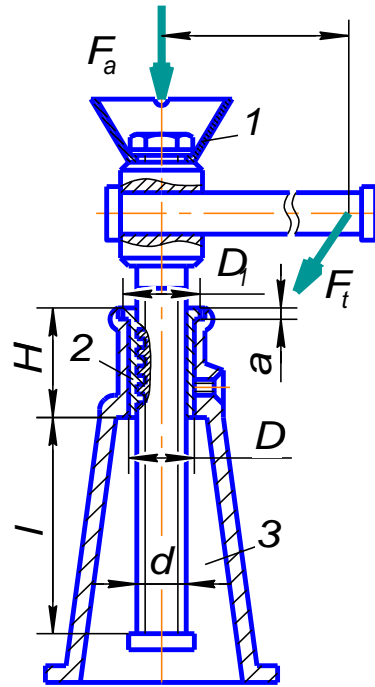


Рис. 10.16. Конструкція гвинтового домкрата

Основні параметри передачі «гвинт – гайка». Передаточне відношення i передачі «гвинт – гайка» умовно можна визначити за такою формулою:

$$i = \frac{S_m}{S_2} = \frac{\pi d_m}{P_1} = \frac{2\pi l_p}{nP}, \quad (10.15)$$

де S_2 і S_m відповідно осьове переміщення гвинта або гайки і колове переміщення маховичка (рукоятки), за допомогою якого обертається гвинт або гайка; d_m – діаметр маховичка; P_1 – хід різьби гвинта; l_p – довжина рукоятки; P – крок різьби; n – число заходів різьби.

Залежність між осьовою силою на гвинті F_a і коловою силою на маховичку F_t має такий вигляд:

$$F_a = F_t i \eta, \quad (10.16)$$

де η – к.к.д. передачі, $\eta \approx 0,3$.

К.к.д. передачі «гвинт – гайка» η_{ngz} в цілому дорівнює

$$\eta_{ngz} = \eta_{zn} \eta_{on},$$

де η_{zn} – к.к.д. гвинтової пари; η_{on} – к.к.д. опору механізму, $\eta_{on} = 0,9 \dots 0,95$ – для ходових гвинтів верстатів, $\eta_{on} = 0,5 \dots 0,7$ – для пресів.

Особливості розрахунку різьби гвинтових механізмів. Основною причиною виходу із ладу гвинтових механізмів є спрацювання різьби. Тому критерієм працездатності гвинтових механізмів є стійкість різьб проти спрацювання.

Для забезпечення необхідної стійкості різьби проти спрацювання необхідно, щоб середній тиск у різьбі p не перевищував допустимий тиск $[p]$, тобто

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [p], \quad (10.17)$$

де F_a - осьова сила на гвинті; d_2 - середній діаметр різьби гвинтової пари; h - робоча висота профілю різьби, $h = 0,5P$ - трапецоїдна різьба (P - крок різьби), $h = 0,75P$ - упорна різьба, $h = 0,54P$ - трикутна різьба; z - число витків різьби на висоті гайки H , $z = \frac{H}{P}$.

Значення середнього тиску у різьбі p для трапецоїдної різьби знайдемо, підставивши значення h і z до формули (10.17),

$$p = \frac{2F_a}{\pi d_2 H} \leq [p] \quad (10.18)$$

Середній діаметр різьби гвинтової пари d_2 при проектному розрахунку

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}, \quad (10.19)$$

де ψ_H - коефіцієнт висоти гайки, $\psi_H = H/d_2$; ψ_h - коефіцієнт робочої висоти профілю різьби, $\psi_h = h/P$.

Значення коефіцієнта $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; більші величини коефіцієнта ψ_H використовують для різьб меншого діаметра; для рознімних гайок $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$. Значення коефіцієнта $\psi_h = 0,5$ - трапецоїдна різьба, $\psi_h = 0,75$ - упорна різьба, $\psi_h = 0,54$ - трикутна різьба.

Одержаний середній діаметр різьби d_2 узгоджують із стандартом.

Зовнішній діаметр гайки D (див. рис. 10.16) визначається із умови міцності її тіла на розтягування і крутіння:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi[\sigma_{3M}]} + d^2}, \quad (10.20)$$

де F_{ap} - розрахункова осьова сила, яка діє на гвинт, $F_{ap} = 1,25F_a$ - трапецоїдна різьба, $F_{ap} = 1,2F_a$ - упорні та прямокутні різьби; числовий коефіцієнт 1,25 та 1,2 враховує сумісну дію напруги розтяг-

нення та крутіння; $[\sigma_p]$ - допустима напруга на розтягнення або стиск для сталевих гвинтів; d - зовнішній діаметр різьби гвинтової пари.

Значення діаметра D , що одержане із (10.20), узгоджують із стандартом.

Діаметр буртика гайки D_1 (див. рис. 10.16) визначається із умови міцності її тіла на зминання

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi[\sigma_{зм}]} + D^2}, \quad (10.21)$$

де $[\sigma_{зм}]$ - допустима напруга зминання.

Висота буртика

$$a = 0,25H. \quad (10.22)$$

Довжину гвинта вибирають конструктивно в залежності від розміщення l , яке задається умовою задачі. Для домкратів

$$l = (8 \dots 10)d \quad (10.21)$$

(d – зовнішній діаметр різьби, див. рис. 10.16).

Гвинти, які працюють на стиск, перевіряють на міцність і стійкість за формулою

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \gamma[\sigma], \quad (10.22)$$

де $[\sigma]$ - допустима напруга, яка забезпечує стійкість гвинта,

Таблиця 10.1.

Значення коефіцієнта зменшення допустимої напруги для стиснутих стержнів γ

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
γ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
γ	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19
Примітка: Нижні значення γ відносяться до сталей підвищеної якості.								

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}$ (де σ_T - напруга текучості; S - коефіцієнт запасу міцності, $S = 2 \dots 4$); γ - коефіцієнт зменшення допустимої напруги для

стиснутих стержнів; вибирається в залежності від їх гнучкості

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{4l}{d_1} \quad (\text{тут ураховується спосіб закріплення гвинта, при}$$

шарнірному закріпленні – при наявності зазорів $\mu = 1$;

$$i = \sqrt{J/A} = d_1/4; \text{ див. табл. 10.1).}$$

Матеріал деталей передачі, допустимі значення напруги. Матеріал гвинтів та гайок повинен мати низький коефіцієнт тертя та високу стійкість проти спрацювання. Вибір матеріалу залежить від призначення передачі та умов роботи. З метою зменшення втрат на тертя використовують антифрикційні пари сталь-бронза.

Слабо напружені і тихохідні гвинти, які не підлягають гартуванню, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50, А40Г (із вмістом свинцю 0,15 ... 0,50 %), У10А; гвинти, які підлягають гартуванню - із сталей 65Г, 40Х та ін.; гвинти, які підлягають азотуванню - із сталей 40ХФА, 18ХГ.

Матеріал гайок: бронзи олов'янисті Бр010Ф1, Бр04Ц7С5 та ін., цинковий сплав ЦАМ 10-5, а при малому навантаженні і швидкості - антифрикційний чавун.

Допустимий тиск в різьбі $[p]$ для пар матеріалів: гартована сталь-бронза 11...13 МПа, негартована сталь-бронза 8...10 МПа, негартована сталь-чавун 4...6 МПа. Тиск у різьбі гвинтів механізмів точних переміщень повинен бути в 2...3 рази меншим, ніж у різьбі передач загального призначення.

Допустима напруга на розтяг або стиск $[\sigma_p]$ для сталевих гвинтів дорівнює

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S_T] \quad (10.23)$$

при $[S_T] = 2...3$.

Допустима напруга матеріалу гайок: на зминання бронзи або чавуну по сталі $[\sigma_{зм}] = 42...55 \text{ Н/мм}^2$; на розтягнення: для бронзи $[\sigma_{зм}] = 34...44 \text{ Н/мм}^2$; для чавуну $[\sigma_{зм}] = 20...24 \text{ Н/мм}^2$.

10.7 Фрикційні передачі

Загальні відомості. Фрикційні передачі - це передачі, в яких рух від ведучого елемента до веденого передається силами тертя (рис. 10.17).

Простою фрикційною передачею є циліндрична, яка складається із двох циліндричних котків (роликів), притиснутих один до одного деякою силою F_n (рис. 10.18).

Для забезпечення нормальної роботи передачі без проковзування котків необхідно, щоб сила тертя в місці контакту котків F_m була більшою колової сили F_t , яка передається передачею:

$$F_m \geq F_t, \quad (10.23)$$

де сила тертя

$$F_m = f F_n$$

(F_n – сила притиску котків; f – коефіцієнт тертя матеріалу котків),

а колова сила

$$F_t = 2T_2 / d_2 \quad (10.24)$$

(T_2 і d_2 – відповідно обертовий момент і діаметр веденого котка).

Порушення умови (10.23) призводить до буксування котків і до їх швидкого руйнування.

Фрикційні передачі діляться



Рис. 10.17. Автоматична коробка зміни передач сучасного автомобіля, яка містить дискову фрикційну передачу та варіатор із розсувними конусами

на дві групи:

- передачі нерегульовані з постійним передаточним відношенням;

- передачі регульовані або варіатори із змінним передаточним відношенням.

Переваги фрикційних передач: простота та дешеви́зна виготовлення і експлуатації; плавність та безшумність роботи; можливість безступінчастого регулювання частоти обертання веденого вала, захист машин від поломок при їх перевантаженні внаслідок проковзування котків.

Недоліки: високі навантаження на вали і підшипникові опори із-за необхідності притискування котків; нестабільність передаточного відношення через можливе проковзування котків; необхідність застосування натискних пристроїв; небезпека пошкодження котків при буксуванні; швидке спрацювання котків.

Фрикційні передачі з постійним передаточним відношенням використовують переважно як кінематичні у приладах, де необхідні плавність та безшумність роботи.

Як силові вони використовуються рідко – у фрикційних молотах, пресах тощо. Потужність таких передач – до 20 кВт, допустима швидкість котків – до 25 м/с.

Фрикційні варіатори використовують як у кінематичних, так і у силових передачах у тих випадках, коли необхідне безступінчасте регулювання швидкості. Їх використовують у верстатобудуванні, зварювальних та ли-

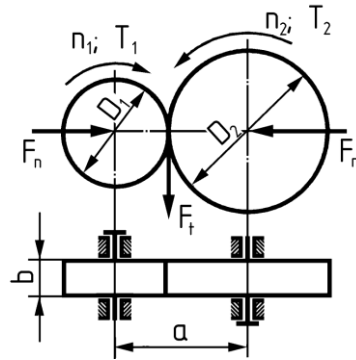


Рис. 10.18. Фрикційна циліндрична передача

варних машинах, машинах текстильної, хімічної та паперової промисловості, у приладобудуванні і т. п.

Передаточне відношення силових передач вибирають до величин 1:7, в силових передачах з валами, що розвантажуються – до 1:15, в ручних передачах приладів – до 1:25.

Найбільший діапазон регулювання D , тобто відношення найбільшої частоти обертання на виході n_{max} до найменшої частоти n_{min} , варіаторів досягає $D = 3...4$, спарених варіаторів – до $D = 12...16$.

Використання великих діапазонів регулювання частот D зв'язано із значним зниженням к.к.д. і граничної потужності на малих частотах обертання.

Основні типи фрикційних передач і варіаторів. Передачі з постійним передаточним відношенням: циліндрична, конічна, конічна реверсивна тощо.

Циліндрична фрикційна передача (див. рис. 10.18) використовується для передавання руху між валами з паралельними осями. Передаточне відношення передачі

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (10.25)$$

де d_1, d_2 - зовнішні діаметри котків; ε - коефіцієнт ковзання; $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

Рекомендується $i \leq 6$.

Сила притиску котків

$$F_n = \frac{KF_t}{f}, \quad (10.26)$$

де K - коефіцієнт запасу зчеплення, $K = 1,25...1,5$ для силових передач, $K \leq 3$ для приладів; f - коефіцієнт тертя, $f = 0,04...0,05$ - сталь по сталі в мастилі, $f = 0,15...0,20$ - сталь по сталі або чавуну без змащення, $f = 0,2...0,3$ - сталь по текстоліту.

Конічна передача використовується для передавання обертowego руху між валами, осі яких перетинаються (рис. 10.19). Частіше всього кут між осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (δ_1 і δ_2 – кути при вершинах конусів ведучого і веденого котків).

Передаточне відношення

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}$$

Так

$$d_2 = 2R \sin \delta_2, \text{ а}$$

$$d_1 = 2R \sin \delta_1,$$

то

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (10.5)$$

а при $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Сили притиску: нормальна до лінії контакту F_n , першого F_{n1} і другого F_{n2} котків:

$$F_n = \frac{KF_t}{f};$$

$$F_{n1} = F_n \sin \delta_1;$$

$$F_{n2} = F_n \sin \delta_2.$$

(10.27)

При $\delta_1 < \delta_2$ - $F_{n1} < F_{n2}$ і тому натискний пристрій доцільно розміщувати з боку меншого котка.

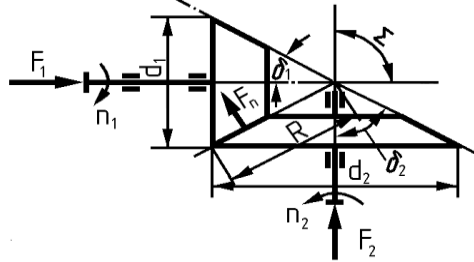


Рис. 10.19. Конічна фрикційна передача

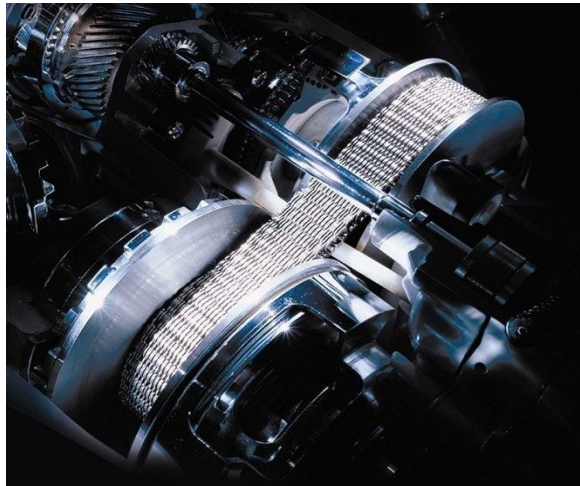


Рис. 10.20. Фрикційний варіатор із розсувними конусами як елемент автоматичної коробки зміни передач сучасного автомобіля

Варіатори. Варіатор із розсувними конусами має установлені на паралельних валах дві пари розсувних зрізаних конусів, направлених меншими основами один до одного. Пари конусів з'єднанні між собою передаючим елементом у вигляді клинового паса або спеціального ланцюга. Для одночасного розсовування однієї пари конусів і зближення другої пари конусів на одне і те ж значення використовується гвинтовий механізм керування (рисунки 10.20-10.21). При цьому клиновий пас або ланцюг переміщується вздовж поверхні зрізаних конусів на різні робочі діаметри без зміни своєї довжини.

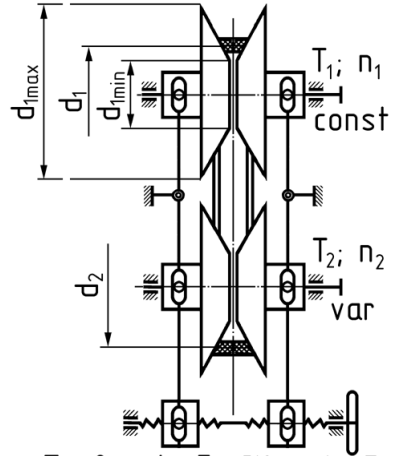
Кінематичні залежності:

$$i_{\max} \approx \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}; \quad i_{\min} \approx \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}; \quad (8.28)$$

$$D = \frac{d_{1\max} d_{2\max}}{d_{1\min} d_{2\min}}$$

Для стандартних клинових пасів (ГОСТ 1284.1-80) $D \leq 1,5$; для спеціальних широкіх пасів (ГОСТ 22931-78) $D \leq 4...5$ при потужності $0,37...15$ кВт.

Варіатори з розсувними конусами прості і надійні в роботі і достатньо поширені в загальному машинобудуванні. Їх використовують у металорізних верстатах, у текстильних машинах, моторолерах, спеціальних колісних машинах підвищеної прохідності в якості безступінчастих коробок пе-



Права різьба Ліва різьба

Рис. 10.21. Схема фрикційного варіатора з розсувними конусами

редач.

Торовий варіатор складається із двох чашок 1, 2, що виконані за формою кругового тора і закріплені на ведучому і веденому валах, та роликів 3, які затиснуті між чашками 1 і 2 (рисунки 10.22-10.23). Зміна передаточного відношення досягається обертанням роликів навколо осей O . При цьому досягається зміна робочих діаметрів чашок 1 і 2. Ведучий вал обертається з постійною частотою n_1 , а частота обертання веденого вала n_2 може бути рівною, більшою або меншою n_1 .



Рис. 10.22. Загальний вигляд торового фрикційного варіатора

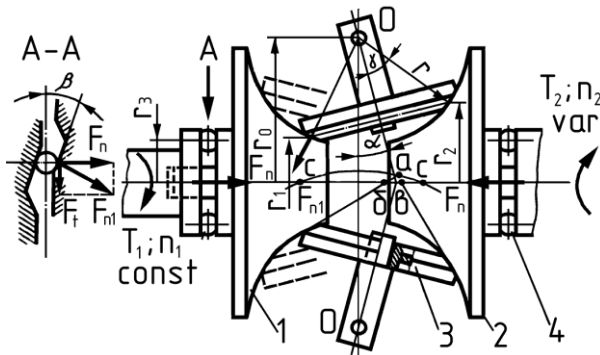


Рис. 10.23. Схема торового фрикційний варіатора

Передаточне відношення

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_0 - r \cos(\gamma + \alpha)}{r_0 - r \cos(\gamma - \alpha)}, \quad (10.29)$$

де $r_0, r_1, r_2, \gamma, \alpha$ - параметри варіатора (див. рис. 10.23).

Торові варіатори нормалізовані для потужностей 1,5...2 кВт, їх діапазон регулювання $D = 3...6,25$.

Перевага торових варіаторів: компактність, мале ковзання в місці стикання роликів і чашок. Недоліки: високі вимоги до точності виготовлення та монтажу.

Використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні.

Дисковий варіатор складається із набору ведучих (9...21 і більше штуки) і ведених сталевих дисків, що загартовані до твердості $H = 51...61\text{HRC}$ (рис. 10.24). Варіатор працює в мастилі, яке зменшує спрацювання дисків. Зміна передаточного відношення досягається переміщенням ведучого вала 1 відносно

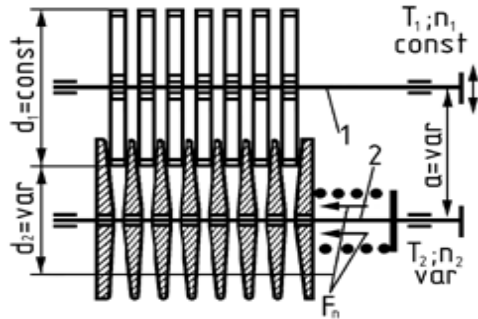


Рис. 10.24. Дисковий фрикційний варіатор

веденого вала 2 в напрямках, що вказані на рисунку стрілками. При цьому змінюється міжосьова відстань a і робочий діаметр d_2 .

Передаточне відношення

$$i \approx \frac{d_2}{d_1} = \text{var}. \quad (10.30)$$

Використання тонких сталевих дисків дозволяє одержати компактну конструкцію при значній потужності – до 40 кВт. Діапазон регулювання $D \leq 4,5$ при к.к.д. 0,8...0,9. Збільшення точок контакту між фрикційними елементами до $m = 18...42$ і більше дозволяє значно знизити контактний тиск і разом з цим спрацювання дисків. Знижується і сила притиску F_n , яка дорівнює

$$F_n = \frac{KF_t}{mcf} = \frac{2KT_1}{mcf d_1}, \quad (10.31)$$

де c – число ведучих валів.

В окремих галузях промисловості використовується ряд інших схем і конструкцій варіаторів.

Основи розрахунку міцності фрикційних передач.

Критеріями працездатності фрикційних пар є:

- викришування робочої поверхні фрикційних пар від втомленості матеріалу - в передачах, які працюють у мастилі в умовах рідинного тертя; - спрацювання фрикційних пар - в передачах, які працюють без змащення або при відсутності рідинного тертя;

- задирка робочої поверхні - зв'язана із буксуванням або перегрівом передачі при великих навантаженнях і швидкостях в умовах недостатнього змащення.

Всі види руйнування залежать від контактної напруги в місці стикання фрикційних пар. Тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за критерієм допустимої контактної напруги за такими формулами:

- при початковому дотику по лінії (тіла кочення - циліндри, конуси, тори, ролики)

$$\sigma_H = 0,4183 \sqrt[3]{\frac{F_n E_{3\phi}}{b \rho_{3\phi}}} \leq [\sigma_H], \quad (10.32)$$

де b - довжина лінії контакту;

- при початковому дотику в точці

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{\frac{F_n E_{3\phi}^2}{\rho_{3\phi}^2}} \leq [\sigma_H], \quad (10.33)$$

де m - коефіцієнт, який залежить від форми тіл кочення.

Допустима напруга $[\sigma_H]$ для загартованих сталей із твердістю $H > 60 \text{ HRC}$ при контакті за лінією і доброму змащенні - 1000...1200 МПа; при початковому контакті у точці - 2000...2500 МПа.

10.8 Особливості розрахунків зубчастих передач на ЕОМ

На ЕОМ можна визначити вплив кожного із параметрів зубчастого зачеплення на якість його функціонування, визначити раціональний, а інколи і оптимальний варіант конструкції, який найкраще відповідає вихідним вимогам.

Принципова схема алгоритму розрахунку зубчастих передач на ЕОМ приведена на рис. 10.25.

Вихідними даними (символ дії 2 на схемі алгоритму) для розрахунку є: обертовий момент і частота обертання вихідного валу, ресурс роботи, режим навантаження, передаточне відношення, мінімальний і максимальний кути нахилу зубів, мінімальне число зубів шестерні, тип передачі (циліндрична зовнішнього або внутрішнього зачеплення, конічна тощо). Крім того, вводяться відомості про вихідний контур, про матеріал коліс та їх хіміко-термічну обробку, про стандартні значення розмірів різного виду (ряд модулів, ряд діаметральних та лінійних чисел, яким необхідно віддавати перевагу) та ін.

Розрахунок передачі ведуть у такому порядку.

1. Визначають допустиму контактну напругу і напругу згинання (символ дії 3).

Так як допустима контактна напруга залежить від коллової швидкості, а допустима згинальна напруга – від модуля, то на початку розрахунків

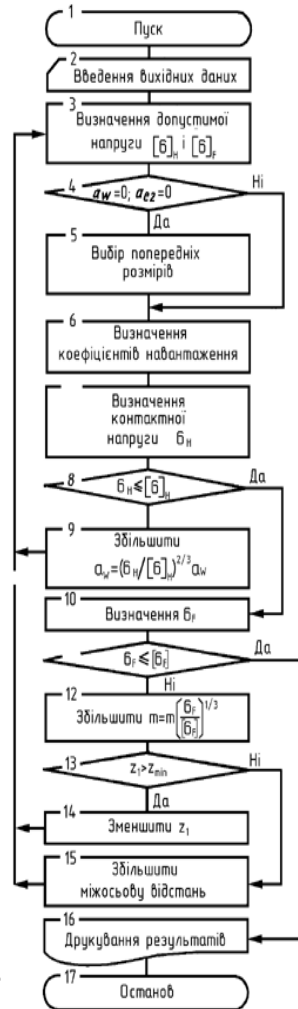


Рис. 10.25. Алгоритм розрахунку зубчастих передач на ЕОМ

приймають $u = 3$ м/с, $m = 1$ мм, а потім ці величини уточнюються.

2. Визначають попередні розміри передачі (символ дії 4), число зубів, модуль (символ дії 5).

3. Визначають коефіцієнти навантаження (символ дії 6) і контактну напругу (символ дії 7) за попередньо вибраними розмірами. Якщо розрахункова контактна напруга більше допустимої (символ дії 8), то збільшують розміри міжосьової відстані передачі a_w і діаметр зовнішнього ділильного кола d_{e2} колеса (символ дії 9), округлюють їх за рядом чисел, що мають перевагу, і повертаються до визначення допустимої напруги (символ дії 3). Описаний цикл повторюють до тих пір, поки не буде задовольнятися умова символу дії 8.

4. Визначають напругу згинання (символ дії 10) і порівнюють її з допустимими значеннями (символ дії 11). Якщо умова символу дії 11 задовольняється, то друкують результати розрахунків (символ дії 16) і закінчують розрахунки (символ дії 17).

Якщо умова символу 11 не виконується, то збільшують модуль (символ дії 12). Якщо число зубів шестерні більше мінімального (символ дії 13), то зменшують число зубів і повертаються до початку циклу (символ дії 3). Якщо число зубів одержується меншим мінімально допустимого, то збільшують розміри величин a_w і d_{e2} . В цьому випадку розміри цих величин визначаються міцністю зубів на згинання.

При оптимізації параметрів передачі за критерієм мінімальної маси редуктора можна користуватися методом перебирання варіантів з різними конструктивними параметрами, наприклад, з різною відносною шириною коліс і різною міжосьовою відстанню.

Масу редуктора можна визначити як суму мас корпусу, зубчастих коліс, валів підшипників. Але на стадії проектного розрахунку ці величини можна оцінити лише приблизно.

Якість передачі при оптимізації за критерієм мінімальної маси можна оцінювати за безрозмірним коефіцієнтом α , який пропорційний масі коліс і визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{b_{\omega} a_{\omega}^2 \sigma_F \cos^2 \beta}{T_1 z_1 (1+U)^2}, \quad (10.34)$$

де a_{ω} , b_{ω} , β – міжосьова відстань, ширина коліс і кут нахилу зубів передачі; T_1 , z_1 – обертовий момент і число зубів шестерні; U – редукторне число.

Для зубчастих коліс з високою твердістю робочої поверхні зміна числа зубів еквівалентного зубчастого колеса $z_0 = z_1 / \cos^3 \beta$ від 10 до 25 приводить до зростання коефіцієнта α в 1,4 рази. Рациональне значення числа зубів $z_0 = 17 \dots 25$.

При високій твердості зубів може з'явитися варіант передачі, в якій головним критерієм працездатності є міцність не за контактною, а за згинальною напругою. Тоді згинальну міцність можна підвищити за рахунок позитивного зміщення за рахунок позитивного зміщення x і збільшення модуля m при одночасному зменшенні числа зубів z .

Контрольні запитання

1. В чому полягають особливості розрахунків відкритих зубчастих передач?
2. Із яких сталей виготовляють колеса відкритих зубчастих передач?
3. Із яких умов міцності вибирають конструктивні розміри відкритих зубчастих передач?
4. За яких припущень вибирають допустиму згинальну напругу відкритих зубчастих передач?
5. Дайте загальну характеристику та назвіть область використання планетарних передач.
6. Назвіть переваги та недоліки планетарних передач.
7. Які сили діють в зачепленні планетарних передач?
8. За якими критеріями проводиться розрахунок міцності планетарних передач?
9. В чому полягають особливості геометрії та зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
10. В чому полягають особливості доплюсного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
11. В чому полягають особливості заплюсного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?
12. В чому полягають особливості дозаплюсного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова)?

13. Чим пояснюється більша навантажувальна здатність за контактною напругою передач з круговим профілем зубів (М. Новікова) порівняно із евольвентним зачепленням?

14. Наведіть рівняння для визначення основних геометричних параметрів дозаплюсного зачеплення передач з круговим профілем зубів (М. Новікова).

15. Назвіть та охарактеризуйте критерії працездатності та розрахунку передач з круговим профілем зубів (М. Новікова).

16. В яких випадках використовуються гвинтові та гіпоідні передачі?

17. Які конструктивні особливості мають гвинтові передачі?

18. Які конструктивні особливості мають гіпоідні передачі?

19. Дайте пояснення принципу дії та деяких схем хвильових передач.

20. Назвіть основні критерії працездатності хвильових передач.

21. Дайте загальну характеристику передачі «гвинт - гайка».

22. Наведіть приклади використання передачі «гвинт - гайка».

23. Визначте переваги та недоліки передачі «гвинт - гайка».

24. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення передаточного відношення гвинтових механізмів.

25. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення осьової сили гвинтових механізмів.

26. Які Вам відомі основні критерії втрати працездатності передачі «гвинт - гайка»?

27. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення розрахункового критерію працездатності гвинтових механізмів.

28. Запишіть та проаналізуйте формулу для визначення середнього діаметра різьби гвинтових механізмів.

29. За якою формулою визначається зовнішній діаметр гайки D ?

30. У чому полягає розрахунок гвинтів на міцність і стійкість?

31. Які матеріали використовуються для виготовлення деталей передач «гвинт - гайка»? Чому?

32. Із якого матеріалу виготовляють слабонапружені і тиххідні гвинти, які не підлягають гартуванню?

33. Із якого матеріалу виготовляють гвинти, які підлягають гартуванню?

34. Із якого матеріалу виготовляють гвинти, які підлягають азотуванню?

35. Чому дорівнює допустимий тиск в різьбі передач «гвинт - гайка»?

36. Як визначається допустима напруга на розтяг або стиск для сталевих гвинтів?

37. Як визначається допустима напруга матеріалу гайок?

38. Наведіть загальні відомості про фрикційні передачі. Які їх переваги? Назвіть область використання фрикційних передач.

39. Дайте схему та опишіть принцип дії циліндричної фрикційної передачі. Запишіть основні співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі.

40. Дайте схему та опишіть принцип дії конічної фрикційної передачі. Запишіть основні співвідношення між параметрами конічної фрикційної передачі.

41. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного варіатора з розсувними конусами.

42. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного торового варіатора.

43. Опишіть роботу і конструкцію фрикційного дискового варіатора.

44. Що є критеріями працездатності фрикційних передач?

45. За яким критерієм ведеться розрахунок міцності та довговічності фрикційних передач?

РОЗДІЛ III ПЕРЕДАЧІ З ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ

11 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

11.1 Загальні відомості

Пасові передачі відносяться до передач тертям із гнучким зв'язком. Пасова передача складається із двох шківів, що закріплені на ведучому і веденому валах, і паса, який охоплює шківви (рис. 11.1). Гнучкий зв'язок здійснюється пасом. Навантаження в передачі передається силами тертя, які виникають між робочою поверхнею шківів і пасом внаслідок натягу останнього (рис. 11.2).

Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють:

- плоскопасові (рисунки 11.2 та 11.3, *a*),
- клинопасові (рисунки 11.3, *б* та 11.4),
- круглопасові

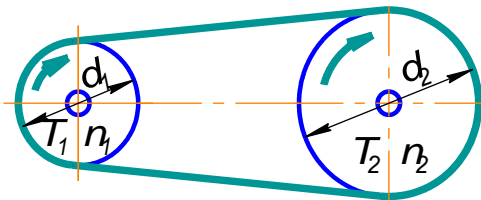


Рис. 11.1. Кінематична схема пасової передачі

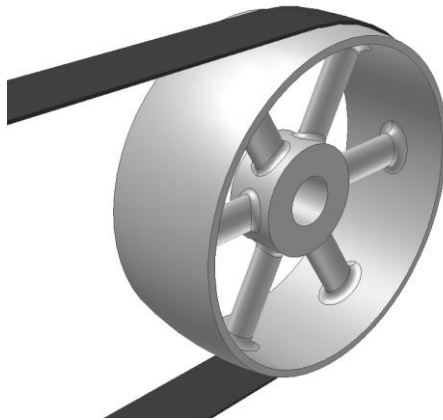


Рис. 11.2. Контакткування паса та робочої поверхні шківва

передачі (рис. 11.3, в),

а також передачі із поліклиновими пасами (рис. 11.5).

В залежності від швидкості паса розрізняють передачі

- тихохідні ($v \leq 10$ м/с),

- середньохідні ($v = 10 \dots 30$ м/с),

- швидкохідні ($v = 30 \dots 100$ м/с).

Пасові передачі використовують у тих випадках, коли за умов конструювання ведучий і ведений вали розміщено на значних відстанях. У сучасному машинобудуванні найбільш поширено використання клинопасових передач. Їх використовують як швидкохідний ступінь у приводах електрогенераторів, металообробних верстатів, робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах тощо.

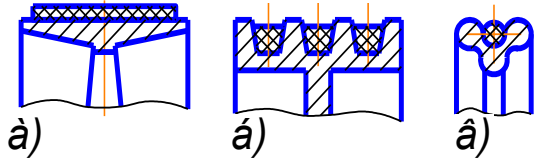


Рис. 11.3. Типи пасових передач залежно від форми поперечного перерізу паса: *a* - плоскостасова; *б* - клинопасова; *в* - круглостасова передачі



Рис. 11.4. Загальний вигляд клинопасової передачі



Рис. 11.5. Загальний вигляд поліклинового паса

Переваги пасових передач: можливість передавання руху на значні відстані (до 15 м і більше); плавність і безшумність у роботі, що обумовлені еластичністю паса; запобігання механізмів від перевантаження за рахунок можливого проковзування паса на шківках; простота конструкції та експлуатації; можливість роботи з високими частотами обертання; низька вартість.

Недоліки: підвищені габарити; несталість передаточного числа через можливе проковзування паса; підвищене навантаження на вали і опори, що пов'язане із попереднім натягуванням пасів; відносно низька довговічність приводних пасів у швидкохідних передачах (1000 ... 5000 годин).

11.2 Конструкційні елементи пасових передач

Приводні паси пасових передач повинні мати: достатню міцність при змінній нарузі і стійкість проти спрацювання; достатній коефіцієнт тертя паса із шківом; низьку згинальну жорсткість; високу довговічність; низьку вартість. Приводні паси стандартизовано.

Використовують плоскі паси: гумовотканинні (ГОСТ 23831-79), бавовняні суцільнотканинні (ГОСТ 6982-75), шкіряні скінченні (ГОСТ 18679-73), із спеціальних синтетичних матеріалів (ТУ 17-21-598-87 Ремни приводные плоские из синтетических материалов).

Гумовотканинні паси виготовляють трьох типів (А, Б, В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією. Ширина пасів 20 ... 1200 мм, число прокладок 2 ... 9 товщиною 1,25...2 мм кожна.

Бавовняні суцільнотканинні паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплетених шарів шириною 30 ... 250 мм, завтовшки 4,5 ... 8,5 мм.

Шкіряні паси виготовляють із нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням. Ширина пасів 20 ... 300 мм, товщина 3 ... 10 мм.

Паси із синтетичних матеріалів мають високу міцність та довговічність. Їх використовують при швидкостях до $v = 100$ м/с.

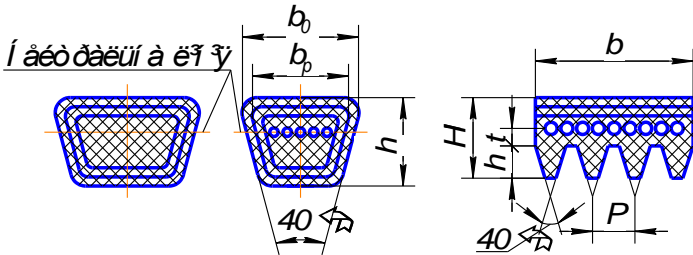


Рис. 11.6. Типи клинових пасів нормального перерізу:
a – кордтканинні; *б* - кордшнурові; *в* – поліклинові паси

Клинові паси - це безкінечні паси трапецієвидного перерізу з боковими робочими гранями і кутом клину 40° (ГОСТ 1284-89 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. За кордоном - стандарти DIN 2215 и V.S. 3790). Клинові паси виготовляють двох типів (ДСТУ ISO 4184:2010, IDT): кордтканинні (ГОСТ 23831-79 Ремни плоские приводные резиноканевые) та кордшнурові (ГОСТ 1284.2-89 Ремни приводные кордшнуровые, сечение С(В), рис. 11.6, *a*, *б*).

Клиновий пас винайшов у 1917 р. Джон Гейтс (John Gates). Кордтканинні клинові паси складаються із кількох шарів прогумованої кордтканини, гумових або гумовотканинних шарів над- і під кордом, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини.

Кордшнурові клинові паси відрізняються тим, що замість верхнього шару використовується один шар кордшнура, нижній шар виготовляється із більш твердої гуми.

Клинові паси нормальних перерізів виготовляють семи різних за розмірами типів, що передають різну потужність (ГОСТ 1284.1-89): *Z* (*O*), *A*, *B* (*Б*), *C* (*B*), *D* (*Г*), *E* (*Д*), *E0* (*E*), *40x20* (Ремни с размерами, указанными в скобках, изготавливали до 01.01.95; табл. 11.1, рис. 11.7, *a*).

Пас перерізу *O* (*Z*) передає потужність 2 кВт, перерізу *E* (*E0*) – 200 кВт.

Паси мають стандартну довжину.

Переріз паса вибирається в залежності від потужності P_1 , що передається, і частоти обертання малого шківів n_1 .

Недоліком клинових пасів є їх значна висота, із-за чого спостерігається суттєва деформація паса та нерівномірний розподіл нормального тиску в зоні його контакту із шківом. Це знижує к.к.д. передач і довговічність пасів.

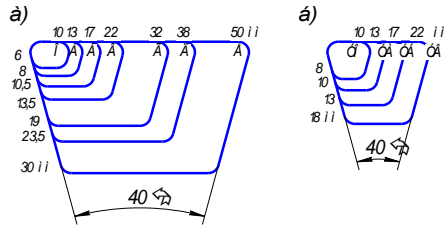


Рис. 11.7. Типи клинових пасів з розмірами: a – паси нормального перерізу; b – вузькі паси

Таблиця 11.1.

Механічні характеристики клинових пасів

Позначення перерізів	Розміри перерізів, мм			Мінімальний діаметр малого шківів, d , мм	Площа перерізу A , мм ²	Розрахункова довжина, l_p , мм
O	8,5	10	6	63	47	400...2500
A	11	13	8	90	81	560...4000
B	14	17	10,5	125	138	800...5300
B	19	22	13,5	200	230	1800...10600
VO	8,5	10	8	63	56	630...3550
VA	11	13	10	90	93	800...4500
VB	14	17	13	140	159	1250...8000
VB	19	22	18	224	278	2000...8000

Примітки. Розрахункова довжина паса (на рівні нейтральної лінії), мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, ..., 18000.

Використовують також вузькі паси (ТУ 38-40534-75 та ТУ 38-105161-84. За кордоном - стандарти DIN 7753 ч. 1 та V.S. 3790.), які передають у 1,5 ... 2 рази більшу потужність, і є більш

швидкохідними (див. рис. 11.7, б). Використовують I (три перерізи) та II (п'ять перерізів) типи вузьких пасів. Переріз вузького пасу вибирається в залежності від потужності P_1 , що передається, частоти обертання малого шківа n_1 та його діаметра d_1 .

Поліклинові паси – це плоскі паси замкнутої форми, які мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні (див. рисунки 11.5 та 11.6, в). Згідно із ГОСТ 1284-89 «Поликлиновые (ручьевые) приводные ремни» застосовуються поліклинові паси трьох поперечних перерізів: PJ , PL та PM .

Кут клину пасу 40° , висота профілю $e = 1,374P$ (P - крок); швидкість пасу $v = 50$ м/с.

Переріз поліклинового пасу вибирається в залежності від потужності P_1 , що передається, частоти обертання малого шківа n_1 та його діаметра d_1 . Поліклинові паси поєднують переваги плоских (гнучкість) та клинових (підвищена тягова здатність) пасів.

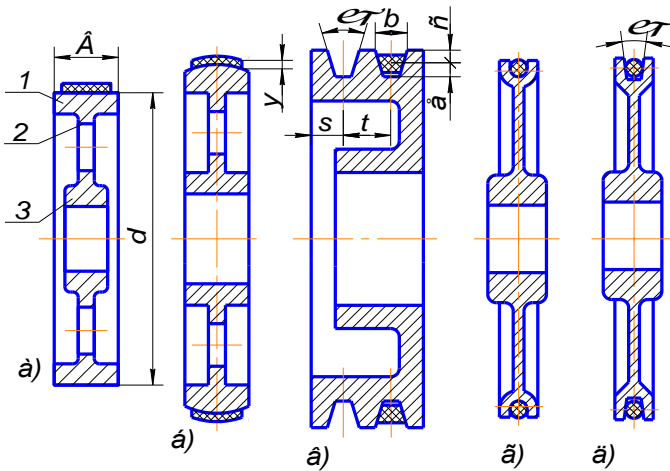


Рис. 11.8. Шківи пасових передач:
 а - б - плоскопасових; в - клинопасових;
 г - д - круглпасових передач

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумовотканинними, бавовняними, капроновими. Діаметр шківів 3...4 (12) мм.

Шків пасових передач мають обід *1*, на якому розміщується пас, втулку *3*, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск *2* або спиці, що з'єднують обід із втулкою (рис. 11.8, *а*). Форма робочої поверхні ободу *1* шківа визначається формою поперечного перерізу паса.

Для плоских пасів згідно ГОСТ 17383-80 робоча поверхня одного шківа плоска, а другого шківа - випукла (*б*), що забезпечує центрування паса.

Основні розміри шківів: діаметр *d* (вибирають із стандартного ряду), ширина $B = 1,1b + (5...8) \text{ мм}$ (*b* ширина паса), $y \approx B/200$.

У шківів клинопасових передач (див. рис. 11.8, *в*) робочою поверхнею є бокові сторони клинових канавок (ГОСТ 20889-88).

За стандартом клинові канавки виконують з кутом $\alpha = 34...40^\circ$. Ширина шківів клинових і поліклинових передач

$$B = (z - 1) p + 2 f,$$

де *z* – кількість клинових пасів; *p* – крок клинових канавок; *f* – розмір від торця шківа до середини канавки.

Для круглих пасів профіль канавок - напівкруглий або клиновий.

Розрахункові діаметри *d* шківів передач вибирають із наступного ряду стандартних чисел: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 мм.

Шків пасових передач виготовляють із чавуну СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20 литтям ($v \leq 30...35 \text{ м/с}$); із сталі литтям, а та-

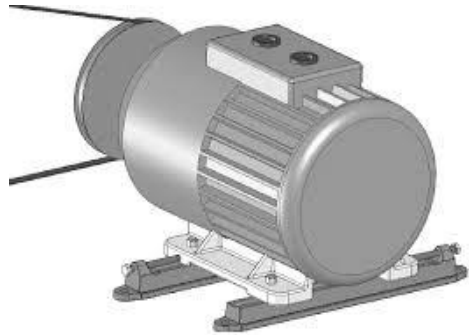


Рис. 11.9. Полозки з періодичним підтягуванням паса за допомогою гвинтів

кож зварюванням із відштампованих окремих деталей ($v \leq 60$ м/с); із легких сплавів литтям для швидкохідних передач; із пластмаси при невеликих діаметрах для зменшення маси.

Натяжні пристрої

пасових передач застосовують для створення попереднього натягу паса, компенсації його витягування в процесі експлуатації, а також для збільшення кута обхвату шківів. Натяжні пристрої повинні забезпечувати можливість зміни міжосьової відстані передач a в діапазоні $(0,97 \dots 1,06)a$.

За конструкцією та принципом роботи розрізняють три групи натяжних пристроїв:

- полозки (рис. 11.9),
- хитні плити (рис. 11.10);
- натяжні та відтяжні ролики (рис. 11.11);

- пристрої з автоматичним регулюванням натягування паса (рисунки 11.4, 11.12).

Полозки – це пристрій періодичної дії, в якому зміна міжосьової відстані здійснюється шляхом переміщення двигуна із ведучим шківом за допомогою установочних гвинтів.

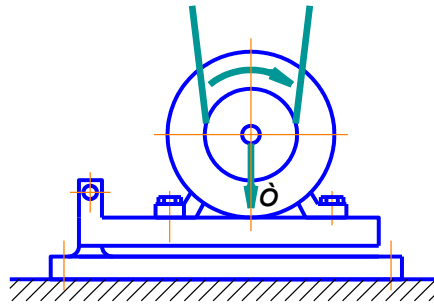


Рис. 11.10. Хитна плита з підтягуванням паса за допомогою маси електродвигуна



Рис. 11.11. Підтягування паса за допомогою натяжного ролика

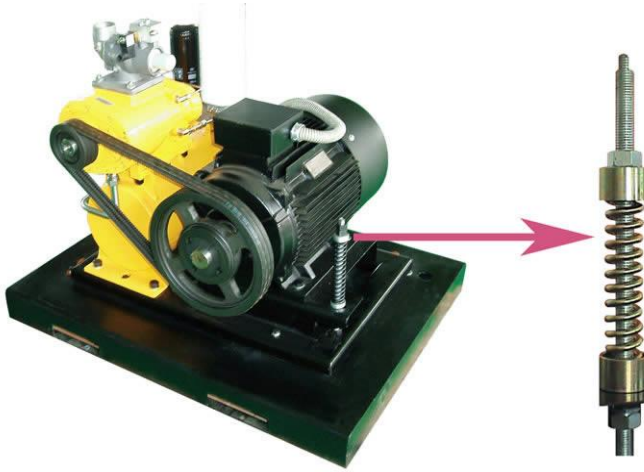


Рис. 11.12. Автоматичний підтягувач паса за допомогою пружинного пристрою

Хитна плита – це пристрій постійної дії, вона встановлюється на шарнірах і переміщується за допомогою маси електродвигуна. При автоматичному регулюванні натягування паса його величина змінюється в залежності від навантаження.

11.3 Кінематичні та геометричні параметри пасових передач

Колова швидкість на ведучому та веденому шківів діаметром d_1 і d_2 (рис. 11.13)

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}, \quad (11.1)$$

де n_1 і n_2 – частота обертання ведучого та веденого шківів.

Ураховуючи пружне ковзання

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \quad (11.2)$$

де ε - коефіцієнт ковзання, $\varepsilon \square = 0,01 \dots 0,02$.

Передаточне відношення пасових передач

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}. \quad (11.3)$$

Практично

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Розрахунковий діаметр меншого шківa d_1 (мм) для плоскопосових передач із гумовотканинними пасами можна приблизно визначити за формулою М.А. Саверина

$$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}, \quad (11.4)$$

де T_1 обертовий момент на валу меншого шківa, Н·м.

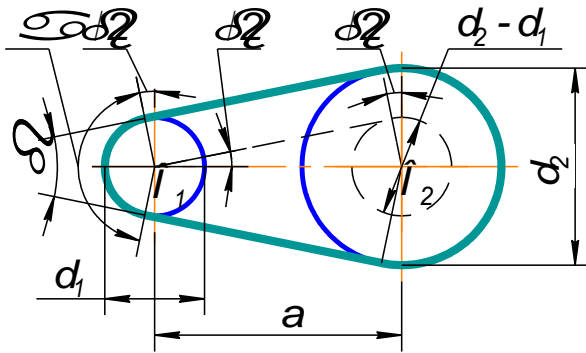


Рис. 11.13. Розрахункова схема пасової передачі

Мінімальний діаметр меншого шківa d_1 для клинопосових передач можна визначити за табл. 11.1.

Для передач із полікліновими пасами мінімальний діаметр меншого шківa d_1 орієнтовно можна визначити за формулою

$$d_1 = 30 \sqrt[3]{T_1}. \quad (11.5)$$

Одержані значення діаметрів шківів d_1 , d_2 ($d_2 = id_1$) округлюють до найближчих стандартних значень (див. п. 11.2).

Кут обхвату пасом малого шківa α (рис. 11.10):

$$\alpha = 180^\circ - \beta; \partial e \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right), \quad (11.6)$$

тут β - кут між витками паса; a - міжосьова відстань.

Так як кут $\beta \leq 15^\circ$, беремо значення синуса рівним його аргументу. Тоді

$$\beta \approx \frac{(d_2 - d_1)}{a}, \text{ рад} \approx \frac{57(d_2 - d_1)}{(a^\circ)}.$$

При цьому

$$\alpha = \frac{180^\circ - 57(d_2 - d_1)}{a}. \quad (11.7)$$

Міжосьова відстань пасових передач визначається конструктивними вимогами до привода.

Оптимальна міжосьова відстань плоскопасових передач

$$a_{opt} \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2). \quad (11.8)$$

При цьому кут обхвату пасом малого шківa $\alpha \geq 150^\circ$.

У клинопасових передачах мінімальна міжосьова відстань визначається рівнянням

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad a_{max} = 2(d_1 + d_2), \quad (11.9)$$

де h - висота перерізу паса.

Для забезпечення високих значень к.к.д., тягової здатності і довговічності паса діаметри шківів d_1, d_2 та міжосьова відстань a пасових передач рекомендується вибирати максимально допустимими за критерієм габаритних розмірів.

Довжина паса L визначається за формулою

$$L \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (11.10)$$

і узгоджується із стандартними значеннями (див. примітку до табл. 11.1).

11.4 Сили і силові залежності пасових передач

Гілки паса у стані спокою при обертовому моменті на ведучому шківі $T = 0$ навантажені лише зусиллям попереднього натягу F_0 (рис. 11.14, а).

Після прикладання до ведучого шківів робочого навантаження, при якому момент $T > 0$, у ведучій гілці передачі створюється зусилля F_1 , а у веденій гілці – зусилля F_2 (рис. 11.14, б).

За умов рівноваги відносно осі обертання ведучого і веденого шківів можна записати рівняння

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (11.11)$$

де F_t - колова сила на шківі; при цьому

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (11.12)$$

При цьому зусилля у ведучій та веденій гілках передачі урівноважується силою попереднього натягу паса F_0 , тобто

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (11.13)$$

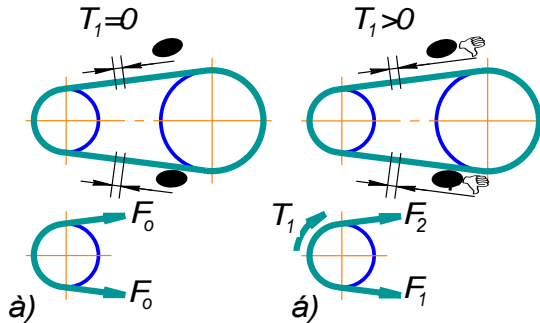


Рис. 11.14. Навантаження пасової передачі: а - у стані спокою при обертовому моменті на ведучому шківі $T = 0$; б - після прикладання на ведучий шків робочого навантаження $T > 0$

Два рівняння (11.1) і (11.13) мають три невідомих параметри і, отже, відсутня можливість їх розв'язку. Одержати розв'язок вказаної системи рівнянь допомагає установлена

Ейлером залежність для оцінки тягової здатності передачі з урахуванням величини сили тертя між шківками і пасом

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (11.14)$$

де e - основа натурального логарифма; f - коефіцієнт тертя між пасом і шківком; α - кут обхвату пасом малого шківка.

Із урахуванням залежностей (11.11) та (11.14) знаходимо рівняння для оцінки зусилля F_1 у ведучій гілці передачі і зусилля F_2 у веденій гілці

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (11.15)$$

а також зусилля попереднього натягу пасу F_0

$$F_0 = \frac{F_t (e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (11.16)$$

Ці формули устанавлюють зв'язок між силами, які діють у пасовій передачі, і параметрами f і α .

Остання залежність дозволяє визначити гранично мінімальне значення зусилля попереднього натягу F_0 , при якому можливе передавання заданого навантаження F_t .

Так, якщо

$$F_0 < \frac{F_t (e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)},$$

то спостерігається буксування пасу.

При збільшенні значень параметрів f і α ефективність передачі зростає.

При круговому русі пасу по робочій поверхні шківка із швидкістю v виникає його додаткове натягування від дії відцентрових сил

$$F_v = \rho A v^2, \quad (11.17)$$

де ρ - густина матеріалу пасу; A - площа поперечного перерізу пасу, $A = b\delta$ (b і δ - відповідно ширина і товщина пасу).

Відцентрова сила F_v зменшує корисну дію сили попереднього натягу паса F_0 , знижуючи тим самим навантажувальну здатність передачі. Негативний вплив відцентрової сили F_v помітний лише при великих швидкостях паса ($v = 20$ м/с).

Таким чином, під час роботи пасової передачі у ведучій та веденій гілках діють такі сили:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t + F_v \quad (11.18)$$

і

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t + F_v, \quad (11.19)$$

а для холостого ходу

$$F_1 = F_2 = F_0 + F_v. \quad (11.20)$$

11.5 Напруга у гілках передачі та її вплив на тягову здатність і довговічність пасів

Напругу в поперечних перерізах ведучої та веденої гілок паса від дії сил F_1 і F_2 в навантаженій передачі із урахуванням (11.18) – (11.19) можна знайти за формулами:

$$\sigma = \sigma_0 + 0,5\sigma_t; \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t, \quad (11.21)$$

де σ_t - напруга в поперечному перерізі паса від робочого навантаження - корисна напруга

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}.$$

Напруга у поперечних перерізах паса від дії відцентрових сил F_v (див. (11.17))

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho V^2. \quad (11.22)$$

Згинальна напруга в частині паса, який обгинає шків діаметром d ,

$$\sigma_{\text{с}ā} = E\delta/d, \quad (11.23)$$

де E - модуль пружності матеріалу паса.

Для середніх значень $E = 200$ МПа для відношень $d/\delta = 200, 100, 50, 25$ відповідно $\sigma_{3z} = 1, 2, 4, 8$ МПа. Напряга σ_{3z} часто перевищує всі інші складові сумарної напруги.

Сумарна максимальна напряга σ_{max} у ведучій гільці в місці набігання паса на малий шків

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{3z} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{3z}. \quad (11.24)$$

Відповідно до (11.16)

$$\sigma_t = \frac{2\sigma_0(\varepsilon^{f\alpha} - 1)}{(\varepsilon^{f\alpha} + 1)}, \quad (11.25)$$

тобто корисне навантаження σ_t зростає із збільшенням напруги від попереднього натягу σ_0 . Однак при збільшенні σ_0 знижується довговічність пасів. Тому рекомендується брати для клинових пасів $\sigma_0 < 1,5$ МПа, для плоских пасів $\sigma_0 < 1,8$ МПа. При цьому $\sigma_t \leq 2 \dots 2,5$ МПа.

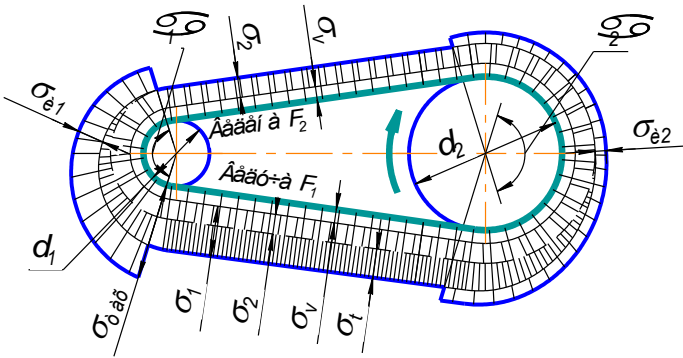


Рис. 11.15. Епюра розподілу напруги вздовж довжини паса

Вплив напруги від відцентрових сил σ_v на тягову здатність для тихо- та середньошвидкісних передач незначний.

Епюра розподілу напруги по довжині паса показана на рис. 11.15.

Згинальна напруга σ_{32} не підвищує тягову здатність передачі; більше того σ_{32} є головною причиною руйнування пасів від втоменості. Тому згинальну напругу σ_{32} обмежують мінімально допустимими значеннями відношення d/δ .

Довговічність пасів залежить також від числа циклів зміни напруги

$$U = \frac{v}{\ell}, \quad (11.26)$$

де l - довжина паса.

Обмеження на число циклів таке: для плоских пасів $U \leq 3 \dots 5 c^{-1}$; для клинових пасів $U \leq 10 \dots 20 c^{-1}$.

11.6 Критерії працездатності та сутність розрахунку пасових передач на тягову здатність

Критеріями працездатності пасових передач є довговічність паса, яка обумовлена руйнуванням паса від втоменості, і тягова здатність або міцність зчеплення паса із шківками; останній критерій є основним.

Розрахунок пасової передачі на тягову здатність базується на кривих ковзання, які є результатом дослідження пасів різних типів і матеріалів (рис. 11.16). Криві ковзання установлюють залежність відносного ковзання ε і к.к.д. η від корисного навантаження передачі F_t , яке виражають через коефіцієнт тяги φ .

Коефіцієнт тяги φ характеризує працездатність пасової передачі і знаходиться так:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (11.27)$$

Коефіцієнт тяги φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується для передавання корисного навантаження F_t .

На початковій частині кривої ковзання від 0 до φ_0 (див. рис. 11.16) спостерігається пружне ковзання (передача працює нормально), в зоні $\varphi_0 \dots \varphi_{max}$ – пружне ковзання і буксування (нормальна робота передачі порушується), в зоні $\varphi > \varphi_{max}$ – буксування робочого pásа (ведений шків зупиняється).

Робоче навантаження вибирають близько до φ_0 і зліва від нього. Цьому значенню відповідає максимальний к.к.д.

Відношення $\varphi_{max} / \varphi_0$ для різних pásів таке: для плоских гумовотканинних – 1,15...1,30; для плоских бавовняних – 1,25...1,40; для плоских шкіряних – 1,35...1,50; для клинових – 1,5...1,6. Середні значення φ_0 для гумовотканинних та шкіряних pásів – 0,6; для бавовняних – 0,5; для клинових – 0,7.

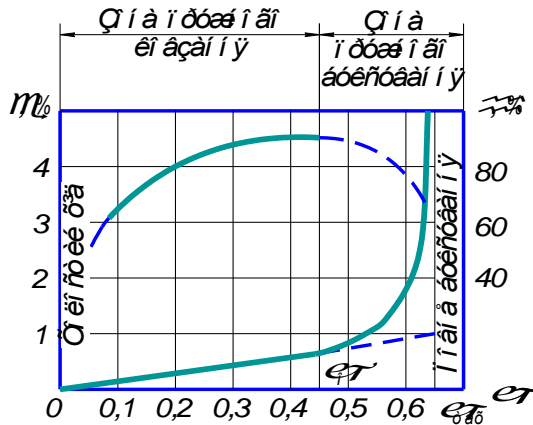


Рис. 11.16. Криві ковзання і к.к.д. пасових передач

За критичним значенням коефіцієнта тяги φ_0 , при якому відсутнє буксування передачі, визначають оптимальне корисне навантаження F_{t0} при певному попередньому натягу гілок pásа F_0

$$F_{t0} = 2F_0\varphi_0. \quad (11.28)$$

К.к.д. пасової передачі за рахунок зменшення питомих втрат холостого ходу на ділянці кривої $[0 \dots \varphi_0]$ зростає і досягає максимуму при критичних значеннях коефіцієнта тяги φ_0 . В зоні часткового буксування к.к.д. різко знижується із-за втрат на ковзання, а в зоні повного буксування падає до нуля.

11.7 Особливості розрахунку плоскопасових передач

Розрахунок базується на використанні залежності (11.28).

Якщо ліву і праву частину залежності (11.28) розділити на ширину паса b і число прокладок i_n , то одержимо

$$f_{i0} = 2f_0\varphi_0, \quad (11.29)$$

де f_{i0} - оптимальне питома корисне навантаження, що передається одиницею ширини однієї прокладки паса, $f_{i0} = \frac{F_{i0}}{bi_n}$; f_0 - питома сила попереднього натягання паса, що припадає на одиницю ширини однієї прокладки $f_0 = \frac{F_0}{bi_n}$.

Для гумовотканинних пасів для передач із попереднім натягом паса при відносно малій міжосьовій відстані a - $f_0 = 2$; те ж при великій міжосьовій відстані a і куті нахилу передачі $\leq 60^\circ$ - $f_0 = 2,25$; при автоматичному регулюванні натягу паса $f_0 = 2,5$.

За f_0 і середнім значенням φ_0 за формулою (11.29) визначаємо f_{i0} .

Визначають допустиме корисне навантаження для заданих умов експлуатації

$$[f_{i0}] = f_{i0}C_\gamma C_\alpha C_p, \quad (11.30)$$

де C_γ - коефіцієнт, який враховує нахил передачі до горизонту γ ; при $\gamma = (0...60)^\circ$ - $C_\gamma = 1$, при $\gamma = (60...80)^\circ$ - $C_\gamma = 0,9$, при $\gamma = (80...90)^\circ$ - $C_\gamma = 0,8$.

Коефіцієнт C_α враховує кут обхвату пасом малого шківів α_1

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1),$$

а коефіцієнт C_v - вплив на роботу передачі відцентрових сил

$$C_v = 1,04 - 0,0004 v^2.$$

Коефіцієнт C_p враховує режим роботи передачі; для однозмінної роботи $C_p = 1$ - при спокійному навантаженні, $C_p = 0,9...0,8$

– при незначних коливаннях навантаження, $C_p = 0,8 \dots 0,7$ – при ударному навантаженні.

Знаходиться потрібна ширина паса

$$b = \frac{F_t}{i_n [f_{t0}]}, \quad (11.31)$$

яка узгоджується із стандартом.

За одержаними значеннями b , δ та ін. Знаходимо потрібну силу попереднього натягу паса

$$F_0 = f_0 b i_0. \quad (11.32)$$

11.8 Особливості розрахунку клинопасових передач

Клинопасові передачі застосовують при малих міжосьових відстанях a та великих передаточних відношеннях i (рис. 11.17). Клинова форма паса збільшує силу його зчеплення із шківом приблизно в три рази порівняно із плоскою формою паса (рис. 11.18).



Рис. 11.17. Загальний вигляд клинопасової передачі

Розрахунок клинопасових передач на тягову здатність базується на використанні виразу (11.28).

Якщо помножити ліву і праву частину цього виразу на швидкість паса v , то одержимо відповідні потужності

$$[P] = P_0 C_\alpha C_p C_i C_z, \quad (11.33)$$

Таблиця 11.2.

**Допустима таблична потужність P_0 для одного
клинового паса**

Переріз паса та базова довжина l_0 , мм	Площа перерізу A , мм	Діаметр меншого шківа d_1 , мм	Допустима таблична потужність P_0 (кВт) при швидкості паса v , мм			
			5	10	15	20
O1320	47	63	0,49	0,82	1,03	1,11
		71	0,56	0,95	1,22	1,37
		80	0,62	1,07	1,41	1,60
А 1700	81	90	0,84	1,39	1,75	1,88
		100	0,95	1,60	2,07	2,31
		112	1,05	1,82	2,39	2,74
Б 2240	138	125	1,39	2,26	2,80	-
		140	1,61	2,70	3,45	3,83
		160	1,83	3,15	4,13	4,73
В 3750	230	200	2,77	4,59	5,80	6,33
		224	3,15	5,35	6,95	7,86
		280	3,48	6,02	7,94	9,18
УО 1600	56	63	0,95	1,50	1,68	1,85
		71	1,18	1,95	2,35	2,73
		80	1,38	2,34	2,92	3,50
УА 2500	95	90	1,56	2,57	3,60	-
		100	1,89	3,15	4,35	-
		112	2,17	3,72	4,60	5,61
УБ 3550	158	140	2,95	5,00	7,01	-
		160	3,45	5,98	7,60	9,10
		180	3,80	6,70	8,80	10,6

Примітки: Стандартний ряд довжин клинових пасів, мм: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000;...

де $[P]$ – розрахункова потужність, яка передається одним пасом передачі; P_0 - допустима таблична потужність для одного клиново-

го паса у дослідних умовах ($d_1 = d_2$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$; базова довжина l_0 паса; спокійне навантаження; див. табл. 11.2, а також табл. 21.5 [14]); C_α , C_p - відповідно коефіцієнти, які враховують кут обхвату малого шківa α та режим роботи паса, $C_l = \sqrt[6]{l/l_0}$; C_z - коефіцієнт кількості z пасів, що працюють в одній передачі паралельно; $C_z = 0,95$ при $z = 2...3$, $C_z = 0,9$ при $z = 4...6$, $C_z = 0,85$ при $z > 6$.

Потрібне число клинових пасів в одній передачі

$$z = P/[P], \quad (11.34)$$

де P - розрахункова потужність передачі.

Звичайно приймають $z \leq 8$; при ретельному доборі пасів можна прийняти $z \leq 10$.

Сила попереднього натягу паса

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 C_l}{v C_\alpha C_p}, \quad (11.35)$$

де P_1 - потужність. Вт; v - швидкість паса, м/с.

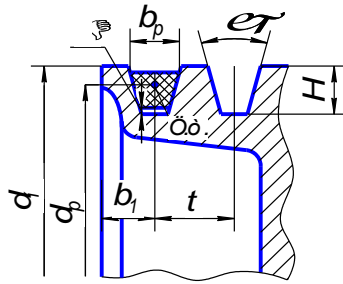


Рис. 11.18. Особливості розрахунку клинопасових передач

Контрольні запитання

1. Дайте визначення пасовій передачі, її принцип дії.
2. Наведіть загальні відомості про пасові передачі.
3. Де використовуються пасові передачі?
4. Назвіть переваги пасових передач.
5. Назвіть недоліки пасових передач.
6. Як розрізняють пасові передачі залежно від форми поперечного перерізу паса?
7. Як розрізняють пасові передачі залежно від швидкохідності?
8. Які Ви знаєте конструкційні елементи пасових передач?
9. Дайте загальну характеристику приводним пасам.
10. Дайте характеристику плоским приводним пасам.

11. Дайте характеристику клиновим приводним пасам.
12. Дайте характеристику клиновим приводним пасам за розмірами.
13. Дайте загальну характеристику шківам пасових передач.
14. З якою метою використовуються натяжні пристрої пасових передач?
15. Які типи натяжних пристроїв пасових передач Вам відомі?
16. Назвіть кінематичні параметри пасових передач.
17. Якими математичними залежностями описується передаточне відношення пасових передач?
18. Якими математичними залежностями описується кут обхвату пасом малого шківа?
19. Якими математичними залежностями описується залежність для визначення оптимальної міжосьової відстані пасових передач?
20. Опишіть сили, які діють у пасових передачах.
21. Наведіть відомі Вам силові залежності цих передач.
22. Між якими параметрами описується залежність Ейлера?
23. Яка напруга виникає у гілках пасової передачі?
24. Назвіть місце у пасовій передачі, в якому виникає максимальна напруга?
25. Як напруга у гілках пасової передачі впливає на тягову здатність і довговічність пасів?
26. Назвіть критерії втрати та розрахунку працездатності пасових передач.
27. Назвіть основний критерій втрати та розрахунку працездатності пасових передач.
28. Що таке крива ковзання і коефіцієнт тяги?
29. Для чого використовується оптимальне значення коефіцієнта тяги?
30. У чому полягають особливості розрахунків плоскопасових передач?
31. У чому полягають особливості розрахунків клинопасових передач?

12 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

12.1 Принцип дії та оцінка

Ланцюгова передача відноситься до передач зачепленням із гнучким зв'язком (рис. 12.1). Ця передача складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, які розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контуру (рис. 12.2).

Ланцюг 3 складається із окремих ланок, що з'єднані шарнірами, і знаходиться у зачепленні із зубами зірочок 1, 2, що забезпечує передавання обертаючого моменту веденому валу.

Ланцюгові передачі використовують при значних міжосьових відстанях (до 8 м) і за необхідності передавання руху від одного ведучого вала декільком веденим у верстатобудуванні, гірничому, наприклад, роликівий живильник випалювальних машин, транспортному, хімічному, сільськогосподарському машинобудуванні, підйомно-транспортному обладнанні.

Переваги ланцюгових передач: можливість використання в значному діапазоні міжосьових відстаней; можли-



Рис. 12.1. Загальний вигляд ланцюгової передачі

вість передавати обертаючий момент від одного ведучого вала декільком веденим; достатньо високий к.к.д.; відсутність проковзування; незначні сили, що діють на вали; легка заміна ланцюга.

Недоліки: відносно швидке спрацювання шарнірів, яке приводить до збільшення кроку ланцюга і необхідності використання пристроїв для натягування ланцюга; додаткове динамічне навантаження валів із-за незначних коливань швидкості руху ланцюга і шум при роботі; необхідність організації системи змащення; необхідність у точній установці валів.

12.2 Основні кінематичні та конструкційні характеристики

Потужність передачі

$$P = F_t v, \quad (12.1)$$

де F_t - колова сила на зірочці; H , v - швидкість ланцюга; м/с, причому

$$v = \frac{nzP_l}{60}, \quad (12.2)$$

де n - частота обертання зірочки, хв^{-1} ; z - число зубів зірочки; P_l - крок ланцюга, м.

Для тихохідних і середньошвидкісних передач із $v \leq 15 \text{ м/с}$ $n < 500 \text{ хв}^{-1}$; для швидкісних передач $n < 3000 \text{ хв}^{-1}$.

Крок ланцюга P_l у проектному розрахунку є вихідною величиною; його можна вибрати за формулою

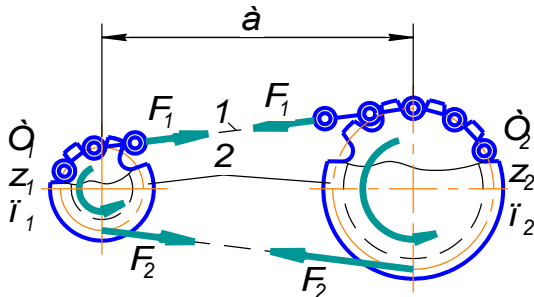


Рис. 12.2. Схема ланцюгової передачі: 1 - ведуча зірочка; 2 - ведена зірочка; 3 - приводний ланцюг

$$P_d = 13 \cdot \sqrt[3]{T_1 / z_1}, \quad (12.3)$$

де T_1 – обертовий момент ведучої зірочки з числом зубів z_1 .

Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком P_d . Допустимі значення кроку ланцюга P_d за критерієм швидкохідності наведено в табл. 12.1.

Таблиця 12.1.

Допустимі значення кроку ланцюга P_d за критерієм швидкохідності

Тип ланцюга	Крок ланцюга P_d , мм				
	6	9,525	12,7	15,875	19,05
ПВ; ПВЛ;	$\frac{3000}{6000}$	$\frac{2500}{5000}$	$\frac{1250}{3150}$	$\frac{1000}{2300}$	$\frac{900}{1800}$
ПР	-	-	$\frac{3300}{4000}$	$\frac{2650}{3300}$	$\frac{2200}{2700}$

Продовження таблиці 12.1

Тип ланцюга	Крок ланцюга P_d , мм				
	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ПВ;	$\frac{700}{1200}$	$\frac{500}{1000}$	$\frac{400}{900}$	$\frac{300}{600}$	$\frac{250}{450}$
ПВЛ;					
ПР	-	-	-	-	-
Примітки: 1. В чисельнику наведено значення частоти обертання n_{np} , в знаменнику – n_{np} . 2. При частоті обертання n_{np} число зубів малої зірочки повинно бути $z_1 \geq 15$. При частоті обертання n_{gp} – $z_1 \geq 20$ і необхідно забезпечити підвищену точність виготовлення зірочок, монтажу передачі і надлишкове змащення.					

Мінімальне число зубів z_{min} ведучої зірочки

$$z_{1min} = 29 - 2i \geq 13, \quad (12.4)$$

де i - передаточне відношення.

При цьому

$z_{min} = 19 \dots 23$ - при високій частоті обертання n ;

$z_{min} = 17 \dots 19$ - при середній частоті обертання n ;

$z_{min} = 13 \dots 15$ - при малій частоті обертання n .

Число зубів веденої зірочки

$$z_2 = i \cdot z_1 \quad (12.5)$$

Максимальне значення z_{2max} обмежується зростанням кроку P_l при спрацюванні шарнірів: для роликового ланцюга $z_{2max} \leq 120$; для втулочного ланцюга $z_{2max} \leq 90$; для зубчастого ланцюга $z_{2max} \leq 140$.

Число зубів ланцюга рекомендується приймати непарним, що забезпечує рівномірне спрацювання зубів зірочок і шарнірів ланцюга.

Передаточне відношення ланцюгової передачі

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (12.6)$$

Поширено використання передаточного відношення $i \leq 6$ (10).

Оптимальна міжосьова відстань із умови довговічності ланцюга

$$a = (30 \dots 50)P_l; \quad a_{max} \leq 80P_l. \quad (12.7)$$

Довжина ланцюга L_l , виражена числом ланок із кроком P_l

$$L_l = \frac{2a}{P_l} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{P_l}{a}. \quad (12.8)$$

Величина L_n повинна виражатися цілим і парним числом, щоб не використовувати спеціальних з'єднувальних ланок.

Після визначення L_n уточнюють значення міжосьової відстані a ; причому розрахункове значення a зменшують на $(0,002...0,004)a$ для забезпечення нормального провисання ланцюга.

К.к.д. передачі $\eta = 0,96...0,98$. Втрати потужності складаються із втрат на тертя в шарнірах ланцюга, на зубах зірочок і в опорах валів.

12.3 Конструкція основних елементів ланцюгових передач

Приводні ланцюги бувають роликіві, втулкові (ДСТУ ГОСТ 13568:2006 ISO 606-94), зубчасті. Найбільш поширеними є роликіві та зубчасті ланцюги.

Роликіві ланцюги (рис. 12.3) можуть бути однорядними (ДСТУ ГОСТ 13568:2006), багаторядними (1ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР - ДСТУ ГОСТ 13568:2006).



Рис. 12.3. Загальний вигляд роликівого ланцюга

Випускаються такі ланцюги: ПРЛ – роликіві однорядні нормальної точності; ПР – роликіві підвищеної точності; ПРД – роликіві довголанкові; ПВ – втулкові; ПРИ – роликіві із гнутими пластинами (ДСТУ ГОСТ 13568:2006). За ГОСТ 21834-76 випускаються роликіві ланцюги для бурових установок.

Кожна ланка роликівого ланцюга (ISO 606:1994) складається із двох пластин (рис. 12.4). В отворах пластин зовнішньої ланки 2 запресовані і розклепані валики 3, а в отворах пластин внутрішньої ланки 1 запресовані втулки 4.

На втулки 4 насаджуються ролики 5. Втулка 4 і ролик 5 на втулці можуть вільно обертатися. Зачеплення ланцюга із зубом зірочки 6 виконується через ролик 5. Використання втулки 4 дозволяє рівномірно розподілити навантаження вздовж довжини валика, зменшивши цим самим спрацювання шарнірів. Використання ролика 5 замінює тертя ковзання ланки вздовж поверхні зуба на тертя кочення, що знижує спрацювання зубів.

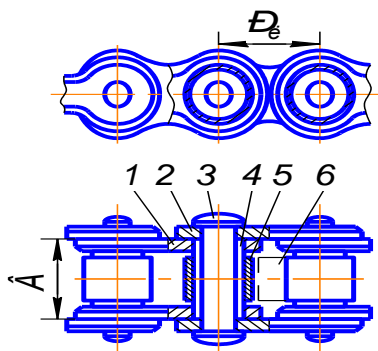


Рис. 12.4. Роликовий ланцюг:
 1 - внутрішня ланка;
 2 - зовнішня ланка; 3 - валик;
 4 - втулка; 5 - ролик

Багаторядні роликові ланцюги (рис. 12.5) використовуються при великих навантаженнях і швидкостях з метою уникнення використання ланцюгів з великим кроком, які мають незадовільні динамічні характеристики. Багаторядні ланцюги виготовляють із тих же самих конструкційних елементів, що і однорядні; валик проходить через усі ряди. Багаторядні ланцюги використовуються при великому навантаженні у сполученні із великою швидкістю.



Рис. 12.5. Загальний вигляд трирядного роликового ланцюга

Роликові ланцюги нормальної точності ПРЛ стандартизовані в діапазоні кроків $P_L = 15,875 \dots 50,8$ мм і розраховані на руйнівне навантаження на 10..30 % нижче, ніж у ланцюгів підвищеної точності (див. табл. 12.1).

Довголанкові

роликові ланцюги ПРД виконуються із подвоєним кроком порівняно із звичайними роликовими ланцюгами. Тому вони легші і дешевші звичайних; використовуються в основному в сільськогосподарському машинобудуванні.

Роликові ланцюги із гнучими пластинами ПРИ набирають із однакових ланок. Ці пластины працюють на деформацію згинання, тому вони мають підвищену податливість і використовуються при динамічному навантаженні: при ударах, частих реверсах тощо.

Втулкові ланцюги ПВ і дворядні 2ПВ за конструкцією аналогічні роликовим але у ланок такого ланцюга відсутні ролики 5 (див. рисунки 12.3-12.4). Внаслідок цього знижується маса та вартість ланцюга але збільшується спрацювання ланцюга і зубів зірочок. Втулкові приводні ланцюги бувають одно і дворядними, їх крок $P_n = 9,525 \text{ мм}$, використовують у приводах розподільчого вала автомобілів та мотоциклів.

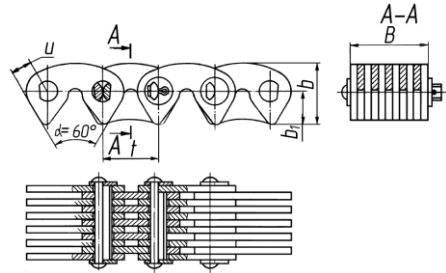


Рис. 12.6. Зубчастий ланцюг

Позначення роликового або втулкового ланцюга включає: тип, крок, руйнуюче навантаження (кг) і номер ДСТУ: "Ланцюг ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568-75". На початку позначення багаторядного ланцюга вказується число рядів.

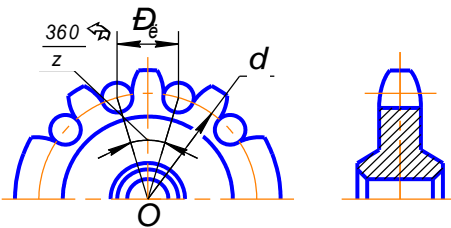


Рис. 12.7. Конструкційні елементи зірочки

Зубчасті ланцюги ПЗ1 і дворядні ПЗ2 (тип М за ГОСТ 588-81) складаються з набору пластин із двома зубоподібними виступами, що з'єднані валиками (рис. 12.6). В процесі роботи пластины ланцюга зачіплюють-

ся із зубами зірочок торцями виступів, кут вклинювання $\beta = 60^\circ$.

Зубчасті ланцюги працюють плавно, з меншим шумом, їх використовують при відносно високих швидкостях – до 35 м/с.

Крок ланцюгів $P_n = 12,7; 15,875; 19,05$ мм, руйнівне навантаження 1000...1500 Н на 1 мм ширини ланцюга.



Рис. 12.8. Типові конструкції зірочок

Зірочки приводних ланцюгів за конструкцією аналогічні зубчастим колесам (ГОСТ 591-69, рисунки 12.7-12.8).

Діаметр діляльного кола d зірочки

$$d = \frac{P_n}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)}. \quad (12.9)$$

Діаметр кола виступів

$$d_e = P_{\lambda} \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right). \quad (12.10)$$

Профіль і розміри зубів зірочок залежить від типу і розмірів ланцюга, для стандартних ланцюгів вони стандартизовані (ГОСТ 591-69). Використовують такі профілі: опуклий, прямолінійний та угнутий - основний.



Рис. 12.9. Конструкція натяжного пристрою ланцюгової передачі

Профіль зуба складається із западини радіуса r , дуги радіуса r_1 , прямолінійної перехідної ділянки, головки радіуса r_2 .

Ширина зубчастого вінця зірочки b_1 для одно-, дво- і трирядного ланцюгів



Рис. 12.10. Конструкція натяжного пристрою ланцюга із заспокоювачем

$$b_1 \approx 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}, \quad (12.11)$$

де $B_{\text{вн}}$ – відстань між внутрішніми пластинами.

Натяжні пристрої. В результаті припрацювання передачі і спрацювання шарнірів ланцюг витягується, стріла провисання f веденої гілки зростає, що мо-

же визвати проковзування і зіскакування ланцюга із зубів зірочок. Оптимальну стрілу провисання ланцюга $f \approx 0,02a$ одержують регулюванням сили його натягування, яке здійснюється переміщенням вала однієї із зірочок (рис. 12.9), натискними або відтяжними зірочками, які установлюються на веденій гілці в місці найбільшого провисання ланцюга, автоматичними натяжними пристроями з регульованою силою притиску.

Якщо ролики ставлять на ведучий гілці, то для зменшення вібрації вони повинні бути відтяжними, тобто установлюватися з внутрішньої сторони.

Для гасіння вібрацій ведених гілок ланцюга в швидкохідних передачах використовують різні демпфери, один із яких показано на рис. 12.11.

Натяжні пристрої повинні мати можливість компенсувати подовження ланцюга в межах двох ланок; при більшому подовженні ланцюга ці дві ланки викидають.



Рис. 12.11. Конструкція автоматичного натяжного пристрою ГРМ двигуна внутрішнього згорання

Змащення ланцюга може бути періодичним або безперервним. Вибір способу змащення залежить від швидкості ланцюга.

При $v \leq 2$ м/с допустиме періодичне змащення ланцюга масляною або щіткою. При швидкості $v \leq 4$ м/с використовують крапельне змащення маслянками-крапельницями. При більших швидкостях використовують безперервне змащення зануренням у масляну ванну. При $v \leq 1$ м/с змащення здійснюється зануренням знятого ланцюга у нагріте пластичне мастило, яке повторюють кожні 120...180 год.

Матеріал ланцюгів та зірочок повинен забезпечувати стійкість проти спрацювання та ударного навантаження деталей передачі.

Рекомендується виготовляти: пластини ланок - із середньовуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХН3А із гартуванням до твердості $H = 32 \dots 44 \text{ HRC}$, а валики, втулки, ролики, вкладиші - із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А з термообробкою до $H = 45 \dots 65 \text{ HRC}$.

Зірочки виготовляють із середньовуглецевих та легованих сталей 45, 40Х, 50Г, 35ХГСА із гартуванням до $H = 45 \dots 55 \text{ HRC}$ або цементованих на глибину 1 ... 1,5 мм сталей 15, 20Х, 12ХН3А із гартуванням до $H = 55 \dots 60 \text{ HRC}$.

12.4 Сили у ланцюговій передачі

Відповідно до рис. 12.2 розрізняють:

- силу натягу ведучої F_1 і веденої F_2 гілок ланцюга;
- колову силу F_t ;
- натяг ланцюга від дії відцентрових сил F_v ;
- силу попереднього натягу ланцюга F_0 .

При цьому

$$F_1 - F_2 = F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (12.12)$$

Сила натягу від дії відцентрових сил знаходиться за формулою

$$F_v = qv^2, \quad (12.13)$$

де q - маса 1 м ланцюга; v - колова швидкість ланцюга.

Сила попереднього натягу ланцюга

$$F_0 = K_f a q g, \quad (12.14)$$

де a - довжина вільної гілки ланцюга, яка дорівнює міжосьовій відстані; g - прискорення вільного падіння; K_f - коефіцієнт провисання ланцюга; $K_f = 6$ - при горизонтальному розміщенні передачі;

$K_f = 3$ при розміщенні передачі під кутом 40° до горизонту, $K_f = 1$ при вертикальному розміщенні передачі.

Сила натягу веденої гілки F_2 дорівнює більшому із значень F_o або F_v .

Для практичних розрахунків приймають

$$F_2 \approx 0 \quad F_1 \approx F_t. \quad (12.15)$$

12.5 Критерії працездатності та розрахунку ланцюгових передач

Основним критерієм втрати працездатності ланцюгових передач є спрацювання шарнірів (рис. 12.12).

Відповідно до цього основним розрахунковим критерієм працездатності є тиск у шарнірах

$$p = \frac{F_t}{Bd} \leq [p], \quad (12.16)$$

де B - ширина ланцюга, яка дорівнює довжині втулки; d - діаметр валика; $[p]$ - допустимий тиск у шарнірах ланцюга.

Допустимий тиск у шарнірах

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_e}, \quad (12.17)$$

де $[p_0]$ - табличне значення допустимого тиску для типової передачі, яка працює в середніх умовах експлуатації (табл. 12.2); K_e - коефіцієнт експлуатації.

Коефіцієнт експлуатації K_e знаходиться за формулою

$$K_e = K_o K_a K_n K_{рег} K_{зм} K_{рез}, \quad (12.18)$$

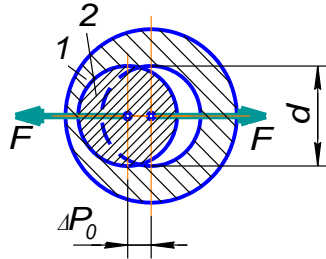


Рис. 12.12. Схема спрацювання шарнірів

де K_d - коефіцієнт динамічного навантаження, $K_d = 1 \dots 1,5$; K_a - коефіцієнт міжосьової відстані, $K_a = 0,8 \dots 1,25$; K_n - коефіцієнт нахилу передачі до горизонту, $K_n = 1 \dots 1,25$; $K_{рег}$ - коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга; $K_{зм}$ - коефіцієнт змащення і забруднення передачі, $K_{зм} = 1,8 \dots 6$; $K_{реж}$ - коефіцієнт режиму роботи передачі протягом доби, $K_{реж} = 1 \dots 1,45$.

Таблиця 12.2.

Табличне значення допустимого тиску в шарнірах $[p_0]$ для типової передачі, яка працює в середніх умовах експлуатації

Крок ланцюга $P_n, мм$	Допустимий тиск у шарнірах $[p_0]$ (МПа) при частоті обертання малої зірочки $n100, хв.^{-1}$							
	0,5	2	4	6	8	10	12	16
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Значення коефіцієнтів рівняння (12.18) приведено в таблиці 12.2.

12.6 Основи практичного розрахунку ланцюгових передач

Визначаємо розрахункову потужність передачі P_p , яка є еквівалентною вихідній потужності P_1 привода, що працює в умовах роботи передачі

$$P_p = P_1 \cdot K_e \cdot K_z \cdot K_n, \quad (12.19)$$

де K_e – коефіцієнт експлуатації – див. формулу (12.18); K_z – коефіцієнт числа зубів, $K_z = z_{01}/z_1$; K_n – коефіцієнт частоти обер-

тання, $K_n = n_{01}/n_1$ – тут z_{01} і n_{01} – відповідно табличні значення типової передачі.

Таблиця 12.3.
Значення коефіцієнтів рівняння (12.18)

Умови роботи		Значення коефіцієнтів
Навантаження рівномірне		$K_\delta \approx 1$
Навантаження змінне		$K_\delta \approx 1,2 \dots 1,5$
$a = (30 \dots 50)P_n$		$K_a = 1$
$a \leq 25P_n$		$K_a = 1,25$
$a > (60 \dots 80)P_n$		$K_a = 0,8$
Лінія центрів зірочки нахилена до горизонту: до 60°		$K_H \approx 1$
більше 60°		$K_H \approx 1,25$
Положення осі регулюється: однією із зірочок		$K_{рег} = 1$
відтяжними зірочками або натискними роликками		$K_{рег} = 1,1$
не регулюється		$K_{рег} = 1,25$
Виробництво: без пилу	Змащення: добре	$K_{зм} \approx 0,8$
	задовільне	$K_{зм} \approx 1$
запилене	задовільне	$K_{зм} \approx 1,3$
	недостатнє	$K_{зм} \approx 1,8$ до $v = 4$ м/с
		$K_{зм} \approx 3$ до $v = 7$ м/с
брудне	недостатнє	$K_{зм} \approx 3$ до $v = 4$ м/с
		$K_{зм} \approx 6$ до $v = 7$ м/с
	Без змащення	$K_{зм} \approx 6$ до $v = 4$ м/с
однозмінне		$K_{регж} = 1$
двозмінне		$K_{регж} = 1,25$
трьохзмінне		$K_{регж} = 1,45$

Після визначення розрахункової потужності P_p із умови

$$P_p \leq [P_p] \quad (12.20)$$

призначаємо крок ланцюга P_n за табл. 12.4 або за табл. 13.4 [8], або знаходимо його за орієнтовною формулою і узгоджуємо його із стандартом:

$$P_n = (12,8 \dots 13,5) \sqrt{\frac{T_1}{z_1}}, \text{ мм}, \quad (12.21)$$

де T_1 і z_1 – обертовий момент (Hm) і число зубів ведучої зірочки; коефіцієнт перед коренем - 12,8 – для ланцюгів типу ПР, а коефіцієнт перед коренем - 13,5 – для ланцюгів типу ПРЛ.

Таблиця 12.4.

Параметри приводних роликів однорядних ланцюгів типу ПР за ГОСТ 13568-75

Тип ланцюгів	Крок P_n , мм	Діаметр валика d , мм	Довжина втулки B , мм
ПР-12, 7-9000-2	12,7	3,66	5,80
ПР-12, 7-18000-1	12,7	4,45	8,90
ПР-12, 7-18000-2*	12,7	4,45	11,30
ПР-15, 875-23000-1	15,875	5,08	10,11
ПР-15, 875-23000-2*	15,875	5,08	13,28
ПР-19, 05-32000*	19,05	5,96	17,75
ПР-25, 4-56700*	25,4	7,95	22,61
ПР-31, 75-88500*	31,75	9,55	27,46
ПР-38, 1-127000	38,1	11,12	35,46
ПР-44, 45-172400*	44,45	12,72	37,19
ПР-50, 8-226800*	50,8	14,29	45,21

Продовження табл. 12.4.

Тип ланцюгів	[P _p] (кВтм) при частоті обертання малої зірочки n ₀₁ · 100 (хв. ⁻¹) і z ₀₁ = 25							
	0,5	2	4	6	8	10	12	16
ПР-12, 7-9000-2	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12, 7-18000-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12, 7-18000-2*	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15, 875-23000-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15, 875-23000-2*	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19, 05-32000*	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25, 4-56700*	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31, 75-88500*	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ПР-38, 1-127000	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ПР-44, 45-172400*	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ПР-50, 8-226800*	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

Примітки: 1). У позначеннях ланцюга крім кроку вказано статичне навантаження, Н, і габарит за шириною (1 або 2). 2). Крім нормальних (ПР) виготовляють довголанкові полегшені (ПРД) ланцюги. 3). Ланцюги, які позначено зірочкою, виготовляють також дворядними і трирядними.

Якщо однорядний ланцюг має великий крок або його навантажувальної здатності недостатньо, використовують багаторядний ланцюг. При цьому розрахункова потужність останнього дорівнює

$$P_p^i = P_p / K_{ряд} \leq [P_p], \quad (12.23)$$

де $K_{ряд}$ – коефіцієнт числа рядів, $K_{ряд} = 1; 1,7; 2,5; 3$ відповідно для числа рядів 1, 2, 3, 4.

Перевіряємо умову

$$P_l \leq [P_l], \quad (12.22)$$

де $[P_l]$ знаходимо за таблицею 12.2.

При рішенні задачі оптимізації ланцюгової передачі параметрами оптимізації є: тип ланцюга, число рядів, число зубів зірочок, крок ланцюга, міжосьова відстань.

Контрольні запитання

1. До якого класу відносяться ланцюгові передачі?
2. Опишіть принцип дії ланцюгових передач.
3. Опишіть область використання ланцюгових передач.
4. Дайте загальну оцінку ланцюговим передачам.
5. Які Ви знаєте основні кінематичні параметри ланцюгових передач?
6. Які Ви знаєте основні геометричні параметри ланцюгових передач?
7. Як визначити крок ланцюга при проектному розрахунку передачі?
8. Як визначити оптимальну міжосьову відстань ланцюгової передачі?
9. Які типи приводних ланцюгів знаходять практичне застосування?
10. Опишіть конструкцію роликів приводних ланцюгів.
11. Опишіть конструкцію втулкових приводних ланцюгів.
12. Опишіть конструкцію зубчастих приводних ланцюгів.
13. Опишіть конструкцію зірочок ланцюгових передач.
14. З якою метою використовують натяжні пристрої ланцюгових передач?
15. Яким способом виконується змащення ланцюгових передач?
16. Які вимоги пред'являються до матеріалу, із якого виготовляють деталі ланцюгових передач?
17. Які сили діють у ланцюговій передачі?
18. Наведіть формули для визначення сил у ведучій та ведених гілках ланцюгової передачі і проаналізуйте їх.
18. Наведіть формулу для визначення відцентрової сили ланцюгової передачі і проаналізуйте її.
18. Наведіть формулу для визначення сил натягу ланцюга передачі і проаналізуйте її.

19. За яким критерієм проводиться розрахунок ланцюгових передач? Що є критерієм працездатності цих передач?

20. Чому доцільно використовувати передачі із малим кроком? Яким чином можна зменшити крок ланцюга не зменшуючи його несучу здатність?

21. Чому обмежують число зубів меншої зірочки?

22. В чому сутність практичного розрахунку ланцюгових передач?

РОЗДІЛ ІV ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ

13 ВАЛИ ТА ОСІ

13.1 Загальні відомості. Конструкція та матеріали валів та осей

Вал – це обертова деталь, яка призначена для розміщення і підтримки установлених на ньому зубчастих коліс, зірочок, шківів, муфт тощо, а також для передавання обертового моменту (рисунки 13.1, 13.3). Під час роботи вал знаходиться під дією деформації згинання і крутіння, а в окремих випадках - додатково деформації розтягнення і стиску.



Рис. 13.1. Загальний вигляд вала

Вали за призначенням поділяються на:

- вали передач, які несуть деталі передач - зубчасті колеса, шківів, зірочки, муфти (рисунки 13.1, 13.3);

- коренні вали машин, які несуть, крім деталей передач, робочі органи машин, двигунів або знарядь - колеса або диски турбін, кривошипи, інструменти, затис-



Рис. 13.2. Загальний вигляд вала турбіни

кні патрони тощо (рис. 13.2).

За формою геометричної осі розрізняють

- вали з прямою віссю (див. рис. 13.1-13.3),

- колінчасті вали (рис. 13.4),

- гнучкі вали.

За конструкцією вали з прямою віссю можуть бути:

-

одноступінчастими - гладкими з одним номінальним діаметром за всією довжині (рис. 13.5, а),

- багатоступінчастими з декількома номінальними діаметрами за довжиною (рисунки 13.1 – 13.3, 13.5, б),

- із нарізаними зубчастими вінцями або шліцами (рисунки 13.5, в, 13.6).

Одноступінчасті вали мають підвищену міцність та жорсткість із-за відсутності на них концентраторів напруги -

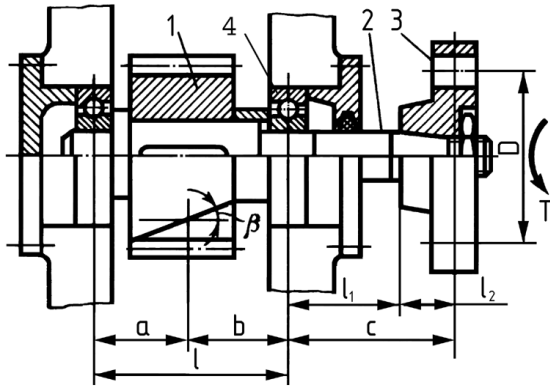


Рис. 13.3. Схема валу з розміщеними на ньому деталями: 1 – шестерня; 2 - вал; 3 – півмуфта; 4 - підшипник



Рис. 13.4. Колінчастий вал

проточок, канавок тощо, прості за технологією виготовлення, економічні за витратами металу.

Фасонні вали (див. рисунки 13.1 – 13.3, 13.5, б, в, 13.6) порівняно із одноступінчастими (див. рис. 13.5, а) складніші за конструкцією та у виготовленні, але дають змогу простіше і надійніше закріпити на них деталі, приблизити форму вала до бруса рівного опору, можуть сприймати осьове навантаження.

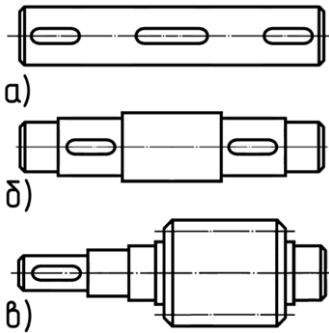


Рис. 13.5. Типи валів за конструкцією

перерізу вали діляться на суцільні або порожнисті, останні мають меншу масу але більш складні у виготовленні.

Головними конструктивними елементами валів є цапфи, посадочні поверхні та перехідні ділянки.

Цапфами називають опорні частини валів та осей. Кінцеві цапфи називають шипами, цапфи, що розміщені посередині вала - шийками.

Колінчасті вали (див. рис. 13.4) використовують для перетворення зворотно-поступального руху в обертальний або навпаки у двигунах внутрішнього згоряння, поршневих насосах тощо.

Гнучкі вали використовують у спеціальних виробках в автомобільній промисловості, приладобудуванні, медичному обладнанні.

За видом поперечного



Рис. 13.6. Загальний вигляд вала-шестерні

Посадочні поверхні валів і осей під маточини деталей та підшипники виконують циліндричними, а кінці валів циліндричними або конічними (рис. 13.7).

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних номінальних діаметрів необхідні для зниження концентрації напружки, а отже для підвищення втовної стійкості валів.

Їх виконують:

- з канавкою для виходу шліфувального круга (рис. 13.8, а);

- з перехідною поверхнею - галтеллю постійного радіуса (рис. 13.8, б);

- з перехідною поверхнею - галтеллю спеціальної форми (рис. 13.8, в).

Осі призначено для утримання установлених на них деталей (рис. 13.9). На відміну від вала вісь не передає обертовий момент і, таким чином, не знаходиться під дією деформацій крутіння.

У машинах осі можуть бути нерухомими, на яких розміщені обертові деталі (наприклад, ось блоку – рис. 13.9), і рухомими, які обертаються разом із установленими на них деталями (наприклад, вагонна вісь – рис. 13.10).

Рухомі обертові осі за конструкцією аналогічні прямим одноступінчастим валам.

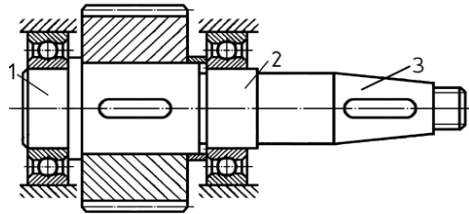


Рис. 13.7. Кінцеві цапфи: 1 – шип; 2 – шийка; 3 – конічний кінець вала

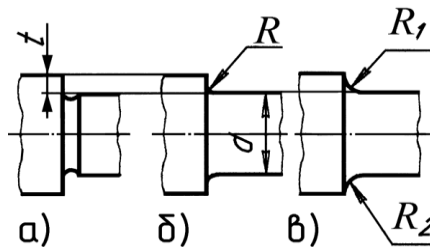


Рис. 13.8. Перехідні ділянки валів: а - з канавкою для виходу шліфувального круга; б - з перехідною поверхнею - галтеллю постійного радіуса; в - з галтеллю спеціальної форми



Рис. 13.9. Ролик-блок



Рис. 13.10. Вагонна вісь

13.2 Матеріали валів та осей

Матеріали валів та осей повинні мати високу міцність і модуль пружності, добре оброблятися.

Вали з прямою віссю виготовляють переважно із вуглецевих і легованих сталей.

Для валів без термообробки використовують Ст5, для валів з термообробкою - сталі 45, 40Х, для швидкохідних валів на підшипниках ковзання - сталі 20, 20Х, для високонавантажених валів відповідальних машин - леговані сталі 40ХН, 12ХНЗА. Для підвищення стійкості проти спрацювання цапфи валів цементуються.

Осі звичайно виготовляють із вуглецевої сталі звичайної якості.

Заготовками валів і осей є круглий прокат або спеціальні поковки.

13.3 Проектний розрахунок валів

Основними критеріями працездатності валів є міцність і жорсткість.

Розрахунок валів виконується в два етапи: проектний розрахунок і перевірний розрахунок.

Вихідними даними для проектного розрахунку є обертовий момент T на валу та понижені значення допустимої напруги крутіння $[\tau]$, $МПа$.

За результатами проектного розрахунку визначають конструктивні розміри та вибирають матеріал вала.

Порядок проектного розрахунку.

1. Попередньо оцінюють діаметр вихідного кінця вала d із розрахунків тільки на крутіння при понижений допустимій нарузі $[\tau]$, $МПа$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \text{ мм}, \quad (13.1)$$

де T - обертаючий момент, що передається валом, $Н \cdot мм$.

Звичайно приймають для редукторних та інших аналогічних валів $[\tau] = 12...15 МПа$, для трансмісійних валів $[\tau] = 20...30 МПа$.

Одержане значення діаметра вала d округлюють до найближчого більшого розміру із стандартного ряду чисел R_{40} .

Попередньо діаметр вала, який проектується, можна оцінити, орієнтуючись на діаметр вала, з яким він з'єднується. Наприклад, якщо вихідний кінець ведучого вала з'єднується муфтою із валом електродвигуна діаметром $d_{e.d.}$, то можна прийняти

$$d = (0,8...1,0)d_{e.d.} \quad (13.2)$$

2. Розробляють конструкцію вала, враховуючі вимоги до зручності складання і фіксації деталей в осьовому напрямку. Діаметри вала під підшипники кочення призначають із урахуванням можливості розміщення на них підшипників заданого типу у відповідності із стандартними розмірами їх внутрішніх кілець. Інші стандартні посадочні діаметри вала призначають із мінімально можливою різницею діаметрів ступенів (наприклад, $5 мм$).

13.4 Перевірний розрахунок валів на міцність

Загальні положення. При роботі передач вали сприймають циклічно змінну напругу. Тому основним критерієм працездатності валів є втомне руйнування, а розрахунковим критерієм є запас опору втомленості.

Основними вихідними даними для перевірних розрахунків є:

- обертовий T і згинальний M моменти, що прикладені до вала, які приводять до деформації крутіння та згинання;
- навантаження і конструктивні розміри основних деталей, що розміщені на валу.

Порядок перевірного розрахунку валів.

1). Вибір розрахункової схеми і визначення розрахункового навантаження.

Базується на положеннях курсу опору матеріалів. Дійсні умови навантаження вала (див. рис. 13.3) замінюють однією із відомих розрахункових схем (рис. 13.11, а).

Розрахункові навантаження розглядаємо як зосереджені, тому можна допустити, що вал навантажено силами передачі - коловою F_t , осьовою F_a , та радіальною F_r (див. рис. 13.11, а), які діють в полюсі зачеплення, а також обертаючим моментом T .

Якщо розрахунковий вал з'єднуються з іншим валом муфтою, то розрахунковий вал навантажується додатковою консольною силою F_m , яка виникає із-за їх не співвісності. Цю силу направляємо так, щоб вона збільшувала напругу і деформацію вала, тобто розглядаємо найгірший випадок.

Для стандартних редукторів загального призначення згідно ГОСТ 16162-85 для швидкохідного одноступінчастого редуктора при обертovому моменті $T_1 \leq 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ консольне навантаження

$F_{m1} = 50\sqrt{T_1}$ (Н); при $25 \leq T_1 \leq 250$ Н·м - $F_{m1} = 80\sqrt{T_1}$ (Н). Для тихохідного вала при $T_2 \geq 250$ Н·м консольне навантаження $F_{m2} = 125\sqrt{T_2}$ (Н).

2). Розглядаємо сили передачі F_t , F_a , F_r окремо для вертикальної та горизонтальної площин і приводимо їх до осі вала (на рис. 13.11, б).

При цьому виникають пари сил $T = 0,5F_t d_1$ та $M = 0,5F_a d_1$, де d_1 - дільний діаметр шестерні.

3). Визначаємо реакції в опорах A і B у вертикальній (рис. 13.11, в) і горизонтальній (рис. 13.11, г) площинах.

4). Будуємо епюри згинальних моментів у вертикальній M_v (рис. 13.11, в) і горизонтальній M_h (рис. 13.11, г) площинах та епюру обертаючих моментів T від усіх діючих на валу навантажень окремо або разом.

5). За аналізом

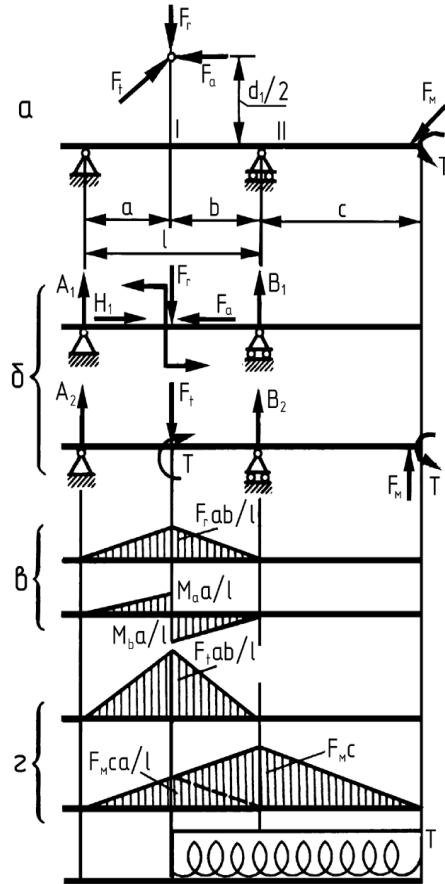


Рис. 13.11. Розрахункова схема для вала

характеру епюр одержуємо можливість визначати сумарний згинальний момент M для будь-якого перерізу вала

$$M = \sqrt{M_g^2 + M_z^2}, \quad (13.3)$$

де M_g і M_z - відповідно згинальні моменти у вертикальній та горизонтальній площинах.

б). Виконуємо розрахунок запасу опору втомленості вала. Розрахунок ведуть за номінальним навантаженням, а цикли зміни навантаження приймають симетричними для напруги згинання і віднульовими для напруги крутіння.

Враховуючи характер епюр згинальних M і обертаючих T моментів, ступінчасту форму вала та місця концентрації напруги, намічають небезпечні перерізи вала. Для небезпечних перерізів вала визначають запаси опору втомленості s , які порівнюють із допустимими значеннями $[s]$.

При спільній дії напруги крутіння і згинання запас опору втомленості визначається за формулою

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (13.4)$$

де s_σ - запас опору втомленості тільки за деформацію згинання

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / \left[\frac{\sigma_a K_\sigma}{(K_d K_f) + \psi_\sigma \sigma_m} \right]; \quad (13.5)$$

s_τ - запас опору втомленості тільки за деформацією крутінню

$$s_\tau = \tau_{-1} / \left[\frac{\tau_a K_\tau}{(K_d K_f) + \psi_\tau \tau_m} \right]. \quad (13.6)$$

У цих формулах використовуються наступні параметри:

σ_{-1} і τ_{-1} - границі витривалості матеріалу при згинанні і крутінні із знакозмінним симетричним циклом

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &\approx (0,4\dots 0,5)\sigma_{\sigma} \quad (\sigma_{\sigma} - \text{границя міцності матеріалу}); \\ \tau_{-1} &\approx (0,2\dots 0,3)\sigma_{\sigma};\end{aligned}\quad (13.7)$$

σ_a і τ_a - амплітуди змінних складових циклів напруги, а σ_m і τ_m - постійні складові цієї напруги; відповідно до прийнятої умови навантаження

$$\sigma_a = \frac{M}{(0,1d^3)}; \quad \sigma_m = 0; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau = \frac{0,5T}{(0,2d^3)}; \quad (13.8)$$

Таблиця 13.1.

Значення коефіцієнтів $K_{d\sigma}$ і $K_{d\tau}$

Напружений стан і матеріал		Діаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Згинання для вуглецевих сталей	$K_{d\sigma}$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	$K_{d\tau}$							
Згинання для високолегованих сталей і крутіння для всіх сталей	$K_{d\sigma}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	$K_{d\tau}$							

ψ_{σ} і ψ_{τ} - коефіцієнти, які коректують вплив постійної складової циклу навантаження на опір втомленості; ψ_{σ} і ψ_{τ} відповідно дорівнюють:

0,05 і 0 - вуглецеві м'які сталі;

0,1 і 0,05 - середньовуглецеві сталі;

0,15 і 0,1 - леговані сталі.

K_d і K_F - масштабний фактор і фактор шорсткості.

Значення цих коефіцієнтів орієнтовно можна призначати із таблиць 13.1-13.2, а також із рис. 15.5 і 15.6 [9]; і таблиць 16.6 і 16.7 [9];

Таблиця 13. 2. Значення коефіцієнта впливу шорсткості поверхні K_F

Механічна обробка поверхні	Середнє арифметичне відхилення профілю $R_a, \text{мм}$	Значення коефіцієнта K_F при $\sigma_b, \text{МПа}$		
		400	600	1200
Шліфування	0,32...0,08	1	1	1
Обточування	2,5...0,32	1,05	1,10	1,25
Обдирання	20...5	1,20	1,25	1,5
Необроблена поверхня з окалиною і т.п.	—	1,35	1,5	2,2

K_σ і K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напруги при згинанні і крутінні; їх значення приведено в таблиці 13.3 або табл. 15.1 [9]; табл. 16.2...16.5 [16].

Розрахункове значення запасу опору втомленості для валів s не повинно бути нижчим допустимого значення $[s] = 2,5$. За умови виконання розрахунків вала на жорсткість дозволяється зниження запасу опору втомленості $[s]$ до 1,7.

Опір втомленості матеріалу вала можна значно підвищити за рахунок використання методів поверхневого зміцнення: азотування, ціанування, борування, поверхневого гартування СВЧ, дробоструменевого наклепування, обкатування роликками тощо. При цьому границя витривалості може бути підвищена на 50 і більше процентів.

7). З метою попередження пластичних деформацій і руйнування вала виконується перевірка їх статичної міцності. Перевірка проводиться за еквівалентною напругою з урахуванням короткочасного перевантаження за формулою

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma_{ze}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (13.9)$$

Таблиця 13. 3.

**Числові значення ефективних коефіцієнтів концентрації
напруги згинання K_σ і крутінні K_τ**

Фактор концентрації напруги	K_σ		K_τ	
	$\sigma_a, МПа$			
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Галтель при $D/d=1,25\dots 2$				
$r/d=0,02^{*1}$	2,5	3,5	1,8	2,1
$r/d=0,06$	1,85	2,0	1,4	1,43
$r/d=0,10$	1,6	1,64	1,25	1,35
Виточка при $t=r^{*2}$				
$r/d=0,02$	1,9	2,35	1,4	1,7
$r/d=0,06$	1,8	2,0	1,35	1,65
$r/d=0,10$	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечний отвір при $a/d=0,05\dots 0,25^*$	1,9	2,0	1,75	2,0
Шпонковий паз	1,7	2,0	1,4	1,7
Шліци	1	1	1	1
Пресова посадка при $p \geq 20 МПа^{*3}$	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба *4	1,8	2,4	1,2	1,5
Примітки: *1 D – розмір діаметра більшого ступеню вала; d – розмір діаметра меншого ступеню вала; r – радіус галтели переходу більшого ступеню вала в меншу ступінь; *2 t – глибина виточки; a – діаметр отвору, який розміщено перпендикулярно осі вала; *3 – без конструктивних заходів із зменшення концентрації напруги; *4 – при наявності декількох концентраторів напруги в одному перерізі в розрахунках урахується той, у якого більший коефіцієнт K_σ або K_τ .				

де напруга згинання в небезпечному перерізі σ_{z2} , яка виникає від дії згинального моменту M , знаходиться так:

$$\sigma_{\text{сд}} = \frac{M}{(0,1d^3)}, \quad (13.10)$$

дотична напруга в небезпечному перерізі τ , яка виникає від дії від обертаючого моменту T знаходиться так:

$$\tau = \frac{T}{(0,2d^3)}. \quad (13.11)$$

Гранична допустима напруга

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T. \quad (13.12)$$

13.5 Розрахунок валів на жорсткість

Пружні деформації валів негативно впливають на роботу зв'язаних з ним деталей: знижують міцність і надійність шліцьових, пресових та інших з'єднань; спричиняють перекося зубів зубчастих передач; приводять до заклинювання підшипників; до защемлення валів; збільшують концентрацію контактної напруги і спрацювання деталей, знижують опір втомленості деталей і з'єднань, знижують точність механізмів тощо.

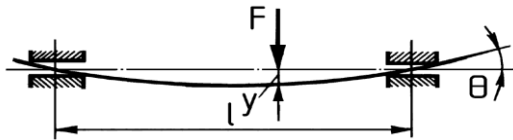


Рис. 13.12. Параметри жорсткості валів

Тому для валів високоточних силових передач, валів ділільних і відлікових механізмів і т.п. виконують розрахунок жорсткості валів.

Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами: прогином вала y , кутом нахилу поперечного перерізу θ , кутом закручування вала φ (рис. 13.12).

Умови достатньої жорсткості валів:

$$y \leq [y]; \theta \leq [\theta]; \varphi \leq [\varphi]. \quad (13.12)$$

Таблиця 13.4.

Формули для визначення прогинів y і кутів нахилу поперечного перерізу θ валів постійного перерізу

Кути повороту θ_A і прогини y_D	Схеми рис. 13.13, а	Схеми рис. 13.13, б
θ_A	$\frac{Fab(\ell + b)}{6EJ\ell}$	$-\frac{F_1c\ell}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab(\ell + a)}{6EJ\ell}$	$-\frac{F_1c\ell}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l + 3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(\ell^2 - b^2 - 3d^2)}{6EJ\ell}$	$\frac{F_1c(3d^2 - l^2)}{6EJ}$
θ_E	$\frac{Fa(\ell^2 - a^2 - 3e^2)}{6EJ\ell}$	—
θ_H	$\frac{Fab(b - a)}{3EJ\ell}$	—
y_D	$\frac{Fbd(\ell^2 - b^2 - d^2)}{6EI\ell}$	$-\frac{F_1cd(l^2 - d^2)}{6EJ}$
y_E	$\frac{Fae(l^2 - a^2 - e^2)}{6EJ\ell}$	—
y_H	$\frac{Fa^2e^2}{3EJ\ell}$	—
y_C	θ_{BC}	$\frac{F_1c^2(l + c)}{3EJ}$

Для простих розрахункових схем у табл. 13.4 наведено формули для визначення прогинів u і кутів нахилу поперечного перерізу

θ валів постійного перерізу. У складних випадках необхідно користуватися інтегралом Мора і способом Верещагіна.

Допустимі значення пружних переміщень перерізів валів такі: прогини $[u]$ для валів циліндричних зубчастих коліс – $(0,01 \dots 0,03)m$ (m - модуль зачеплення); для валів конічних, гіпоїдних та черв'ячних передач - $0,005m$; для валів загального призначення у верстатобудуванні - $(0,0002 \dots 0,0003)l$ (l - відстань між опорами валів).

Допустимі кути нахилу поперечного перерізу вала $[\theta]$ для підшипників ковзання - $0,001$ рад.; для радіальних кулькових

підшипників $0,005$ рад.; для сферичних кулькових підшипників - $0,05$ рад.; для роликів циліндричних підшипників – $0,0016$ рад.; для конічних підшипників ковзання – $(0,001 \dots 0,002)$ рад.

Допустимі кути закручування $[\varphi]$ на 1 м довжини для ходових валів важких верстатів – $5'$; для трансмісійних валів механізмів пересування мостових кранів $15 \dots 20'$.

Кути закручування φ (рад.) валів постійного діаметра довжиною l знаходять за формулою

$$\varphi = \frac{T\ell}{(Gl_p)}, \quad (13.13)$$

де G - модуль пружності матеріалу вала при зсуві, для сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; J_p - полярний момент інерції перерізу вала діаметром

$$d; \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32}.$$

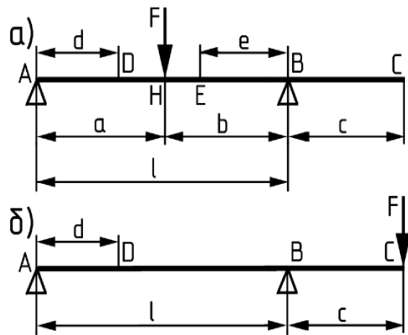


Рис. 13.13. Розрахункові схеми до табл. 13.4

Виключенням є черв'ячний вал, перевірка якого на жорсткість обов'язкова.

13.6 Розрахунок валів на коливання

Під дією зовнішніх сил, які діють постійно або періодично, виникають коливання валів, що зв'язані із їх пружною деформацією. Якщо частота коливання валів досягає будь-якої власної частоти, настає резонанс системи, і навіть незначні коливання навколо положення рівноваги стають небезпечними для працездатності вала.

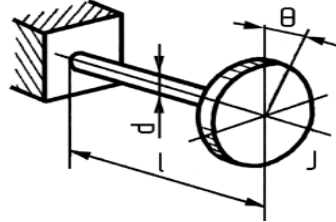


Рис. 13.14. Розрахункова схема крутильних коливань вала

На практиці спостерігаються крутильні (кутові), згинальні (поперечні) і згинально-крутильні коливання.

Крутильні коливання виникають у валах поршневих машин (двигунах внутрішнього згорання, поршневих компресорах тощо) і зв'язані із нерівномірністю в часі обертового моменту або моменту опору. Основною задачею розрахунку крутильних коливань є визначення власних частот системи для виявлення резонансних обертів.

Розглянемо одномасову систему, яка складається із вала постійного перерізу і закріпленого на ньому диска (рис. 13.14). Рівняння руху – обертання диска при відхиленні його від положення рівноваги на кут має такий вид:

$$J_m \frac{d^2\theta}{dt^2} = -T, \quad (13.14)$$

де J_m - момент інерції маси диска, $кг \cdot см^2$; θ - кут повороту, рад.; T - момент, який діє на диск, $Н \cdot м$.

Знак "-" у рівнянні (13.14) вказує на те, що момент T створюється силами пружності, які перешкоджають відхиленню. Якщо

жорсткість вала позначити через c , причому ця величина являє собою момент в $H\text{-см}$ необхідний для закрутки вала на 1 рад. , то

$$T = c\theta. \quad (13.15)$$

Із урахуванням рівняння (13.15) із рівняння (13.14) одержуємо

$$J_m \frac{d^2\theta}{dt^2} + c\theta = 0.$$

Загальний інтеграл цього рівняння має такий вид:

$$\theta = A \cos pt + B \sin pt, \quad (13.16)$$

де p - колова частина коливань, c^{-1} ;

$$p = \sqrt{\frac{c}{J_m}}. \quad (13.17)$$

Довільні постійні A і B визначають із вихідної умови.

Якщо в момент $t = 0$,

$$\theta = a, \quad \frac{d\theta}{dt} = 0,$$

то

$$\theta(t) = a \cos pt, \quad (13.18)$$

де a - амплітудне значення кута повороту при коливаннях.

Момент інерції J_m для диска

$$J_m = \frac{1}{2} MR^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (13.19)$$

де M - маса диска, кг .

Для деталей складної форми момент інерції визначають експериментально.

Жорсткість прямолінійного вала

$$c = \frac{GJ_p}{l}, \quad (13.20)$$

де $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ - модуль пружності матеріалу на зсування, для сталей $G = (0,78 \dots 0,83) 10^5$, МПа ; J_p - полярний момент інерції пе-

перізу, для суцільного вала $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$; якщо переріз послаблено

шпонковим пазом або шліцями, то $J_p = \frac{\pi(d - kh)^4}{32}$ (h - глибина

канавки; $k = 0,5$ - для одного шпонкового пазу, $k = 1$ - для двох шпонкових пазів, розміщених під кутом 90° , $k = 1,2$ - для двох шпонкових пазів, розміщених під кутом 180° , $k = 1,8$ - для шліцьових валів).

Згинальні коливання

зв'язані з деформацією згинання стержнів, наприклад, такі коливання мають осьові компресори, лопатки турбін тощо.

Розглянемо однасову систему, яка являє собою коливання вантажу на невагомому стержні (рис.13.15).

Рівняння руху маси m

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -F, \quad (13.21)$$

де F - сила пружності;

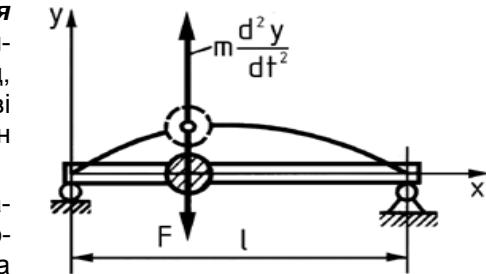


Рис. 13.15. Розрахункова схема згинальних коливань однасової системи деталей вала

$$F = \frac{1}{\alpha} y, \quad (13.22)$$

де α - прогин балки в місці прикладання вантажу під дією одиничної сили, так званий коефіцієнт податливості.

Із рівняння (13.21) одержуємо

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{1}{\alpha} y = 0. \quad (13.23)$$

Розв'язавши рівняння, знайдемо формулу для визначення колової частоти згинальних коливань

$$p = \frac{1}{\sqrt{\alpha m}}. \quad (13.24)$$

Це рівняння справедливе для будь-якої одномасової системи; вантаж може бути розміщеним між опорами або консольно - різниця лише у величині α .

Розв'язок рівняння (13.23) при довільних вихідних умовах буде таким:

$$y = y_0 \cos(pt + \varphi), \quad (13.25)$$

де y_0 - амплітуда коливань; φ - зсув фази, який залежить від початкових умов.

Якщо підставити (13.25) в рівняння (13.23), то одержимо

$$p^2 m y_0 = \frac{1}{\alpha} y_0. \quad (13.26)$$

Це рівняння аналізується так: сила пружності $\frac{1}{\alpha} y_0$ дорівнює інерційному навантаженню $p^2 m y_0$, тобто іншими словами – амплітудний прогин y_0 викликається силою $p^2 m y_0$.

Критичні частоти обертання валів. Розглянемо вал на двох опорах із диском посередині (рис. 13.16), який обертається із кутовою швидкістю ω . Нехай вал одержить деяке відхилення і після цього центр тяжіння почав рухатися за колом радіусом y . Тоді на диск буде діяти відцентрова сила C і сила пружності F

$$C = \omega^2 m y; \quad F = \frac{1}{\alpha} y, \quad (13.27)$$

де m - маса диска; α - прогин середнього перерізу вала від дії одиничної сили для вала постійного перерізу;

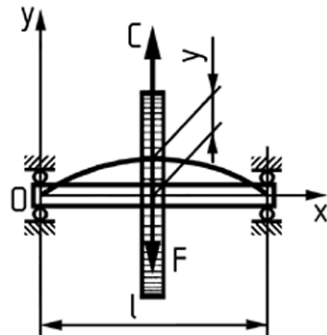


Рис. 13.16. Вал на двох опорах із диском посередині

$$\alpha = \frac{l^3}{48EJ}. \quad (13.28)$$

Якщо $C < F$, то після відхилення вал знову повернеться в початкове положення, тобто прямолінійне положення осі вала є стійким.

У момент рівноваги, тобто в момент початку втрати стійкості, коли $C = F$, прогини можуть необмежено зростати. В цьому випадку відцентрові сили у відхиленому положенні дорівнюють силам пружності, які намагаються вернути вал у вихідний стан. Частоти обертання, при яких настає рівність відцентрових сил і сил пружності, називаються критичними.

При критичному значенні ω величина $C = F$, звідки

$$\omega_{кр}^2 m y = \frac{1}{\alpha} y, \quad \omega_{ед} = \frac{1}{\sqrt{\alpha m}}. \quad (13.29)$$

Можна вважати, що при критичній частоті обертання $\omega_{кр}$ вал повністю втрачає жорсткість на згинання; навіть дуже мала сила може визвати значні прогини.

Із рівняння (13.29) виходить, що критична кутова швидкість $\omega_{кр}$ збігається із коловою частотою згинальних (поперечних) коливань p . Цей висновок справедливий і в загальному випадку, якщо деталі, що закріплені на валу, розглядають як точкові маси.

В дійсності прогини при $\omega = \omega_{кр}$ залишаються скінченними, так як завжди існують обмеження (защемлення в підшипниках, тертя тощо), і, крім того, при великих деформаціях порушується лінійна залежність між силою і переміщенням.

Однак, наближення кутової швидкості ω до критичної $\omega_{кр}$ може бути небезпечним, і тому зону частот обертання від $n = (0,7 \dots 1,3) n_{кр}$ не рекомендується використовувати для робочих режимів.

У всіх випадках бажано працювати із жорсткими роторами (валами) для яких $\omega < 0,7 \omega_{кр}$. Робота вала з одним диском можлива і при $\omega > \omega_{кр}$, але при цьому часто необхідно використовувати спеціальні демпфіруючі опори для проходження через критичні частоти і для заспокоєння вібрацій в за критичній області.

Якщо вал має декілька дисків, і відповідно декілька критичних кутових швидкостей $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}, \dots, \omega_{кр,n}$, то критичний стан насту-

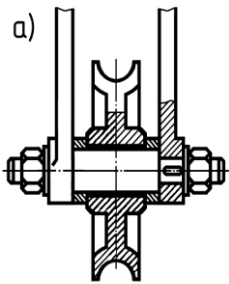
пає при збігу кутової швидкості ω із будь-якою із критичних швидкостей.

Для стійкої роботи вала діапазон частот обертання $0,7\omega_{кр,i} < \omega < 1,3\omega_{кр,i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) регламентується вимогами із робочих режимів.

13.7 Проектний розрахунок осей

Проектний розрахунок осей на статичну міцність виконують методами опору матеріалів аналогічно розрахунку балки, що лежить на двох шарнірних опорах і навантажена зосередженими силами, які викликають деформацію згинання.

За конструкцією осі (рис. 13.17, а) складають її розрахункову схему (рис. 13.17, б), визначають реакції опор і будують епюру згинальних моментів M (рис. 13.17, в).



Розрахункова схема

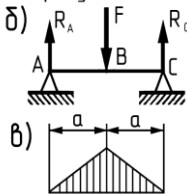


Рис. 13.17. Розрахункова схема для осі блоку

За епюрою визначають небезпечний переріз осі, для якого розраховують необхідний діаметр d із умови міцності на згинання

$$\omega_{oc} \approx 0,1 d^3 \geq M/[\sigma_{32}], \quad (13.30)$$

звідки

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_{32}]}} \quad (13.31)$$

де M – максимальний згинальний момент, $H \cdot мм$; $[\sigma_{32}]$ – допустима напруга згинання матеріалу осі, $H/мм^2$.

У нерухомих осях згинальна напруга змінюється за віднульовим циклом. Для осей, що виготовлені із середньовуглецевих сталей, при такому циклі навантаження приймають

$$[\sigma_{32}] = [\sigma_0]_{32} = 100 \dots 160 \text{ Н/мм}^2.$$

В осях, які обертаються, напруга змінюється за симетричним циклом, для матеріалу цих осей приймають

$$[\sigma_{32}] = [\sigma_{-1}]_{32} = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_0]_{32}.$$

Якщо в розрахунковому перерізі осі є шпонковий паз, то одержане значення діаметра d збільшують на $\approx 10\%$ і округляють до найближчого більшого стандартного значення.

Контрольні запитання

1. Розкажіть про призначення валів.
2. Розкажіть про призначення осей. В чому полягає основна різниця між валом та віссю?
3. За якими ознаками класифікуються вали та осі?
4. Як розрізняють вали за формою геометричної осі?
5. Як розрізняють вали за конструкцією?
6. Які головні конструктивні елементи валів ви знаєте?
7. Яку форму мають перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів?
8. Як класифікуються осі за ступенем рухливості?
9. Які вимоги ставляться до конструктивних матеріалів, із яких виготовляють вали та осі?
10. Які конструктивні матеріали використовуються для виготовлення валів та осей?
11. За яким критерієм і за якою формулою ведуть проектний розрахунок валів?
12. Наведіть загальні положення проектного розрахунку валів?
13. Наведіть загальний порядок проектного розрахунку валів?
14. За яким критерієм ведуть перевірний розрахунок валів на міцність?
15. В чому полягає суть розрахунку валів на міцність від втомленості?
16. Як виконується вибір розрахункової схеми та визначення розрахункового навантаження для валів?

17. Які параметри впливають на запас опору втомленості валів при дії тільки згинання?
18. Які параметри впливають на запас опору втомленості валів при дії тільки крутіння?
19. Як впливає неспіввісність валів, що з'єднуються, на їх міцність?
20. В чому полягає суть розрахунку валів на статичну міцність?
21. Для яких валів необхідно проводити перевірку жорсткості? За якими критеріями ведеться розрахунок їх жорсткості?
22. Для яких валів необхідно проводити розрахунки валів на крутильні коливання? За якими критеріями ведеться цей розрахунок?
23. Для яких валів необхідно проводити розрахунки валів на згинальні коливання? За якими критеріями ведеться цей розрахунок?

14 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

14.1 Призначення і класифікація підшипників

Підшипники – це деталі машин, які служать опорами для валів і обертових осей (рис. 14.1). Вони сприймають радіальне та осьове навантаження, яке прикладене до вала, і зберігають задане положення осі обертання вала.

Втрати на тертя в підшипниках повинні бути мінімальними, так як від цього залежить к.к.д. машини в цілому.

За видом тертя розрізняють:

- підшипники ковзання;
- підшипники кочення.

В підшипниках ковзання опорні поверхні вала - цапфи ковзають вздовж робочих поверхонь підшипників.

За навантаженням, яке сприймається підшипниками, розрізняють:

- підшипники радіальні - сприймають радіальне навантаження;
- упорні - сприймають осьове навантаження;
- радіально-упорні - сприймають радіальне та осьове навантаження.

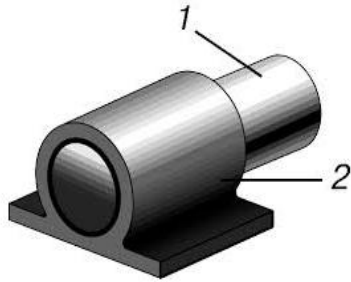


Рис. 14.1. Загальний вигляд опори: 1 – вал; 2 – підшипник ковзання

14.2 Загальна характеристика та особливості підшипників ковзання

Форма робочої поверхні підшипників ковзання відповідає формі цапфи вала. Робоча поверхня може бути:

- циліндричною (рисунки 14.2, *а*, 14.3),
- плоскою (рисунки 14.2, *б* та 14.4),
- конічною (рис. 14.2, *в*),
- сферичною (рис. 14.2, *г* та 14.5).

Підшипники з циліндричною робочою поверхнею використовують для розміщення кінцевих цапф - шипів і цапф середньої частини вала - шийок; ці підшипники сприймають радіальне навантаження

(рис. 14.2, *а*).

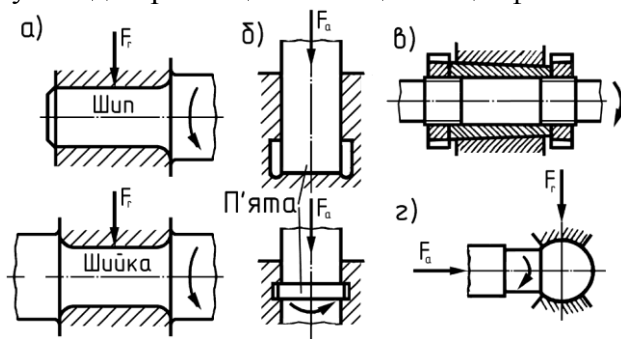


Рис. 14.2. Форма робочої поверхні підшипників ковзання: *а* – циліндрична; *б* – плоска; *в* – конічна; *г* - сферична

Підшипники з плоскою робочою поверхнею - підп'ятники використовують для розміщення кінцевих цапф, які називають п'ятами - вони сприймають осьове навантаження (див. рисунки 14.2, *б*, 14.4). Підп'ятник, зазвичай, працює в парі із радіальним підшипником.

У свою чергу радіальні підшипники сприймають невелике осьове навантаження, тому вали виготовляють ступінчастими, що дозволяє фіксувати вал в осьовому напрямку (див. рис. 14.2, *а*).

Підшипники з конічною опорною поверхнею (див. рис. 14.2, в) використовують при невеликому навантаженні, коли необхідно систематично усувати зазор від спрацювання підшипників.

Підшипник складається із корпуса з конічною опорною поверхнею і конічної втулки, положення на осі якої можна регулювати двома гайками.

Сферичні підшипники складаються із корпуса із сферичною опорною поверхнею і кінцевої цапфи (шипа) відповідної форми (див. рис. 14.2, г та 14.5). Сферичні підшипники допускають деякий перекіс вала, тобто мають властивості само встановлення.

Підшипники ковзання використовуються у високошвидкісних машинах, наприклад, центрифугах, шліфувальних верстатах тощо; для валів, які за умов складання вимагають розбірної конструкції підшипників, наприклад, колінчасті вали; для валів, підшипники яких працюють в особливих умовах - у воді, агресивному середовищі тощо; для недорогих тихохідних машин; для особливо важких валів; для валів із великими вібраціями і ударами; як підшипників із малими радіальними розмірами та як підшипники особливо точного і рівномірного



Рис. 14.3. Підшипник електродвигуна з циліндричною робочою поверхнею



Рис. 14.4. Упорний підшипник із плоскою робочою поверхнею

обертання і точного повороту – (гідростатичні).

Переваги підшипників ковзання: можливість використання при високих швидкостях обертання валів ($v \geq 30$ м/с); висока точність установлення валів; наявність роз'ємних конструкцій підшипників; малі радіальні розміри; можливість нормальної роботи із забрудненим мастилом; безшумність роботи; демпфірування вібрацій і ударів мастильним шаром.

Недоліки: відносно великі втрати на тертя, особливо в період запусків машин; необхідність постійного контролю за режимом змащення і температури підшипників; великі витрати мастильних матеріалів.



Рис. 14.5. Підшипник із сферичною робочою поверхнею

14.3 Конструкція підшипників ковзання

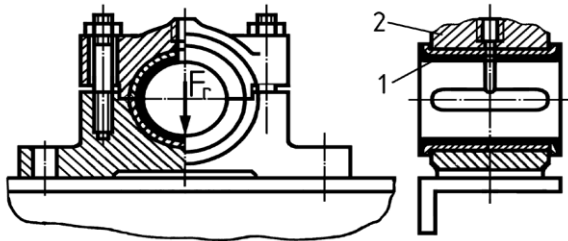


Рис. 14.6. Конструкція підшипника ковзання у спеціальному корпусі



Рис. 14.7. Загальний вигляд підшипника ковзання у спеціальному корпусі

Підшипники із спеціальними корпусами використовують у конвеєрах, вантажопідйомних машинах; конструкцію із установленням безпосередньо у корпус машини мають підшипники верстатів, двигунів, турбін, редукторів.

Найбільш проста конструкція нероз'ємного вкладиша *1* являє собою втулку товщиною $\delta = 3 \dots 5$ мм, виготовлену із бронзи або антифрикційного чавуну (рис. 14.9).

Корпус і вкладиш підшипників можуть бути нероз'ємними за ГОСТ 11521-82 (див. рисунки 14.7 - 14.10) і роз'ємними за ГОСТ 11607-82 (див. рисунки 14.6, 14.11 - 14.13).

В нероз'ємних конструкціях підшипників (див. рис. 14.7-14.10)

Основним елементом шипника ковзання є вкладиш *1* із тонким шаром го матеріалу на опорній поверхні (рис. 14.6). Вкладиш *1* безпосередньо сприймає навантаження, що передає цапфа вала. Вкладиш *1* встановлюють у спеціальному корпусі підшипника *2* (див. рис. 14.6, 14.7) або безпосередньо в корпусі машини - станині, рамі.



Рис. 14.8. Керамічний підшипник для насосів з трубчастим корпусом



Рис. 14.10. Загальний вигляд підшипника у нероз'ємному корпусі

вкладиш зазвичай виготовляють із антифрикційного матеріалу. Нероз'ємні підшипники прості за конструкцією, не дорогі. Використовуються для опор тихохідних валів з невеликим навантаженням: в сільськогосподарських машинах, в транспортерах тощо.



Рис. 14.9. Вкладиш підшипника ковзання нероз'ємний

Лінію рознімання вкладиша I рекомендується робити перпендикулярно лінії навантаження F_r , при цьому не порушується безперервність мастильного шару (див. рисунки 14.6, 14.11, 14.12). Роз'ємна конструкція полегшує монтаж підшипника, дає можливість регулювання зазорів у підшипнику або виконувати ремонт шляхом повторного розточування вкладиша при його спрацюванні.

Роз'ємний вкладиш (див. рис. 14.12) виготовляється із двох частин із стиком в площині рознімання. Їх виконують без буртиків, з одним або двома буртиками. Товщина стінки вкладиша

$$\delta = (0,08 \dots 0,10)d + 2,5, \text{ мм},$$

де d – діаметр цапфи, мм.

Корпус роз'ємного підшипника складається із основи та кришки, що з'єднані між собою гвинтами, шпильками або болтами (див. рисунки 14.6, 14.11). Для підвищення точності складання поверхні стикання основи і кришки виконуються ступінчастими.

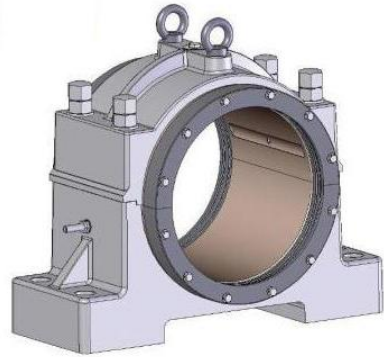


Рис. 14.11. Загальний вигляд підшипника у роз'ємному корпусі

Литий вкладиш має товщину

$$\delta_1 = (0,035 \dots 0,05)d + 2,5, \text{ мм};$$

товщина заливання

$$\delta_1 = 0,01d.$$

З метою підвищення втомної стійкості, зменшення втрат на тертя, збільшення тепловіддачі підшипників використовують біметалеві вкладиші, у яких на сталеву, чавунну або бронзову основу нанесено тонкий шар антифрикційного матеріалу – бабіту, бронзи тощо (див. рис. 14.12).

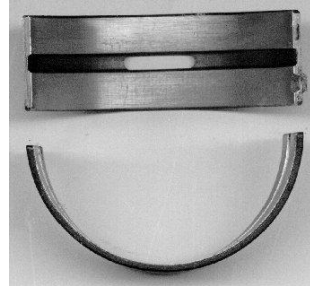


Рис. 14.12. Вкладиш підшипника ковзання роз'ємний

Для створення режиму рідинного тертя в під'ятниках упорних підшипників, які сприймають осьове навантаження, виконують клинові мастильні канавки у формі сегмента або виготовляють під'ятник із хитними сегментами (рис. 14.14).

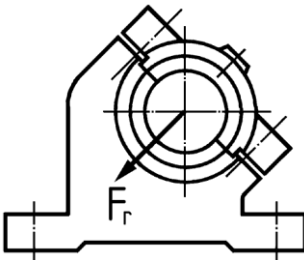


Рис. 14.13. Площина роз'єднання вкладиша підшипника перпендикулярна лінії навантаження F_r

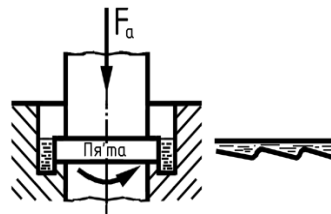


Рис. 14.14. Клинові мастильні канавки у формі сегментів у під'ятниках упорних підшипників

14.4 Матеріал вкладишів підшипників ковзання

Матеріал вкладишів підшипників ковзання повинен мати такі властивості: низький коефіцієнт тертя і високий опір заїданню; достатню стійкість проти спрацювання поряд із здатністю до припрацювання; високі механічні характеристики, особливо опір до крихкого руйнування при дії ударного навантаження.

При виборі матеріалу вкладиша ураховують, що в процесі експлуатації підшипників ковзання повинен спрацьовуватися матеріал вкладиша, а не цапфа вала, так як вартість вкладиша значно менша вартості вала. Довговічність вкладиша значно зростає при збільшенні твердості поверхні цапфи вала, тому цапфу обробляють до високої твердості.

Для виготовлення вкладишів використовують такі матеріали як бронзи олов'яні та безолов'яні, латуні, бабіти на олов'яній, свинцевій та інших основах, антифрикційні чавуни, неметалеві матеріали, металевокерамічні вкладиші.

Бронзи олов'яні Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 та ін. мають найкращі антифрикційні властивості. Безолов'яні свинцеві БрС30, алюмінієво-залізні БрА9Ж3, БрА9Ж3А та ін. мають низький коефіцієнт тертя, високі механічні характеристики, але погано припрацьовуються, сприяють окисленню мастила, приводять до підвищеного спрацювання цапф. Широко використовуються в крупносерійному та масовому виробництві.

Латуні ЛКС80-3-3, ЛМцЖ52-4-1 та ін. ефективні при порівняно високому навантаженні, але низьких колових швидкостях.

Бабіти на олов'яній (Б6, Б16, Б83, Б89), свинцевій та інших основах є найкращим матеріалом для вкладишів. Бабіт добре припрацьовується, не окислює мастило, мало спрацьовує вал, стійкий проти заїдання, але він має низьку температуру плавлення (110°C), крихкий, дорогий. Бабітом заливають тільки робочу поверхню вкладишів. Його використовують для відповідальних підшипників при середніх і важких режимах роботи.

Антифрикційні чавуни АЧК-1, АЧВ-2 та ін. мають достатньо високі антифрикційні властивості, але припрацьовуються гірше, ніж бронзи і латуні; використовуються в тихохідних і помірно навантажених підшипниках.

Металевокерамічні вкладиші мають пористу структуру (до 20 ... 30% об'єму), яка заповнена мастилом, тому підшипники працюють тривалий час без змащення. Використовуються в тихохідних механізмах у важкодоступних для підводу мастила місцях.

Неметалеві матеріали: пластмаси антегміт, АТМ-2, фторопласт, текстоліт, капрон, нейлон, гума, тверді породи дерева мають низький коефіцієнт тертя, високу стійкість проти спрацювання (в 5...6 разів вищу, ніж бронзи). Вкладиші із пластмас добре припрацьовуються, стійкі проти заїдання. Неметалеві матеріали використовують у підшипниках спіральних класифікаторів гірничорудної промисловості, в насосах у хімічному машинобудуванні, в гідротурбінах.

14.5 Змащення підшипників ковзання

Мастило підводиться до підшипника ковзання у тому місці, де відсутній гідродинамічний тиск p , частіше за все - зверху (див. рисунки 14.6, 14.11, 14.13). Вздовж довжини цапфи мастило поширюється за допомогою мастильних канавок, які з'єднуються із підвідним каналом. Мастило подають до підшипника самопливом за допомогою спеціальних пристроїв - гнітові й крапельні маслянки, мастильні кільця тощо або під тиском за допомогою насосів - плунжерних, шестеренчастих тощо.

Для тихохідних важких валів, для яких вимагається малий опір обертанню, а режим гідродинамічного тертя забезпечити неможливо, використовують гідростатичні підшипники (рис. 14.15). У них несучий мастильний шар створюють шляхом підведення мастила під цапфу від насоса під тиском.

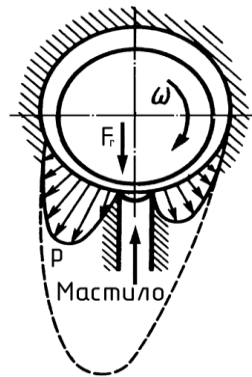


Рис. 14.15. Схема роботи гідростатичного підшипника

Гідростатичні підшипники використовують також для підвищення точності центрування валів у прецизійних машинах, для зменшення спрацювання важконавантажених підшипників в період запуску машини тощо.

Мастильні матеріали. Головними властивостями мастильних матеріалів, що використовуються для змащення підшипників ковзання, є в'язкість і маслянистість.

В'язкість або внутрішнє тертя – це властивість одного шару мастила чинити опір по відношенню до іншого шару (одиниця виміру – сантистокс $cSt = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$). В'язкість залежить від колової швидкості цапфи і температури мастильного матеріалу.

Маслянистістю називають здатність мастила до створення і утримання на поверхні тертя тонких, граничних плівок. Маслянистість залежить від властивостей мастила, матеріалу цапфи та вкладиша.

Для змащення підшипників ковзання в основному використовують рідкі масла, які мають мале внутрішнє тертя, рівномірно розподіляються вздовж поверхні тертя, добре працюють у значному діапазоні температур, здійснюють охолоджуючу дію. Рідкі масла діляться на три групи: мінеральні або вуглеводневі; жирні або нелеткі; синтетичні масла.

Масла першої групи називаються мінеральними, оскільки вони виробляються з нафти, або вуглеводневими, оскільки складаються лише з вуглецю і водню. Вуглеводневі масла довго не окислюються на повітрі при звичайних температурах. При високих же температурах, таких, які спостерігаються в двигунах внутрішнього згорання, вони можуть давати нагар і смолисті відкладення унаслідок окислення і часткового розкладання. Масла інколи називаються за технологіями їх виробництва (наприклад, масла парової перегонки, масла вакуумної перегонки, мінеральне масло дистиляту, масла селективного очищення, змішані, з присадками тощо).

Масла другої групи - тваринного або рослинного походження складаються з вуглецю, водню і кисню. Найбільше практичне значення мають три жирні кислоти: олеїнова, пальмітинова і стеаринова. Деякі жирні кислоти легко окислюються на повітрі і загуса-

ють або навіть тверднуть (наприклад, льняне і тунгове масла). Жирні масла входять в змащувальні масла лише в невеликих кількостях але широко застосовуються при виготовленні мильної основи у виробництві консистентних мастил.

Синтетичні масла — це особливі хімічні з'єднання. Найбільше вживання знаходять два види синтетичних масел: силіконові (кремнійорганічні) і поліефірні. Перші з них утворюють широкий клас кремнійорганічних з'єднань, що вельми розрізняються за своїми властивостями. Всі вони інертні в хімічному відношенні, а в'язкість їх змінюється в широких межах. Вони характеризуються високими індексами в'язкості, низькими температурами втрати текучості і здатністю витримувати високі температури. Силіконові змащувальні масла добре працюють у режимі рідинного тертя але не в умовах високого контактного тиску і високих швидкостей тертя. Поліефірні синтетичні масла, як і силіконові масла, характеризуються високими індексами в'язкості і низькими температурами втрати текучості.

Використовують також консистентні (пластичні) мастила, які герметизують підшипники, допускають підвищений тиск. Пластичні мастильні матеріали використовуються в широкому діапазоні температур і режимів експлуатації.

Консистентні мастила є однорідні суміші мінерального масла з милом. Інколи додаються хімічні присадки, що додають їм ті або інші бажані властивості, — протиокислювальні, антикорозійні, підвищену стійкість до тиску тощо. Використовують консистентні мастила на кальцієвій основі (солідоли), які широко застосовуються для змазування підшипників ковзання, трансмісійних валів, ковзних поверхонь і слабонавантажених підшипників, що працюють при низьких швидкостях. Особливістю кальцієвого консистентного мастила є стійкість по відношенню до води, що робить її придатною для змазування валів водяних насосів і підшипників на "вологій" стороні папероробних машин. Використовують також консистентні мастила на натрієвій основі. Такі мастила можуть мати різну структуру — від однорідної до волокнистої. Температура плавлення (термічного розкладання) деяких натрієвих консистентних мастил перевищує 200° С. Призначені для важконавантажених колісних підшипників і інших контактних пар, у яких вони піддаються інтенсивному круговому перемішуванню і дії підвищених температур.

Тверді мастильні матеріали - графіт, дисульфід молібдену, слюда тощо використовують у підшипниках, які працюють при високих і низьких температурах, в агресивному середовищі, при глибокому вакуумі, коли за умов роботи неможливо використовувати рідкі та пластичні мастила.

З пластикових твердих змащувальних матеріалів найбільш відомий політетрафторетилен, званий також тефлоном.

Газоподібні мастильні матеріали - повітря, газ тощо використовують у підшипниках швидкохідних і малонавантажених валів - шпинделі шліфувальних верстатів, центрифуги тощо. Переваги повітряного змащення – малі втрати потужності на тертя в підшипниках і тепловиділення.

При *виборі змащувального матеріалу* слід у першу чергу враховувати робочу температуру, температуру атмосферного повітря, тиск і зазор між поверхнями тертя, швидкість руху, матеріал і характер поверхонь, присутність вологи, допустимість протічок і тип змащувальної системи. Змащувальний матеріал повинен утворювати суцільну плівку між деталями тертя, витримувати тиск, що виникає в зазорі, чинити опір корозії і дії води, окисленню і карбонізації, не мати зайвої летючості, зберігати текучість при знижених температурах, витримувати великі швидкості поступального і обертального руху, не давати великого витоку, бути хімічно інертним, характеризуватися мінімальними втратами на рідинне тертя і забезпечувати економічну змащувальну дію як відносно терміну заміни мастила, так і в тому, що стосується довговічності механічного устаткування.

Загалом, найбільш бажаним мастилом є мастило типу дистилляту мінерального масла (без присадок) з низькою в'язкістю.

В'язкі масла, консистентні мастила з присадками і спеціальні змащувальні матеріали необхідно використовувати в тих випад-

ках, коли найкраще мінеральне масло з низькою в'язкістю не забезпечує нормальних умов роботи.

14.6 Режими тертя деталей підшипників ковзання

У підшипниках ковзання можливі наступні режими тертя: рідинний та напіврідинний.

При рідинному терті робочі поверхні вала і вкладиша розділені шаром мастила, товщина h якого більша, ніж сума висот нерівностей цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2} (рис. 14.16)

$$h \geq R_{z1} + R_{z2}. \quad (14.1)$$

При виконанні умови (14.1) зовнішнє навантаження на підшипник сприймається шаром мастила, безпосередній контакт, а значить і спрацювання робочих поверхонь цапфи та вкладиша відсутні. Опір руху у цьому випадку визначається лише внутрішнім тертям у мастилі.

На рис. 14.17 показано схему розміщення цапфи вала у заповненому мастилом вкладиші підшипника.

При нерухомій цапфі, коли вал не обертається кутова швидкість $\omega = 0$, її робоча поверхня дотикається вкладиша в нижній частині підшипника. В цей момент осі цапфи та підшипника зміщено на величину $S/2$, де S - зазор у підшипнику. При обертанні вала кутова швидкість $\omega > 0$ і мастило втягується цапфою до клинового зазору S в напрямку її обертання. При зростанні кутової швидкості ω товщина мастильного шару поступово збільшується, а при досягненні критичного значення $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі, а її центр наближується до центра вкладиша.

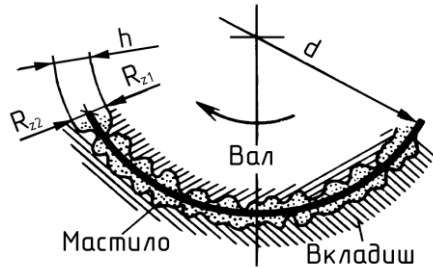


Рис. 14.16. Схема рідинного тертя підшипника ковзання

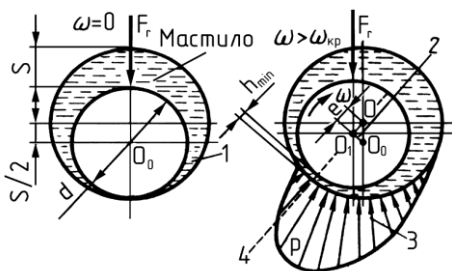


Рис. 14.17. Схема створення клинового зазору при рідинному терті підшипника ковзання

Для створення режиму рідинного тертя необхідне виконання таких умов:

- між поверхнями ковзання повинен бути зазор клинової форми; клиновий зазор величиною $S/2$ виникає за рахунок зміщення осі цапфи та підшипника;

- клиновий зазор повинен бути заповненим мастилом відповідної в'язкості;

- швидкість відносного руху поверхонь тертя повинна бути достатньою для створення тиску, здатного врівноважити зовнішнє навантаження на цапфу.

При напіврідинному терті умова (14.1) не виконується, у підшипнику спостерігається поперемінно рідинне і граничне тертя.

Граничним називають тертя, при якому поверхні тертя покрито тонкою плівкою мастила. Граничні плівки стійкі, але в місцях зосередженого навантаження із-за наявності нерівностей на поверхні цапфи та вкладиша вони руйнуються. Це приводить до металевого контакту робочої поверхні цапфи і вкладиша, до схоплювання матеріалу в окремих місцях. При відносному русі цапфи і вкладиша спостерігається відрив частинок матеріалу з робочих їх поверхонь.

Таким чином, напіврідинне тертя супроводжується спрацюванням поверхонь тертя підшипників ковзання навіть при відсутності абразивних частинок в зоні контакту.

14.7 Критерії працездатності та розрахунку підшипників ковзання

Робота підшипників ковзання супроводжується головним чином спрацюванням вкладишів (рис. 14.18), яке виникає із-за недостатньої несучої здатності мастильного шару при усталеному режимі роботи, при змішаному терті під час запусків і зупинок машини, а також із-за попадання у мастильні матеріали абразивних частинок.



Рис. 14.18. Спрацювання робочої поверхні вкладиша підшипника ковзання

Крім того, із-за підвищення температури і тиску внаслідок дії тертя мастильна плівка втрачає свою захисну здатність із-за чого виникає захоплювання робочих поверхонь цапфи і вкладиша підшипника.

При підвищенні температури знижується також в'язкість мастила, збільшується імовірність заїдання цапфи, стає можливим повне руйнування мастильної плівки в робочій зоні підшипника. В результаті виникає тертя без мастила, що призводить до підвищення температури і можливості подальшого виплавлення підшипника.

При пульсаціях навантаження у поршневих машинах, машинах вібраційної та ударної дії спостерігається втомне руйнування фрикційного шару вкладишів підшипників.

Розрахунковими критеріями працездатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання - опір абразивному спрацюванню і захоплюванню; а також запас опору втомленості при змінному навантаженні.

14.8 Практичний розрахунок підшипників ковзання

Розрахунок *підшипників ковзання, які працюють при напіврідинному терті*. При недостатньому змащенні та малій кутовій швидкості цапфи вала підшипники працюють при граничному і сухому терті. За таких умов розрахунок підшипників ковзання проводиться як перевірочний.

При цьому діаметр цапфи d вважається відомим за результатами проектного розрахунку, а довжину вкладиша l вибирають за рекомендаціями

$$l \approx (0,5 \dots 1,3)d. \quad (14.2)$$

За цих умов підшипники ковзання розраховують за двома критеріями:

1). За умовним тиском цапфи на робочій поверхні вкладиша

$$p = \frac{F_r}{(\ell d)} \leq [p], \quad (14.3)$$

де F_r - радіальне навантаження на підшипник; l - довжина вкладиша підшипника; d - діаметр цапфи; $[p]$ - допустимий тиск у підшипнику.

Розрахунок за формулою (14.3) являє собою розрахунок на стійкість проти спрацювання підшипників ковзання.

Результати розрахунку забезпечують надійну роботу підшипників і гарантують не витискування мастила із зазору S . За цим методом розраховуються тихохідні підшипники, а також підшипники, які працюють короткочасно з перервою.

2). За добутком тиску на швидкість

$$pv = [pv], \quad (14.4)$$

де v - колова швидкість цапфи, $v = 0,5\omega d$; $[pv]$ - допустимі значення добутку тиску на швидкість.

Таблиця 14.1.

Допустимі значення $[p]$, $[pv]$ та $[v]$

Матеріал вкладиша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$ МПа· м/с
Чавун сірий СЧ-36	0,5 1,0	0,5 2	- -
Чавун антифрикційний:			
АКЧ-1	5	4	2,5
АКЧ-2	1	12	12
Бронза:			
БрОФ10-1	10	15	15
БрОАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Бабіт:			
Б16	12	15	10
Б6	6	5	5
Металокераміка:			
бронзографіт	2	4	-
залізографіт	2	5,5	-
Капрон АК-7	4	15	15
Пластифікована деревина	1	10	-
Гума (змащення водою)	-	2...6	-
Примітки: Значення v , вказані в таблиці, є максимально допустимими.			

Розрахунок за формулою (14.4) являє собою розрахунок на теплостійкість підшипників ковзання.

Результати розрахунку забезпечують нормальний тепловий режим і попереджують інтенсивне спрацювання, перегрів та заїдання підшипників. За цим методом розраховують підшипники середньої швидкохідності.

Допустимі значення величин $[p]$, $[pv]$ та $[v]$ наведено у табл. 14.1, а також в таблицях 16.1 [9], 33.1 [14].

Якщо при розрахунках умова (14.3) або (14.4) не виконується, то необхідно замінити матеріал вкладиша підшипника або його довжину і повторити розрахунки.

Розрахунок радіальних підшипників ковзання рідинного тертя. Основним розрахунковим критерієм працездатності підшипників ковзання при рідинному терті є запас надійності підшипника за товщиною мастильного шару

Вихідні дані для розрахунку: діаметр цапфи d , радіальне навантаження F_r , частота обертання вала n або його кутова швидкість ω .

Порядок розрахунків:

1). Задаються відношенням l/d (l – довжина радіального підшипника). Звичайно $l/d = 0,5 \dots 1$. Перевіряють вибране l/d за критеріями $[\rho]$ і $[\rho v]$ – рівняння (14.3) та (14.4)

2). Розраховують відносний зазор $\psi = S/d$ (S – зазор у підшипнику, мм) за формулою

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25}, \quad (14.5)$$

де v – колова швидкість цапфи, м/с.

Для цапф валів $d \leq 250$ мм зазор S потрібно узгодити із стандартною посадкою H7/f7, H7/e8, H9/e8, H9/d9.

3). Вибирають сорт мастила і його робочу температуру $t = 45 \dots 75$ °С. За табл. 14.2 або графіком 16.7 [9] чи табл. 33.2 [14] для вибраного сорту мастила визначаємо розрахункову динамічну в'язкість μ .

4). Розраховуємо коефіцієнт навантаженості підшипника Φ за формулою:

$$\Phi = \frac{\rho \psi^2}{\mu \omega} \quad (14.6)$$

(відносний зазор – див. п. 2 розрахунку).

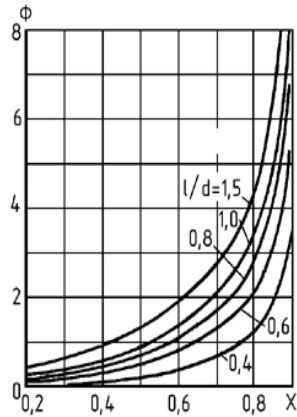


Рис. 14.19. Функціональна залежність відносного ексцентриситету X від коефіцієнта навантаженості підшипника Φ

За рис. 14.19 або рис. 16.6 [9] визначаємо відносний ексцентриситет χ . Потім визначаємо мінімальну товщину шару мастила h_{\min} за формулою

$$h_{\min} = (0,5S - e) = 0,5S(1 - \chi). \quad (14.7)$$

5). Визначаємо критичне значення товщини шару мастила $h_{кр}$, при якому порушується режим рідинного тертя, - див. формулу (14.1)

Таблиця 14.2.

Динамічна в'язкість $\mu \cdot 10^6$ (Н·с/мм²) деяких мастил при різних температурах $t^\circ\text{C}$

Марка мастила	Температура мастила $t^\circ\text{C}$			
	$\frac{30}{40}$	$\frac{50}{60}$	$\frac{70}{80}$	90
Індустріальне І – 40	$\frac{-}{0,060}$	$\frac{0,038}{0,023}$	$\frac{0,017}{0,010}$	0,008
І – 30 А	$\frac{0,080}{0,038}$	$\frac{0,022}{0,015}$	$\frac{0,010}{0,006}$	0,005
І – 20 А	$\frac{0,060}{0,030}$	$\frac{0,018}{0,010}$	$\frac{0,008}{0,005}$	0,003
Турбінне Т-22	$\frac{0,040}{0,026}$	$\frac{0,018}{0,012}$	$\frac{0,009}{0,006}$	0,005

$$h_{кр} = R_{z1} + R_{z2}. \quad (14.8)$$

За ГОСТ 2789-73 для цапфи необхідно, щоб було $R_{z1} \leq 3,2$ мкм, для вкладиша $R_{z2} \leq 6,3$ мкм.

6). Визначаємо коефіцієнт запасу надійності підшипника s_h за товщиною шару мастила

$$s_h = \frac{h_{\min}}{h_{кр}} \geq [s_h] \approx 2. \quad (14.9)$$

Коефіцієнт запасу надійності s_h забезпечує врахування відхилення розрахункових параметрів підшипника від умов експлуатації.

14.9 Принципи розрахунку підшипників ковзання на ЕОМ

Розрахунки підшипників ковзання характеризуються значною трудомісткістю і багатоваріантністю.

Використання ЕОМ при цих розрахунках значно скорочує час проектування і дає можливість підвищити точність результатів зокрема за рахунок урахування впливу температури на питому теплоємність і густину мастила, що зазвичай не виконується при ручному розрахунку.

Алгоритм розрахунку необхідно так, щоб одержати узагальнену характеристику роботи, тобто визначити мінімальну товщину і редню температуру стильного шару у всьому можливому діапазоні

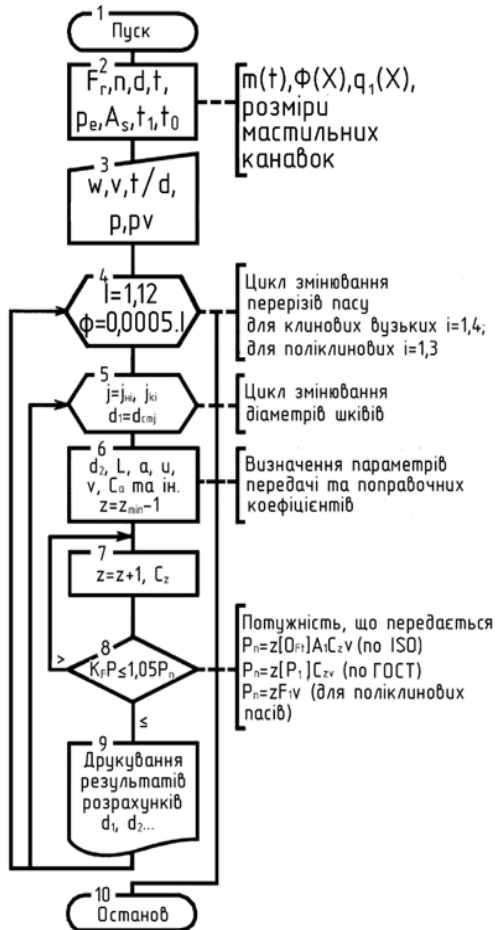


Рис. 14.20. Схема алгоритму розрахунку підшипників ковзання

зміни зазорів. Додатково можна визначити витрати мастила і виконати розрахунок стійкості роботи підшипників.

Алгоритм розрахунку. Вихідні параметри для розрахунку: навантаження на підшипник F_n , частота обертання вала $n (\omega)$, номінальні розміри підшипника і мастильних канавок, температура t_1^0 , тиск мастила на вході підшипника p_e , температура навколишнього середовища t_0^0 .

Розрахунок. Так як зміна відносного зазору ψ проходить у межах $(0,4 \dots 6,0) \cdot 10^{-3}$, то доцільно організувати розрахунок параметрів підшипника в циклі із перебиранням відносних зазорів ψ , наприклад, з кроком 0,0005 (символи дії 4...9 на схемі алгоритму, приведено на рис. 14.20).

Параметри роботи підшипника визначають для усталеного теплового режиму, тому в програмі передбачено ітераційний цикл розрахунку середньої температури мастила t_m^0 з кроком 0,5°C (символ дії – 6...8).

Результати розрахунків і вибір посадки. Для кожного значення відносного зазору ψ на друкування виводиться товщина мастильного шару h_{min} , середньої температури t_m^0 , відносного ексцентриситету χ і витрати мастила V .

Призначивши величини шорсткості поверхні цапфи і вкладиша, знаходять мінімальне допустиме значення товщини мастильного шару, порівнюють його з даними узагальненої характеристики роботи підшипника і визначають граничні значення відносних зазорів. Нижню границю допустимого відносно зазору необхідно уточнити за температурним критерієм.

Контрольні запитання

1. Яке призначення мають підшипники?
2. Як їх розрізняють за видом тертя?
3. Як розрізняють підшипники за навантаженням, яке вони сприймають?
4. Наведіть загальні відомості про підшипники ковзання.
5. Дайте класифікацію підшипників ковзання.

6. Яка форма робочої поверхні може бути у підшипників ковзання?
7. Наведіть область використання підшипників ковзання.
8. Які переваги та недоліки підшипників ковзання Ви знаєте?
9. Опишіть основну конструкцію підшипника ковзання.
10. Які є варіанти конструкції підшипників ковзання?
11. Опишіть конструкції та призначення вкладиша.
12. Як виконується площина роз'єму підшипників ковзання відносно лінії дії сили?
13. Як виконується змащення підшипників ковзання? В якому місці подається мастило?
14. Що таке гідростатичний підшипник? Де їх використовують?
15. Які властивості повинен мати матеріал вкладишів підшипників ковзання?
16. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів підшипників? Які переваги має бабіт?
17. Назвіть та охарактеризуйте критерії працездатності підшипників ковзання.
18. Які існують режими тертя у підшипників ковзання?
19. Наведіть схему режиму рідинного тертя підшипників ковзання.
20. Охарактеризуйте режим напіврідинного тертя підшипників ковзання.
21. За якими критеріями і в яких випадках ведеться розрахунок підшипників ковзання при напіврідинному терті?
22. За яким критерієм ведеться розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя?
23. Що таке критична товщина шару мастила у підшипнику ковзання?
24. Роз'ясніть основні принципи розрахунків підшипників ковзання на ЕОМ.

15 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

15.1 Загальні відомості

Підшипники кочення - це елементи опор валів, осей та інших деталей, що працюють з використанням принципу тертя кочення (рис. 15.1).

Підшипники кочення складаються із таких деталей (рис. 15.2): зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, сепараторів 4. Внутрішнє кільце 2 розміщується на валу або осі, зовнішнє кільце 1 - у корпусі опори. Тіла кочення 3 перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках) кілець 1, 2. Сепаратор 4 розподіляє тіла кочення 3 між собою на доріжках. У сумісних опорах зовнішнє, внутрішнє або обидва кільця можуть бути відсутніми.

Відносно проста конструкція підшипників кочення дає змогу виготовляти їх як стандартну продукцію у масовій кількості, що значно знижує вартість їх виробництва.

Підшипники кочення - це основний вид опор, які використовуються у машинобудуванні і приладобудуванні.



Рис. 15.1. Підшипник кочення в розрізі (кульковий)

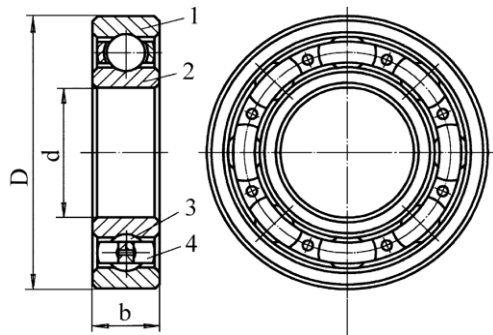


Рис. 15.2. Конструкція підшипника кочення

Переваги підшипників кочення порівняно із підшипниками ковзання: менші втрати на тертя, що забезпечує високий к.к.д. (до 0,99); малі габаритні розміри в осьовому напрямку; висока навантажувальна здатність на одиницю ширини підшипника; незначні витрати мастильних матеріалів; невисокі вимоги до матеріалів, які йдуть на виготовлення підшипників; повна взаємозамінність за приєднувальними розмірами; висока надійність роботи; низька вартість при масовому виробництві.

Недоліки: підвищені діаметральні габарити; обмежена швидкохідність із-за небезпеки руйнування сепараторів і перегрівання; низька працездатність при вібраційному та ударному навантаженні, при роботі в агресивному середовищі; відсутність роз'ємних конструкцій; підвищений шум при високих швидкостях.

Підшипники виготовляються на спеціалізованих підшипникових заводах із зовнішніми діаметрами від 1,0 до 2600 мм і масою від 0,5 г до 3500 кг.

15.2 Класифікація, матеріали деталей підшипників, їх точність

Підшипники кочення поділяються за такими ознаками:

1. За напрямком навантаження, яке сприймається підшипником:

- радіальні - сприймають тільки радіальне навантаження,

- упорні - сприймають тільки осьове навантаження,
- радіально-упорні - сприймають радіальне та осьове навантаження,

- упорно-радіальні - сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

2. За формою тіл кочення:

- кулькові (див. рисунки 15.1-15.2, 15.3, а),

- роликів (рисунки 15.3, б – ж, та 15.4); останні бувають із короткими

(рис. 15.3, б) та довгими (рис. 15.3, в) роликами, із витими роликами (рис. 15.3, г), із конічними (рисунки 15.3, д та 15.5), бочкоподібними (рис. 15.3, е-є) та голчастими (рис. 15.3, ж) роликами.

3. За числом рядів тіл кочення:

- однорядні (рисунки 15.1-15.2, 15.4-15.5),

- дворядні (рис. 15.6),

- чотирирядні.

4. За способом компенсації перекосів вала:

- не самоустановні,

- самоустановні сферичні (див. рис. 15.6).

5. За радіальними розмірами підшипники з одним і тим же внутрішнім діаметром d поділяють на п'ять серій діаметрів (рис. 15.7):

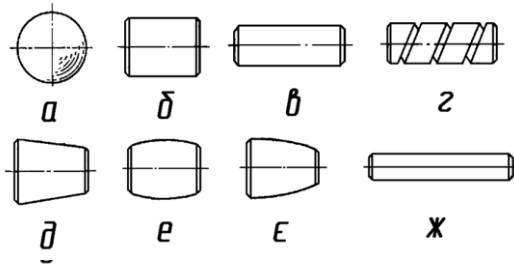


Рис. 15.3. Форма тіл кочення підшипників кочення: а – кульки; б - ж – ролики короткі (б), довгі (в), виті (г), конічні (д), бочкоподібні (е), голчасті (ж)



Рис. 15.4. Роликовий радіальний підшипник у розрізі

- надлегка,
- особливо легка,
- легка,
- середня,
- важка;

і на п'ять серій ширин:

- особливо вузька,
- вузька,
- нормальна,
- широка,
- особливо широка.

Кільця і тіла кочення виготовляють із підшипникових високовуглецевих хромистих сталей ШХ9, ШХ15, ШХ15ГС. Твердість після термообробки кілець і роликів 60...65 HRC, кульок - 62...66 HRC.

Підшипники великих розмірів виготовляють із цементованих сталей 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А з твердістю після термообробки $H = 59...60$ HRC. Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування. Для швидкохідних підшипників сепаратори виготовляють із бронзи, латуні, текстоліту, капрону.

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ДСТУ 520-2003 (LSO 492-94, ИСО 199-97), IDT):

- 0 - нормального класу,
- 6 - підвищеного,
- 5 - високого,
- 4 - особливо високого,

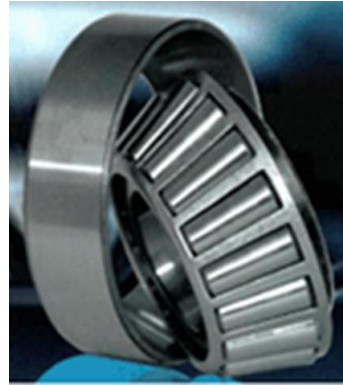


Рис. 15.5. Роликовий конічний підшипник



Рис. 15.6. Радіальний сферичний дворядний кульковий підшипник

- 2 - надвисокого.

Із підвищенням точності підшипників різко зростає їх вартість.

Умовне позначення підшипників кочення наноситься на торці одного із кілець: дві перші цифри справа - внутрішній діаметр підшипника d , для всіх підшипників з $d > 20$ мм - це частка від ділення $d/5$; якщо $d = 10, 12, 15, 17$ мм, то позначення підшипників: 00; 01; 02; 03.

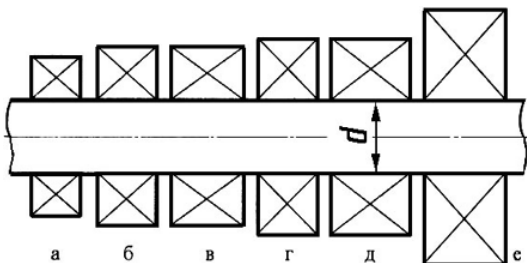


Рис. 15.7. Серії підшипників кочення: *a* – особливо легка; *б* – легка; *в* – легка широка; *г* – середня; *д* – середня широка; *е* – важка серія

Третя цифра праворуч разом із сьомою - серія підшипників: 1 - особливо легка; 2 - легка; 3 - середня; 4 - важка; 5 - легка широка; 6 - середня широка і т.д.

Четверта цифра праворуч - тип підшипника: 0 - радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 - радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 - радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 - роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 - роликовий із витими роликами; 6 - радіально-упорний кульковий; 7 - роликовий конічний; 8 - упорний кульковий; 9 - упорний роликовий.

П'ята або п'ята та шоста цифри праворуч - конструктивні особливості (не для всіх підшипників).

Цифри 6, 5, 4, 2 перед умовним позначенням підшипника через тире - клас точності. Цифра "0" не показується.

Літери, проставлені правіше від основного умовного позначення, характеризують спеціальні ознаки. Наприклад, *Б* – сепаратор із безолов'янистої бронзи, *Ш* – спеціальні вимоги з шуму, *Ю* – всі або окремі деталі із корозійностійкої сталі.

Приклад: 6-318: $d = 18 \times 5 = 90$ мм, 3 - середня серія; 0 - радіальний кульковий однорядний підшипник (нулі зліва перед значущими цифрами не пишуться), клас точності 6.

15.3 Область використання основних типів підшипників кочення

Кулькові радіальні підшипники (див. рис. 15.1-15.2, ДСТУ 8338:2008) найбільш прості і дешеві, призначені для сприйняття радіального навантаження, але можуть сприймати і обмежене осьове навантаження. Вони мають велику швидкохідність, фіксують вал в обох осьових напрямках, допускають невеликі перекося кілець (до 15').

Порівняно із підшипниками інших типів кулькові радіальні мають мінімальні втрати на тертя, це найбільш поширені підшипники в машинобудуванні.

Кулькові радіальні сферичні підшипники (див. рис. 15.6, ГОСТ 28428-90) призначені для сприйняття радіального навантаження, але можуть сприймати і невелике осьове навантаження; фіксують положення вала відносно корпуса в двох осьових напрямках.

Здатні до самоустановлення і допускають неспіввісність посадочних місць (перекося) до 2..3°. Використовують для валів із значним прогином; а також при установленні підшипників в різних корпусах.

Роликові радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами (див. рис. 15.4, ГОСТ 5377-79) сприймають менше радіальне навантаження, фіксують вал в осьовому напрямку, можуть сприймати невелике короткочасне осьове навантаження.



Рис. 15.8. Радіальний підшипник із голчастими роликами

При монтажі підшипників необхідно забезпечувати дуже високу точність співвідності посадочних місць, інакше підшипники швидко руйнуються. Їх використовують для коротких жорстких валів, а також як “плаваючі” опори шевронних та інших передач.

Роликові радіальні підшипники з голчастими роликами (рис. 15.8, ГОСТ 4657-82) мають високу радіальну вантажопідйомність при невеликих радіальних габаритах. Осьове навантаження ними не сприймається; дуже чутливі до прогинів і неспіввідності посадочних місць.

Використовують підшипники в опорах, де необхідна компактність у радіальному напрямку.

Роликові радіальні підшипники з витими роликами (див. рис. 15.9, ОСТ 37.006.002) призначені для сприйняття радіального навантаження, в т.ч. і ударного характеру при невеликих частотах обертання.

Кулькові радіально-упорні підшипники (рис. 15.10, ГОСТ 831-75) здатні сприймати комбіноване радіально-осьове навантаження.

Величина їх осьового навантаження залежить від кута контакту α , який має стандартні значення $\alpha = 12, 26$ і 36° . Із збільшенням кута α осьова вантажопідйомність підшипників зростає за рахунок зменшення радіальної вантажопідйомності, одночасно знижується і швидкохідність.

Підшипники сприймають осьове навантаження лише в одному напрямку.

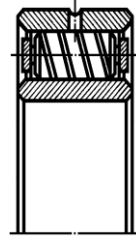


Рис. 15.9. Схема роликового радіального підшипника з витими роликами



Рис. 15.10. Конструкція кулькового радіально-упорного підшипника

Тому для сприйняття валом осьового навантаження в обох напрямках їх установлюють протилежно попарно.

Використовують для жорстких швидкохідних валів, допускають регулювання радіального зазору, перекіс вала відносно осі конуса недопустимий.

Роликові конічні підшипники (див. рис. 15.5, ДСТУ 27365:2008) призначені для сприймання одночасно діючого радіального і осьового навантаження при середніх і низьких частотах обертання.

Для можливості сприймання двостороннього навантаження їх використовують у парі. Підшипники дуже чутливі до величини осьового зазору. При великих зазорах виникає перекіс роликів і порушується їх лінійний контакт з кільцями; при малих зазорах підшипник перегрівається.

Кулькові (рис. 15.11, ГОСТ 7872-89) та роликові (рис. 15.12, ГОСТ 29242-91) упорні підшипники сприймають лише осьове навантаження: однорядні - в одному напрямку, дворядні - в двох напрямках.

Допускають невеликі частоти обертання, так як при збільшенні частоти обертання зростає тертя і нагрівання і, навіть, можливе заклинювання кульок. Підшипники дуже чутливі до неспіввісності, перекосів осей; їх не рекомендувано установлювати в опорах горизонтальних валів, що мають високі частоти обертання, так як під дією відцентрових сил кульки можуть вийти із бігових доріжок.



Рис. 15.11. Конструкція кулькового упорного підшипника



Рис. 15.12. Фрагмент конструкції роликового упорного підшипника

15.4 Основні критерії працездатності та розрахунку підшипників кочення

Основними критеріями працездатності підшипників кочення є:

Втомне викришування робочих поверхонь тіл кочення та бігових доріжок у вигляді раковин або відшарування - спостерігається у підшипників після тривалого часу їх роботи в нормальних умовах у результаті дії циклічно змінної контактної напруги (рис. 15.13). Супроводжується підвищеним шумом, стуком та вібраціями.



Рис. 15.13. Втомне руйнування робочої поверхні радіально-упорного підшипника

Спрацювання кілець та тіл кочення під дією абразивних частинок при недостатньому захисті підшипників від зовнішнього середовища (рис. 15.14). Втрата працездатності від спрацювання є основним видом руйнування підшипників лів, тракторів, чих, будівельних шин тощо.



Рис. 15.14. Спрацювання деталей радіально-упорного підшипника

Руйнування сепараторів характерне для швидкохідних підшипників; виникає від дії відцентрових сил.

Руйнування кілець та тіл кочення зв'язано з ударним і вібраційним перевантаженням, неправильним монтажем.

Залишкові деформації на бігових доріжках у вигляді ямок та вм'ятин спостерігаються у важко навантажених тихохідних підшипниках, при неправильному монтажі підшипників, перекосі їх кілець, заклинюванні тіл кочення. При нормальній роботі цей вид руйнування не спостерігається.



Рис. 15.15. Руйнування внутрішнього кільця радіального підшипника

Основні критерії розрахунку працездатності підшипників кочення:

- статична вантажопідйомність за остаточними деформаціями;
- динамічна вантажопідйомність або ресурс за втомним викришуванням.

Гранична швидкохідність підшипників кочення n_{zp} – це така частота обертання, за межами якої розрахункова довговічність підшипника не гарантується.

Гранична швидкохідність підшипників характеризується умовним швидкісним параметром

$$[D_m n] = \text{const}, \quad (15.1)$$

де D_m – діаметр кола центрів тіл кочення, мм; n – частота обертання, хв^{-1} .

Допустимі значення умовного швидкісного параметра $[D_m n]$ наводяться у каталогах підшипників і залежать від низки конструктивних та експлуатаційних параметрів, таких, наприклад, як тип сепаратора, клас точності, тип мастила тощо (ГОСТ 20918-75 Подшипники качения. Методы расчета предельной частоты вращения).

15.5 Підбір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю

Згідно стандартам підшипники кочення не конструюють за результатами розрахунків, а підбирають із наявних стандартних (ГОСТ 18854-94 Подшипники качения. Статическая грузоподъемность; ГОСТ 18855-94 Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности).

Підбір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю виконується при кутовій швидкості рухомого кільця підшипника ω не більше як $0,1 \text{ рад./с}$ ($n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$), наприклад, для домкратів, притискних пристроїв тощо.

Підбір підшипників виконується за умовою

$$R_0 \leq C_0, \quad (15.2)$$

де R_0 - розрахункове статичне навантаження на підшипник;
 C_0 - базова статична вантажопідйомність - наводиться в каталогах.

Базова статична вантажопідйомність - це таке статичне навантаження на підшипник, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кільця у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює $0,0001$ діаметра тіла кочення.

Розрахункове статичне навантаження дорівнює

$$R_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (15.3)$$

але не менше, як

$$R_0 = F_r,$$

де F_r та F_a - радіальне та осьове навантаження; X_0 та Y_0 - коефіцієнти радіального і осьового навантаження (табл. 15.1, каталоги, таблиці 16.5 [9]; 32.2 [14]; 17.1 [19]).

Таблиця 15.1.

Значення коефіцієнтів радіального X_0 та осьового Y_0 статичного навантаження однорядних підшипників

Тип підшипників	X_0	Y_0
Кульові радіальні	0,60	0,50
Кульові радіально-упорні з кутом		
$\alpha^\circ = 12^\circ$	0,60	0,50
$\alpha^\circ = 26^\circ$	0,50	0,37
$\alpha^\circ = 36^\circ$	0,50	0,28
Кульові сферичні і роликові радіально-упорні конічні	0,50	$0,22x \operatorname{ctg}\alpha$

15.6 Підбір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю

Підбір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю виконується при кутовій швидкості рухомого кільця підшипника $\omega > 0,1 \text{ рад/с}$ ($n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$). При $n = 1 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$ приймають $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Підбір підшипників виконується за умовою

$$R \leq C, \quad (15.4)$$

де R - еквівалентне динамічне навантаження на підшипник; C - паспортна динамічна вантажопідйомність; значення C наведено в каталогах

Паспортна динамічна вантажопідйомність C (кН) - це таке постійне навантаження, яке підшипник може витримати

протягом одного мільйона обертів без виникнення ознак втомленості не менше ніж у 90% із певної кількості підшипників, які підлягають випробуванню.

Еквівалентне динамічне навантаження для радіальних та радіально-упорних підшипників - це така умовна постійна радіальна сила R_r , яка, при її дії на підшипник з обертовим внутрішнім кільцем і з нерухомим зовнішнім, забезпечує таку ж довговічність, яку підшипник має при дійсних умовах навантаження та обертання.

Під навантаженням розуміють радіальне навантаження для радіальних і радіально-упорних підшипників, осьове навантаження - для упорних та радіально-упорних підшипників.

Для однорядних радіальних кулькових і радіально-упорних кулькових та роликових підшипників еквівалентне динамічне навантаження R_r знаходиться за формулою

$$R_r = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (15.5)$$

Для упорних та упорно-радіальних кулькових та роликових підшипників еквівалентне динамічне навантаження R_a - постійна центральна осьова сила знаходиться за формулою

$$R_a = (XF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (15.6)$$

де F_r і F_a - радіальна та осьова сили; X , Y - коефіцієнти радіальної та осової сил (див. табл. 15.2, а також таблиці 16.5 [9], 32.3 [14], 17.1 [19]); V - коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$, при обертанні зовнішнього кільця $V = 1,2$; K_σ - коефіцієнт безпеки, який урахує характер навантаження, $K_\sigma = 1$ - спокійне навантаження, $K_\sigma = 1,2$ - легкі поштовхи і короткочасні перевантаження до 125%, $K_\sigma = 1,5$ - при помірних поштовхах і навантаженні та перевантаженні до 300%; K_T - температурний коефіцієнт, $K_T = 1$ - робоча температура $100\text{ }^\circ\text{C}$, $K_T = 1,05$ при $125\text{ }^\circ\text{C}$, $K_T = 1,1$ при $150\text{ }^\circ\text{C}$.

Значення коефіцієнтів X і Y залежить від відношення $F_a/(VF_r)$. Якщо це відношення менше, ніж табличне

значення параметра осового навантаження e , то додаткове осьове навантаження не погіршує умов роботи підшипника,

Таблиця 15. 2.

**Значення коефіцієнтів радіальної X та осрової Y сил
підшипників кочення**

Тип підшипника	α_0	F_d/C_0	$F_d/(VF_r) \leq e$		$F_d/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радіальний кульковий однорядний	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радіально-упорний кульковий однорядний	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
	26	0,57	1	0	0,41	1,00	0,54
	36	-	1	0	0,37	0,66	0,95
Підшипники роликові конічні однорядні	-	-	1	0	0,4	0,4 ctg α	1,5 ctg α

значення $Y = 0$ і розрахунок підшипника ведеться на дію одного радіального навантаження.

При розрахунках еквівалентного динамічного навантаження здвоєних радіально-упорних кулькових підшипників, що встановлені вузькими або широкими торцями зовнішніх кілець одне до одного, пару однакових кулькових підшипників необхідно розглядати як один дворядний радіально-упорний кульковий підшипник.

Для здвоєних радіально-упорних роликкових підшипників при $F_a/(VF_r) < e$ динамічна вантажопідйомність дорівнює $1,75 \cdot C$, де C - паспортна динамічна вантажопідйомність однорядного радіально-упорного роликкового підшипника. При $F_a/(VF_r) > e$, значення динамічної вантажопідйомності здвоєних радіально-упорних роликкових підшипників дорівнює вантажопідйомності одного однорядного підшипника

Визначення ресурсу підшипників кочення. Номінальний ресурс (довговічність) підшипників кочення в мільйонах обертів визначається за такою формулою:

$$L = \left(\frac{C}{R} \right)^p, \quad (15.7)$$

де C - паспортна динамічна вантажопідйомність R - еквівалентне динамічне навантаження на підшипник; p - показник степеня, $p = 3$ - кулькові підшипники, $p = 10/3$ - роликкові підшипники.

Якщо частота обертання n постійна, номінальний ресурс у годинах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{(60n)}. \quad (15.8)$$

Рекомендовані значення L_h наведено у табл. 15.3, а також в табл. 16.4 [9], стр. 356 [19].

Таблиця 15. 3.

**Рекомендований ресурс L_n підшипників
кочення для деяких машин і обладнання**

Машини і обладнання	$L_n \times 10^3$, год.
Прилади і апарати, що використовуються періодично: демонстраційна апаратура, механізми для закривання дверей, побутові механізми.	0,5
Механізми, які використовуються в короткі проміжки часу: механізми з ручним приводом, підйомні крани в складальних цехах, легкі конвертори.	≥ 4
Відповідальні механізми, які працюють з перервою : допоміжні механізми на силових станціях, конвертори поточного виробництва, ліфти, деякі види металорізних верстатів.	≥ 8
Машини для однозмінної роботи з неповним навантаженням: стаціонарні електродвигуни, редуктори загального призначення.	≥ 20
Машини для цілодобового використання: компресори, насоси, шахтні підйомники, стаціонарні машини, судові приводи.	≥ 40
Машини, що працюють з високим навантаженням: енергетичні установки, шахтні насоси, обладнання торгових морських судів, обладнання паперових фабрик.	≥ 100

Алгоритм підбору підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю:

1. Знаходимо відношення $\frac{F_a}{C_0}$ і за цією величиною із каталогів (напр., табл. 15.2; табл. 16.5 [9]) визначаємо шляхом інтерполяції параметра осьового навантаження e .

Таблиця 15.4.

Коефіцієнт еквівалентного навантаження K_{HE}

Режим роботи	Розрахунок за контактною втомленістю			Розрахунок за згинальною втомленістю					
	Термообробка	$m/2$	K_{HE}	Термообробка	m	K_{FE}	Термообробка	m	K_{FE}
0	Будьяка	3	1,0	Покращення, нормалізація, азотування	6	1,0	Гартування об'ємне, поверхневе, цементування	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18			0,06			0,04
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

2. Знаходимо відношення $\frac{F_a}{VP_r}$ і порівнюємо його з величиною e .

При $\frac{F_a}{VP_r} > e$ визначають значення коефіцієнтів радіального X та осьового Y навантаження із каталогів (див. табл. 15.2).

При $\frac{P_a}{VP_r} < e$ вибирають X із каталогів, а $Y = 0$.

3. Знаходимо еквівалентне навантаження R_r або R_a за формулами (15.5) або (15.6).

4. Знаходимо розрахункову довговічність підшипників L і L_h за формулами (15.7) або (15.8).

5. Порівнюємо розрахункове значення ресурсу L_h з табличним значенням (див. табл. 15.3) і робимо необхідні висновки про придатність вибраного типу підшипників.

Врахування змінності режиму навантаження проводиться шляхом заміни навантаження R у формулі (15.7) еквівалентним навантаженням. Розрахунок останнього спрощується при використанні типових режимів, тоді еквівалентна довговічність

$$L_{he} = K_{HE} L_h, \quad (15.9)$$

де K_{HE} - коефіцієнт режиму навантаження (табл. 15.4, а також табл. 8.10 [9], де замість $m/2$ буде $\rho = 3$).

При відомому L_h знаходимо

$$L_E = 60 \cdot 10^{-6} n L_{he}, \text{ млн. об.} \quad (15.10)$$

Значення L_E використовують у формулі (16.7) при умові $L = L_E$ і R - максимальне навантаження.

15.7 Особливості розрахунків навантаження радіально-упорних підшипників

На рис. 15. 16 , як приклад, показана конструкція підшипникових опор вала конічної шестерні редуктора, на рис.15.17 - конструктивна (а) і розрахункова (б) схеми для підшипників вала конічної шестерні. Тут F_t , F_r і F_a – відповідно колове, радіальне та осьове навантаження конічного зацеплення.

Радіальне навантаження підшипників F_r знаходиться відомими методами за двома умовами рівноваги:

$$\sum Y = 0 \quad \text{і} \quad \sum M = 0.$$

Сили F_{r1} і F_{r2} прикладені в точках перетину геометричної осі вала з нормаллю до середини лінії контакту тіл кочення підшипників із біговою доріжкою зовнішнього кільця. Точки перетину можна визначити графічно в процесі компонування передачі або за формулою, яка має такий вигляд:

- для конічних роликів підшипників

$$a = 0,5T + (d + D)e/6, \quad (15.11, a)$$

де T – монтажна висота конічних роликів підшипників;

- для кулькових радіально-упорних підшипників

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\alpha],$$

$$(15.11, б)$$

де B , d , D – табличні параметри.

Відстань між цими точками залежить від схеми розміщення підшипників і кута контакту α .

Таким чином для визначення двох осьових сил F_{a1} і F_{a2} маємо лише одне рівняння

$$\sum X = 0 \quad \text{або} \quad F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0, \quad (15.12)$$

розв'язання якого можливо лише при деяких додаткових умовах.



Рис. 15. 16. Конструкція підшипникових опор вала конічної шестерні

Додаткові умови: нахил контактних ліній радіально-упорних підшипників приводить до того, що його радіальне навантаження F_{ri} супроводжується виникненням внутрішніх осьових сил S_i , які прагнуть розсунути кільця підшипників в осьовому напрямку (див. рис. 15.17, в). Переміщенню кілець підшипників перешкоджають упорні буртики вала і корпусу редуктора, де виникають відповідні реакції F_{a1} і F_{a2} .

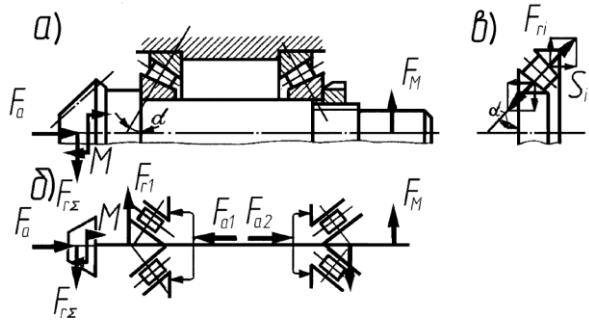


Рис. 15. 17. Конструктивна (а) і розрахункова (б) схеми для підшипників вала конічної шестерні

Для того, щоб кільця підшипників не розсунулися, необхідно, щоб виконувалися такі умови:

$$F_{a1} \geq S_1 \quad \text{і} \quad F_{a2} \geq S_2. \quad (15.13)$$

Крім того, із умови не розсування кілець повинно виконуватися одне із рівнянь

$$F_{a1} = S_1 \quad \text{або} \quad F_{a2} = S_2. \quad (15.14)$$

Оскільки невідомо, в якому із підшипників виконується ця умова, то задача вирішується методом спроб.

Наприклад, приймають, що

$$F_{a1} \geq S_1.$$

Тоді із рівняння (15.12) одержимо, що

$$F_{a2} = S_1 - F_a. \quad (15.15)$$

і якщо при цьому

$$F_{a2} \geq S_2,$$

то осьові сили визначено правильно.

Якщо перша спроба невдала і $F_{a2} < S_2$, то приймають $F_{a2} = S_2$ і із рівняння (15.12) знаходять

$$F_{a1} = S_2 + F_a. \quad (15.16)$$

При цьому обов'язково виконується умова

$$F_{a1} \geq S_1.$$

Значення внутрішніх осьових сил S_1 і S_2 залежить від типу підшипників і осьових зазорів. Якщо підшипники складено з зазорами, близькими до нуля, то сумарне осьове навантаження S_i знаходиться так:

- для радіально-упорних кулькових підшипників за формулою

$$S_i = eF_{ri} \quad (15.17)$$

(e - параметр осьового навантаження; див. табл. 15.2 або табл. 16.5 [9];

- для конічних роликотпідшипників за формулою

$$S_i = 0,83eF_{ri}. \quad (15.18)$$

Контрольні запитання

1. Дайте визначення підшипнику кочення.
2. Опишіть конструкцію підшипника кочення.
3. Яке призначення деталей підшипника?
4. Наведіть приклади використання підшипників кочення.
5. Назвіть переваги.
6. Назвіть недоліки підшипнику кочення.
7. Дайте класифікацію підшипників кочення за формою тіл кочення.
8. Дайте класифікацію підшипників кочення за способом компенсації перекосів вала.

9. Дайте класифікацію підшипників кочення за радіальними розмірами.

10. Дайте класифікацію підшипників кочення за напрямком навантаження.

11. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?

12. Як розшифровується умовне позначення підшипників кочення? Наведіть приклад.

13. Охарактеризуйте область використання кулькових радіальних підшипників.

14. Охарактеризуйте область використання кулькових радіальних сферичних підшипників.

15. Охарактеризуйте область використання роликів радіальних підшипників з короткими циліндричними роликами.

16. Охарактеризуйте область використання роликів радіальних підшипників з витими роликами.

17. Охарактеризуйте область використання радіально-упорних підшипників.

18. Охарактеризуйте область використання роликів конічних підшипників.

19. Назвіть і охарактеризуйте критерії працездатності підшипників кочення.

20. За яким критерієм виконується підбір підшипників кочення при кутовій швидкості рухомого кільця до 1 об./хв.?

21. Як визначається розрахункове статичне навантаження?

22. За яким критерієм виконується підбір підшипників кочення при кутовій швидкості рухомого кільця більше 10 об./хв.?

23. Що таке еквівалентне динамічне навантаження радіальних, упорних та радіально-упорних підшипників кочення?

24. Як визначається ресурс підшипників кочення?

25. Назвіть порядок підбору підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю.

26. В чому полягають особливості розрахунків навантаження радіально-упорних підшипників?

16 КОНСТРУКЦІЯ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ВАЛІВ РЕДУКТОРІВ

16.1 Схеми установки підшипників кочення

Опорні (підшипникові) вузли валів редукторів фіксують положення вала в радіальному та осьовому напрямках, забезпечують вільне його обертання навколо геометричної осі, запобігають затисканню тіл кочення підшипників, забезпечують можливість регулювання зазорів у підшипниках при монтажі та експлуатації, утримують мастило, захищають від бруду та води.

Опорні вузли складаються із власне підшипників кочення, корпуса з кришками, пристроїв для закріплення зовнішнього та внутрішнього кілець підшипників, захисних і ущільнюючих пристроїв (рис. 16.1).

За здатністю фіксувати осьове положення вала опори редукторів розділяють на фіксуючі і плаваючі.



Рис. 16.1. Загальний вигляд опорних вузлів одноступінчастого циліндричного редуктора

У фіксуючих опорах обмежується осьове переміщення вала в обох напрямках, у плаваючих опорах осьове переміщення вала не обмежується. Фіксуюча опора сприймає радіальне і в будь-якому напрямку осьове навантаження, а плаваюча опора - тільки радіальне.

Схеми установки підшипників показано на рис. 16.2. Осьова фіксація у схемах рис. 16.2, *а, б* – верхній та нижній зліва здійснюється в одній опорі - в схемі рис. 16.2, *а* - одним радіальним підшипником, в схемі рис. 16.2, *б* - двома одинарними радіальними або радіально-упорними підшипниками.

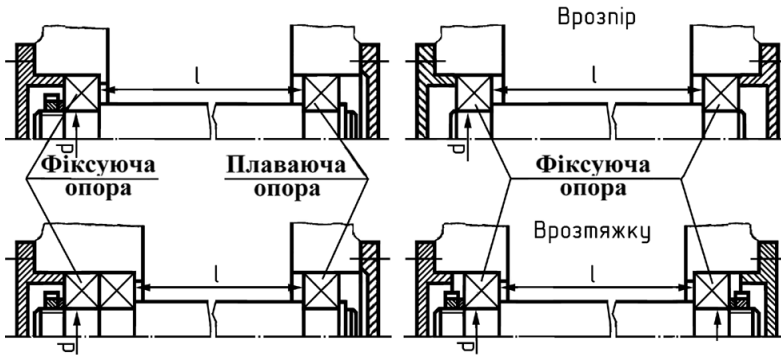


Рис. 16.2. Схеми установки підшипників: *а* - осьова фіксація одним радіальним підшипником; *б* - осьова фіксація двома одинарними радіальними або радіально-упорними підшипниками, *в, г* - осьова фіксація вала в двох опорах

У плаваючій опорі застосовують радіальні підшипники. Осьову фіксацію з одним підшипником (див. рис. 16.2, *а*) використовують у коробках передач, редукторах й інших вузлах для валів циліндричних зубчастих передач, а також для приводних валів стрічкових, ланцюгових конвеєрів. Осьову фіксацію за схемою рис. 16.2, *б* з двома паралельно встановленими фіксованими підшипниками

використовують у циліндричних, конічних зубчастих і черв'ячних передачах.

Осьова фіксація в одній опорі (див. рис. 16.1, *а, б*) забезпечує автоматичну компенсацію температурних розширень валів і можливих неточностей монтажу підшипників, що усуває небезпеку затискання тіл кочення.

Рекомендації щодо вибору опор:

1). Якщо опори навантажені радіальними і осьовими силами, то плаваючою виконують опору, що навантажена більшою радіальною силою.

2). При дії на опорі вала тільки радіального навантаження плаваючої опорою виконують менш навантажену опору.

3). Якщо на навантаженому кінці вала встановлена муфта, фіксуючою опорою виконують ту, яка розміщена ближче до цього кінця вала.

Використовують також схеми установки підшипників, в яких осьова фіксація вала здійснюється одночасно в двох опорах (рис. 16.2, *в, г* - верхній та нижній справа). При цьому внутрішні кільця підшипників упираються в буртики вала або в торці інших деталей, що встановлені на валу, зовнішні кільця – в торці кришок або інших деталей, що закріплені у корпусі. При цьому в кожній схемі осьове переміщення вала обмежується лише в одному напрямку. Кожна опора сприймає радіальне і осьове навантаження в одному напрямку.

Схема “в розпір” (див. рис. 16.2, *в*) конструктивно найбільш проста, її використовують при відносно коротких валах l : для радіальних підшипників $l/d = 8 \dots 10$; для радіально-упорних підшипників $l/d = 6 \dots 8$.

Осьова фіксація вала в двох опорах (див. рис. 16.2, *в, г*) передбачає можливість регулювання осьового зазору в підшипниках, виключаючи тим самим їх заклинювання від

теплового розширення. Температурний зазор a у підшипниках рекомендовано вибирати в межах $0,2 \dots 0,5$ мм.

Для схеми “в розтяжку” для радіальних кулькових підшипників відношення $l/d \leq 10 \dots 12$, для конічних роликів підшипників - $l/d \leq 8 \dots 10$.

16.2 Типові опорні вузли валів редукторів

Опорні вузли циліндричних передач можуть конструюватися на базі радіальних кулькових однорядних підшипників, роликів конічних і сферичних дворядних підшипників. Підшипники опор розміщують на валах симетрично площині симетрії редуктора або не симетрично. В останньому випадку скорочується довжина консольних частин швидкохідного і тихохідного валів, що підвищує їх жорсткість.

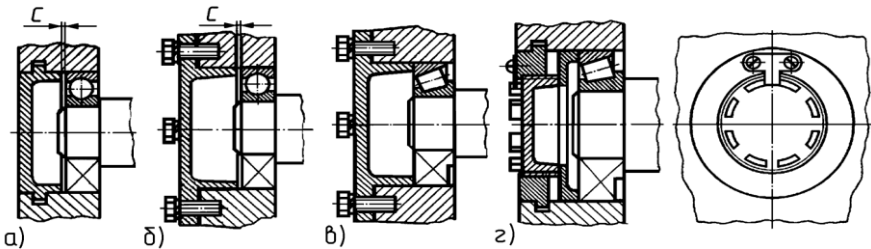


Рис. 16.3. Опорні підшипникові вузли: *a* - з врізаними кришками; *б* - з накладними кришками; *в* - з накладними кришками і регулювальними прокладками; *з* - з врізаними кришками з різьбовою пробкою

Опорні вузли з кульковими підшипниками забезпечуються врізаними, якщо корпус редуктора рознімний (рис. 16.3, *a*) або накладними кришками (див. рисунки 16.3, *б*, 16.4). Для регулювання осьового зазору під накладні кришки укладають регулювальні прокладки із декількох шарів тонкої сталеві фольги загальною товщиною $\delta = 0,25$ мм при зовнішньому діаметрі підшипників $d_n = 10 \dots 80$ мм;

товщиною $\delta = 0,50$ мм при $d_n = 65...120$ мм, товщиною $\delta = 0,75$ мм при $d_n = 130...300$ мм.

Опорні вузли з кінчними підшипниками забезпечуються накладними або врізаними кришками з різьбовою пробкою (рис. 16.2, в).

Опорні вузли шевронної передачі повинні давати змогу одному із її валів плавати в осьовому напрямку, щоб забезпечити рівно-

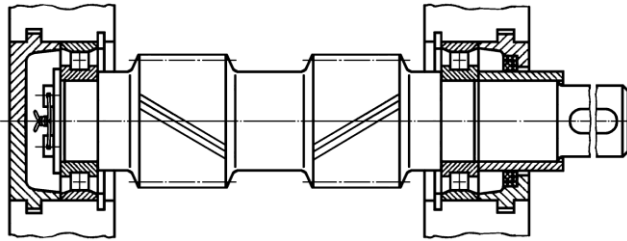


Рис. 16.5. Схема опорних вузлів шевронної передачі

мірне навантаження зубів обох півшевронів. Зазвичай, плаваючим роблять більш легкий швидкохідний вал, для чого його встановлюють у роликівих радіальних підшипниках з циліндричними роликами без бортів на одному із його кілець (рис. 16.5).

Внутрішнє кільце підшипника закріплюють нерухомо в обох напрямках на валу, а зовнішнє кільце - в обох напрямках нерухомо у корпусі, наприклад, жорсткими півкільцями або пружним кільцем.

Опорні вузли кінчних передач будуються на базі радіально-упорних кулькових підшипників або роликівих кінчних підшипників. Кінчна шестерня часто закріплюється в опорах консольно, що спрощує конструкцію, робить її компактною, зручною для монтажу і регулювання. Підшипники встановлюють у спеціальний стакан за схемою “в розтяжку” - широкі торці зовнішніх кілець підшипників розміщують

усередину назустріч одне одному для збільшення бази опори (рис. 16.6).

Під фланцем кришки розміщують набір регульовальних прокладок, товщину яких підбирають так, щоб створити правильний зазор у підшипниках. Другий набір прокладок розміщують між фланцем стакана і корпусом редуктора, що дозволяє переміщувати стакан разом із валом і шестернею в осьовому напрямку для суміщення в одній точці вершин початкових конусів шестерні і колеса передачі.

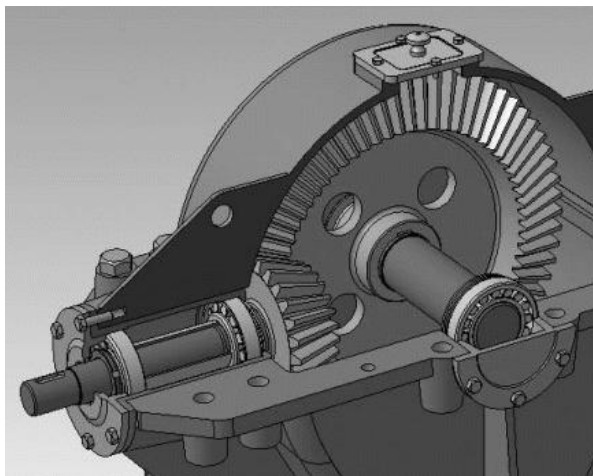


Рис. 16.6. Загальний вигляд опорних вузлів шестерні та колеса конічної передачі

Опорні вузли тихохідного вала конічної передачі зазвичай закривають накладними кришками на прокладках, які забезпечують регулювання зазорів у підшипниках і можливість осьового переміщення вала.

Опорні вузли черв'ячних передач. Опорні вузли черв'яка виконуються у двох основних варіантах.

У першому варіанті вал опирається на два радіально-упорні конічні або кулькові підшипники, які встановлені за схемою «у розпір» (рис. 16.7, *a*). Кулькові підшипники використовуються при тривалій безперервній роботі з метою зменшення втрат потужності і тепловиділення в опорах.

Очевидний недолік цієї конструкції полягає в тому, що при тепловому розширенні черв'яка підшипники можуть заклинити. Тому ця схема опор використовується в редукторах невеликої потужності з міжосьовою відстанню до 180 мм.

У другому варіанті конструкції опорного вузла (рис. 16.7, б) передбачена можливість температурних розширень черв'яка за рахунок використання схеми з однією фіксуючою опорою.

У фіксуючій опорі у стакані встановлюють два радіально-упорних кулькових або роликових підшипника, які розміщують так, щоб вони фіксували вал в обох напрямках. Внутрішнє кільце одного із цих підшипників упирається на бурт вала, а другого підшипника - на гайку, нагвинчену на хвостовик вала. Друга опора виконується плаваючою.

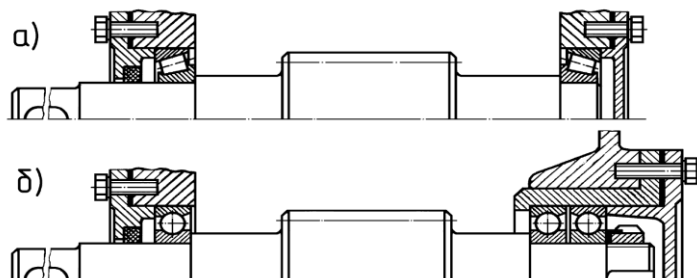


Рис. 16.7. Схема опорних вузлів вала черв'яка:
а - за схемою "в розпір"; *б* - з фіксуючою опорою

Вал черв'ячного колеса звичайно монтується на роликових кінцевих підшипниках (див. рис. 16.2, в). Положення вала в осьовому напрямку регулюють прокладками із декількох шарів тонкої сталевий фольги так, щоб середня площина колеса проходила через вісь черв'яка.

16.3 Кріплення підшипників на валах

Конструктивне рішення вузла кріплення підшипників на валах залежить від схеми установки підшипників.

Кріплення підшипників шліцьовою гайкою і багатолапчастою стопорною шайбою надійне і безпечне (рис. 16. 8, а). Стопорна шайба має один внутрішній виступ і шість зовнішніх виступів-лапок. Внутрішній виступ шайби заходить у спеціально виконаний на валу паз, а один із зовнішніх виступів - лапок відгинається в шліць гайки.

Кріплення підшипників торцевою шайбою просте та надійне

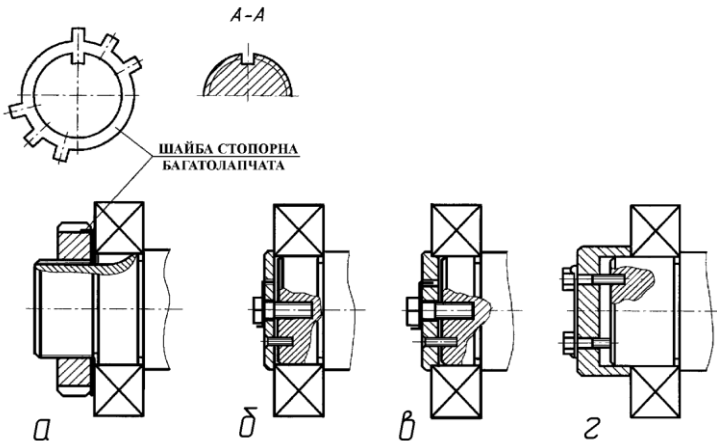


Рис. 16. 8. Способи кріплення підшипників: а - шліцьовою гайкою і багатолапчастою стопорною шайбою; б - торцевою шайбою; в - центрування відносно отвору підшипника; г - центрування підшипника по валу

(рис. 16. 8, б) . Шайбу від повороту відносно вала фіксує штифт. Торцеву шайбу центрують відносно отвору підшипника (рис. 16. 8, в) або відносно положення вала (рис. 16. 8, г) так, щоб не виникло дисбалансу при високих частотах обертання.

У всіх випадках необхідно передбачати стопоріння гвинтів, які кріплять шайбу, від самовідгвинчування. Для цього використовують стопорну шайбу з лапкою (рис. 16. 8, а, в); деформівну

шайбу, яка встановлюється під обидва гвинти відразу і відгинається на грані головок гвинтів (є).

Кріплення підшипників пружинним упорним плоским кільцем може забезпечити передачу значного осьового навантаження (рис. 16.9). Між підшипником і пружинним упорним кільцем 1 ставлять компенсаторне кільце 2 для усунення можливого зазору між ними.

При встановленні вала на двох фіксуючих опорах за схемою «у розпір» внутрішнє кільце підшипника встановлюють з упором в бурт вала (див. рис. 16.10, а). Додаткового кріплення внутрішнього кільця підшипника з протилежної сторони не роблять.

При встановленні підшипників за схемою «в розтяжку» торець внутрішнього кільця підшипника опирається на шліцьову гайку зі стопорною багатолапчастою шайбою (рис. 16.10, б). З протилежної сторони торець внутрішнього кільця не повинен контактувати з лямі вала. При недостатній висоті буртиків її підвищують штучними методами.

16.4 Кріплення підшипників у корпусі

Найбільш поширені способи кріплення підшипників фіксуючих опор у корпусі редуктора показано на рис. 16.11, а - є.

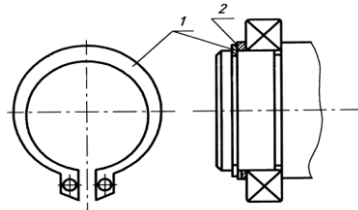


Рис. 16.9. Кріплення підшипників пружинним упорним плоским кільцем

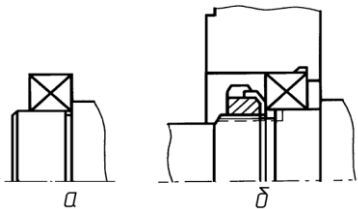


Рис. 16.10. Кріплення підшипників за схемою «в розтяжку»: а – встановлення внутрішнього кільця підшипника з упором в бурт вала; б - шліцьовою гайкою зі стопорною багатолапчастою шайбою

Кріплення підшипників у корпусі накладною (рис. 16.11, *а*) або врізаною кришкою (рис. 16.11, *б*) найбільш просте і надійне. Якщо підшипники мають на зовнішньому кільці канавку, то їх кріплять пружинним упорним плоским кільцем (рис. 16.11, *в*). Підшипники без канавки також можуть кріпитися в корпусі пружинним упорним плоским кільцем (рис. 16.11, *г*).

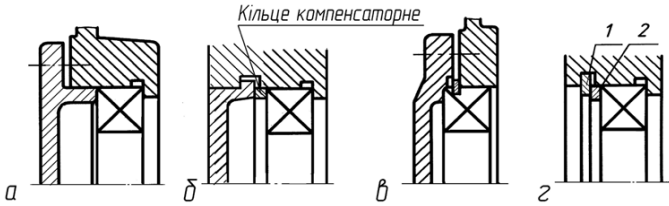


Рис. 16.11. Способи кріплення підшипників фіксуючих опор у корпусі: *а* – накладною; *б* - врізаною кришкою; *в*, *г* - пружинним упорним плоским кільцем

Для усунення можливого зазору між стопорним кільцем 1 і підшипником ставлять компенсаторне кільце 2.

Точне встановлення підшипників у корпусі забезпечується наявністю буртиків у гнізді опори, які створюються при розточуванні гнізда в корпусі редуктора. Обробка отвору спрощується при штучному створенні буртиків (рис. 16.12, *а - г*). Буртик може бути виконаний у стакані, який вводиться для спрощення монтажу або для вирішення іншої конструкторської задачі (рис. 16.12, *а*). Більш просте рішення - установка пружинного упорного кільця, яке може передавати значні осьові навантаження (рис. 16.12, *б*). У роз'ємних корпусах упорний буртик створюють цілим кільцем, яке закладають до канавки гнізда підшипника (рис. 16.12, *в*).

Буртик може бути створений двома півкільцями Г-видного перерізу, які закладають до канавки отвору в корпусі (рис. 16.12, *г*).

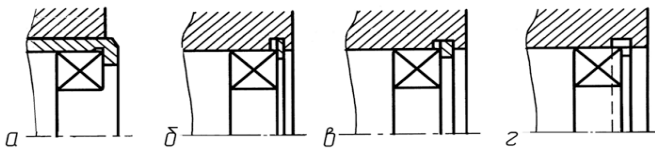


Рис. 16.12. Способи штучного створення буртиків: *а* – установка підшипників у стакані; *б* – за допомогою пружинного упорного кільця; *в* - кільцем, яке закладають до канавки гнізда підшипника; *г* - двома півкільцями Г-видного перерізу

16.5 Змащення підшипників кочення

Для зменшення втрат потужності на тертя, збільшення стійкості проти спрацювання, захисту від корозії, кращого відведення тепла, забезпечення герметичності підшипникових вузлів підшипники кочення змащують.

Рекомендовано змащувати підшипники тим же мастилом, що інші деталі передач. При картерному змащенні зубчастих коліс редуктора підшипники кочення змащуються бризками масла. При коловій швидкості зубчастих коліс $v \geq 1$ м/с бризками масла змащуються всі деталі редуктора в тому числі і внутрішні стінки корпусу, а з них масло стікає і в підшипниковий вузол.

Якщо змащення підшипників здійснюють шляхом їх занурення в масляну ванну разом із швидкохідними шестернею або черв'яком, то для захисту підшипників від продуктів спрацювання і надлишкового полива маслом використовують маслозахисні кільця - шайби. Їх використання особливо важливо при наявності в редукторі косозубчастих та шевронних коліс або черв'яка, які гонять масло на підшипник і заливають його.

Для змащення підшипників, віддалених від рівня масляної ванни редуктора, наприклад, конічної шестерні, використовують спеціальні пристрої або насоси.

При коловій швидкості коліс $v < 1$ м/с для підшипників, що працюють в особливих умовах роботи - машини хімічної, харчової, текстильної промисловості, використовують пластичні мастила. В цьому випадку підшипниковий вузол закривають маслоскидним кільцем. Мастило закладається у вузол на $1/2 - 1/3$ його вільного об'єму при монтажі і поповнюється кожні три місяця.

Контрольні запитання

1. Охарактеризуйте призначення і склад опорних підшипникових вузлів валів редукторів.
2. На які групи діляться опори за здатністю фіксувати осьове положення вала?
3. Дайте характеристику фіксуючим опорам.
4. Дайте характеристику плаваючим опорам.
5. Які існують схеми установлення підшипників?

6. Охарактеризуйте схему установлення підшипників з осьо-вою фіксацією одним радіальним підшипником.

7. Охарактеризуйте схему установлення підшипників з осьо-вою фіксацією двома одинарними радіальними або радіально-упорними підшипниками.

8. Які існують схеми установлення підшипників з осьовою фіксацією вала в двох опорах?

9. Охарактеризуйте схему установлення підшипників «у роз-пір».

10. Охарактеризуйте схему установлення підшипників «у ро-зтяжку».

11. Які типи підшипників використовуються в опорних вузлах циліндричних передач?

12. Які типи кришок використовуються в опорних вузлах? В яких випадках?

13. Яку особливість мають опорні вузли шевронної пере-дачі?

14. На базі яких підшипників будуються опорні вузли коніч-них передач?

15. Охарактеризуйте особливості конструкції опорних вузлів конічних передач.

16. Дайте характеристику конструкції опорних вузлів вала черв'яка.

17. Дайте характеристику конструкції опорного вузла вала черв'яка «в розпір».

18. Дайте характеристику конструкції опорного вузла вала черв'яка «в розтяжку».

19. Як монтується вал черв'ячного колеса?

20. Як регулюється положення вала черв'ячного колеса?

21. Опишіть конструкцію можливого кріплення підшипників на валах.

22. Які існують способи кріплення підшипників в корпусі? Охарактеризуйте ці способи.

23. З якою метою виконують змащення підшипників кочен-ня?

24. Як змащуються підшипники кочення при коловій швидко-сті зубчастих коліс $v \geq 1$ м/с?

25. Як змащуються підшипники кочення при колівій швидкості зубчастих коліс $v < 1$ м/с?

26. Як захищають підшипники від продуктів спрацювання і надлишкового полива маслом при їх змащенні шляхом їх занурення в масляну ванну разом із швидкохідними шестернею або черв'яком?

17 МЕХАНІЧНІ МУФТИ ПРИВОДІВ

17.1 Загальні відомості, класифікація

Муфтами називають пристрої, які з'єднують кінці валів механізмів, редукторів, машин і передають обертаючий момент без зміни його значення та напрямку.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин компонується із окремих механізмів та складальних одиниць, які мають вхідні та вихідні вали. За допомогою муфт здійснюють кінематичний та силовий зв'язок між складовими частинами машин - двигуном, редуктором, виконавчим механізмом (рис. 17.1).

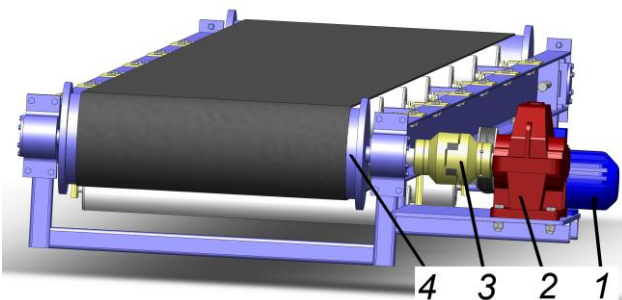


Рис. 17.1. Схема кінематичного та силового зв'язку між частинами машин – стрічкового конвеєра: двигуном (1), редуктором (2) і виконавчим механізмом (4) за допомогою муфти (3)

Використання муфт дозволяє компенсувати похибки взаємного розміщення валів, захистити елементи машин від перевантаження, зменшити динамічні навантаження, з'єднувати та роз'єднувати робочі органи із двигуном.

Із-за похибок виготовлення та монтажу завжди існує деяка неточність взаємного розміщення геометричних осей

валів, що з'єднуються. Розрізняють три види відхилень розміщення валів від номінального (рис. 17.2):

- осьове відхилення Δa ,
- радіальне відхилення або ексцентриситет Δr ,
- кутове відхилення або перекіс $\Delta \alpha$.

На практиці, як правило, зустрічається комбінація вказаних відхилень, яка називається не співвісністю валів.

У машинобудуванні використовують муфти різних конструкцій, найбільш поширені із них стандартизовані або нормалізовані.

Основною паспортною характеристикою муфт є номінальний обертаючий момент T , на передачу якого вони розраховані. Додатковими характеристиками муфт є діапазон посадочних діаметрів отворів і частот обертання, габаритні розміри, маса, значення радіального та кутового зміщення тощо.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають із наявних у державних стандартах або нормалях за розрахунковим обертаючим моментом і більшому діаметру валів, що з'єднуються.

Розрахунковий обертаючий момент T_p знаходиться за формулою

$$T_p = K_n T_{\max} \leq T_{\text{ном}}, \quad (17.1)$$

де T_{\max} – найбільший тривало діючий обертаючий момент на валах, що з'єднуються; $T_{\text{ном}}$ - номінальний обертаючий момент муфти за паспортом - стандартом або нормаллю; K_n -

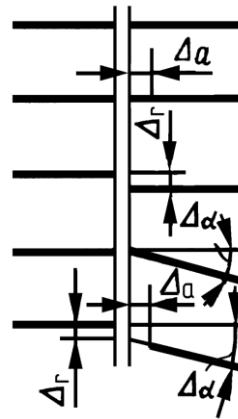


Рис. 17.2. Види відхилень розміщення вала від номінального положення

коефіцієнт, який враховує короткочасне перевантаження або режим роботи муфти.

$K_n = 1 \dots 1,5$ - машини із невеликими приводними масами і спокійним навантаженням, $K_n = 1,5 \dots 2$ - машини із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі, компресори, млини, стругальні верстати, повітрорудки), $K_n = 2,5 \dots 3$ - машини з великими приводними масами та ударним навантаженням - молоти, прокатні стани, щокові та роторні дробарки, кульові млини; менші значення коефіцієнту K_n вибираються для більш податливих муфт.

Класифікацію механічних муфт наведено на рис. 17.3.

Муфти виготовляються у двох виконаннях: на довгі і на короткі кінці валів з циліндричним і конічними отворами. Допускається використовувати сполучення півмуфт в різному виконанні з різними діаметрами посадочних отворів у межах одного номінального обертаючого моменту $T_{ном}$.

17.2 Муфти некеровані

Загальні відомості. До класу некерованих муфт належать такі муфти, в яких ведуча та ведена півмуфти з'єднані між собою постійно. Роз'єднання валів, з'єднаних некерованими муфтами, можливо лише в результаті їх розбирання на зупиненій машині.

Некеровані муфти поширені в машинобудуванні. Вони діляться на

- жорсткі (глухі),
- компенсаційні жорсткі,
- компенсаційні пружні.

Жорсткі (глухі) муфти використовують для жорсткого і нерухомого з'єднання валів - глухе з'єднання. Вони не компенсують похибок виготовлення і монтажу елементів

привода, вимагають точного центрування валів. Якщо ця вимога не виконується, то можливе деформування та пошкодження валів та опор.

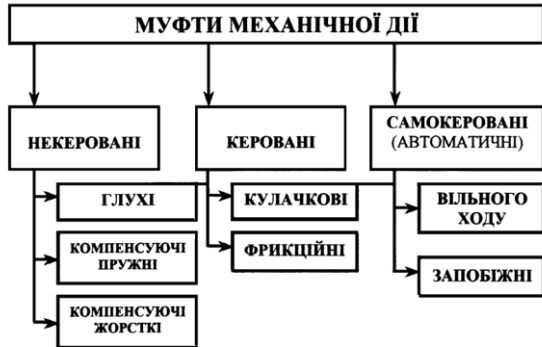


Рис. 17.3. Класифікація механічних муфт

Поширено викорис-
тання

- втулкових жорстких муфт;
- фланцевих жорстких муфт.



Рис. 17.4. Загальний вигляд втулкової шліцьової муфти

Втулкова муфта (ГОСТ 24246-96) являє собою втулку, яка насаджується на кінці співвісних валів (рис. 17.4). З'єднання муфти з валом здійснюється за допомогою зубів – шліців (див. рис. 17.4), штифтів (рис. 17.5), шпонок (рис. 17.6),

Втулкові муфти використовуються у легких машинах при діаметрах валів d_e 4...100 мм.

Переваги втулкових муфт: простота конструкції та експлуатації, малі габарити та вартість.

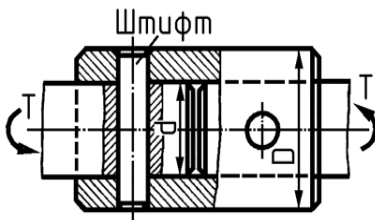


Рис. 17.5. Втулкова муфта (ГОСТ 24246-96). З'єднання муфти з валом штифтом

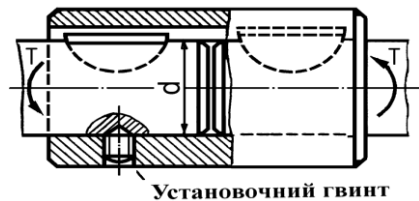


Рис. 17.6. Втулкова муфта (ГОСТ 24246-96). З'єднання муфти з валом шпонкою

Недоліки: складність у монтажі, так як при цьому необхідні значні осьові переміщення агрегатів, високі вимоги до точності суміщення валів, що з'єднуються.

Матеріал втулок: сталь 40, 45, при великих розмірах - чавун СЧ18, СЧ20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

Критеріями працездатності є міцність втулки на крутіння за дотичною напругою τ і міцність елементів для її з'єднання з валами за умовою міцності на зріз $\tau_{зр}$.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри втулкових муфт за ГОСТ 24246-96 приведено в табл. 17.1.

Фланцева муфта (ГОСТ 20761-96) складається із двох півмуфт, виконаних у вигляді фланців, які насаджено на кінці співвісних валів і з'єднано між собою болтами (рисунки 17.7 – 17.8). Болти установлюються (див. рис. 17.8) із зазором (1-й варіант – верхня частина креслен-



Рис. 17.7. Загальний вигляд фланцевої муфти (ГОСТ 20761-96)

ня) або без зазору (2-й варіант – нижня частина креслення).

У першому випадку обертаючий момент від однієї півмуфти до іншої передається силами тертя, які виникають у площині стику півмуфт за рахунок затягування болтів; центрування півмуфт здійснюється виступом 3.

Таблиця 17.1.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) втулкових муфт. Витяг із ГОСТ 24246-96

[T], Н·м для виконань				D для виконань		D
1	2	3	4	1 – 3	4	
16	-	45	-	14 - 16	-	28
31,5	-	63	-	18; 20	-	32
50	71	100	140	20; 22; 24	16; 18	38
90	125	180	250	25	21	42
				28	23	
125	180	250	355	28	23	48
				30	-	
				32	26	
200	280	400	560	32	26	55
				35; 36; (38)	28; 32	
280	400	560	800	(38)	32	60
				40 (42)	36	
400	560	-	1120	(42)	36	70
				45; (48)	42	
560	800	-	1600	(48); 50	42	80
				(53)	46	
800	1120	-	2240	55	46	90
				60	52	
1120	1600	-	3150	60; 63; (65)	52; 56	100
1600	2240	-	4500	(65); 70;	62	110
				71; (75)		
2240	3150	-	6300	(75); 80; (85)	72	120
3150	4500	-	9000	(85); 90; (95)	82	130
4500	6300	-	12500	100	92	140

Продовження таблиці 17.1.

L для виконань		Кріпильні деталі для виконань			
		1 із штифтом	2 - 3		2 – 4 із ГВИНТОМ
1-4	4		із шпонкою		
45	-	4x30	-	4x7,5	M6x8,66
55	-	5x36	-	5x7,5	
65	45	6x40	6x6x25	5x9	
75	50	8x45	8x7x28	6x9 6x10	
			8x7x36	8x10	
90	55	8x50	10x8x36	8x11	
105	65	10x60	10x8x45	8x11 10x13	M6x10,66
120	80	10x65	10x8x50	10x13	M8x12,66
		10x65	12x8x50	-	
140	90	12x80	12x8x63	-	
			14x9x63	-	
150	100	12x90	14x9x63	-	M10x16,66
			16x10x63	-	
170	110	16x100	16x10x70 18x11x70	-	
180	120	16x10	18x11x80	-	M10x20,66
200	130	20x120	20x123x90	-	
220	150		20x14x100	-	

Примітки: 1. Муфти повинні виготовлятися в чотирьох виконаннях: 1 – із конічними штифтами за ГОСТ 3129-70; 2 – із шпонковим пазом за ГОСТ 23360-78; 3 – із шпонковим пазом за ГОСТ 24071-97; 4 – із шліцьовим посадочним отвором за ГОСТ 6033-80. 2. Матеріал втулок – сталь 45. 3. Граничні відхилення отворів $H14$, валів – $h14$. 4. В дужках наведено значення, які не рекомендовано. 5. Приклад умовного позначення муфти 1-го виконання з $T = 560 \text{ Нм}$, $d = 50 \text{ мм}$: “Муфта втулкова 1-560-50 ГОСТ 24246-96”.

У другому випадку обертаючий момент передається безпосередньо болтами, що працюють на зріз і зминання; болти без зазору одночасно центрують вали.

Таблиця 17.2.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) фланцевих муфт. Витяг із ДСТУ 3172-95 (ГОСТ 20761-96)

d	D	l, не більше		L, не більше	
		Виконання			
		1	2	1	2
16; 18	80	40	28	84	60
16; 18	90	40	28	84	60
20; 22		50	36	104	76
20; 22	100	50	36	104	76
25; 28		60	42	124	83
25; 28	112	60	42	124	83
(30);32;(35);36		80	58	170	120
32;(35);36		80	58	170	120
40; 45	140	110	82	230	170
(35);36	150	80	58	170	120
40;45;50		110	82	230	170
45;50;55	170	110	82	230	170
60		140	105	290	220
50;55	180	110	82	230	170
60;(63);70		140	105	290	220
50	190	110	82	230	170
60;(63);65;70; (75);80		140	105	290	220
70; (75)	224	140	105	290	220
80; (85); 90;(95)		170	130	350	270
100		210	165	430	340

Примітки: 1. Значення $[T]$ вказані для муфт із сталі 40 і 35Л; для муфт із чавуна СЧ20 значення $[T]$ необхідно знижувати в 2 рази. 2. Коло-ва швидкість для сталевих муфт (на зовнішньому діаметрі) до 70 м/с, для чавунних – до 35 м/с. 3. Виконання 1 – для муфт, що установлюються на довгих кінцях валів; виконання 2 – для муфт на коротких кінцях валів. 4. В дужках приведено значення, що не рекомендуються. 5. Приклад умовного позначення муфти з $T = 400$ Н·м, з півмуфтами діаметрами отворів 40 і 45 мм, виконання 1 і 2, матеріал – сталь 40: “Муфта фланцева 400-40-11-45-21 ГОСТ 20761-96”.

Використання болтів без зазору забезпечує одержання муфт менших габаритів з більшою навантажувальною здатністю.

Фланцеві муфти використовують для валів діаметром $d_s = 12...220$ мм і обертаючих моментів $T_p = 8...45\ 000$ Н·м (ГОСТ 20761-80).

Переваги фланцевих муфт: простота конструкції, надійність у роботі, можливість сприймати великі навантаження, зокрема ударної дії.

Недоліки - ті ж самі, що і у втулкових муфтах.

Матеріал півмуфт: сталь 40, 35Л, чавунне лит-СЧ21, СЧ32 та ін. Болти, що ставлять із зазором, виготовляють із сталі Ст3, болти без зазору – із сталі 40, 45.

Розрахунок фланцевих муфт на міцність виконується для болтів, а також для шпонкового або шліцьового з'єднання.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри фланцевих муфт за ГОСТ 20761-96 приведено в табл. 17.2.

17.3 Муфти компенсаційні жорсткі

Загальні відомості. Неспіввісність валів, що з'єднуються між собою, приводить до виникнення в муфті

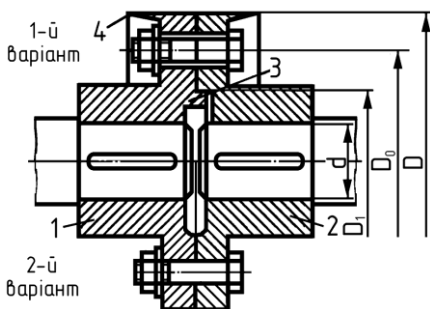


Рис. 17.8. Фланцева муфта (ГОСТ 20761-96):

1, 2 - півмуфти; 3 – виступ для центрування валів



Рис. 17.9. Загальний вигляд кулачково-дискової муфти

радіальної сили F_M , яка додатково навантажує вали і підшипники, знижує їх надійність та довговічність. Для компенсації негативного впливу неспіввісності валів на працездатність деталей редуктора, а отже - зменшення додаткового навантаження на вали і опори, використовуються компенсаційні муфти. Найбільш поширеними компенсаційними муфтами є компенсаційні жорсткі та компенсаційні пружні муфти.

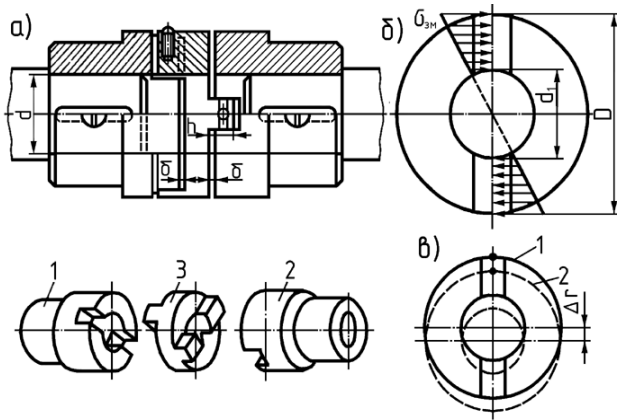


Рис. 17.10. Конструкційні елементи кулачково-дискової муфти (ГОСТ 20720-93): а) 1, 2 - півмуфти; 3 - проміжний диск; б) напруга змінання від передаючого муфтою обертального моменту; в) компенсування ексцентриситету і перекосу валів

Поширеними компенсаційними жорсткими муфтами є

- кулачково-дискова муфта;
- зубчаста муфта.

Позитивний ефект від використання цих муфт досягається за рахунок наявності зазорів у спряженнях деталей

муфт, а також за рахунок ковзання цих деталей одна відносно іншої.

Муфта кулачково-дискова (ГОСТ 20720-93) складається із двох півмуфт 1, 2 та проміжного диска 3 (рисунки 17.9 – 17.10). На внутрішньому торці кожної півмуфти 1, 2 виконано по одному діаметрально розміщеному пазу. На обох торцях диска 3 виконано по одному виступу, які розміщено за взаємно перпендикулярними діаметрами. Торцеві виступи диска 3 розміщено в торцевих пазах півмуфт 1, 2. Перпендикулярне розміщення пазів дозволяє муфті компенсувати ексцентриситет ($\Delta_r \leq 0,04d_g$) і перекіс валів ($\Delta_\beta \leq 0^\circ 30'$). Зазори δ між диском і півмуфтами дозволяють компенсувати також і осьове зміщення валів ($\Delta_a \leq 2...4\text{ мм}$).

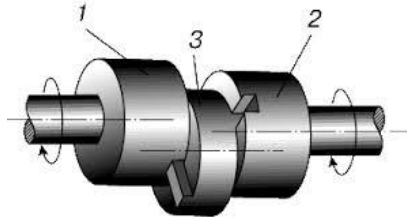


Рис. 17.11. Принцип дії кулачково-дискової муфти

При роботі муфти торцеві виступи диска 3 ковзають у торцевих пазах півмуфт 1, 2, центр диска описує коло з радіусом Δ_r (рис. 17.11). Ковзання супроводжується спрацюванням поверхонь тертя. Для зменшення інтенсивності спрацювання півмуфти періодично змащують.

Кулачково-дискові муфти використовують для валів $d_g = 16...150\text{ мм}$, обертаючих моментів $T_p = 16...16000\text{ Нм}$ (ГОСТ 20720 - 93).

Деталі муфт виготовляють із сталей Ст5, 45Л, легованих сталей 15Х, 20Х із цементациєю робочих поверхонь.

Критерієм працездатності кулачково-дискових муфт є стійкість робочих поверхонь півмуфт та проміжного диску проти спрацювання; розрахунковим критерієм -

напруга змінання від передаючого муфтою обертального моменту.

Таблиця 17.3.

**Механічні характеристики і основні конструктивні параметри
(мм) кулачково-дискової муфти за ДСТУ 2131-93
(ГОСТ 20720-93)**

T, Н·м	d	d ₁	d	d ₁	D, не більше	L		l		l ₁	
	Граничні відхилення					Тип					
	H7	H9	H7	H9		1; 2		1		2	
	Виконання						1		2		
	1 ряд		2 ряд			1	2	1	2	1	2
16	16; 18	-	-	-	120	-	75	-	30	-	10
31,5	16; 18	-	19	-	130	-	90	-	38	-	22
	20; 22	-	-	-	140	-	105	-	44	-	24
63	20; 22	-	24	-	150	185	140	82	60	58	36
	25; 28	-	-	-	190	245	190	112	84	82	54
125	25; 28	-	-	-	190	185	140	82	60	58	36
	32	30; 35	-	-	235	305	235	142	107	105	70
250	32; 36	35; 38	-	-	235	315	245	-	-	-	-
	40; 45	42	-	-	265	305	235	-	-	-	-
400	-	38	42; 48	-	265	315	245	142	107	105	70
	40; 45	42; 48	-	-	305	380	300	172	132	130	90
630	45; 50; 56	48; 52; 56	-	-	305	315	245	142	107	105	70
	-	60	-	-	305	315	245	142	107	105	70
630	63	60	65; 70; 75	-	305	315	245	142	107	105	70
	50; 56	52; 55	-	-	305	315	245	142	107	105	70
1000	-	60	65; 70; 75	-	305	315	245	142	107	105	70
	63; 71	65; 70; 75	-	-	305	315	245	142	107	105	70
1600	-	60	65; 70; 75	-	305	315	245	142	107	105	70
	63; 71	65; 70; 75	-	-	305	315	245	142	107	105	70
2500	80	85	75; 75	-	320	380	300	172	132	130	90
	71	75; 75	-	-	320	380	300	172	132	130	90
2500	80; 90	85; 95	-	-	320	380	300	172	132	130	90
	100	-	-	-	320	460	350	212	167	165	120

Примітки: 1. Півмуфти виготовляють двох типів: 1 – із циліндричним отвором на кінці валів (СТ СЭВ 537-77); 2 – з конічним отвором на кінці валів (СТ СЭВ 537-77). Півмуфти типів 1 і 2 виготовляють двох виконань: 1 – на довгі кінці валів; 2 – на короткі кінці валів; перевагу слід віддавати 1-му ряду.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри кулачково-дискових муфт за ГОСТ 20720-81 приведено в табл. 17.3.

Зубчаста муфта (ДСТУ 2742-94) складається із півмуфт 1 – 2 із зовнішніми зубами та роз’ємної обойми 3 з двома рядами внутрішніх зубів (рисунки 17.12 - 17.13). Складові частини роз’ємної обойми 3 з’єднуються між собою болтами або гвинтами. Зуби півмуфт і обойми - евольвентні, що спрощує їх виготовлення.

Таблиця 17.4.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри муфти зубчастої загального призначення типу МЗ. Витяг із ДСТУ 2742-94 (ГОСТ 5006-94)

Муфта компенсує всі види неспіввісностей валів за рахунок того, що зубчасте зачеплення виготовляють із гара-

№ муфти	Обертний момент $[T], H \cdot m$	Діаметр вала (мм), не більше	n_{\max} хв.	Розміри, мм					
		d	d_k		A	D	D_1	D_2	L
					не менше	не більше			
1	7100	40	38	6300	49	170	110	55	115
2	14000	50	55	5000	75	185	125	70	145
3	31500	60	55	4000	95	220	150	90	170
4	56000	75	75	3350	125	250	175	110	215
5	80000	90	95	2800	145	290	200	130	235
6	118000	105	-	2500	160	320	230	140	255
7	190000	120	120	2120	185	350	260	170	285

нтованим боковим та радіальним зазорами, а зуби півмуфт мають бочкоподібну форму із сферичною зовнішньою поверхнею. Компенсаційна здатність зубчастих муфт: $\Delta_a = 1 \dots 8$ мм, $\Delta_r = 0,2 \dots 0,6$ мм, $\Delta_\alpha = 0,5 \dots 1^\circ$.

Зубчасті муфти широко використовуються в машинобудуванні, наприклад в транспортних та стаціонарних машинах для валів $d_g = 40 \dots 200$ мм, $T_p = 1000 \dots 63000$ Н·м (ДСТУ 2742-94; ГОСТ 5006 - 83).

Їх переваги: висока несуча здатність, що визначається великою кількістю зубів у зачепленні; малі габарити і маса; високі допустимі колісні швидкості; значна компенсаторна здатність; технологічність.

Деталі зубчастих муфт виготовляють із вуглецевих сталей 45, 50 або 40Х. Твердість зубів півмуфт $H > 45HRC$, зубів обойми - $H > 40HRC$.



Рис. 17.12. Загальний вигляд зубчастої муфти (ДСТУ 2742-94)

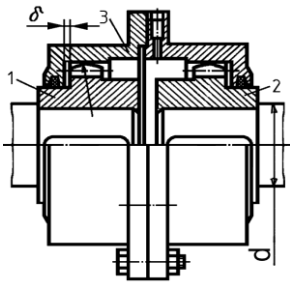


Рис. 17.13. Конструкційні елементи зубчастої муфти (ДСТУ 2742-94): 1, 2 - півмуфти; 3 - роз'ємна обойма



Рис. 17.14. Варіант конструкції зубчастої муфти

Основною причиною виходу із ладу зубчастих муфт є спрацювання зубів, розрахунковим критерієм є напруга на зминання $\sigma_{зм}$.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри зубчастих муфт за ДСТУ 2742-94 приведено в табл. 17.4.

17.4 Муфти компенсаційні пружні

Призначення, динамічні властивості. Пружні компенсаційні муфти зменшують динамічне навантаження, яке передається через вали, що з'єднані муфтою; запобігають резонансним коливанням валів, які виникають із-за нерівномірного обертання, і компенсують усі види неспіввісностей валів.

Основними характеристиками компенсаційних пружних муфт є жорсткість та демпфуюча здатність.

Жорсткість муфти

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d\varphi}, \quad (17.2)$$

де φ - кут закручення муфти під дією обертаючого моменту T .

Розрізняють муфти з постійною та змінною жорсткістю.

Демпфуюча здатність муфти характеризується енергією, яка поглинається нею за один цикл (оберт).

За матеріалом пружних елементів розрізняють дві групи компенсаційних муфт:

- з неметалевими пружними елементами;
- з металевими пружними елементами.

Муфти компенсаційні з неметалевими пружними елементами характеризуються високою еластичністю та демпфуючою здатністю, але мають великі габарити та недо-

статню довговічність. Відомі компенсуючі муфти з пружним елементом у вигляді зірочки; пружна втулково-пальцева муфта; муфта з пружною оболонкою.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (ГОСТ 50894-96) складається із півмуфт з торцевими виступами та гумової або пластмасової зірочки, зуби якої розміщено між торцевими виступами півмуфт (рисунки 17.15 – 17.16). При передачі обертового моменту ведучою півмуфтою її торцеві виступи стискають зуби зірочки, які працюють на стиск і передають рух веденій півмуфті.



Рис. 17.15. Загальний вигляд муфти з пружним елементом у вигляді зірочки (ГОСТ 50894-96)

Муфти з пружним елементом у вигляді зірочки (ГОСТ 50894-96) використовуються для машин із параметрами: $d_6 = 6 \dots 48 \text{ мм}$, $T_p = 2,5 \dots 400 \text{ Н·м}$, ексцентриситет $\Delta_r = 0,2 \text{ мм}$, кутове відхилення $\Delta_\alpha = 1,5^\circ$.

Переваги: компактність; надійність в експлуатації.

Недоліки: мала податливість; при складанні і розбиранні необхідне зміщення валів в осьовому напрямку.

Півмуфти виготовляють із сталі Ст3.

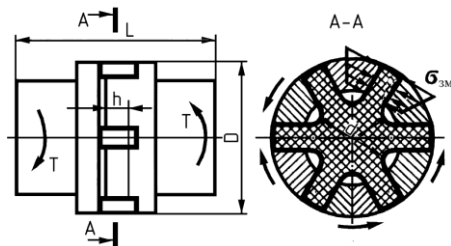


Рис. 17.16. Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (ГОСТ 50894-96)

Таблиця 17.5.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) пружних муфт із зірочкою. Витяг із ДСТУ 2129-93 (ГОСТ 50894-96)

[T], Hm	d	D	L		l		n _{max} , хв.	Зміщення	
			Виконання					раді- альне	куто- ве
			1	2	1	2			
16	12; 14	53	81	71	30	25	3750	0,2	1°30'
	16; 18		101	77	40	28			
31,5	16; 18	71	101	77	40	28	3000		
	20; 22		121	93	50	36			
63	20; 22	85	128	100	50	36	2250		
	25		148	112	60	42			
125	25; 28	105	148	112	60	42	2000	0,3	
	(30); 32; (35); 36		188	144	80	58			
250	32; (35); 36; (38);	135	191	147	80	58	1500	0,4	1°00'
	40; (42); 45		251	195	110	82			
400	38	166	196	152	80	58	1300		
	40; (42); 45; (48)		256	200	110	82			

Примітки: 1. Муфти виконання 1 призначено для установки на довгі кінці валів, виконання 2 – на короткі кінці. Дозволяється сполучення півмуфт виконання 1 і 2 з різними внутрішніми діаметрами в межах одного значення [T]. Розмір $c = 3$ мм. У дужках приведено значення розмірів, які не рекомендуються.

Критерій працездатності - руйнування гумової зірочки, розрахунковий критерій - тиск на робочих поверхнях пружного елемента.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри муфт з пружним елементом у вигляді зірочки за ГОСТ 50894-96 приведено в табл. 17.5.

Муфта пружна втулково-пальцева (ГОСТ 21424-93) складається із двох півмуфт (рисунки 17.17 – 17.18). В торці однієї із них закріплено виступи-пальці, на яких розміщено

гофровані гумові втулки або кільця трапецієвидного перерізу, а в торці другої півмуфти - виконано відповідні циліндричні гнізда. Обертний момент від першої півмуфти до другої передається пальцями, які працюють на деформацію згинання. Пружність муфт забезпечується за рахунок деформування гумових втулок або трапецієвидних кілець.

Муфти широко використовуються для машин із $d_e = 10 \dots 160$ мм, $T_p = 6,3 \dots 16\ 000$ Н·м, $\Delta a = 1 \dots 5$ мм, $\Delta r = 0,3 \dots 0,6$ мм, $\Delta \alpha \leq 1^\circ$ (наприклад, в електромеханічних приводах).

Переваги: простота конструкції, зручність заміни пружних елементів при їх спрацюванні; малі габарити і маса.

Півмуфти виготовляють із сталі 30, 35Л, сірого чавуну СЧ20; пальці - із сталі 45, втулки - гума із $\sigma_p \leq 8$ МПа.

Працездатність муфт визначається перевірним розрахунком гумових втулок за умовою обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями, а пальців - за умовою міцності на згинання.



Рис. 17.17. Загальний вигляд пружної втулково-пальнової муфти (ГОСТ 21424-93)

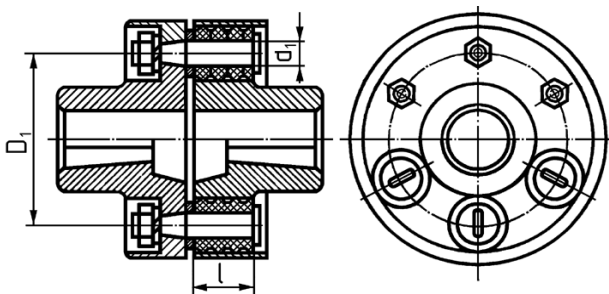


Рис. 17.18. Муфта пружна втулково-пальцева (ГОСТ 21424-93)

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри муфт пружних втулково-пальцевих за ГОСТ 21424-93 приведено в табл. 17.6.

Таблиця 17.6.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) пружних втулково-пальцевих муфт. Витяг із ДСТУ 2128-93 (ГОСТ 21423-93)

<i>T, Н·м</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>L, не більше</i>			
			Тип			
			1		2	
			Виконання			
			1	2	1	2
16	12; 14	75	63	53	63	-
	16		83	59	83	59
31,5	16; 18	90	84	60	84	60
63,0	20; 22	100	104	76	104	76
125	25; 28	120	125	89	125	89
	(30)		165	121	165	121
250	32; (35);36; (38)	140	165	121	165	121
	40; (42); 45		225	169	225	169
500	40; (42); 45	170	225	169	225	169
710	45; (48); 50	190	226	170	226	170
	(55); 56					
1000	45; (48); 50	220	226	170	226	170
	(60); 63; (65); 70	220	286	216	286	216
2000	63; (65); (70); 71	250	288	218	288	218
	80; (85); 90	250	348	268	348	268
4000	80; (85); 90; (95)	320	350	270	350	270
8000	100; 110; (120); 125	400	432	352	432	342

Продовження табл. 17.6

1	2	1	2	l, не більше	Частота обертання $\Pi_{\max}, \text{хв.}^{-1}$	Зміщення валів, не більше	
-	30	25	20	-	7600	0,3	1°
59	40	28	30	18			
60	40	28	30	18	6350		
76	50	36	38	24	5700		
89	60	42	44	26	4600		
121	80	58	60	38			
121	80	58	60	38	3800		
169	110	82	85	56			
169	110	82	85	56	3600		
170	110	82	85	56	3000		
170	110	82	85	56			
216	140	105	107	72	2850		
218	140	105	107	72			
268	170	130	135	95	2300		
270	170	130	135	95	1800	0,5	
342	210	170	170	125	1450		

Муфти компенсаційні з металевими пружними елементами відрізняються компактністю, високою надійністю; їх використовують для передавання великих обертових моментів.

Поширено використання

- зубчасто-пружинних муфт;
- муфт з циліндричними пружинами.

Муфта зубчасто-пружинна (із змієподібною пружиною) складається із півмуфт 1, 2 із зовнішніми зубами спеціального профілю, між якими розміщується стрічкова зміє-

подібна пружина 4 (рис. 17.19). У робочому стані пружину 4 утримує кожух 5. Він також захищає муфту від пилу, є резервуаром для пластичного мастила.

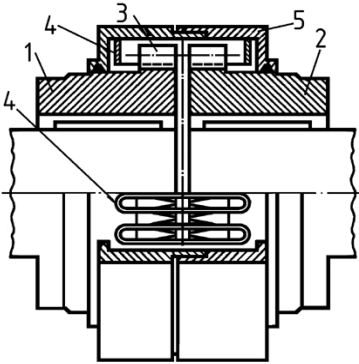


Рис. 17.19. Муфта зубчато-пружинна: 1, 2 – півмуфти; 4 - змієподібна пружина; 5 - кожух

Зубчато-пружинні муфти використовуються у важкому машинобудуванні для машин із $d_b = 15...305$ мм, $n = 450...15\ 000$ хв⁻¹. - прокатні стани, турбіни, поршневі двигуни, де необхідно передавати великі обертові моменти.

В залежності від розмірів вони допускають такі зміщення валів: осьове $\Delta_a = 4...20$ мм, радіальне $\Delta_r = 0,5...3$ мм, кутове $\Delta_\alpha \leq 1^0 15'$.

У муфтах з постійною жорсткістю використовують форму зубів, вказану на рис. 17.20, а. Тут відстань між точками упору зубів у пружини $2a$ постійна. Другу форму зубів - кругову (рис. 17.20, б) використовують у муфтах із змінною жорсткістю. В цих муфтах при збільшенні навантаження зменшується активна довжина пружини $2a$, при цьому її жорсткість збільшується.

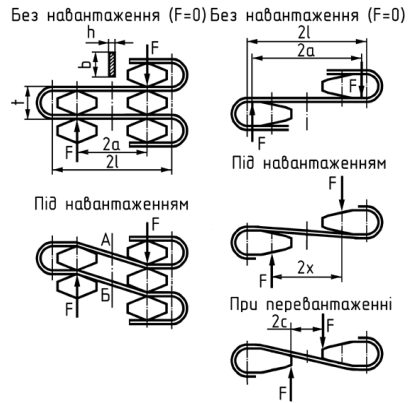


Рис. 17.20. Форма зубів: а - муфт з постійною жорсткістю; б - муфт із змінною жорсткістю

Переваги: висока надійність роботи, довговічність, малі габарити.

Критерій розрахунку - міцність змієвидної пружини.

17.5 Муфти керовані (зчіпні)

Загальні відомості. Керовані (зчіпні) муфти призначено для з'єднання або роз'єднання валів на ходу при їх обертанні або на зупиненій машині за допомогою механізму керування.

Використовуються для транспортних машин, металорізальних верстатів, які вимагають частих пусків та зупинок, зміни режиму роботи, реверсування. Вали, що з'єднуються, повинні мати незначні відхилення співвісності.

За принципом роботи керовані муфти поділяються на дві групи:

- муфти, що засновані на використанні зачеплення;
- муфти, що засновані на використанні тертя.

Муфти, що засновані на використанні зачеплення:

- зубчасті зчіпні муфти;
- кулачкові зчіпні муфти.

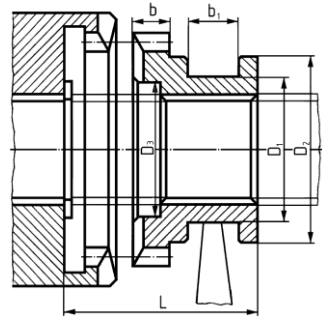


Рис. 17.21. Зубчаста зчіпна муфта (ГОСТ 12935-76)

Зубчаста зчіпна муфта (ГОСТ 12935-76) складається із нерухомо закріпленої на валу півмуфти із внутрішніми зубами та рухомої в осьовому напрямку півмуфти із зовні-

шніми зубами (рис. 17.21). В робочому стані зовнішні зуби рухомої півмуфти входять у зачеплення із внутрішніми зубами нерухомої півмуфти. Зуби мають евольвентний профіль із збільшеним бічним зазором та округленими торцями, що запобігає їх пошкодженню при вмиканні. Переміщення рухомої півмуфти в осьовому напрямку здійснюється за допомогою відводки. Вилка відводки розміщується у кільцевій канавці півмуфти.

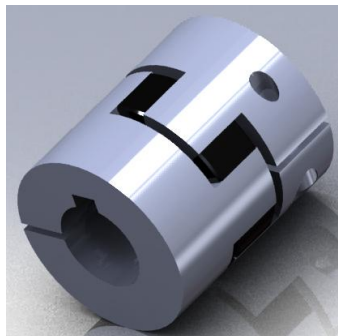


Рис. 17.22. Загальний вигляд кулачкової муфти

Таблиця 17.7.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) зубчастих зчіпних муфт за ГОСТ 12935-76

T , $H \cdot m$	D	L	Кількість зубів z	D_1	D_2	D_3	b	b_1	d
400	25	51	26	32	45	38	8	18	9
500	28	55	28	35	50	42	9	18	9
630	32	59	30	40	54	45	9	18	9
800	34	62	32	42	58	50	10	18	9
1250	38	68	34	48	62	54	12	18	9
2000	42	78	38	52	70	62	15	22	10
3150	48	87	42	60	78	68	18	22	10
4000	54	91	46	68	86	76	18	22	10
5000	60	98	50	75	94	82	20	27	10

Муфта компактна, може передавати великі обертові моменти. Вмикання муфти на швидкому ході здійснюється із застосуванням синхронізаторів.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри керованих зубчастих муфт за ГОСТ 12935-76 приведено в табл. 17.7.

Кулачкова зчінна муфта (ГОСТ 15620-93) складається із півмуфт 1, 2, на торцях яких виконано однакові кулачки-виступи (рисунки 17.22 – 17.23). Півмуфту 2 встановлено на валу з можливістю рухатися в осьовому напрямку, що дозволяє з'єднувати її і роз'єднувати з півмуфтою 1, тобто включати і виключати муфту.

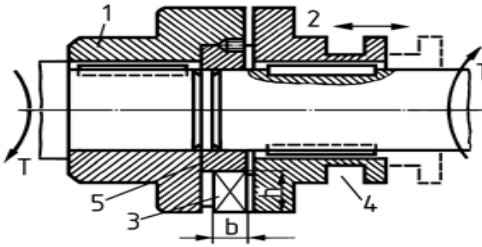
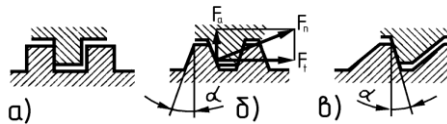


Рис. 17.23. Кулачкова муфта (ГОСТ 15620-93): 1, 2 – півмуфти; 3 – виступи-кулачки; 4 – паз для вилки відводки; 5 – центрувальне кільце

В робочому стані кулачки півмуфти 1 входять у западини півмуфти 2. Переміщення в осьовому напрямку півмуфти 2 здійснюється за допомогою спеціального пристрою - відводки. Вилка відводки розміщується у кільцевій канавці 4 півмуфти 2. Кільце 5 забезпечує центрування валів.

Профіль кулачків: прямокутний (рис. 17.24, а); трапецієвидний (рис. 17.24, б, в).



Прямокутний профіль вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання. Такі муфти вмикати на ходу не дозволяється. При зміні напрямку обертання у такій муфті виникають удари із-за наявності технологічних зазорів у зачепленні.

Рис. 17.24. Форми кулачків: а - прямокутний; б, в – трапецієвидний

Таблиця 17.8.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) керованих кулачкових муфт. Витяг із ГОСТ 15620-93

Трапецієвидний профіль (рис. 17.24, б, в) не вимагає та-

[T], Н·м	d	d_1	D	L	l		l_1	Частота обертання $n, \text{хв}^{-1}$
					Виконання			
					1	2 і 3		
16	16*	48	56	80	40	28	18	17
25	16; 18**	56	71	85	40	28	21	13
40	20; 22	56	71	105	50	36	24	13
63	20; 22; 25	65	85	110	50	36	28	10
100	25; 28	80	100	140	60	42	32	8
160	28	80	125	160	60	42	36	8
	32				80	58	36	
250	38	90	140	180	80	58	42	7
	40	90	140	180	110	82	42	
400	38	105	180	190	80	58	48	5
	40; 42				110	82	48	
	45				110	82	48	

* Для виконання 3 $d = 15$ мм. ** Для виконання 3 $d = 15$ мм і $d = 17$ мм.

Примітки: 1. Стандартом встановлено три виконання: 1 – з гладким отвором і шпонковим пазом; 2 – з прямо бічними шліцями; 3 – з евольвентними шліцями. 2. Умовне позначення муфти з номінальним моментом: [T] = 250 Н·м, $d = 40$ мм, виконання 1: “Муфта запобіжна кулачкова 250-40-1 ГОСТ 15620-93”

кого точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання, а бокові зазори у зачепленні компенсуються можливістю зміни глибини заходу кулачків у западини. У муфтах із трапецієвидним профілем виникають осьові сили F_a , які розсувають півмуфти й утруднюють їх вмикання. Тому кут α трапецієвидного профілю вибирають у межах 2...50°, що забезпечує самогальмування кулачків і малу силу включення.

Муфти із симетричним трапецієвидним профілем використовують у приводах з великими обертовими моментами та швидкостями, з реверсуванням навантаження.

Кулачкові муфти використовують для з'єднання або роз'єднання зубчастих коліс, розміщених на валах, наприклад, у коробках швидкостей переважно без навантаження і при малих відносних швидкостях обертання ($v \leq 1$ м/с).

Матеріал кулачкових півмуфт: сталі, що підлягають цементації до твердості $H > 50 \dots 63$ HRC - сталі 15, 20, 15X, 20X, 12XНВА; при великих розмірах - сталі 45, 45Л, 40X, 40XH; твердість кулачків $H > 50 \dots 55$ HRC.

Критерієм працездатності кулачкових муфт є спрацювання кулачків, яке залежить від напруги зминання на поверхні стикання кулачків

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{D_1 z b h} \leq [\sigma_{зм}] \quad (17.3)$$

де z - кількість зубів; D_1 , b , h - див. рис. 22.13; $[\sigma_{зм}] = 90 \dots 120$ МПа - вмикання без відносного обертання, $[\sigma_{зм}] = 50 \dots 70$ МПа - вмикання на тихому ході, $[\sigma_{зм}] = 35 \dots 45$ МПа - вмикання на підвищених швидкостях.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри керованих кулачкових муфт за ГОСТ 15620-93 приведено в табл. 17.8.

Зчінні фрикційні муфти засновані на використанні сил тертя між робочими поверхнями півмуфт. При вмиканні фрикційних муфт обертальний момент на веденому валу зростає поступово, пропорційно силі притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням із значною початковою різницею їх кутових швидкостей.

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь поділяються на

- дискові - плоска робоча поверхня;

- конічні - конічна робоча поверхня;
- колодкові, стрічкові - циліндрична робоча поверхня.

Фрикційні муфти вимагають точної співвісності валів.



Рис. 17.25. Загальний вигляд дискової фрикційної муфти

Дискова фрикційна муфта (ДСТУ 3174-95 (ГОСТ 15622-96) Муфти запобіжні фрикційні. Параметри, конструкції і розміри). Дискова фрикційна муфта з плоскою робочою поверхнею тертя складається із нерухомо закріпленої на валу півмуфти 1 та рухомої в осьовому напрямку півмуфти 2 з фрикційними накладками 3 (рисунки 17.25 - 17.26).

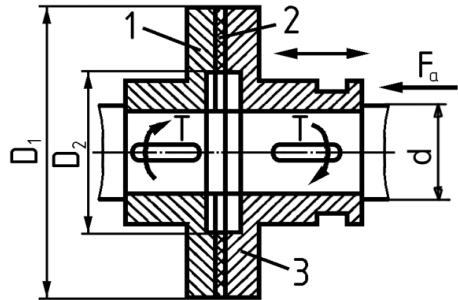


Рис. 17.26. Конструкційні елементи дискової фрикційної муфти з однією парою поверхонь тертя: 1 – півмуфта, що закріплена на валу; 2 – фрикційна накладка; 3 - півмуфта, рухома в осьовому напрямку

Вмикання дискової муфти виконується осьовим зміщенням рухомої півмуфти 2 за допомогою відводки. Спочатку муфта 2 пробуксовує із-за

проковзування поверхонь тертя і тому розганяння веденого вала проходить плавно, без ударів. Потім півмуфти замикаються і швидкість ведучого і веденого валів вирівнюється.

Багатодискова фрикційна муфта має більшу несучу здатність, ніж однодискова, дозволяє зменшувати силу притиску дисків і габарити муфти, забезпечує плавність включення. У багатодисковій муфті є дві групи дисків, що з'єднані за допомогою шлиців із правою або лівою півмуфтами - зовнішні та внутрішні. При включенні муфти всі диски затискуються між упорними кільцями від механізму керування. Виникає зчеплення зовнішніх та внутрішніх дисків півмуфт і передавання обертового моменту силами тертя від ведучого вала на ведений.

Багатодискові муфти нормалізовані (МН 5665-65) для $T_p = 25...2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Критерієм працездатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Розрахунковий критерій - тиск на поверхнях тертя

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p], \quad (17.4)$$

де D_1, D_2 - відповідно діаметри кільцевих поверхонь дисків; $[p]$ - допустимий тиск (таблиці 17.1 [9], 37.1 [14], 21.1 [19]).

Конусна фрикційна муфта має півмуфти, які стикаються між собою по конічним поверхням (рисунки 17.27 – 17.28). Від дії осьової сили притиску F_a на поверхні стикання виникає питомий тиск p і питомі сили тертя pf (f - коефіцієнт тертя), які направлені вздовж дотичної до кола конуса і які використовуються для передавання обертаючого моменту з ведучої півмуфти до веденої.

Умова стійкості проти спрацювання робочої поверхні конусних муфт

$$p = \frac{F_a}{b\pi D_{cp} \sin \alpha} \leq [p], \quad (17.5.)$$

де b , D_{cp} , α - див. рис. 17.28; при зменшенні кута α зменшується осьова сила притиску F_a , для усунення самозаклинення необхідно, щоб $\alpha \approx 15^\circ$.

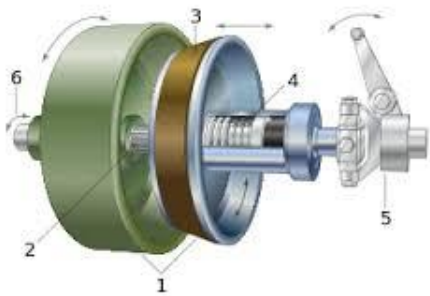


Рис. 17.27. Загальний вигляд конусної фрикційної муфти

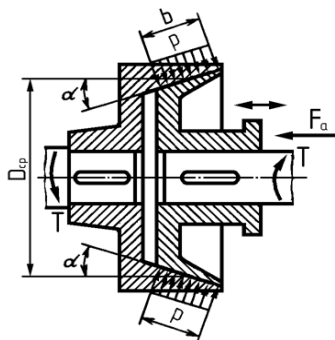


Рис. 17.28. Конструкційні елементи конусної фрикційної муфти

17.6 Муфти автоматичні (самокеровані)

Загальні відомості.

Автоматичні (самокеровані) муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини стають недопустимими за тими чи іншими показниками. Поширено використання автоматичних муфт

- відцентрових;
- вільного ходу;
- запобіжних.



Рис. 17.29. Загальний вигляд відцентрової муфти

Муфти відцентрові автоматично з'єднують вали лише тоді, коли кутова швидкість ведучого валу досягає заданої величини (рис. 17.29). Таким чином, ці муфти є самокерованими за кутовою швидкістю.

Відцентрові муфти використовують для вмикання або вимикання виконуючого механізму регулюванням кутової швидкості двигуна; для розгону машини із великими обертовими масами при малому пусковому моменті двигуна; для підвищення плавності запуску двигуна.

Муфти вільного ходу передають обертаючий момент лише в одному напрямку.

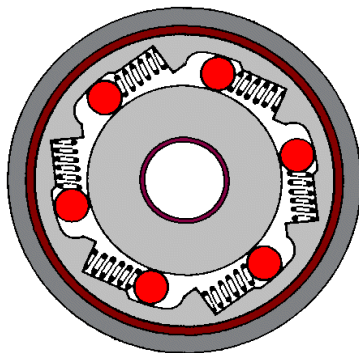


Рис. 17.30. Схематична конструкція храпової обгінної муфти

Таблиця 17.9.

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри (мм) роликів обгінних муфт. Витяг із нормалей МН 3-61

Позначення	Виконання	T , Н·м	D	d	t	D_1
II - 80×25	II	55	80	25	28	105
II - 80×30	II	55	80	30	33	105
II - 80×35	II	55	80	35	38	105
II - 100×40	II	120	100	40	43	130
II - 125×45	II	210	125	45	48	160
II - 125×50	II	210	125	50	53	160
II - 160×70	II	390	160	70	74	200
II - 200×90	II	770	200	90	95	250

Продовження табл. 17.9

d_1	B	B_1	b	b_1	l	Маса, кг
10	25	35	8	6	18	1,6
10	25	35	8	6	24	1,6
10	25	35	10	6	24	2,8
13	30	45	12	8	24	2,9
16	35	55	14	8	28	5,7
16	35	55	16	12	28	5,7
20	40	60	20	12	12	9,1
25	50	70	24	14	40	16,0

Якщо кутова швидкість веденого вала стає більшою, за швидкість ведучого вала, відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода. Муфти вільного ходу використовують у металорізальних верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах тощо. Обгінні муфти за способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові (рис. 17.30) та фрикційні (рис. 17.31).



Рис. 17.31. Загальний вигляд фрикційної обгінної муфти

Механічні характеристики і основні конструктивні параметри роликів обгінних муфт приведено в табл. 17.9.

Муфти запобіжні призначено для захисту машин від перевантаження, яке може привести до їх поломки, а також для захисту від інерційного впливу значних мас, який виникає при запуску машин або при швидкому їх гальмуванні.

У ролі запобіжних муфт можуть використовуватися фрикційні муфти (ГОСТ 15622-96), що відрегульовані на передачу граничного моменту. Ці запобіжні муфти не мають механізму ке-

рування, сили притиску забезпечуються постійно діючими пружинами.

Використовуються кулькові запобіжні муфти (рис. 17.32), призначені для захисту привода від перевантаження при передаванні обертового моменту від 4 до 400 Нм в будь-якому просторовому положенні (ГОСТ 50893-94).



Рис. 17.32. Конструкція кулькової запобіжної муфти

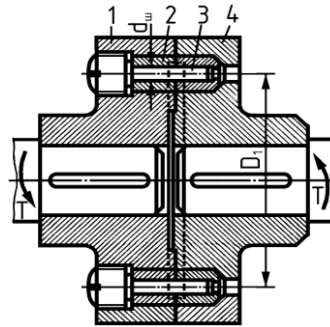


Рис. 17.33. Конструкція муфти із зрізним штифтом

Використовуються спеціальні запобіжні муфти із зрізним штифтом, який руйнується при перевантаженні (рис. 17.33).

Муфти застосовують при малоімовірних аварійних перевантаженнях.

Недолік - необхідність заміни зруйнованого елемента.

При невеликій потужності і швидкості застосовують пружино - кулачкові запобіжні муфти, які забезпечують високу точність і надійність роботи.

Їх конструкція аналогічна конструкції зчпної кулачкової муфти, в якій рухома півмуфта притискується до нерухомої під дією пружини (рис. 17.34).

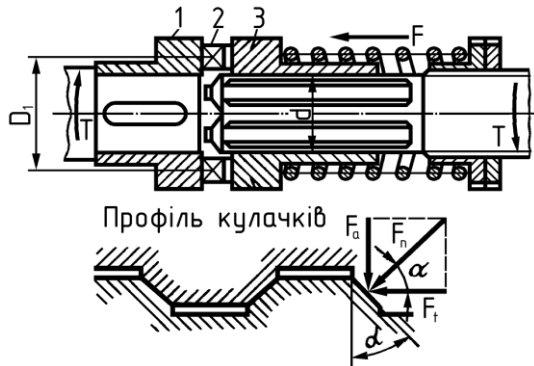


Рис. 17.34. Кулачкова запобіжна муфта

Контрольні запитання

1. Що являє собою муфта? З чим пов'язано використання муфт в машинах?
2. Які види відхилень існують в реальних машинах?
3. Що є основною паспортною характеристикою муфт?
4. Наведіть класифікацію механічних муфт.
5. Які типи некерованих муфт Вам відомі?
6. Охарактеризуйте особливості жорстких (глухих) муфт та область їх використання.
7. Що собою являють втулкові муфти? Назвіть критерії їх працездатності.
8. Що собою являють фланцеві муфти? Назвіть критерії їх працездатності.
9. Охарактеризуйте особливості компенсаційних муфт та область їх використання.
10. Які типи компенсаційних жорстких муфт Вам відомі?
11. Охарактеризуйте конструкцію кулачково-дискових муфт; назвіть критерії їх працездатності.

12. Охарактеризуйте конструкцію зубчастих муфт; назвіть критерії їх працездатності.
13. Охарактеризуйте область використання компенсаційних пружних муфт; їх особливості.
14. Охарактеризуйте конструкцію муфт з пружним елементом у вигляді зірочки; назвіть критерії їх працездатності.
15. Охарактеризуйте конструкцію пружних втулково-пальцевих муфт; назвіть критерії їх працездатності.
16. Охарактеризуйте конструкцію зубчато-пружинних муфт; назвіть критерії їх працездатності.
17. Опишіть призначення та область використання керованих муфт.
18. Охарактеризуйте конструкцію кулачкових зчіпних муфт; назвіть критерії їх працездатності.
19. Охарактеризуйте конструкцію зубчастих зчіпних муфт; назвіть критерії їх працездатності.
20. Опишіть призначення та область використання фрикційних муфт.
21. Охарактеризуйте конструкцію дискових фрикційних муфт; назвіть критерії їх працездатності.
22. Охарактеризуйте конструкцію конічних фрикційних муфт; назвіть критерії їх працездатності.
23. Опишіть призначення та область використання автоматичних муфт.
24. Охарактеризуйте конструкцію відцентрових муфт; назвіть критерії їх працездатності.
25. Охарактеризуйте конструкцію муфт вільного ходу; назвіть критерії їх працездатності.
26. Охарактеризуйте конструкцію запобіжних муфт; назвіть критерії їх працездатності.

РОЗДІЛ V КОРПУСНІ ДЕТАЛІ, УЩІЛЬНЕННЯ, ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ

18 КОРПУСНІ ДЕТАЛІ РЕДУКТОРА

18.1 Призначення та особливості конструкції литого корпусу редуктора

Корпус редуктора призначено для розміщення і ординації деталей зубчастих передач, захисту їх від забруднення, організації системи змащення, а також для маня сил, які виникають у зачепленні редукторних пар, дшипниках, відкритій передачі (рис. 18.1).

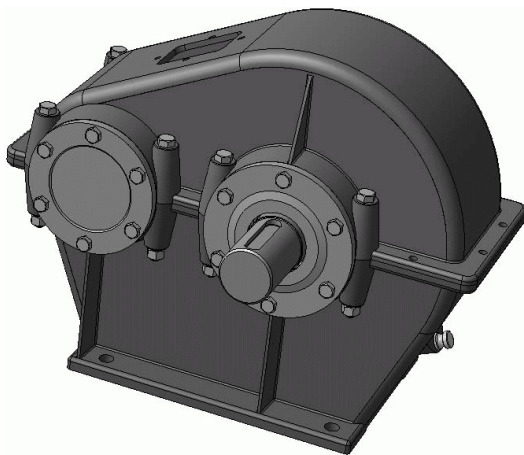


Рис. 18.1. а. Литий корпус одноступінчастого циліндричного редуктора традиційного типу

Конструкція корпусу редуктора визначається в першу чергу призначенням і типом редуктора, технологією лиття, видом механічної обробки, способом монтажу і ремонту зубчастих передач і підшипників. Розміри корпусу визначаються навантаженням, яке передається редуктором, типом, розміром і відносним розміщенням зубчастих передач, системою змащення.

Корпус редуктора зазвичай виготовляють роз'ємним. Він складається із власне корпусу - картера (рис. 18.1, б) і кришки 2 (рис. 18.1, в). Площина рознімання корпусу проходить через осі валів паралельно основі. У вертикальних цилін-



Рис. 18.1, б. Картер литого корпусу одноступінчастого циліндричного редуктора традиційного типу



Рис. 18.1, в. Кришка литого корпусу одноступінчастого циліндричного редуктора традиційного типу

дричних редукторах рознімання виконують за двома або навіть трьома площинами.

Корпус редуктора сприймає осьові і радіальні реакції опор зубчастих передач, а також зовнішнє навантаження. Тому він повинен мати достатній запас статичної і втомної міцності за згинальною і дотичною напругою, мати необхідну жорсткість, яка повинна виключати недопустимі деформації корпусу.

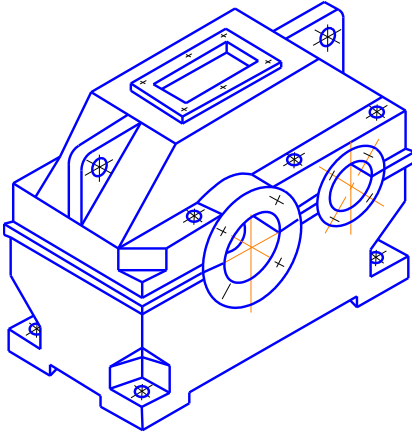


Рис. 18.2. Конструкція корпусу редуктора другого типу конструктивних елементів, правильним розміщенням ребер з урахуванням напрямку навантаження, яке деформує корпус. Ребра розміщують біля приливів під підшипники.



Рис. 18.3. Загальний вигляд співвісного мотор-редуктора в алюмінієвому корпусі другого типу

Необхідна жорсткість корпусу забезпечується його раціональною формою і розмірами конструктивних елементів, правильним розміщенням ребер з урахуванням напрямку навантаження, яке деформує корпус. Ребра розміщують біля приливів під підшипники.

Корпуси редукторів відливаються із чавуну, наприклад, СЧ10, СЧ15, СЧ18 ГОСТ 1412-79 або легких сплавів.

Для відповідальних машин корпуси відливають із чавуну 30Л1 (ГОСТ 977-88), наприклад, корпуси редукторів прохідницьких вугільних комбайнів, скреб-

кових конвеєрів, електровозів тощо; із сталюого литва марки 35ФАЛ (ТУ 24-7-11-907-72), наприклад, корпуси редукторів очисних вугільних комбайнів.

Виготовляють також зварні корпуси, головним чином в індивідуальному виробництві для крупногабаритних редукторів. Матеріал – листова сталь Ст2 та Ст3.

В машинобудуванні використовують два типи корпусів редукторів.

Для першого традиційного типу характерні рівні внутрішні поверхні, а фланці, ребра і приливи для розміщення підшипників виступають назовні (див. рис. 18.1). Корпусні деталі першого типу використовують при дрібносерійному та індивідуальному виробництві.

Корпусні деталі другого типу (рис. 18.2 – 18.4) відрізняються згладженими зовнішніми стінками, а елементи, які виступають за габарити корпусу - підшипникові бобишки, ребра тощо, розміщуються усередині корпусу, фундаментні лапи не виступають за габарити, для фундаментних болтів роблять ніші по кутах або вздовж довгих сторін корпусу. Корпус і кришка другого типу трохи важчі, але мають кращий зовнішній вигляд, кращі віброакустичні властивості й інші переваги. Вони поширені у масовому і крупносерійному виробництві.



Рис. 18.4. Загальний вигляд привода відкотних воріт

18.2 Основні конструктивні елементи литого корпусу першого типу

Основними конструктивними елементами литого корпусу першого традиційного типу є стінки, опорна підшва або лапи (нижній пояс), фланець корпусу, який контактує із фланцем кришки (верхній пояс), гнізда для підшипників, які часто підкріплюються ребрами для підвищення загальної жорсткості (див. рисунки 18.1, 18.5). У нижній частині корпусу в бобишках виконується отвір з циліндричною або конічною різьбою для маслоспускної пробки, а також отвір для пристрою, яким вимірюють рівень мастила в корпусі. Отвір для зливу мастила виконують на рівні днища або нижче нього.

Днищу корпусу надають уклон $0,5...1^\circ$ для кращого зливання забрудненого мастила.

За конструкцією кришка аналогічна картеру корпусу. У ній, крім стяжного фланця, передбачається люк для заливання мастила та огляду передач, який закривається плоскою кришкою, що кріпиться гвинтами, а також крюки або рим-болти для підйому і транспортування корпусу. Кришку фіксують відносно картера штифтами. Використовують два конічних або чотири циліндричних штифти. Черв'ячні редуктори зазвичай мають віддушину, яка з'єднує внутрішню порожнину редуктора з атмосферою.

Гнізда для підшипників закриваються кришками, що можуть бути глухими або крізними, через які проходять кінці валів. За конструкцією розрізняють кришки врізані і накладні, які закріплюються в корпусі редуктора гвинтами (рис. 18.6).

Орієнтовні розміри конструкційних елементів литого корпусу традиційного типу можна визначити за приблизними залежностями, що приведені в табл. 18.1.

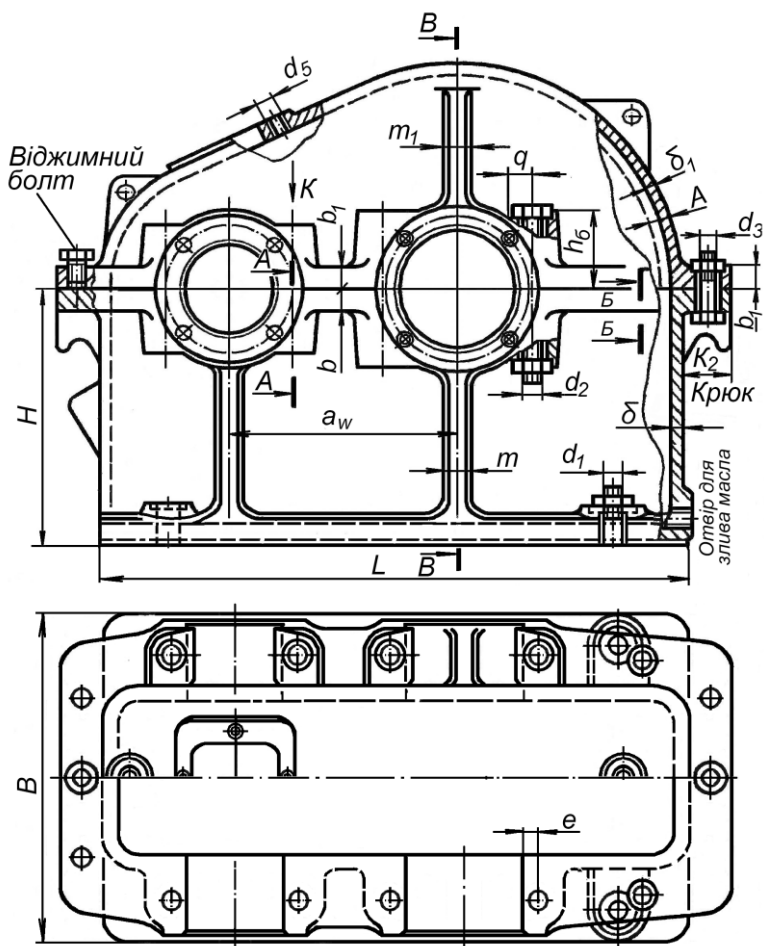


Рис. 18.5, а. Основні конструктивні елементи корпусу і кришки традиційного типу (головний вид та вид зверху)

Для зменшення ширини фланців, які використовуються для з'єднання корпусу із кришкою, іноді розрахований

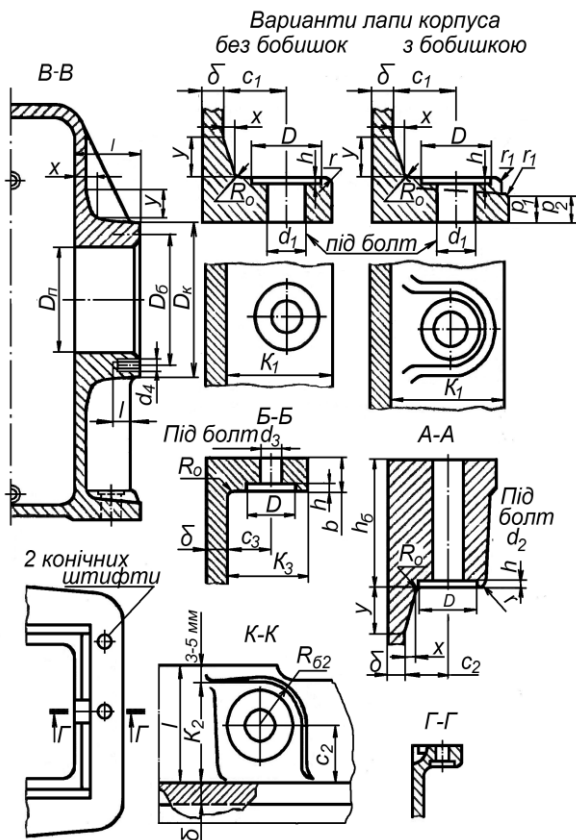


Рис. 18.5, б. Основні конструктивні елементи корпусу і кришки традиційного типу (місцеві

діаметр d_2 використовують лише для болтів, що розміщені поряд із підшипниками.

Таблиця 18.1

Розміри основних конструкційних елементів корпусу редуктора традиційного типу

Параметри	Рекомендовані співвідношення для визначення розмірів, мм
Товщина стінки корпусу редуктора δ : товщина стінки кришки редуктора δ_1 :	завжди $\delta \geq 8$; завжди $\delta_1 \geq 8$;
- одноступінчастого циліндричного редуктора	$\delta = (0,025a_w + 1)$; $\delta_1 = (0,02a_w + 1)$; a_w – міжосьова відстань передачі;
- одноступінчастого конічного редуктора	$\delta = (0,05R_e + 1)$; $\delta_1 = (0,04R_e + 1)$; R_e – зовнішня конусна відстань;
- одноступінчастого черв'ячного редуктора	$\delta = (0,04a_w + 2)$; $\delta_1 = (0,032a_w + 2)$;
- двоступінчастого редуктора	$\delta = (0,025a_{wT} + 3)$; $\delta_1 = (0,02a_{wT} + 3)$; a_{wT} – міжосьова відстань тихохідного ступеня;
Товщина верхнього фланця корпусу редуктора b	$b = 1,5\delta$;
Товщина нижнього фланця корпусу редуктора - без бобишки p	$p = 2,35\delta$;
- з бобишкою p_1, p_2	$p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 - 2.75)\delta$;
Товщина нижнього фланця кришки редуктора b	$b = 1,5\delta_1$;
Товщина ребер корпусу редуктора m	$m = (0,85 - 1,0)\delta$;
Товщина ребер кришки редуктора m_1	$m_1 = (0,85 - 1,0)\delta_1$;
Діаметр фундаментних болтів d_1 (їх кількість $n \geq 4$)	$d_1 = (0,003 - 0,036) a_{wT} + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$; узгодити

	з ДСТУ ГОСТ 24379.1-2008
Діаметр болтів	
- які з'єднують корпус із кришкою d_3	$d_3 = (0,5 - 0,6)d_1$; узгодити з ДСТУ ГОСТ 21337-2008
- які з'єднують корпус редуктора із кришкою біля підшипників d_2	$d_2 = (0,7 - 0,75)d_1$;
- кришки гнізда підшипників d_4 (їх кількість $n = 4 - 6$)	M8 – M12
Координати K_1, K_3 та c_1, c_3 які визначають положення фундаментних болтів d_1 та болтів d_3 , що з'єднують корпус редуктора із кришкою	Координати K_i та c_i визначають в залежності від діаметра кріпильних болтів: $D_{кб}$: M6–M8-M10-M12-M16- K_i : 22 - 24 - 28 - 33 - 39 - c_i : 12 - 13 - 16 - 18 - 21 - $D_{кб}$: M20-M24-M27-M30 K_i : - 48 - 54 - 58 - 65 c_i : 25 - 34 - 36 - 50
Координати e та q , які визначають положення болтів d_2 , що з'єднують корпус редуктора із кришкою біля підшипників	$e = (1,0 - 1,2)d_2$; $q \geq 0,5 d_2 + d_4$;
Висота бобишки h_6 під болт d_2	h_6 вибирають конструктивно за умов забезпечення необхідних розмірів опорної поверхні під головку болта d_2 та гайку;
Діаметр отвору гнізда підшипників D_n	D_n дорівнює зовнішньому діаметру підшипника або стакана
Довжина отвору гнізда підшипників L_n	$L_n = \delta + c_2 + R_{62} + (3 - 5)$; $R_{6i} = 1,1 d_i$;
Найменший допустимий зазор між внутрішньою стінкою корпусу та поверхнею зубчастого колеса - по діаметру - по торцям	$A \approx (1,0 - 1,2)\delta$; $A_1 \approx A$;

Болти в кришках підшипників d_4 вибирають залежно від діаметра гнізда під підшипник D_{II} (табл. 18.1).

Діаметри отворів під болти в корпусних деталях беруться на 1...3 мм більшими, ніж діаметри стяжних болтів, і на 3...6 мм більшими, ніж діаметри фундаментних болтів.

Висота бобишки під болт d_2 вибирається конструктивно так, щоб створити опорну поверхню під головку болта або гайки. Інші розміри і відношення вказано на рис. 18.6.

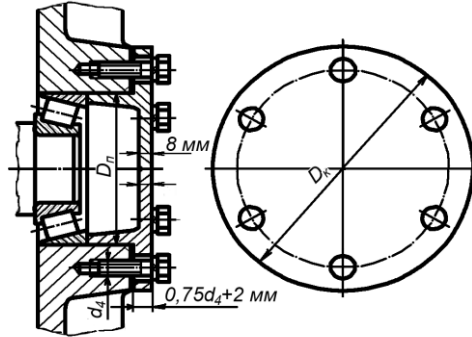


Рис. 18.6. Основні конструктивні елементи корпусу і кришки традиційного типу (накладні кришки підшипників)

Таблиця 18.2.

Діаметри болтів d_k кришок підшипникових вузлів

$D, \text{мм}$	$d_4, \text{мм}$	Кількість n
До 75	M8	4
80...95	M10	4
100...140	M10	6
150...215	M12	6
225...360	M16	6

При конструюванні литих корпусів необхідно передбачати встановленні ливарні уклони, радіуси галтелей та переходів.

Радіуси галтелей вибирають із ряду 1, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40 мм.

18.3 Зварний корпус редуктора

Зварні корпуси використовують при одиничному виробництві. Їх виготовляють із листової сталі Ст2 та Ст3, смуги, прутка та іншого прокатного матеріалу.

Товщину стінок зварного корпусу вибирають за відношенням

$$\delta_{зв} = 0,8\delta, \text{ мм}, \quad (18.1)$$

де δ - товщина стінок литого чавунного корпусу.

Після зварювання корпус відпалюють, проводять механічну обробку площин і отворів.

Конструювання окремих елементів зварного корпусу - підшипникових гнізд, місць кріплення кришки і корпусу, опорних фланців та ін., підпорядковується загальним правилам.

18.4 Основні конструктивні елементи корпусу редуктора другого типу

Корпус редуктора другого типу також виконується роз'ємним. Для з'єднання картера і кришки вздовж усієї площини рознімання виконуються фланці (рисинки 18.2, 18.3). На коротких бокових сторонах картера фланці розміщують усередину корпусу. На поздовжніх довгих сторонах картера фланці корпусу розміщують усередину корпусу, а фланці кришки – зовні корпусу (рис. 18.7). Фланці об'єднують із приливами (бобишками) для підшипників. Їх розміри визначаються розмірами зовнішнього діаметра підшипника і конструкцією кришки підшипникового вузла. Для компенсації похибок виготовлення і суміщення контуру корпусу і кришки, останню виконують із деяким напуском f (див. рис. 18.7).

Товщину стінок δ корпусу редуктора сучасного типу можна вибрати за такою формулою:

$$\delta = 1,8\sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм}, \quad (18.2)$$

де T – обертовий момент на тихохідному валу, $H \cdot м$.

Розміри інших елементів корпусу визначаються так:
 $\delta_1 = (0,9 \dots 1,0)\delta$; $h_1 \approx 0,5\delta$; $b_1 = 1,5\delta$; $f = 0,5\delta_1$;
 $l = (2,0 \dots 2,2)\delta$; $D_\sigma = D_\phi + 4 \dots 5 \text{ мм}$; $D_{\sigma 1} = 1,25D + 10 \text{ мм}$
 (D_ϕ - діаметр фланця кришки підшипника).

На рис. 18.8 показано конструкцію бобишки для накладної кришки та конструкцію бобишки для врізаної кришки.

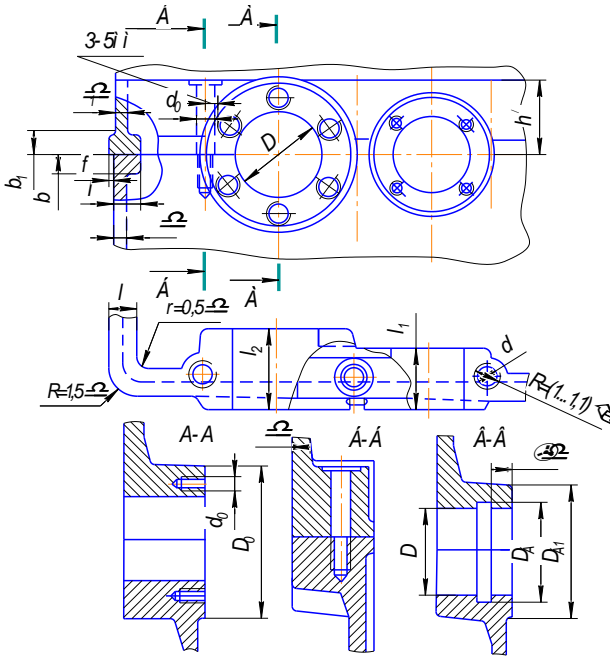


Рис. 18.7. Елементи корпусу редуктора другого типу

З'єднання кришки з корпусом виконують болтами класу міцності не нижче 6.6 з зовнішньою шестигранною зменшеною головою або гвинтами з циліндричною головою і внутрішнім шестигранником (див. рис. 18.8). Діаметри болтів (гвинтів) визначаються за виразом $d = 1,25\sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм}$, (18.3)

де T – обертовий момент на тихохідному валу, $H \cdot m$.

Болти (гвинти) для кріплення кришки до корпусу розміщують переважно вдовж поздовжніх сторін біля бобишок, по можливості ближче до отворів під підшипники. Ставлять також болт посередині між отворами під підшипники. Інші болти (гвинти) для кріплення кришки розміщують так, щоб мінімальна відстань між поряд розміщеними отворами складала не менше 3...5 мм (див. рис. 18.8).

Для врізаних кришок відстань 3...5 мм витримують між стінкою отвору діаметра D_p під виступ врізаної кришки і отвір діаметра d_0 під гвинт, що стягує кришку і корпус редуктора. Висота приливу в кришці h' під стяжний болт визначається графічно, із умови розміщення головки болта на плоскій опорній поверхні поза кільцевим приливом під підшипник більшого діаметра. Опорні поверхні проєктуються в залежності від форми головки гвинта (див. рис. 18.8). Кріпильні болти загвинчуються в різьбові отвори корпусу.

Конструктивні розміри окремих елементів вибираються виходячи із рекомендацій, що приведені на рис. 18.7, 18.8 і табл. 18.2.

Кришку з корпусом з'єднують болтами (гвинтами) одного типу і не більше, як двома розмірами. Відстань між стяжними болтами $\approx 10d$. При великій довжині бокових сторін установлюють додаткові стяжні болти меншої довжини.

Зовнішні торці бобишок, що знаходяться на бокових стінках редуктора, розміщують в одній площині. Висоту приливів в кришці h' під стяжні болти виконують однаковими для всіх бобишок. Довжина гнізд l_1 і l_2 визначається конструктивно із умови розміщення комплекту підшипників із кришками, а тому може бути різною для різних валів.

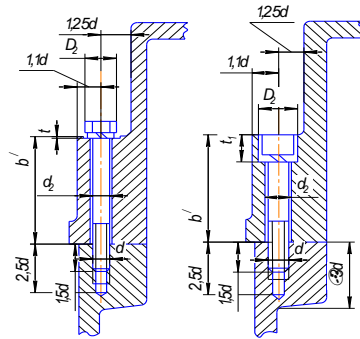


Рис. 18.8. З'єднання кришки з корпусом: а – болтами з зовнішньою шестигранною зменшеною головкою; б – гвинтами з циліндричною головкою і внутрішнім шестигранником

Кришка фіксується відносно корпусу конічними (2 шт.) або циліндричними (4 шт.) штифтами. Штифти попереджують взаємне зміщення корпусних деталей при їх виготовленні та повторному складанні.

Місце кріплення корпусу до плити або рами конструюється так, як показано на рис. 18.8. Конструктивні розміри окремих елементів місця кріплення вибираються так, як показано на рис. 18.8 і із табл. 18.2. Розмір $h_0 = 2,5(d_\phi + \delta)$ при кріпленні корпусу гвинтами; $h_0 = (2...2,5)d_\phi$ - при кріпленні корпусу шпильками. Тут d_ϕ - діаметр фундаментних болтів для кріплення корпусу до плити або рами; $d_\phi = 1,25d$ (d - діаметр болта, що з'єднає кришку з корпусом). Кількість фундаментних болтів при $a_{WT} \leq 250$ мм - 4 шт.; $a_{WT} > 250$ мм - 6 шт.

Таблиця 18.3

Конструктивні розміри окремих елементів корпусу, мм

Діаметр різьби d	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Діаметр цеківки під болти з шестигранною зменшеною головкою D_u	15	18	22	24	28	30	34	36	40
Глибина цеківки t	0,5...1,0								
Діаметр отвору під циліндричну головку гвинта d_2	15	18	20	24	26	30	34	36	40
Глибина отвору під головку гвинта t_1	11	13	16	18	21	23	26	28	31
Діаметр отвору: під стяжний болт d_0	9	11	14	16	18	20	22	24	26
під болт кріплення до плити (рамы) d_0	-	12	15	17	19	21	24	26	28

Особливості проектування, конструктивні розміри і співвідношення корпусів другого типу (рис. 18.2, 18.3) наведено детально в літературі [6; 21].

Контрольні запитання

1. Яке призначення мають корпуси редукторів?
2. Від чого залежить конструкція корпусу редуктора?
3. Від чого залежать розміри корпусу редуктора?
4. Які навантаження сприймає корпус редуктора?
5. Яким чином забезпечується жорсткість корпусу редуктора?
6. Із яких частин складається корпус?
7. Із якого матеріалу виготовляються корпуси редукторів?
8. Які існують два типи корпусів редукторів?
9. Охарактеризуйте конструктивні особливості корпусу першого типу.
10. Охарактеризуйте конструктивні особливості корпусу другого типу.
11. Назвіть основні конструктивні елементи корпусу першого типу.
12. Як виконується площина рознімання корпусу першого типу?
13. Від чого, в основному, залежить товщина стінки корпусу?
14. В яких випадках використовуються зварні корпуси?
15. Із яких матеріалів виконуються зварні корпуси?
16. Охарактеризуйте особливості технології виготовлення зварних корпусів?

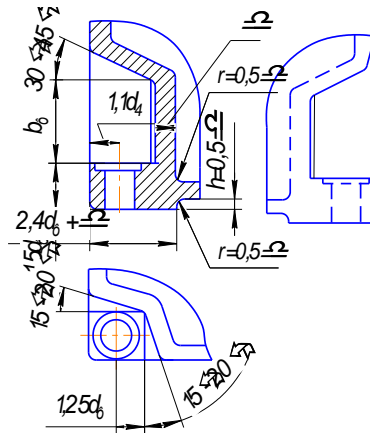


Рис. 18.8. Місце кріплення корпусу до плити або рами

19 ПЛИТИ ТА РАМИ

19.1 Загальна характеристика

Плити і рами є опорними конструкціями, які призначено для зв'язування в єдине ціле окремих вузлів машини або її окремих механізмів (рис. 19.1-19.2). Вони фіксу-



Рис. 19. 1. Загальний вигляд привода скребкового конвеєра, конструкційні елементи якого розміщено на окремій плиті

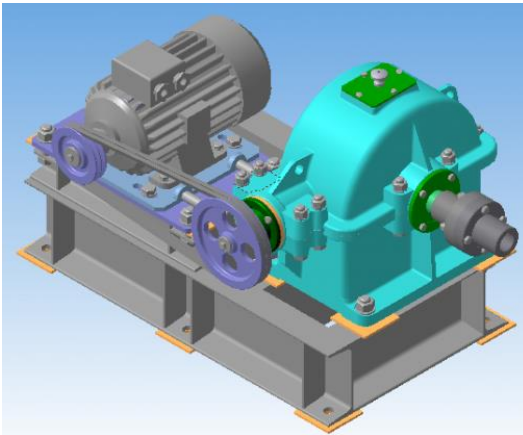


Рис. 19. 2. Загальний вигляд привода стрічкового конвеєра, конструкційні елементи якого розміщено на рамі

ють положення кожної складальної одиниці машини одна відносно іншої з заданою точністю.

Плити і рами сприймають і передають на фундамент діюче на машини навантаження і забезпечують правильність розміщення вузлів у період їх експлуатації.

Плитю називають литу опорну конструкцію, рамою - зварну опорну конструкцію.

Плити і рами повинні мати необхідну міцність і жорсткість.

19.2 Плити

Плити відливають із сірого чавуну СЧ10, СЧ15, СЧ18, іноді - із сталі. Габаритні розміри і форма плит визначаються загальним компонованням привода (див. рисунки 19.1-19.3).

Контур плити в плані може бути прямокутним, Т- або Г-подібним. Довжина L і ширина B плити визначається розмірами агрегатів і вузлів привода, що з'єднуються (рис. 19.4).



Рис. 19. 3. Загальний вигляд литої плити, на якій установлені елементи привода – електричний двигун та водяний насос

Висоту плити H вибирають із умови забезпечення достатньої жорсткості на основі досвіду проектування аналогічних конструкцій. Значення L , B і H округлюють до нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69. Мінімальна товщина зовнішніх стінок δ визначається зведеними габаритами плити N :

$$N = 0,25(2l = B + H), \quad \text{мм} \quad (19.1)$$

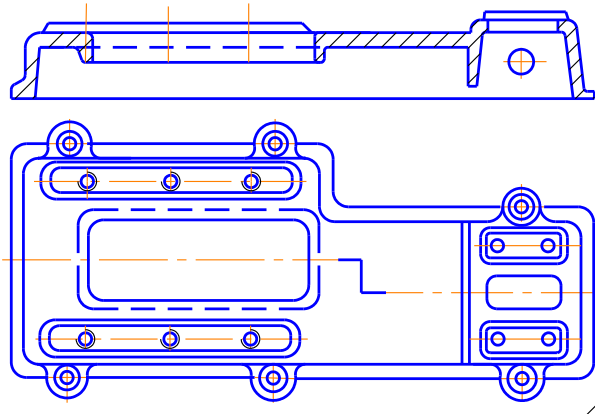


Рис. 19. 4. Конструкційні елементи литої плити

При цьому товщина зовнішніх стінок

$$\delta = (10 \dots 12) \sqrt{N} \quad \text{мм} \quad (19.2)$$

і повинно бути $\delta \geq 7$ мм.

Товщина внутрішніх стінок, перегородок, ребер

$$\delta_1 = (0,8 \dots 0,85) \delta, \quad \text{мм.} \quad (19.3)$$

Висота ребер

$$H_p \leq 5\delta_1, \quad \text{мм.} \quad (19.4)$$

Довжину і ширину опорних платиків редуктора l_{np} , b_{np} і двигуна l_{nd} , b_{nd} беруть більшими, ніж довжина і ширина

опорних поверхонь агрегатів і вузлів привода на величину K вздовж усього контуру. Висоту платиків h_n вибирають залежно від габаритів плити.

Мінімальна відстань платиків від зовнішнього краю плити $b_{no\ min} = 8 \dots 10 \text{ мм}$.

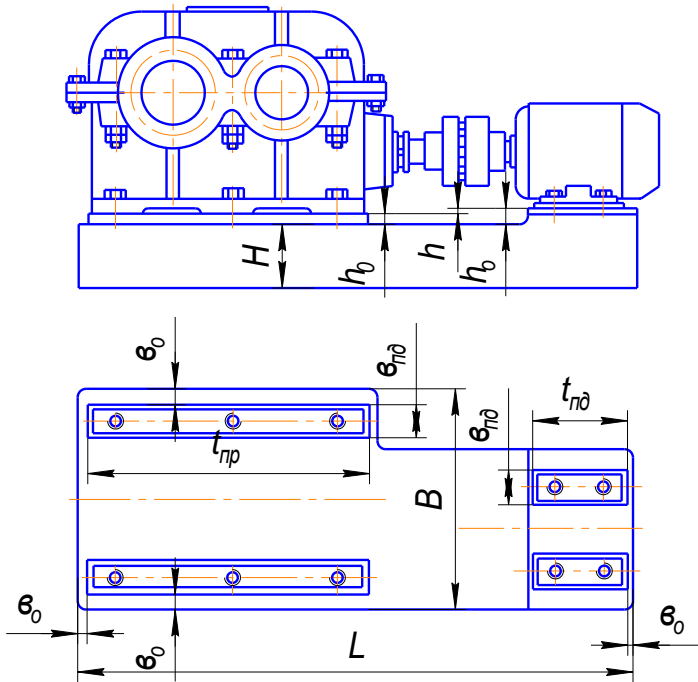


Рис. 19.5. Варіанти конструкцій надбудов для вирівнювання різниці рівнів рами

Різьбові гнізда в платиках для закріплення вузлів привода виконують крізними, довжина яких дорівнює $2 \dots 2,5$ діаметра болта.

Опорну поверхню плити вздовж периметра виконують у вигляді фланця шириною $b = (3,5 \dots 5)\delta$ і товщиною $(1,5 \dots 2)\delta$. У фланці передбачають отвори під фундаментні

болти. У великих горизонтальних поверхнях плит передбачають вікна або отвори для зменшення загальної маси.

Таблиця 19.1.

Конструктивні параметри опорних плитиків

<i>L, B, мм</i>	≤ 200	200...300	300...500	500...1000	≥1000
<i>K, мм</i>	3...8	6...12	6...18	10...18	15...25
<i>h_п, мм</i>	2...4			4...8	8...16

Відливки плит відпалюють і піддають механічній обробці: стругають підшву плити і верхні поверхні плитиків, свердлять отвори під кріпильні деталі і т. п.

Складальні одиниці привода рекомендується закріплювати до плити болтами або шпильками. Використання болтів спрощує монтаж елементів привода.

19.3 Рами

В індивідуальному і дрібносерійному виробництві економічно вигідно виготовляти рами зварними

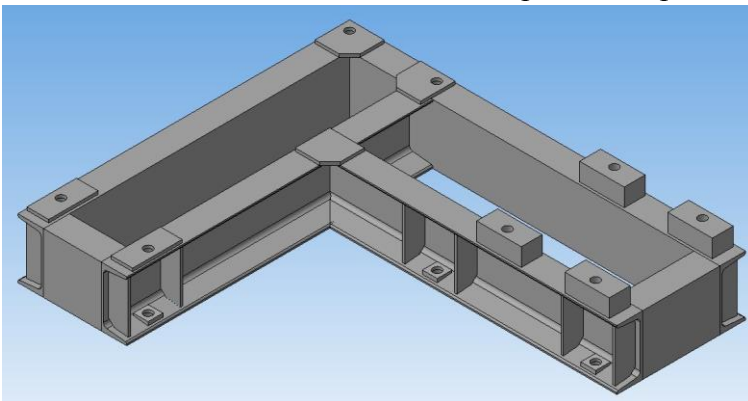


Рис. 19.6. Загальний вигляд зварної рами

(див. рис. 19.2). Для виготовлення рам використовують профільний прокат - швелери, кутники, листову сталь. Маса рам при однаковій міцності і жорсткості порівняно з плитою удвічі менша, ніж маса плит.

Порядок і принципи проектування рам аналогічні наведеному вище порядку для плит (рис. 19.6).

За знайденою висотою рами H із сортаменту прокату підбирають розмір профілю, частіше швелера. Визначають різницю рівнів h між опорними поверхнями вузлів і агрегатів привода. Точна установка агрегатів за висотою забезпечується металевими прокладками, листами необхідної товщини, платиками. Платики, на які установлюються елементи привода, створюються приварюванням вузьких стрічок сталі висотою 5-6 мм. При великому значенні h раму нарощують швелерами, що поставлені на полку або стінку (рис. 19.7).

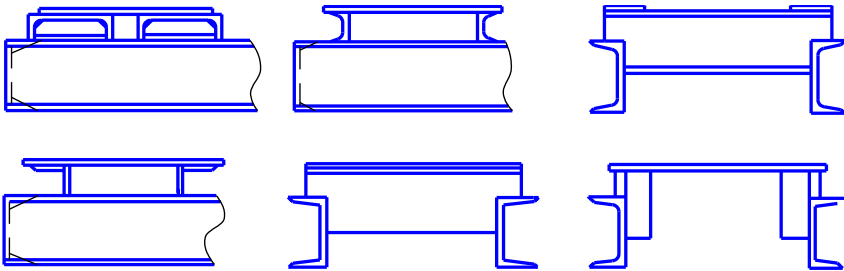


Рис. 19.7. Конструктивні рішення з вирівнювання рівнів h між опорними поверхнями вузлів і агрегатів привода

Таблиця 19.2.

Діаметр фундаментних болтів d_ϕ і їх кількість n_ϕ

$L, \text{мм}$	≤ 700	$700 \dots 1000$	$1000 \dots 1500$
$d_\phi, \text{мм}$	$16 \dots 18$	$20 \dots 22$	24
$n_\phi, \text{мм}$	4	6	8

Для зручності монтажу та демонтажу вузлів привода прокатний профіль рами встановлюють полками назовні.

Після зварювання раму відпалюють і піддають механічній обробці.

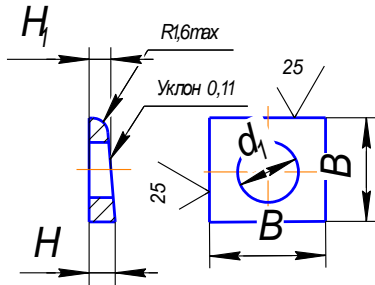


Рисунок до табл. 19.3

Фундаментні болти пропускають через обидві полки швелера або через одну полку. В останньому випадку уклон полиць вирівнюють приварюванням спеціальних косих шайб за ГОСТ 10906-78 або косих накладок. Діаметр фундаментних болтів d_{ϕ} і їх кількість n_{ϕ} залежить від довжини рами L (табл. 19.2).

Таблиця 19.3.

Розміри спеціальних косих шайб, мм

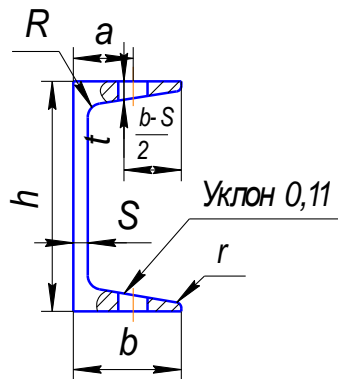
Діаметр болта d	Діаметр болта d_1	H_1	H	B
16	17+0,43	5,7	6	30
18	19+0,52	6,2	7	40
20	22+0,52			
22	24+0,52			
24	26+0,52	6,8	9	50

Розміри спеціальних косих шайб вибираються за даними табл. 19.3. Параметри найменшого типорозміру швелера в залежності від прийнятого діаметра болта приведено в табл. 19.4.

Таблиця 19.4.

Параметри швелерів з нахилом за ГОСТ 8240-72, мм

№ швелера	h	b	S	t	R	r	a
14	140	58	4,9	8,1	8	3	35
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	40
18	180	70	5,1	8,7	9	3,5	40
20а	200	80	5,2	9,7	9,5	4	50
22а	220	87	5,4	10,2	10	4	50

Рисунок до табл.
19.4

Контрольні запитання

1. Опишіть призначення та конструктивні особливості плит.
2. Із якого матеріалу виготовляються плити?
3. Яким може бути контур плити в плані?
4. Якими розмірами визначається довжина L і ширина B плити?
5. Як вибирають висоту плити H ?
6. Як визначається мінімальна товщина зовнішніх стінок δ плити?
7. Як визначається товщина внутрішніх стінок, перегородок, ребер?

8. Як визначають довжину і ширину опорних платиків редуктора $l_{пр}$, $b_{пр}$ і двигуна?

9. Як виконують різьбові гнізда в платиках для закріплення вузлів привода?

10. Якій обробці піддають плити?

11. Опишіть конструктивні особливості рам.

12. Із якого матеріалу виготовляються рами?

13. Який порядок і принципи проектування рам?

14. Як виконують кріплення рам до фундаменту?

20 УЩІЛЬНЕННЯ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ

20.1 Призначення та класифікація

Ущільнення рухомих з'єднань призначені для герметизації входних і вихідних валів редукторів та механізмів машин. Ущільнення попереджують витікання мастила із корпусів машин і захищають внутрішні порожнини корпусу від зовнішнього впливу: проникнення пилу, вологи тощо із зовнішнього середовища. Це особливо важливо для машин, які працюють в агресивному середовищі, на відкритому повітрі.

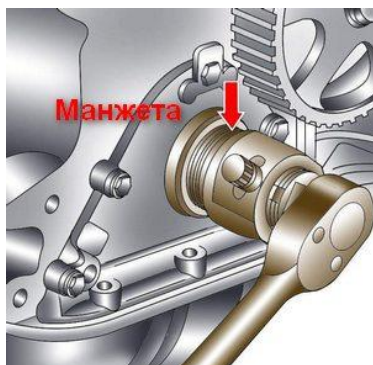


Рис. 20.1. Ущільнення рухомих з'єднань

Іншим важливим призначенням ущільнень є герметизація порожнин машин із хімічно активними речовинами - хімічне машинобудування, із харчовими продуктами - харчове машинобудування, порожнин з газами і рідиною під високим тиском або під вакуумом.

У роторних машинах - парових і газових турбінах, відцентрових і аксіальних компресорах, редукторах приводів, передачах машин, металорізальних верстатах необхідно ущільнювати ротори і вали при їх обертанні; в поршневих машинах - необхідне ущільнення деталей із зворотно-поступальним рухом - поршнів, плунжерів, скалок.

Системи ущільнень поділяються на два класи: контактні і безконтактні.

У першому випадку ущільнення деталей машин досягається при безпосередньому стиканні рухомих і нерухомих частин ущільнення. До їх числа відносять: сальники, манжети, розрізні пружні кільця, торцеві ущільнення тощо.

У безконтактних ущільненнях контакт між рухомими і нерухомими частинами відсутній. Ефект ущільнення досягається за допомогою відцентрових сил, гідродинамічних явищ тощо. До цих ущільнень відносять: лабіринтове ущільнення, відгонні різьби, відбивні диски, уловлювачі різних типів.

Контактні ущільнення забезпечують високу герметичність з'єднання.

Їх недоліки: обмежена допустима швидкість відносного руху, спрацюваність, втрата робочих властивостей у зв'язку із спрацюванням. Ці недоліки частково усувають регулюванням сили притиску контактуючих поверхонь, раціональним вибором матеріалу поверхонь тертя, компенсацією спрацювання за допомогою пружних пристроїв.

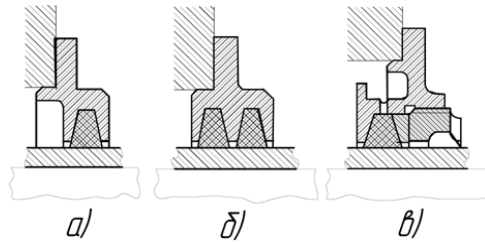
Безконтактні ущільнення не мають обмежень за швидкістю відносного руху. Їх строк служби необмежений, але здатність до герметизації значно нижча порівняно з контактними ущільненнями, і часто досягається за допомогою додаткових пристроїв.

20.2 Контактні ущільнення

Сальники являють собою кільцеву порожнину навколо вала, яка набита ущільнюючим матеріалом (рис. 20.2). Для матеріалу набивки використовують бавовняні тканини, шнури, виварені в мастилі, фетр, азбест та інші подібні матеріали з добавкою металевих порошоків (свинцю, бабіту), графіту, дисульфиду молібдену та інших самозмащувальних речовин (рис. 20.3).

Набивка працює безпосередньо вздовж поверхні вала або вздовж поверхні проміжної втулки, яка повинна мати твердість не нижче HRC 45 і шорсткість не більше $R_a = 0,32 \dots 0,65$ мкм.

На рис. 20.2, *а* показано найпростішу конструкцію сальникового ущільнення з конічною канавкою із стандартним кутом профілю $15 \pm 1^\circ$.



Циліндричне фетрове кільце, яке встановлюється в конічну канавку, під дією сил пружності стискується до центра і щільно обхватує вал.

Для підвищення надійності ущільнення використовують подвійні сальники, які розміщують послідовно один за одним (рис. 20.2, *б*).

Компенсація спрацювання набивки в процесі експлуатації здійснюється за допомогою затяжки спеціальною гайкою (рис. 20.2, *в*). Періодична підтяжка потребує постійної уваги обслуговуючого персоналу, можлива перетяжка сальника. Тому використовують конструкції з автоматичною затяжкою за допомогою пружини.

Рис. 20.2. Конструкція сальникового ущільнення: *а* – з конічною канавкою; *б* – подвійне сальникове ущільнення; *в* - сальникове ущільнення з затяжкою спеціальною гайкою

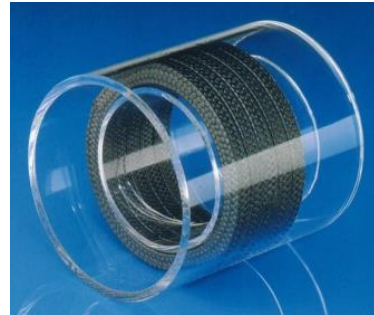


Рис. 20.3. Сальникова набивка

Для ущільнення рідин, пари і газів під високим тиском використовують сальники із збільшеною довжиною набивки та із затяжкою останньої внутрішньою (рис. 20.4, *а*) або зовнішньою гайкою, ґрундбускою (рис. 20.4, *б*) або пружиною (рис. 20.4, *в*).

У випадках, коли необхідно абсолютно виключити просочування рідини через ущільнення, використовують спарені або багаторядні сальники з проміжними розпірними втулками між набивками та із зливом рідини, просоченої через перші набивки.

Переваги сальників: простота і дешевизна, що забезпечує їх використання у вузлах машин невідповідального призначення.

Недоліки: підвищене спрацювання, яке супроводжується втратою герметизуючих властивостей; непридатність до високих колових швидкостей.

Манжетні ущільнення.

Манжета являє собою кільце, що виконане із м'якого пружного матеріалу з коміром, який обхватує вал (рисунки 20.5 - 20.6, а). Під дією тиску в ущільненій порожнині комір манжети щільно обхватує вал з силою, яка пропорційна тиску. Для забезпечення постійного натягу коміра його стягують на валу кільцевою (брашлетною) пружиною. Манжета повинна розміщуватися коміром назустріч ущільненому тиску.

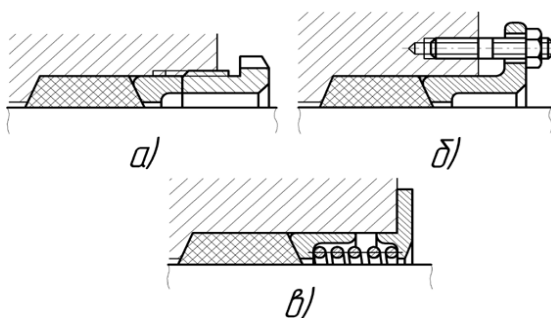


Рис. 20.4. Конструкція сальникового ущільнення для високого тиску із затяжкою: *a* - внутрішньою гайкою; *б* - ґрундбуксою; *в* - пружиною



Рис. 20.5. Загальний вигляд манжетного ущільнення

Можливі форми манжет показано на рис. 20.6, *a - г*; спосіб установки - на рис. 20.7, *a, б*.

Манжети виготовляють із пластиків типу полівінілхлоридів і фторопластів з робочою температурою відповідно до 80 і 300°C.

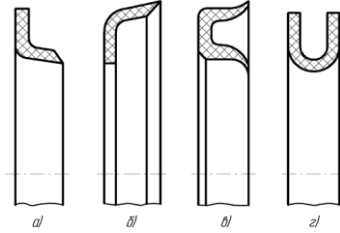


Рис. 20.6. Манжетні ущільнення: *a* - манжета із м'якого пружного матеріалу для ущільнення вала; *б* - манжета для ущільнення отвору; *в* - манжета торцевого ущільнення; *г* - манжета для ущільнення

Армовані манжети для валів являють собою самостійну агрегатовану конструкцію, яку встановлюють у сталевий корпус-касету (рисунки 20.8

- 20.9, *a*). Манжету виготовляють із синтетичних матеріалів, що дозволяє надавати їй довільної форми; комір манжети стягується на валу кільцевою виutoю циліндричною пружиною з регламентованою силою.

Конструкція ущільнення з манжетою в касеті із листової сталі (див. рис. 20.9, *a*) зараз практично не використовується, так як в цій конструкції важко забезпечити герметичну посадку ущільнення в корпусі машини.

У сучасних конструкціях посадочний пояс ущільнення виконують як одне ціле з манжетою (рис. 20.9, *б, в*).

При цьому дякуючи податливості матеріалу легко досягається герметичність посадки ущільнення в корпусі машини.

Радіальна жорсткість манжети надається введенням у її тіло каркасних кілець із листової сталі.

Манжети роблять з одним (див. рис. 20.9, *a*), двома (див. рис. 20.9, *в*) і більшим числом гребінців.

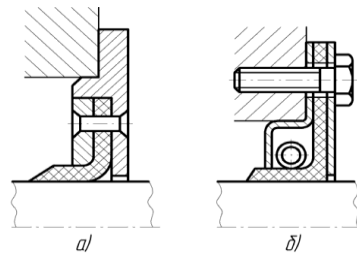


Рис. 20.7. Способи установки манжет: *a* - односторонніх; *б* - односторонніх з пружинною стяжкою

Манжети виготовляють із еластичних, стійких проти спрацювання, мастило- і хімічностійких пластиків і гуми.

Поверхні, вздовж яких працюють манжети, повинні мати твердість не менше $HRC\ 45$ і шорсткість не більше $R_a = 0,16...0,32$ мкм.



Рис. 20.8. Загальний вигляд армованої манжети

Гідропластове ущільнення. Гідропластове ущільнення являє собою сальник з ущільнюючим елементом у вигляді втулки із гідропласту, наприклад, із полівінілхлоридів.

Гідропластову втулку розміщують у замкнутий кільцевий простір у корпусі (рис. 20.10) і затягують гвинтом, який діє на гідроласт через притертий плунжер. Тиск плунжера передається всій масі гідроласту, яка при цьому щільно обхватує вал.

Щоб виключити видавлювання матеріалу гідроласту в зазор між валом і корпусом, на торцях кільцевої канавки корпусу встановлюють кільця, що виконані із антифрикційного матеріалу, на посадці $H7/k6$ відносно вала. Кільцям надають можли-

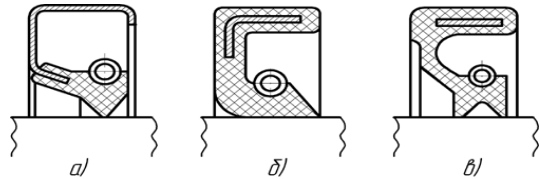


Рис. 20.9. Армовані манжети:
a - в касеті із листової сталі;
б - як одне ціле з манжетою;
в - з двома гребінцями

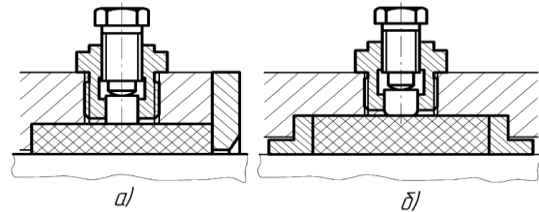


Рис. 20.10. Гідропластове ущільнення:
a - розміщення ущільнення у замкнутому кільцевому просторі; *б* - встановлення на торцях кільцевої канавки корпусу кільця, що виконані із антифрикційного матеріалу

вість деякого радіального переміщення, щоб поверхні ковзання не спрацьовувались при битті вала.

Ущільнення розрізними пружинними кільцями надійне, може утримувати великі перепади тиску при умові правильного вибору матеріалу за довговічністю (рис. 20.11).

Пружинні кільця виготовляють із загартованої сталі, перлітного чавуну, кованої бронзи й установлюють у сталевому корпусі, термообробленого до твердості $HRC\ 40\ldots 45$, зовнішню втулку ущільнення виготовляють із загартованої, цементованої або азотованої сталі.

Осьовий зазор кілець у кільцевих канавках $0,005\ldots 0,020\text{ мкм}$. Зазор a між зовнішньою поверхнею корпусу та отвором втулки - $0,5\ldots 1,0\text{ мм}$. Кількість кілець $2\ldots 3$, при підвищеному перепаді тиску - $5\ldots 6$.

У процесі роботи ущільнення під дією перепаду тиску кільця притискуються торцями до стінок канавок корпусу.

Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між усіма кільцями, а також для підводу мастила до поверхонь тертя в $1\ldots 2$ передніх кільцях виконують розвантажуючі отвори a (рис. 20.12, 3, 20.13 - a). Замки кілець виготовляють прямими або під кутом 45° . Ширина зазору у вільному стані $S = 0,5 + 0,08d$ (d - діаметр отвору втулки).

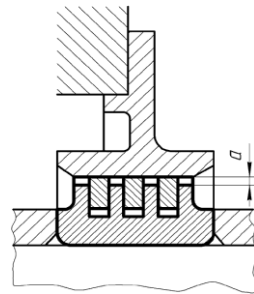


Рис. 20.11. Ущільнення розрізними пружинними кільцями

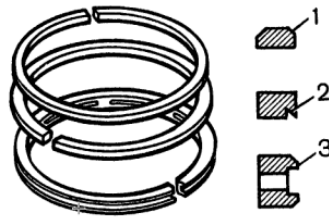


Рис. 20.12. Поршневі пружинні кільця

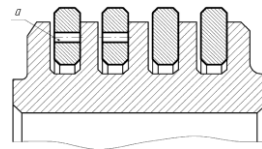


Рис. 20.13. Отвори для розвантаження пружинних кілець

29.3 Торцеві ущільнення

Торцеві ущільнення належать до числа контактних (рис. 20.14).

Схему роботи торцевого ущільнення показано на рис. 20.15.

На валу встановлено диск *a* з буртом, якому не дають обертатися відносно вала торцеві зуби *б*. Диск *a* пружиною постійно притискається до нерухокої шайби *в*, що закріплена на корпусі, тим самим ущільнюючи торцевий зазор. Для ущільнення радіального зазору між диском *a* і валом використовуються гумові кільця *г*. Таким чином, торцеве ущільнення складається із власне торцевого і радіального ущільнень (сальники, різні кільця, манжети та ін.).

Торцеві ущільнення мають властивість самоприпрацювання, при якому спрацювання рухомої поверхні торцевих зубів *б* і диску *a* компенсується переміщенням ущільнюючого диска *a* під дією пружини. При правильному виборі матеріалів деталей, якісному стані поверхні контакту, незначному змащенні торцеві ущільнення працюють надійно довгий час.

Для поверхонь тертя використовують антифрикційні пари: сталь - бабіт, гартована або азотована сталь - бронза, графітні і вуглецеві композити, пластики, тверді сплави. Поверхні тертя обробляють до шорсткості не вище $R_a = 0,16 \dots 0,32$ мкм.

Різновидів торцевих ущільнень багато: з конічною витою пружиною, з гофрованою гумовою манжетою, сільфонні, мембранні, з сальниками для герметизації радіального зазору, з манжетами, гумовими кільцями, різними пружинними кільцями;



Рис. 20.14. Загальний вигляд торцевого ущільнення

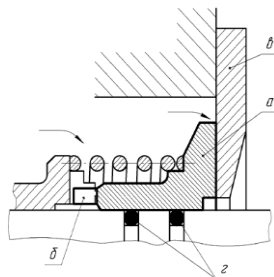


Рис. 20.15. Схема роботи торцевого ущільнення

з плаваючим диском, з втулкою, що зафіксована в корпусі, з плаваючою втулкою, з втулками, які розпинаються браслетними пружинами.

20.4 Безконтактні ущільнення

Щілинні (лабіринтові) ущільнення являють собою щілину між валом і корпусом (рис. 20.16, а, б). Ущільнююча здатність кільцевої щілини пропорційна її довжині та обернено пропорційна величині зазору.

При реальних величинах довжин і зазорів ефективність ущільнення невелика.

Для збільшення ефективності щілинних ущільнень при жорстких вимогах до габаритів використовують двоюрисне щілинне ущільнення.

Ефективність щілинного ущільнення підвищують шляхом виготовлення кільцевих канавок на валу, у втулці, одночасно на валу і втулці (рис. 20.17). Канавки створюють на валу гребні, які за рахунок відцентрової сили відбивають мастило в кільцевий простір між валом і втулкою. Якщо канавки виготовляють у втулці, необхідно передбачати стікання масла в нижній точці втулки (рис. 20.18).

У випадку можливості реалізації радіального складання вузла "вал - втулка" використовують ущільнення, в якого гребні вала заходять у канавки втулки.

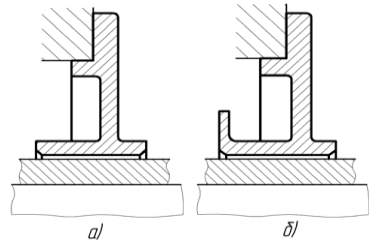


Рис. 20.16. Щілинні (лабіринтові) ущільнення

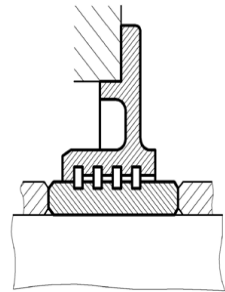


Рис. 20.17. Кільцеві канавки на валу і втулці

Ущільнення відгінною різьбою використовують для герметизації порожнин, які містять рідину. На валу і на втулці виготовляють різьбу - частіше багатолопастову (рис. 20.19). Напрямок різьби узгоджують із напрямком обертання вала так, щоб витки різьби відганяли рідину у корпус.

Для підвищення ефективності використовують двоярусне ущільнення відгінною різьбою. Профіль різьби прямокутний з різною величиною кроку, пилкоподібний трикутний.

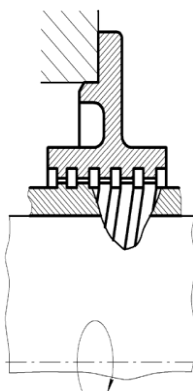


Рис. 20.19.
Ущільнення відгінною різьбою

Ущільнююча здатність цього типу ущільнення пропорційна довжині різьбової ділянки поясу, швидкості обертання вала, густині рідини, обернено пропорційна висоті різьби і величині зазору між гребнями витків і втулкою (максимально допустимий зазор 0,05...0,06 мм).

Іноді різьбу замінюють циліндричною пружиною з витками круглого або прямокутного профілю, яку встановлюють безпосередньо на валу або на гладкій втулці, закріпивши один кінець.



Рис. 20.18. Загальний вигляд ущільнення із кільцевими канавками на втулці

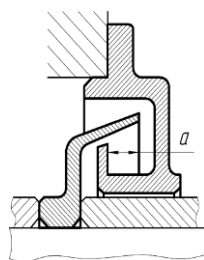


Рис. 20.20.
Ущільнення відбивними дисками

Ущільнення відбивними дисками встановлюють перед щілинними ущільненнями з метою перешкодити доступу мастила у щілину і дією відцентрових сил відігнати ту частину мастила, яка проникає у щілину (рис. 20.20).

Для підвищення ефективності конструкції втулки щілинного ущільнення забезпечують ребордою, яка звернена до диска, а останньому надають форми чашки, яка перекриває реборду втулки на величину a (див. рис. 20.20). При обертанні вала мастило, яке попадає в кільцевий зазор між ребордою і корпусом втулки, збігає на диск і відцентровою силою виноситься із ущільнення в корпус.

20.5 Ущільнення поступально-зворотних з'єднань

Ущільнення поршневих штоків, скалок насосів та інших деталей із зворотно-поступальним рухом (рис. 20.21) виконують частіше за все сальниками з набивкою із матеріалу, який відповідає умовам роботи (рис. 20.22).



Рис. 20.21. Загальний вигляд гідроциліндрів із штоками

При невисокому тиску і температурі (штоки гідравлічних, пневматичних і вакуумних насосів) використовують ущільнення гумовими кільцями, які встановлюють у виточки корпусу.

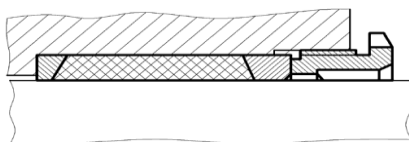


Рис. 20.22. Ущільнення штока сальником з набивкою

При високому тиску і температурах використовують сальники з металевими пружинно-затяжними кільцями (рис. 20.23, а - в).

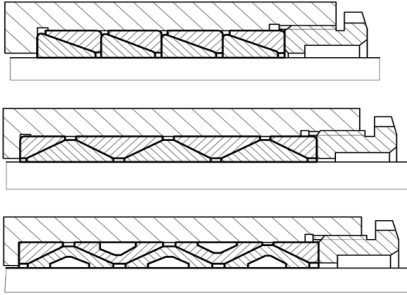


Рис. 20.23. Сальники з металевими пружинно-затяжними кільцями

дорівнює $12...20^\circ$. Кільця виготовляють із пружної сталі, гартують, відпускають. Форма поперечного перерізу кілець має вигляд прямокутного або рівнобічного трикутника.

Ущільнення деталей із зворотно-поступальним рухом сегментними кільцями надійно працює при високих тисках і температурі, але складне при виготовленні і монтажу (рис. 20.24).

Сегментні металеві кільця - це кільця, розділені в радіальному напрямку на декілька частин (зазвичай, три), які з'єднані одне з одним у паз і стягнуті браслетною пружиною. Складене кільце поміщають у кільцевий корпус і встановлюють на вал. Під дією тиску в порожнині, яка герметизується, кільце притискується однією стороною до стінки корпусу, чим досягається торцеве ущільнення порожнини.

Раціональне ущільнення вала досягається необхідною силою стяжки

Ці ущільнення складаються із набору перемінних конічних і обернено конічних кілець. При затягуванні зовнішні кільця пружно розширюються і прилягають до поверхні корпусу, а внутрішні кільця - стискаються та ущільнюють поверхню штока.

Зовнішні кільця повинні бути менш жорсткими, ніж внутрішні. Кут нахилу твірних конічної поверхні повинен бути більшим, ніж кут тертя; звичайно, він

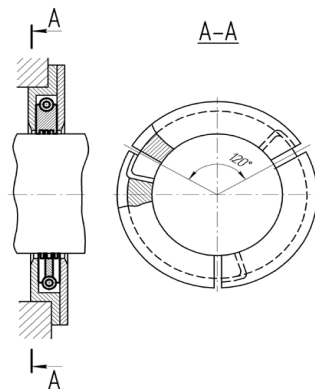


Рис. 20.24. Ущільнення сегментними кільцями із стяжкою кільця браслетною пружиною

браслетної пружини і виконанням лабіринтових канавок на внутрішній поверхні кільця. Зазвичай, кільця використовують у багаторядній установці.

Кільця виготовляють із кованої бронзи, іноді із заливкою бабітом. Поверхні вала і корпусу гартують або азотують, шорсткість поверхонь тертя не більше $R_a < 0,63 \dots 1,25$ мкм.

Ущільнення поршнів. Поршневі кільця. Поршні невеликого діаметра (плунжери гідравлічних, масляних, паливних насосів і т.п.) ущільнюють притиркою до поверхні циліндра. Ущільнення покращують введенням лабіринтових канавок (рис. 20.25).

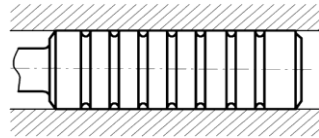


Рис. 20.25. Ущільнення плунжера притиркою і лабіринтовими канавками

Поршні великого діаметра, які працюють при низьких темпе-

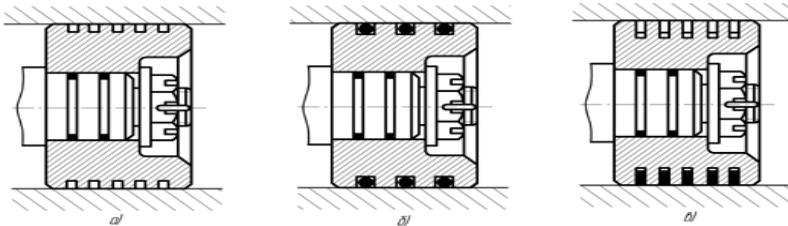


Рис. 20.26. Ущільнення поршнів: *a* - лабіринтовими канавками; *б* – гумовими кільцями; *в* – поршковими кільцями

ратурах і невисокому тиску (в гідравлічних, пневматичних, вакуумних циліндрах), ущільнюють лабіринтовими канавками (рис. 20.26, *a*) або гумовими кільцями (рисунки 20.26, *б*, 20.27, 20.28). При більш високому тиску використовують манжетні ущільнення.

Найбільш надійне та універсальне ущільнення, яке здатне працювати при високих температурах і тиску, - це

ущільнення газів і рідин поршневими кільцями (рисунки 20.26, в та 20.29).

Поршневе кільце являє собою розрізне металеве кільце (зазвичай, прямокутного перерізу), яке встановлено в кільцевих канавках поршня. Діаметр кільця у вільному стані більший, ніж діаметр циліндра. При введенні в циліндр кільце стискається і, дякуючи власній пружності, щільно прилягає до стінок циліндра. Сила прилягання збільшується за рахунок тиску робочої рідини (або газу), яка діє на затилля поршневого кільця. Цей тиск грає основну роль в герметизуючій дії поршневих кілець.

Для підвищення надійності ущільнення встановлюють послідовно 2...3 кільця, а при високому тиску 5...10 і більше кілець.

Поршневі кільця виготовляють із якісного перлітного чавуну, який відрізняється стійкістю проти спрацювання, високими антифрикційними властивостями. Кільця, які працюють в умовах достатнього змащення, виготовляють із пружинної сталі, а також із кованої бронзи БрАЖН, БрАЖМц .



Рис. 20.27. Ущільнення штока гумовими кільцями



Рис. 20.28. Поршень із поршневими кільцями



Рис. 20.29. Загальний вигляд штока та поршня

Контрольні запитання

1. Для чого призначені ущільнення? Де вони використовуються, як класифікуються?
2. Що собою являє сальник? Який матеріал використовується для набивки сальника? Які переваги мають сальники?
3. Чим відрізняється конструкція сальників для ущільнення рідини, пари і газів під високим тиском?
4. Що собою являє гідропластове ущільнення?
5. Що собою являють манжетні ущільнення?
6. Охарактеризуйте конструкцію армованої манжети. Із якого матеріалу виготовляють манжети?
7. Де використовують і яку конструкцію має ущільнення розрізними пружинними кільцями?
8. Що являє собою щілинне ущільнення? Як підвищують ефективність щілинних ущільнень?
9. В яких випадках використовують ущільнення відгінною різьбою? Як підвищити ефективність цього ущільнення?
10. Де установлюють ущільнення із відбивним диском? Як підвищити ефективність цього ущільнення?
11. Охарактеризуйте конструкцію торцевого ущільнення. Із яких матеріалів виготовляють поверхні тертя цих ущільнень?
12. Яким чином виконують ущільнення поршневих штоків, скалок насосів та інших деталей із зворотно-поступальним рухом при невисокому тиску і температурі? при високому тиску і температурі?
13. Як ущільнюють поршні невеликого діаметра? великого діаметра при низьких температурах та тиску? при високих температурах та тиску?
14. Що собою являє поршневе кільце? Із якого матеріалу виготовляють поршневі кільця?

21 УЩІЛЬНЕННЯ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ

21.1 Листові прокладки

Призначення, матеріали. Листові прокладки призначаються для забезпечення герметичності кришок резервуарів з мастилом під тиском або вакуумом, фланців трубопроводів тощо (рис. 21.1). Плоскі стики таких деталей ущільнюють листовими прокладками із пружного матеріалу. На м'яких прокладках збирають також частини корпусів механічних передач, редукторів.

Прокладні матеріали вибирають залежно від умов роботи, тиску, температури, точності взаємного розміщення частин корпусів тощо.

Для ущільнення з'єднань загального призначення, наприклад, кришок корпусів, резервуарів з мастилом, частіше за все використовують прокладний папір товщиною 0,05...0,15 мм, кабельний папір (просочений бакелітом, синтетичними смолами), прокладний картон товщиною 0,5...1,5 мм, пресшпан та ін. Кращим прокладним матеріалом є поліхлорвініл і політрифторетилен.

Для ущільнення з'єднань, які працюють при високих температурах, використовують прокладні матеріали з азбестом - азбестовий папір, азбестовий картон. Паропроводи ущільнюють частіше за все паронітом, який являє собою

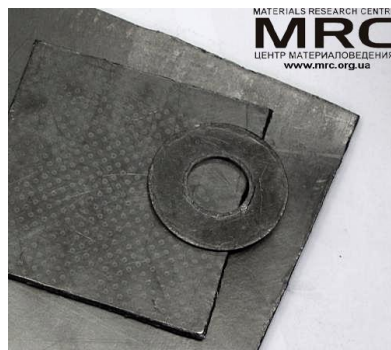


Рис. 21.1. Загальний вигляд листової прокладки

композицію азбесту з натуральною або синтетичною гумою - робоча температура до 450°C.

При вищих температурах використовують листові прокладки із пластичних металів - листового свинцю, алюмінієвої і мідної фольги тощо.

У випадках, коли поряд із ущільненням необхідно забезпечити регулювання відстані між

деталлями, що стикаються, використовують набір прокладок із тонкої - 0,05 мм латунної, мідної, сталеві фольги. Таке ущільнення використовується, наприклад, для регулювання натягу й одночасного ущільнення опорних вузлів з радіально-упорними і конічними підшипниками.

Для збільшення надійності ущільнення прокладки змащують ущільнюючою речовиною: вареною оліфою, шелаком, бакеліт-сирцем, рідким склом, суриком, білилами - паперові і картонні прокладки, спеціальними мазями різної рецептури - герметиками. Прокладки із м'яких матеріалів після одноразового використання замінюються.

Ущільнення з'єднань, які розбираються рідко, здійснюють матеріалами, що розплющуються в стиках: бавовняною ниткою, провареною в мастилі; гумовими нитками і шнурами; просаленими азбестовими шнурами; дротом із свинцю, алюмінію або відпаленої червоної міді.

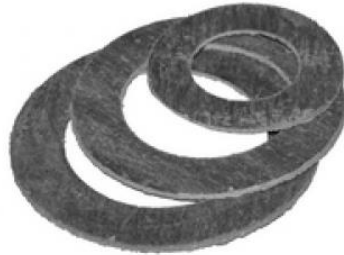


Рис. 21.2. Загальний вигляд паронітової прокладки



Рис. 21.3. Загальний вигляд прокладки із міді

Прокладки із м'яких матеріалів використовують для з'єднань, які стягаються болтами, шпильками тощо, коли прокладка при затягуванні лише стискається. Прокладки, які при затягуванні зазнають зсуву, наприклад, прокладки під вкрутні штуцери, пробки, виготовляють із більш міцних і жорстких матеріалів.



Рис. 21.4. Загальний вигляд армованої прокладки

Використовують також армовані прокладки, які складаються із пружного матеріалу - гуми, пластику, азбесту і т.п., який вміщено в оболонку із м'якого металу - міді, латуні. Їх можна використовувати багаторазово.

Установка прокладок. Прокладки повинні бути зафіксовані відносно ущільнюючих поверхонь і затягнуті рівномірно вздовж усієї поверхні.

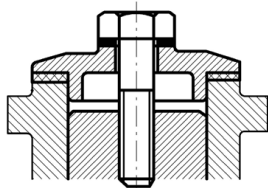


Рис. 21.5. Центрування прокладки на кришці патрубку буртиком

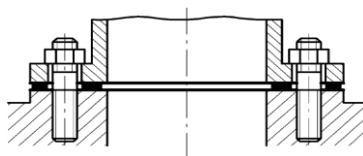


Рис. 21.6. Центрування прокладки вздовж стержнів шпильок

Правильну конструкцію патрубку, що закритий кришкою за допомогою стяжного болта, показано на рис. 21.5. Тут прокладка центрується на кришці патрубку буртиком, який запобігає вдавненню її усередину. При відсутності буртика і використанні кільцевої прокладки вздовж периметра патрубку прокладка не фіксується

ся в радіальному напрямку і може бути зсунута і видавлена при затягуванні. При використанні кругової прокладки і центруванні її вздовж стержня стяжного болта, затягування буде виконуватися наосліп після установки прокладки і кришки; значна частина прокладки не затискується ущільнювальними поверхнями.

У з'єднаннях, які складаються на шпильках (наприклад, кришки опорних вузлів валів) допустимо центрувати прокладку вздовж стержнів шпильок (рис. 21.6). При монтажу прокладку надівають на шпильки і притягують кришкою. В аналогічних з'єднаннях на вкрутних гвинтах правильніше вводити центруючий буртик.

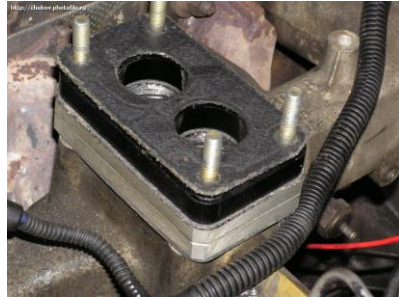


Рис. 21.7. Загальний вигляд центрування прокладки вздовж стержнів шпильок карбюратора двигуна

Прокладки значної товщини при затягуванні деформуються і видавлюються зовні або всередину. Тому зовнішній розмір прокладки зменшують, а внутрішній збільшують відносно номіналу на 0,5...1,0 мм, що забезпечує збіг країв прокладки і деталі.

Шорсткість поверхні під прокладкою не більше $R_a - 1,6$ мкм.

21.2 Ущільнення жорстких стиків

При ущільненні з'єднань частин корпусів з опорами ковзання або кочення та інших стиків типу “метал по металу”, де потрібно забезпечити точне взаємне розміщення стикованих деталей, використання м'яких листових прокладок нераціональне, оскільки при цьому в більшій або меншій мірі змінюється відстань між деталями.

Нерозбірні з'єднання або з'єднання, які розбираються рідко, ущільнюють герметизуючими сполученнями, наприклад, бакелітом, білілами, суриком, рідким склом і т.п.

Промисловість випускає широкий асортимент герметиків: У-30М (діапазон робочих температур -50...+130°C, адгезія до металу висока), ВГХ (-50...+130°C, адгезія до металу висока), ВГХ-180 (-

50...+130°C, адгезія до металу висока, мастило- і водостійкий), 5Ф-13 (-50...+200°C, адгезія до металу невисока, бензино,- масло,- водостійкий), *ВИКСИНТ У-1-18*, *ВМТ-1* (до +300°C, адгезія до металу невисока, бензино,- гасонестійкий). Герметики випускаються у вигляді паст, лаків. Стійка герметизуюча плівка створюється через 5...6 діб.

Для з'єднань, які працюють при особливо високих температурах, використовують силіконові емалі з робочою температурою до +800°C.

Особливо точні роз'ємні стики типу “метал по металу” ущільнюють за допомогою тонкої площинної обробки: притирки або шабрення.

Чисто оброблені (тонким фрезуванням, шліфуванням) поверхні розняття притирають на плитках-притирах із чавуну або спеціального скла за допомогою притиральних матеріалів (скляної пудри, порошка карбіду кремнію, корунду, алмазної пилу на машинному маслі, гасу, жирних кислотах).

Шабрення виконують спочатку вздовж однієї площини рознімання на плиті до одержання 2...5 плям на 1 кв. см. Пришабрену поверхню покривають тонким шаром фарби (лазури), встановлюють на деталь, з якою вона стикується, переводять на неї фарбу і видаляють шабером сліди фарби. Притерті або пришабрені поверхні при складанні покривають тонким шаром герметизуючої мастики.

Жорсткі стики ущільнюють також за допомогою утоплених пружних прокладок прямокутного або круглого перерізу, які заключають у канавки, виконані по всій периферії стику.

У вільному стані прокладка виступає над поверхнею стику, при затягуванні матеріал прокладки деформується, здійснюючи ущільнення з'єднання (рис. 21.8, а). Для збільшення герметизуючого ефекту на ущільнюючій поверхні (рис. 21.8, б) або на поверхні прокладки (гребінчасті прокладки, рис. 21.8, в) роблять дрібні канавки.

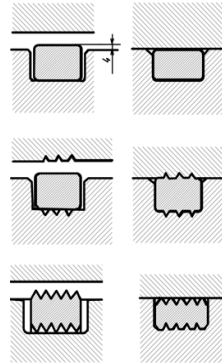


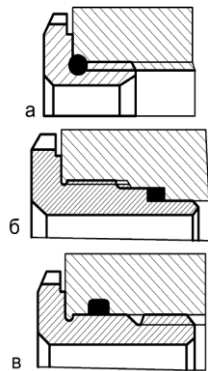
Рис. 21.8

Матеріал прокладок вибирають залежно від умов роботи стиків. Для нормальних умов - це гума, пластики; для підвищених температур - пластичні метали: свинець, алюміній, відпалена червона мідь тощо.

21.3 Ущільнення різьбових з'єднань

Ущільнення різьбових з'єднань великого діаметра проводиться кільцевими прокладками і шнурами. Оскільки при закручуванні цих з'єднань прокладки зазнають сил зсуву, матеріал цих прокладок повинен мати підвищену твердість і жорсткість.

Прокладний матеріал укладається в кільцеву виточку в тілі гайки (рис. 21.9, а), в замкнутий кільцевий простір між гайкою і корпусом з наступною торцевою затяжкою (рис. 21.9, б), в кільцеву виточку в тілі гайки або корпусу з радіальною затяжкою (рис. 21.9, в).



Ущільнення вкрутних деталей (штуцерів, пробок) може виконуватися шляхом змащення витків різьби герметизуючими сполуками.

Рис. 21.9. Ущільнення різьбових з'єднань: а – прокладний матеріал в кільцевій виточці в тілі гайки; б – прокладний матеріал в кільцевому просторі між гайкою і корпусом; в – прокладний матеріал в кільцевій виточці в тілі гайки або корпуса

Використовуються також пружні прокладки, які можуть поміщатися в замкнутий кільцевий простір, що створений виточкою в корпусі, в гайці, у внутрішньому торці деталі.

Герметизація глухих різьбових з'єднань великого діаметра, які працюють при високих температурах і тиску, здійснюється за рахунок посадок з натягом, їх розгвинчування проводиться лише після попереднього підігріву деталі з внутрішньою різьбою.

Контрольні запитання

1. Яке призначення листових прокладок? Які прокладні матеріали використовують в машинобудуванні?
2. Як установлюють листові прокладки? Як виконують їх центрування?
3. Як ущільнюють жорсткі стики нерозбірних або рідкорозбірних з'єднань?
4. Як ущільнюють особливо точні роз'ємні стики типу «метал по металу»?
5. Як ущільнюють різьбові з'єднання великого діаметра?
6. Як ущільнюють вкрутні деталі?
7. В яких випадках використовують ущільнення різьбових з'єднань за допомогою посадок з натягом?

22 ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ МАШИН

22.1 Призначення та конструкція

Пружні елементи - пружини, ресори, амортизатори, демпфери та ін. широко використовуються в гірничих машинах, транспортних машинах, верстато- та приладобудуванні тощо.

Їх використовують для

- створення заданих постійних зусиль - початкового стиску або натягу в передачах тертям, фрикційних муфтах, гальмах, запобіжних пристроях, клапанах тощо;

- акумулювання механічної енергії попереднім деформуванням пружин - пружинні двигуни приладів часу тощо;

- віброізоляції та амортизації ударів у гірничому машинобудуванні - вібраційні конвеєри, живильники, в транспортних машинах - автомобілі, вагони, в опорних пристроях чутливих елементів приладів тощо;

- силового замикання кінематичних пар, щоб усунути вплив зазорів на точність переміщень; для вимірювання сил,



Рис. 22.1. Загальний вигляд гвинтової циліндричної пружини розтягнення



Рис. 22.2. Загальний вигляд гвинтової циліндричної пружини стиску

температур, переміщень за пружними деформаціями пружин у вимірювальних приладах.

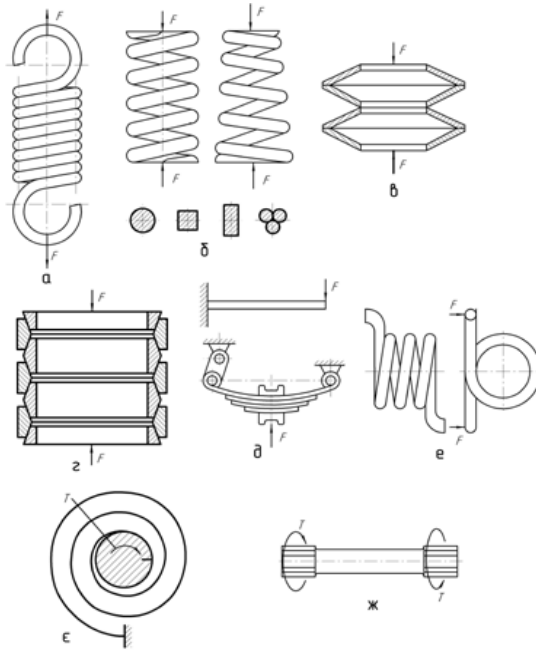


Рис. 22.3. Типи пружин

У загальному машинобудуванні поширені

- гвинтові циліндричні і конічні пружини розтягу (рисунок 22.1 та 22.3, а) та стиску (рисунок 22.2 та 22.3, б)

- використовуються в широкому діапазоні навантажень; у цих пружинах витки піддаються деформації крутіння;



Рис. 22.4. Загальний вигляд тарілкової пружини

- тарілчасті пружини, які складаються із набору конусних дисків - тарілок (рисунки 22.3, в та 22.4) - використовуються для великих навантажень при малих пружних переміщеннях (буфери амортизаторів);

- кільцеві пружини (рис. 22.3, г) - для великих навантажень при необхідності розсіяти велику кількість енергії (амортизатори);

- ресори (рисунки 22.3, д та 22.5) - при обмежених габаритах уздовж осі і необмежених габаритах у боковому напрямку; вони піддаються згинальній деформації;

- пружини кручення у вигляді витих циліндричних пружин (рисунки 22.3, е, 22.6) або при обмежених габаритах уздовж осі (рисунки 22.3, є, 22.7) - у вигляді плоских спіральних пружин;



Рис. 22.5. Загальний вигляд ресор автомобіля



Рис. 22.6. Загальний вигляд пружини кручення



Рис. 22.7. Загальний вигляд плоскої спіральної пружини

- стержневі пружини - торсіони (рисунки 22.3, ж, 22.8)
- використовують при необмежених габаритах уздовж осі і невеликій податливості;
- гумово-металеві пружні елементи (рис. 22.9).

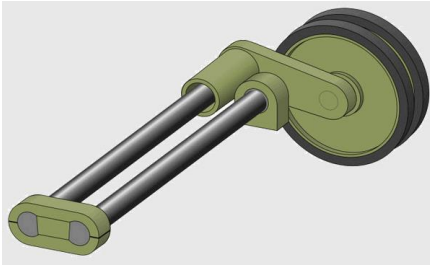


Рис. 22.8. Загальний вигляд торсійної підвіски



Рис. 22.9. Загальний вигляд гумово-металевої віброопори

22.2 Основні положення розрахунків гвинтових циліндричних пружин розтягу та стиску з витками круглого перерізу

Пружні елементи відносяться до деталей машин, які вимагають достатньо точних розрахунків. Зокрема, їх обов'язково необхідно розраховувати на жорсткість. При цьому похибки розрахунків не можуть бути компенсовані запасами жорсткості.

Циліндричні гвинтові пружини розтягу та стиску (див. рисунки 22.1 - 22.2) характеризуються такими основними геометричними параметрами (рис. 22.10, а, б): діаметр витків (дроту) пружини d ; середній діаметр пружини D ; зовнішній діаметр пружини $D_3 = D + d$; індекс пружини $C = D / d$; крок витків у ненавантаженої пружині h (для пружини розтягу $h = d$); кут підйому витків α , причому $\operatorname{tg}\alpha = h / (\pi D)$; довжина (висота) ненавантаженої пружини H_0 ; довжина робочої частини ненавантаженої пружини H_p і

кількість робочих витків $i = H_p / h$; довжина дроту для виготовлення пружини L .

Для розрахунку пружини необхідно знати призначення пружини (розтягу, стиску), конструктивні параметри (середній діаметр та ін.), умови навантаження, її робочу характеристику (рис. 22.11), де повинні бути вказані значення λ_{min} , λ_{max} - відповідно мінімальна і максимальна розрахункова деформація пружини; F_{min} , F_{max} - відповідно мінімальне та максимальне розрахункове навантаження; F_{ep} - граничне навантаження.

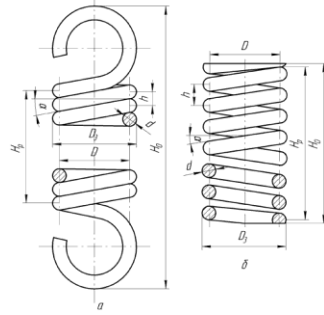


Рис. 22.10. Основні параметри циліндричних гвинтових пружин розтягу та стиску з витками круглого перерізу

Для пружин розтягу (див. рис. 22.10, а) або стиску (див. рис. 22.10, б) за максимальним навантаженням F_{max} із умови міцності визначаємо діаметр дроту d за формулою

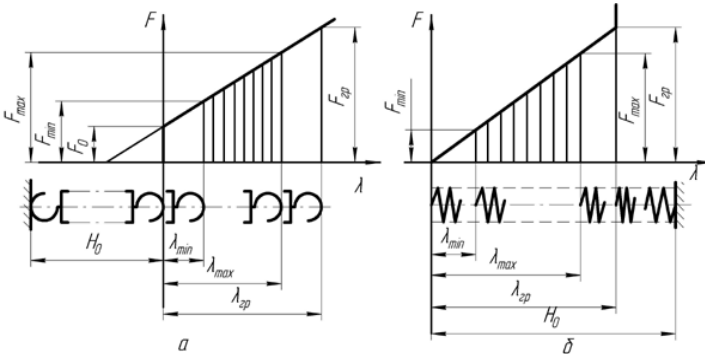


Рис. 22.11. Робоча характеристика пружини розтягу (а) і стиску (б)

$$d \geq \sqrt{\frac{8F_{max} KC}{\pi[\tau]}}, \quad (22.1)$$

де K - коефіцієнт, що враховує кривизну витків; C – індекс податливості пружини; $[\tau]$ - допустима напруга крутіння витків.

Орієнтуючись на досвід проектування, вибираємо попереднє значення діаметра витків пружини d і величину індексу C із табл. 22.1.

Залежно від індексу C знаходять значення коефіцієнта K за формулою

$$K = 1 + 1,4/C. \quad (22.2)$$

Таблиця 22.1.

Величина індексу податливості пружини C

$d, \text{ мм}$	$\leq 2,5$	3...5	6...12
C	5...12	4...10	4...9

Добуте за формулою (22.1) значення діаметра d округлюють до значення із стандартного ряду діаметрів дроту для виготовлення пружин.

Перевіряють фактичний індекс пружини $C = D/d$ та значення коефіцієнта кривизни витків K .

Розраховують напругу крутіння у витках пружин τ при граничному навантаженні F_{zp} і перевіряють умову міцності за таким критерієм:

$$\tau = \frac{8F_{zp}DK}{\pi d^3} \leq [\tau]. \quad (22.3)$$

Потрібна кількість робочих витків пружини i визначається за рівнянням

$$i = \frac{Gd^4 \lambda_{\max}}{8F_{\max} D^3}, \quad (22.4)$$

де G - модуль пружності при зсуві матеріалу пружини, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Загальна кількість витків пружини

$$i_0 = i + 2.$$

Решту розмірів пружин обчислюють за такими формулами [14].

1. Для пружини розтягу:

Довжина робочої частини ненавантаженої пружини

$$H_p = id;$$

повна кількість витків

$$i_0 = i + (1...2);$$

довжина ненавантаженої пружини

$$H_0 = i_0 d + 2h_e,$$

де h_e – висота одного витка, $h_e = (0,5...1)D$;

довжина пружини при максимальному розрахунковому навантаженні F_{max} :

$$\begin{aligned} H &= H_0 + \lambda_{max} = H_0 + (F_{max} - F_0)/k = \\ &= H_0 + 8C^3 i (F_{max} - F_0)/(Gd); \end{aligned}$$

довжина дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi D i / \cos \alpha + 2l_e;$$

де l_e – довжина дроту для виготовлення одного вушка.

2. Для пружини стиску:

загальна кількість витків

$$i_0 = i + (1,5...2),$$

де кількість крайніх щільно навитих витків становить 1,5...2;

мінімальний зазор між витками при максимальному розрахунковому навантаженні F_{max} :

$$\Delta = (0,1...0,2)\lambda_{max} / i;$$

крок витків ненавантаженої пружини

$$h = \lambda_{max} / i + d + \Delta;$$

довжина пружини, що стиснута до дотику витків

$$H_{ep} = (i_0 - 0,5)d;$$

довжина ненавантаженої пружини

$$H_0 = H_{ep} + i (h - d);$$

довжина дроту для виготовлення пружини

$$L = \pi D i_0 / \cos \alpha.$$

Для гвинтових циліндричних пружин розтягу або стиску з дроту круглого перерізу існує також табличний метод визначення розмірів за відомими навантаженнями – ГОСТ 13765 – 86.

22.3 Розрахунок стержневих пружин

Стержневі пружини - торсіони навантажені обертаючим моментом, який спричиняє деформацію крутіння (рис. 22.12).



Рис. 22.12. Загальний вигляд торсіона

При дії максимального обертаючого моменту T_{\max} умову міцності стержневої пружини записують так (рис. 22.13):

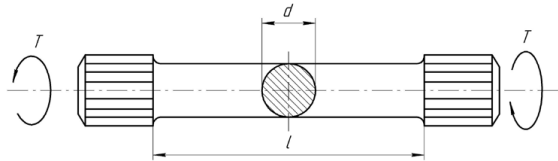


Рис. 22.13. Схема навантаження стержневих пружин - торсіонів

$$\tau = \frac{T_{\max}}{W_p} = \frac{16T_{\max}}{\pi d^3} \leq [\tau]. \quad (22.5)$$

Перетворюючи формулу (22.5), знаходимо розрахунковий діаметр стержня пружини

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T_{\max}}{\pi[\tau]}}. \quad (22.6)$$

Кут закручення стержневої пружини

$$\phi = \frac{Tl}{GJ_p}, \quad (27.7)$$

де l - довжина робочої частини стержня; G - модуль пружності матеріалу при зсуві; J_p - полярний момент інерції перерізу стержня, $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$.

22.4 Розрахунок плоских пружин

Плоскі прямі пружини виконують консольно закріпленими (рис. 22.14, а, б), рідше закріплюють на двох опорах (рис. 22.14, в). При навантаженні плоских прямих пружин максимальною силою F_{\max} розрахунок виконують за умовою міцності на згинання:

для схеми навантаження консольної пружини (рис. 22.14, а)

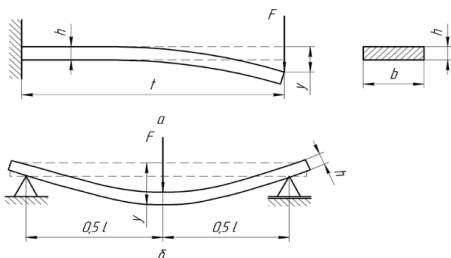


Рис. 22.14. Плоскі прямі пружини та схема їх навантаження

$$\sigma = \frac{6F_{\max}l}{bh^2} \leq [\sigma]; \quad (22.8)$$

для схеми навантаження пружини на двох опорах (рис. 22.14, в)

$$\sigma = \frac{3F_{\max}l}{2bh^2} \leq [\sigma] \quad (22.9)$$

Найбільший прогин у плоскій прямій пружини під дією навантаження F знаходиться так:

для консольної пружини (рис. 22.14, а):

$$y = \frac{Fl^3}{3EJ}; \quad (27.10)$$

для плоскої пружини на двох опорах (рис. 22.14, в):

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ}, \quad (21.11)$$

де J - осьовий момент інерції поперечного перерізу пружини.

22.5 Листові ресори

Листові ресори для підвищення гнучкості складають із листів різної довжини, що наближує їх до тіл рівною опору згинання (рисунки 22.3, д, 22.15, 22.16, а). Тертя між листами забезпечує демпфірування коливань. Листові ресори використовують в основному для пружного підвищення автомобілів, залізничного рухомого складу, а також використовують в ковальсько-пресових та інших машинах.



Рис. 22.15. Загальний вигляд листової ресори

Для забезпечення щільного контакту між листами і деякого розвантаження довгих листів (руйнування яких більш небезпечно, ніж коротких листів), короткі листи виконують з більшою початковою кривизною, ніж довгі листи.

Ресори виготовляють переважно із кремневих сталей 60С2А та ін, кремненікелевих, а також хромомарганцевих сталей.

Для спрощеного розрахунку листових ресор розглядають їх ідеалізовану модель у вигляді балки рівного опору, що має в плані форму трикутника, розрізану на смуги і складену в пакет (рис. 22.16, б).

Допустима напруга вибирається в межах 400...600 МПа в залежності від умов роботи і характеристик матеріалу.

22. 6 Матеріали для виготовлення пружин, допустима напруга

Матеріали пружин повинні мати високі пружні властивості, достатню міцність та стійкість проти втомного руйнування. При роботі в умовах підвищеної температури матеріал пружин повинен бути термостійким; при роботі в агресивному середовищі - корозійностійким.

Пружини виготовляють із: високовуглецевих та марганцевих сталей 65, 70, 75, 65Г; інструментально-пружинних сталей У8А, У10А, У12А; спеціальних ресорно-пружинних кремневих сталей 55С2, 60С2, 70С3; хромомарганцевої сталі 50ХГА, хромованадієвої сталі 50ХФА, нікель-кремневої сталі 60С2Н2А та ін.

Вуглецеві сталі дешеві, їх характеристики стабільні, але вони погано прогартовуються, мають низькі показники міцності; їх застосовують для пружин із діаметром перерізу витків до 10...12 мм. Марганцеві та кремневі сталі мають вищі показники прогартування і міцності; їх застосовують для пружин діаметром перерізу витків до 15...20 мм. Хромомарганцеві, хромованадієві сталі мають високу міцність при дії змінної напруги.

Для роботи в активному хімічному середовищі використовують пружини із кольорових сплавів: берилієвих бронз (БрБ-2), кремнемарганцевих бронз (БКМц3-1; БрОЦ14-3).

Заготовкою для пружин є дрід, стрічка, пруток із розглянутих вище сталей. Механічні характеристики пружинного дроту і сталей наведено в таблицях 20.1, 20.2 [19]; 18.2 [14]; 10.1 [18].

Допустима напруга пружин залежить від матеріалу пружини, режиму навантаження тощо.

При статичному навантаженні $[\tau]_c = 0,5\sigma_e$ (σ_e - границя міцності).

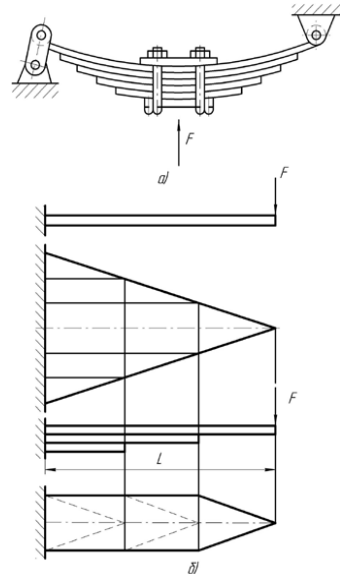


Рис. 22.16. Схематичне зображення листової ресори та схема розрахунку

При динамічному навантаженні $[\tau] = [\tau]_c K_L$ (K_L - коефіцієнт довговічності, який залежить від коефіцієнта асиметрії циклу навантаження r і від числа циклів N_u (табл. 27.1, а також табл. 18.3 [14])).

Для пружин, виготовлених із пружинних ресорних сталей допустима напруга крутіння $[\tau]_c \approx 750 \text{ МПа}$ незалежно від діаметра дроту, а допустима згинальна напруга $[\sigma]_c = 1,25[\tau]_c$.

Таблиця 22.1.

Значення коефіцієнтів довговічності K_L пружин

Коефіцієнт асиметрії циклу навантаження r	K_L при числі циклів навантаження N_u					
	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10^7
0	1	0,85	0,68	0,50	0,42	0,40
0,25	1	0,90	0,74	0,60	0,50	0,50
0,50	1	0,92	0,80	0,68	0,61	0,60
0,75	1	0,96	0,90	0,83	0,80	0,80

22.7 Гумово-металеві пружні елементи машин

Гумово-металеві пружні елементи широко використовують у сучасних машинах. До них належать:

- гасителі високочастотних вібрацій та віброізолятори;
- пружні несучі елементи, що замінюють або доповнюють пружини;
- амортизатори, буфери-обмежувачі та пристрої для поглинання і розсіювання енергії, що зменшують шум та динамічні навантаження в ланках механізмів;



Рис. 22.17. Загальний вигляд амортизатора стиску



Рис. 22.18. Загальний вигляд гумово-металевого буфера

- пружні шарніри, які не вимагають змащення при обмежених лінійних та кутових взаємних переміщеннях елементів, що з'єднуються.

Гумово-металеві пружні елементи складаються із пружної гумової деталі та металевої арматури, яка призначена для спряження та закріплення цих елементів у вузлах машин.



Рис. 22.19. Загальний вигляд втулки-амортизатора



Рис. 22.20. Загальний вигляд пружного шарніра – сайлент-блока

На рис. 22.17 показано амортизатор стиску; на рис. 22.18 – гумово-металевий буфер; на рис. 22.19 - втулку-амортизатор; на рис. 22.20 - пружний шарнір.

При розрахунках гумометалевих пружних елементів необхідно мати на увазі деякі особливості: 1) використання закону Гука дає результат лише в першому наближенні; 2) пружні властивості гумометалевих елементів суттєво залежать від їх конструкції та форми гумових елементів; 3) необхідно враховувати нелінійну жо-

рсткість гумометалевих елементів; 4) форма гумового елемента та його опорної поверхні суттєво впливають на довговічність гумометалевих пружних елементів.

Контрольні запитання

1. З якою метою використовують пружні елементи?
2. Які типи пружних елементів поширені в машинобудуванні?
3. Які вихідні дані необхідні для розрахунку гвинтової циліндричної пружини розтягу та стиску? За яким критерієм вибирають параметри пружини?
4. Що є критерієм розрахунку стержневих пружин (торсіонів)?
5. Що є критерієм розрахунку плоских прямих пружин?
6. Які властивості повинні мати матеріали для виготовлення пружин? Із яких матеріалів виготовляють пружини?
7. Що являють собою листові ресори?
8. Що являють собою гумово-металеві пружні елементи? Опишіть особливості їх конструкції.
9. Які особливості має розрахунок гумово-металевих пружних елементів?

РОЗДІЛ VI З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

23 ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

23.1 Загальні відомості про з'єднання деталей машин

Будь-яка машина складається із окремих деталей, які об'єднуються у складальні одиниці - вузли, механізми, агрегати і т.п., що компонується у власне машину. Це обумовлено технологічними можливостями промислового виробництва деталей різного функціонального призначення, різної конструкції, виготовлених із різноманітних матеріалів.

Вузли машин, які створені сполучними деталями - заклепками, гвинтами тощо і прилягаючими частинами основних деталей - фланцями, відбортовкою тощо в машинобудуванні називаються з'єднаннями. Сполучні деталі в окремих випадках можуть бути відсутніми, форма прилягаючих частин деталей відповідає особливостям з'єднання.

З'єднання діляться на нероз'ємні, які неможливо розібрати без руйнування або пошкодження - заклепкові, зварні, паяні, клейові, пресові - умовно, і на роз'ємні, які можна багаторазово складати та розбирати без пошкодження деталей - різьбові, клинові, шліцові, шпонкові, профільні та ін.

23.2 Загальні відомості про зварні з'єднання

Зварні з'єднання - це нероз'ємні з'єднання, що засновані на використанні сил молекулярного зчеплення й одержані шляхом місцевого нагрівання деталей в зоні їх контакту до розплавленого стану або до тістоподібного стану з використанням механічних зусиль стискування.

Існує багато видів зварювання, найбільш поширено електричне зварювання. Розрізняють основні два види електричного зварювання: дугове і контактне. Дугове зварювання ведеться вручну або автоматично електродом, що плавиться. Контактне зварювання засновано на місцевому нагріванні зони контакту деталей, що з'єднуються, при пропусканні через них електричного струму.

Зварні з'єднання є найбільш досконалими нероз'ємними з'єднаннями, так як їх міцність часто доведено до міцності деталей із цілого металу.

Зварювання використовується як спосіб з'єднання окремих деталей і як технологічний спосіб виготовлення самих деталей. Зварні з'єднання використовуються при з'єднанні труб, арматури, виготовленні кузовів автомобілів, металеві обшивки вагонів, корпусів морських і повітряних суден, тонкостінних резервуарів, металоконструкцій мостів і тощо.



Рис. 23.1. Перше вантажне судно класу «Ліберті» із зварним корпусом

Феноменальне досягнення американських кораблебудівників: в 1942 р. був освоєний конвеєрний випуск вантажних суден класу "Ліберті", які мали зварний корпус, що дозволяло їх будувати за короткий строк - за 10 днів.

Переваги зварних з'єднань: висока продуктивність технологічного процесу з'єднання деталей та низька його собівартість, мала трудомісткість процесу, відсутність додаткових з'єднуючих елементів, а отже економія матеріалу та зменшення маси виробів, герметичність, технологічність; відсутність отворів, які послаблюють робочий переріз з'єднання, можливість автоматизації процесу зварювання.

Недоліки: значна концентрація напруги в області зварних швів і прилягаючих частин деталей із-за їх нерівномірного нагрівання при зварюванні і охолодженні, що приводить до їх викривлення; знижена стійкість проти корозії; нестабільність якості шва, яка залежить від кваліфікації зварника; змінна структура металу біля зварних швів, що знижує їх міцність; недостатня міцність при вібраційному і ударному навантаженні.

За взаємним розміщенням деталей, які з'єднуються, розрізняють такі види зварних з'єднань: стикові, внапусток, таврові, кутові.

Основні види, конструкційні елементи, розміри і умовні позначення з'єднань, виконаних ручним дуговим зварюванням (ГОСТ 5264-80 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные), приведено в табл. 23.1 та рис. 23.2.

23.3 Конструкція і розрахунки міцності стикового зварного з'єднання

З'єднання деталей в стик виконують стиковим зварним швом по торцях деталей. Стикове зварне з'єднання

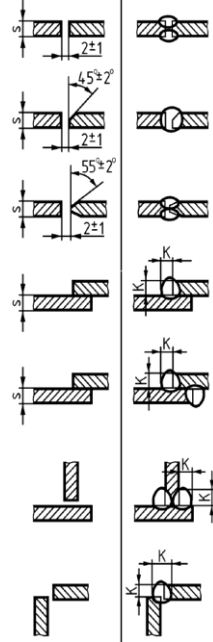


Рис. 23.2.

є найбільш простим, надійним і економічним (рис. 23.3). Окремі види стикових з'єднань при різних товщина деталей, що з'єднуються, показано на рис. 23.4. Міцність стикового з'єднання досягає міцності матеріалу деталей, що з'єднуються.

Ділянка деталі, яка прилягає до шва, називається зоною термічного впливу. Руйнування якісно виконаних зварних з'єднань відбувається переважно в зоні термічного впливу.

Таблиця 23.1.

Основні види та умовні позначення з'єднань, що виконані ручним дуговим зварюванням за ГОСТ 5264-80

Вид з'єднання	Форма підготовлених кромок	Характер зварного шва	Товщина зварних деталей	Умовне позначення з'єднання
Стикове	Без скосів кромок	Двобічний	2...5	С7
Стикове	Із скосом одної кромки	Двобічний	3...60	С8
Стикове	З двома скосами кромки	Двобічний	8...100	С15
Напусткове	Без скосів кромок	Однобічний	2...60	Н1
Напусткове	Без скосів кромок	Двобічний	2...40	Н2
Таврове	Без скосів кромок	Двобічний	1...30	Т3
Кутове	Без скосів кромок	Однобічний		У4

Тому розрахунок міцності стикового з'єднання проводять за розмірами перерізу деталі в цій зоні. Можливе зниження міцності деталі, яке зв'язане із зварюванням, ураховують при призначенні допустимої напруги, яка позначається із штрихом.



Рис. 23.3. Ємкість, що виготовлена стиковим зварним швом

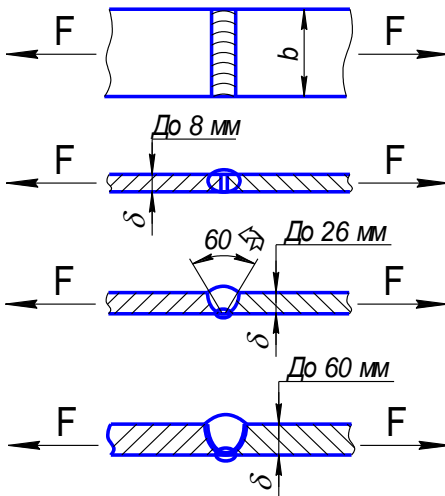


Рис. 23.4. Розрахункова схема стикового з'єднання

Розрахунок міцності зварного з'єднання виконується як перевірений після призначення всіх розмірів з'єднання даної конструкції. Якщо результати цього розрахунку є незадовільними, то вносять відповідні зміни в конструкцію деталі і повторюють розрахунок.

Умова міцності стикового з'єднання при його навантаженні розтягуючою або стискуючою силою F (рис. 23.4) можна записати так:

$$\sigma = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma'], \quad (23.1)$$

де b , δ – відповідно ширина і товщина деталей, які з'єднуються; σ і $[\sigma']$ – відповідно розрахунок

кова і допустима напруга розтягу (стиску) зварного з'єднання.

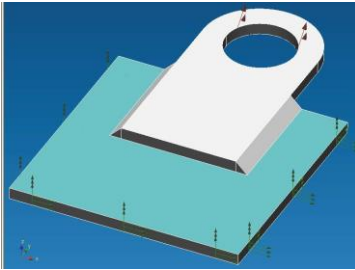


Рис. 23.5. Загальний вигляд з'єднання вушка з пластиною зварним швом внапусток

розтягу для основного металу деталі); для стикового з'єднання $\varphi = 0,9...1,0$.

23.4 Конструкція і розрахунки міцності зварного з'єднання внапусток

При з'єднанні деталей внапусток бокові поверхні деталей, що з'єднуються, частково перекривають одна одну (рисунки 23.5 та 23.6).

З'єднання внапусток виконують за допомогою кутових швів (рис. 23.7), які можуть бути нормальними 1, угнутими 2 і

Умова міцності стикового з'єднання при його навантаженні згинальним моментом M має такий вигляд:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma'] \quad (23.2)$$

де W - момент опору розрахункового перерізу деталі.

Відношення $[\sigma']/[\sigma]_p = \varphi$ називається коефіцієнтом міцності зварного з'єднання. Тут $[\sigma]_p$ - допустима напруга роз-



Рис. 23.6. Загальний вигляд решітчастих ферм двоярусного мосту, що виконані за допомогою з'єднання

опуклими 3.

Поширено використання нормальних швів 1, так як опуклий шов має підвищену концентрацію напруги в місці з'єднання, а угнутий шов потребує додаткової механічної обробки. Основними параметрами кутового шва є катет k і його висота h ; причому $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$; звичайно $k = \delta$; за умов технології процесу зварювання $k_{min} = 3 \text{ мм}$.

У залежності від розміщення відносно напрямку зовнішньої сили F , яка діє на з'єднання, розрізняють флангові, лобові та косі шви внапусток. Фланговий шов (рис. 23.8) розміщено паралельно лінії дії навантаження F , а лобовий шов – перпендикулярно цій лінії.

Основною напругою флангового шва є дотична напруга τ в небезпечному перерізі $m - m$ (див. рисунки 23.7 та 23.8).

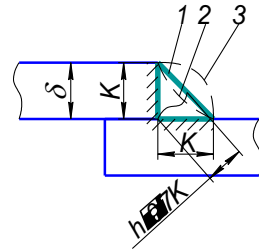


Рис. 23.7. Схема кутового шва:
1 – нормальний;
2 – угнутий;
3 – опуклий

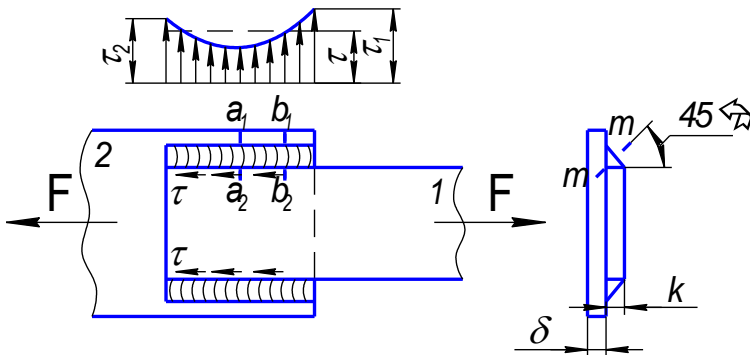


Рис. 23.8. Розрахункова схема для розрахунку флангового зварного з'єднання

Цей переріз проходить через бісектрису прямого кута і є найменшим. За довжиною шва напруга τ неоднакова - на кінцях шва вона більша.

При довжині швів $l \leq 50k$ та їх навантаженні розтягуючою або стискуючою силою F розрахунок міцності з'єднання внапусток виконують за середньою напругою, а умова міцності записується так:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot l \cdot 0,7k} \leq [\tau'] \quad (23.3)$$

де число «2» – кількість флангових швів; $0,7k$ - товщина шва в перерізі по бісектрисі $m - m$; τ і $[\tau']$ - відповідно розрахункова і допустима дотична напруга зварного з'єднання.

Якщо з'єднання внапусток навантажено згинальним моментом M , то в загальному випадку максимальна дотична напруга на кінцях шва знаходиться за формулою

$$\tau = M/W_p, \quad (23.4)$$

де W_p - полярний момент опору перерізу шва в площині руйнування.

Для коротких швів ($l < b$) використовують приблизний розрахунок напруги (рис. 23.9)

$$\tau = \frac{M}{bl \cdot 0,7k} \leq [\tau']. \quad (23.5)$$

Тут $M/b = F$ - сила, яка діє на кожний зварний шов.

Лобові шви за прийнятим в інженерній практиці методом розраховують тільки за дотичною напругою τ . За розрахунковий переріз беруть переріз уздовж бісектриси $m - m$. При цьому умова міцності зварного шва при його

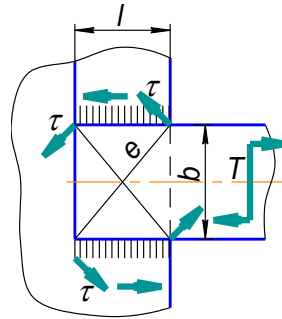


Рис. 23.9. Зварне з'єднання, яке навантажено моментом M ($l < b$)

навантаженні розтягуючою або стискуючою силою F має такий вигляд:

$$\tau = \frac{F}{l \cdot 0,7k} \leq [\tau'] \quad (23.6)$$

23.5 Конструкція і розрахунки міцності таврового та кутового зварного з'єднання

Таврове з'єднання - це з'єднання, в якому деталі розміщено у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 23.10). Таврове з'єднання виконують стиковим швом з обробкою кромки (рис. 23.11, а) або кутовим швом без обробки кромки (рис. 23.11, б).

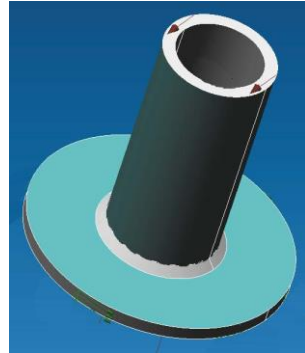


Рис. 23.10. Таврове з'єднання труби з плоским фланцем

При одночасному навантаженні з'єднання силою F і згинальним моментом M умова міцності набуває такого вигляду:

а) для стикових швів

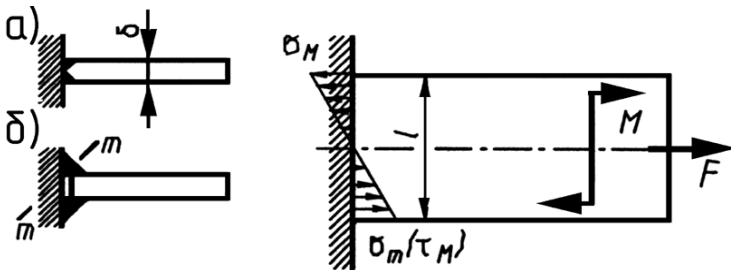


Рис. 23.11. Схема таврового з'єднання:

а – що виконане стиковим швом з обробкою кромки;
 б – що виконане кутовим швом без обробки кромки

$$\sigma = \sigma_F + \sigma_M = \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma']; \quad (23.7)$$

б) для кутових швів

$$\begin{aligned} \tau = \tau_F + \tau_M &= \frac{F}{2l \cdot 0,7k} + \\ &+ \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7k} \leq [\sigma']. \end{aligned} \quad (23.8)$$

Кутові зварні з'єднання виконуються стиковими або кутовими швами. Кутові з'єднання використовуються як слабо навантажені або зварні з'єднання для зв'язування деталей.

23.6. З'єднання деталей контактним зварюванням

З'єднання контактним зварюванням засноване на місцевому нагріванні зони контакту деталей, що з'єднуються, при пропусканні через них електричного струму. Використовується для стикових з'єднань круглого і смугового металу - стикове контактне зварювання і для з'єднань внапусток тонкого листового металу – точкове (рис. 23.12), шовне контактне зварювання.



Рис. 23.12. Кузов автомобіля представницького класу Mercedes S 600 Long, що виконаний точковим зварюванням

Стикове контактно зварювання найбільш просте, надійне і економічне. Рекомендується використовувати в конструкціях, які піддаються вібраційному навантаженню. Стикове контактне зварювання забезпечує рівну міцність місця зварного з'єднання і матеріалу основної деталі, тому при статичному навантаженні розрахунки міцності стикових зварних швів не проводяться.

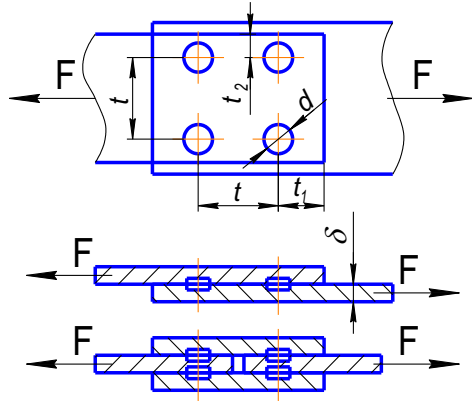


Рис. 23.13. Розрахункова схема точкового зварного з'єднання

Точкове і шовне контактне зварювання використовується для з'єднання деталей із тонкого листового матеріалу - загальна товщина деталей 4...6 мм, при співвідношенні товщини листів $\delta_1/\delta_2 < 3$ (рис. 23.13). Точкове з'єднання працює переважно на зріз.

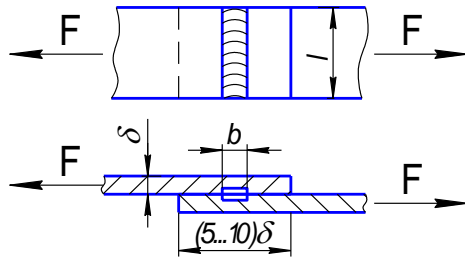


Рис. 23.14. Розрахункова схема з'єднання, що виконане шовним зварюванням

Умова міцності з'єднання, що виконане за допомогою точкового контактного зварювання (див. рис. 23.13) і навантаженого розтягуючою силою F , має такий вигляд:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 z i} \leq [\tau'] \quad (23.9)$$

де d , z - відповідно діаметр і кількість зварних точок; i - кількість площин зрізу.

Умова міцності з'єднання, що виконане шовним зварюванням, (рис. 23.14)

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau'], \quad (23.10)$$

де b і l - відповідно ширина і довжина зварного шва.

З'єднання шовним зварюванням герметичне, концентрація напруги менша, ніж при інших типах зварювання.

23.7 Міцність зварних з'єднань і визначення допустимої напруги

Міцність зварних з'єднань залежить від якості основного металу, яка обумовлюється його здатністю до зварювання; від досконалості конструкції з'єднання; досконалості технологічного процесу зварювання; від характеру діючого навантаження. Добре зварюються низько- і середньовуглецеві сталі. Високовуглецеві сталі, чавуни, сплави кольорових металів зварюються гірше. Значно знижують міцність швів непровари і підрізи, шлакові і газові включення і т.п. Вплив технологічних дефектів зварювання посилюється при дії змінного та ударного навантаження.

Допустима напруга для зварних швів при статичному навантаженні є пониженою порівняно із напругою розтягу для основного металу і визначається у частках від останньої (див. табл. 23.2, а також таблиці 3.1 [9], 15.1 [14], 2 [18]).

Допустимі нормальна і дотична напруги при циклічному навантаженні зварних з'єднань $[\sigma']_R$ і $[\tau']_R$ визначаються за формулами:

$$[\sigma']_R = [\sigma] \gamma \quad ; \quad [\tau']_R = [\tau] \gamma ,$$

Таблиця 23.2

Норми допустимої напруги для зварних швів із низько- та середньо-вуглецевих сталей при статичному навантаженні

Вид технологічного процесу зварювання	Допустима напруга у швах при		
	розтягання [σ] _p	стискання [σ] _{cm}	зрізі [τ]
Автоматичне під флюсом, ручне електродами Э42А і Э50А, контактне стикове	[σ] _p	[σ] _p	0,65[σ] _p
Ручне дугове електродами Э42 і Э50, газове зварювання	0,9[σ] _p	[σ] _p	0,6[σ] _p
Контактне точкове, шовне	-	-	[σ] _p
Примітки: σ_p/s – допустима напруга розтягу для матеріалу при статичному навантаженні; запас міцності $s = 1,4 \dots 1,6$.			

де γ - коефіцієнт зниження величини допустимої напруги при циклічному навантаженні; коефіцієнт γ визначають за формулою:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{ef} \pm 0,2) - (0,6K_{ef} \mp 0,2)R} \leq 1, \quad (23.11)$$

де $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ або $R = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$ - коефіцієнт асиметрії циклу напруги;

K_{ef} ефективний коефіцієнт концентрації напруги; верхні знаки беруть для дотичної та нормальної напруги, якщо максимальна за абсолютним значенням напруга є напругою розтягу, а нижні знаки - для напруги стиску; значення коефіцієнта можна вибрати за табл. 23.3.

**Числові значення ефективного коефіцієнта концентрації
напруги $K_{\text{эф}}$ при електродуговому зварюванні**

Розрахунковий елемент	Низьковуглецева сталь Ст3	Низьколегована сталь 15ХСНА	Розрахунковий елемент	Низьковуглецева сталь Ст3	Низьколегована сталь 15ХСНА
Деталь в місці переходу до стикового шва	1,5	1,9	Стикові шви з повним проваром кореня	1,2	1,4
Те ж - до лобового шва	2,7	3,3	Кутові лобові шви	2,0	2,0
Те ж - до флангового шва	3,5	4,5	Кутові флангові шви	3,5	4,5

Контрольні запитання

1. Що таке з'єднання в машинобудуванні?
2. Які існують види з'єднань?
3. Охарактеризуйте область використання зварних з'єднань.
4. Охарактеризуйте переваги і недоліки зварних з'єднань.
5. Охарактеризуйте конструктивні особливості стикових зварних з'єднань.
6. Згадайте умову міцності стикового зварного з'єднання при його навантаженні розтягуючою силою.
7. Згадайте умову міцності стикового зварного з'єднання при його навантаженні згинальним моментом.
8. Дайте визначення коефіцієнту міцності.
9. Охарактеризуйте конструктивні особливості зварного з'єднання внапусток.
10. Які Ви знаєте критерії розрахунку флангових зварних швів при їх навантаженні розтягуючою силою?

11. Які Ви знаєте критерії розрахунку флангових зварних швів при їх навантаженні згинальним моментом?
12. Які Ви знаєте критерії розрахунку лобових зварних швів?
13. Охарактеризуйте конструктивні особливості таврового з'єднання.
14. Які Вам відомі критерії розрахунку таврових з'єднань?
15. Які особливості має контактне зварювання? Що таке стикове контактне зварювання?
16. Наведіть умови міцності для точкового контактного зварювання.
17. Наведіть умови міцності для шовного контактного зварювання.
18. Від яких факторів залежить міцність зварного з'єднання?
19. Як визначається допустима напруга зварних з'єднань при статичному навантаженні?
20. Як визначається допустима напруга зварних з'єднань при циклічному навантаженні?

24 ЗАКЛЕПКОВІ, ПАЯНІ ТА КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ

24.1 Заклепкові з'єднання

Конструкція, класифікація, область використання.

Заклепкові з'єднання використовують для нероз'ємного з'єднання металевих листів і фасонних прокатних профілів при виготовленні металоконструкцій різного призначення: залізничних мостів та переходів, телевізійних веж (рис. 24.1), опор електропередач тощо.



Рис. 24.1. Загальний вигляд Ейфелевої вежі

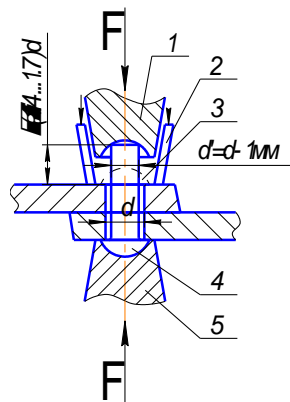


Рис. 24.2. Схема процесу формування заклепки

Ейфелева вежа була побудована до Всесвітньої виставки 1889 р. При її будівництві було використано 18038 металевих деталей, для складання яких використали 2,5 млн. заклепок.

Заклепкові з'єднання здійснюють за допомогою заклепок, які вставляють у отвори деталей, що з'єднуються.

Заклепка являє собою стержень круглого перерізу з головками на кінцях, одну з яких називають закладною, а другу, яку формують при клепанні, - замикаючою.

На рис. 24.2 показано технологію виготовлення заклепкового з'єднання, де: 1 - обтискач; 2 - притискач; 3 - замикаюча головка; 4 - закладна головка; 5 - підтримка. Клепання здійснюють машинним або ручним способом.

Сталеві заклепки діаметром до 10 мм і заклепки із кольорових металів ставлять без підігрівання (холодне клепання), сталеві заклепки діаметром більше 10 мм ставлять гарячим способом (гаряче клепання).

Типи стандартизованих заклепок показано на рис. 24.3, де *a* – заклепка з напівкруглою головкою; *б* – півпотайна заклепка; *в* - потайна заклепка; *г* - трубчаста заклепка.

За призначенням заклепкові з'єднання розділяють на міцні, які сприймають зовнішнє навантаження - в металокопструкціях машин і будівничих спорудах; щільно міцні, які забезпечують герметичність з'єднання при сприйманні значних зовнішніх зусиль - в парових котлах, резервуарах та трубопроводах з високим тиском; щільні - в резервуарах з не-

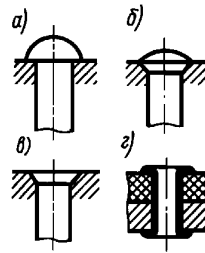


Рис. 24.3. Типи заклепок



Рис. 24.4. Фрагмент металокопструкції мосту, що виконаний заклепковим з'єднанням

ликим внутрішнім тиском.

За конструктивною ознакою розрізняють заклепкові з'єднання внапусток (рис. 24.4) і стикові з однією або двома накладками; одно-, дво-, багаторядні. На рис. 24.5, *a* показано однорядний шов з однозрізним напуском; на рис. 24.5, *б* - однорядний двозрізний шов у стик з двома накладками.

Область практичного використання заклепкових з'єднань: з'єднання, в яких нагрівання недопустиме; з'єднання не зварювальних матеріалів; з'єднання деталей у літаках; з'єднання рам вантажних автомобілів тощо.

Переваги заклепкових з'єднань: стабільність і контрольованість якості з'єднання.

Недоліки: підвищені витрати металу, висока вартість і трудомісткість, незручні конструктивні форми.

Розрахунок міцності заклепкових з'єднань. Перевірка міцності заклепкового з'єднання проводиться за такими критеріями.

Перевірка міцності заклепок на зріз проводиться за формулою:

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau]_{зр}, \quad (24.1)$$

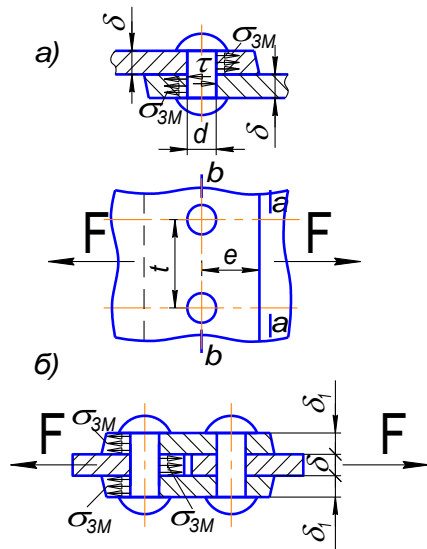


Рис. 24.5. Конструкційні особливості швів: *a* - однорядний однозрізний шов внапусток; *б* - однорядний двозрізний шов у стик з двома накладками

де d - діаметр стержня заклепки; z - кількість заклепок; $[\tau]_{zp}$ - допустима напруга матеріалу заклепки на зріз.

Перевірка міцності заклепок та листів, що з'єднуються, на зминання проводиться за формулою:

$$\sigma_{zp} = \frac{F}{d\delta z} \leq [\sigma]_{zm}, \quad (24.2)$$

де δ - товщина деталі; $[\sigma]_{zm}$ - допустима напруга на зминання матеріалу заклепок або деталі.

Перевірка міцності деталі на розтягнення в ослабленому перерізі проводиться за формулою:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta(l - zd)} \leq [\sigma]_p, \quad (24.3)$$

де l - довжина деталі на лінії заклепкового шва; $[\sigma]_p$ - допустима напруга на розтягнення матеріалу деталі.

Відношення $\sigma'_p/\sigma_p = (t-d)/t = \varphi$ (тут t – крок заклепкового з'єднання) називають коефіцієнтом міцності заклепкового шва. Для однорядного однозрізного шва при стандартних розмірах коефіцієнт міцності $\varphi = 0,65$.

Перевірка міцності на зріз (виколювання) деталі в місці розміщення заклепок проводиться за формулою

$$\tau_{zp} = \frac{F}{2z\delta(el - 0,5d)} \leq [\tau]_{zp}, \quad (24.4)$$

де e - відстань між заклепковим швом і кінцем деталі; $[\tau]_{zp}$ - допустима напруга на зріз матеріалу деталі.

Заклепки виготовляють із сталі, міді, латуні, алюмінію та інших матеріалів. Матеріал заклепок повинен бути пластичним, не сприймати гартування. Необхідно, щоб температурні коефіцієнти лінійного розширення заклепок і деталей, які з'єднуються, були близькими, щоб заклепки і деталі не утворювали гальванічної пари.

Допустиму напругу для заклепок і деталей наведено у табл. 24.1, а також таблицях 16.1 [1], 2.1 [2].

Умовне позначення заклепок: “Заклепка 5x16.106 ГОСТ 10299-80” (діаметр $d = 5$ мм, довжина $l = 16$ мм, матеріал з умовним позначенням 10 - легована сталь, фосфатне покриття).

Таблиця 24.1

Допустима напруга для заклепок і деталей

Вид напруги	Обробка отвору	Допустима напруга, МПа	
		Ст0 і Ст2	Ст3
Зріз [τ]	Свердління	140	140
	Продавлювання	100	100
Зминання [$\sigma_{зм}$]	Свердління	280	320
	Продавлювання	240	280

24.2 Паяні з'єднання

Паяні з'єднання утворюються в результаті хімічних зв'язків матеріалу деталі і присадного матеріалу, який називають припоєм. Пайкою з'єднують однорідні і різнорідні матеріали: чорні і кольорові метали, леговані сплави, кераміку, скло та ін.

Паяні з'єднання використовується у приладобудуванні, в авіабудуванні для з'єднання тонколистових нержавіючих сталей, при виготовленні камер згоряння реактивних двигунів, в ядерних реакторах, при виготовленні радіаторів автомобілів і тракторів, масляних трубопроводів тощо. Вони працюють при високих тисках, температурах, в агресивному середовищі.

Процес паяння здійснюється шляхом нагрівання деталей, що з'єднуються, до температури плавлення припою, який змочує поверхні деталей, заповнює зазори між ними і при затвердінні утворює паяний сплав. Температура плавлення припою нижча, ніж температура плавлення матеріалу деталі, тому останній при паянні не плавиться. Властивості паяного сплаву значно кращі, ніж властивості припою. Це пов'язано з тим, що розплавлений припій розчиняє матеріал деталей за рахунок дифузійних процесів.

Поверхні деталей, що з'єднуються, повинні бути знежиреними та очищеними від окислів. Для зменшення шкідливого впливу окислення поверхні деталей на процес паяння використовують флюси на основі бури, хлористого цинку, каніфолі.

Розмір зазорів у стиках деталей значною мірою визначає міцність з'єднання. Для паяння сталевих деталей тугоплавкими припоями (мідними, срібними) рекомендовано зазор 0,03...0,15 мм, при використанні легкоплавких припоїв (олов'яних) - 0,05...0,2 мм.

Нагрівання деталі і припою здійснюється паяльником, газовою горілкою, в термічних печах, зануренням до ванни з розплавленими солями.

Для припоїв застосовують чисті метали і сплави на основі олова, міді, срібла. Поширені олов'яно-свинцеві припої (ПОС 30, ПОС 40, ПОС 50, ПОС 61), срібні (ПСр 40, ПСр 45, ПСр 72); цифри відповідають процентному вмісту олова та срібла.

На практиці використовують переважно паяні з'єднання стикові та внапусток.

Розрахунок міцності паяних з'єднань виконують аналогічно розрахунку зварних з'єднань; вибір допустимої напруги розтягу і зрізу для паяних з'єднань проводиться за табл. 24.2, а також за таблицями 4.1 [2], 17.1[1].

Таблиця 24.2

Припій	Температура плавлення, $^{\circ}\text{C}$	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	Відносне подовження, %
Олов'яно-свинцевий ПОССу 40 - 2, ГОСТ 1499-70	230	45	48
Мідно-цинковий ПМЦ54 ГОСТ 1534 - 42	860	350	20
Срібно-мідний ПСр45, ГОСТ 8190 - 56	720	400	25

24.3 Клейові з'єднання

Клейові з'єднання - це з'єднання неметалевою речовиною за допомогою поверхневого скріплення - ад-

гезії та внутрішнього міжмолекулярного зв'язку - когезії в клеючому шарі. Міцність клейових з'єднань залежить від матеріалу і конструкції деталей, що склеюються, якості підготовки поверхні до клеєння, правильності вибору марки клею, витримування технології склеювання тощо.

Клейові з'єднання застосовують у відповідальних електротехнічних конструкціях, при будівництві мостів, у верстато- і авіабудуванні.

Частіше всього склеюють листовий матеріал і тонкостінні клейові конструкції. Ущільнюють і стопорять різьбові з'єднання і тощо.

Переваги клейових з'єднань: можливість з'єднання деталей із різнорідних матеріалів; з'єднання тонких листів; понижена концентрація напруги; великий опір втомленості; герметичність з'єднання; корозійна стійкість; зменшена маса; можливість одержання гладкої поверхні виробів.

Недоліки: відносно низька міцність при нерівномірному відриві; обмежена теплостійкість (до 250° С); необхідність точної пригонки поверхонь, що склеюються.

Процес клеєння складається із підготовки поверхні деталей, нанесення клею, складання з'єднання, витримування при відповідній температурі та тиску.

У машинобудуванні використовують клеї з вибірковою адгезією до певних матеріалів - спеціальні і з високою адгезією до різних матеріалів - універсальні. Поширені універсальні клеї БФ-2, БФ-4 (для склеювання сталі, алюмінієвих та мідних сплавів, скла, текстоліту, пластмас у будь-якому їх сполученні), 88 (для склеювання металів і неметалів, дюралюмінію із гумою і шкірою, дерева із гумою тощо), клейові композиції на основі епоксидної смоли ЕД-20 (для склеювання і герметизації нероз'ємних з'єднань із сталі, кераміки, скла, забезпечуючи при цьому термостійкість з'єднання).

Несуча здатність клейових з'єднань залежить від товщини клейового шару δ ; рекомендується приймати $\delta = 0,05 \dots 0,15$ мм.

Конструкція клейових з'єднань подібна до конструкції паяних, вони краще працюють на зріз, гірше - на розтягнення. Використовують комбінацію клейового з'єднання з різьбовим, заклепковим, зварним.

Розрахунок міцності клейових з'єднань виконується за тими ж формулами, що і паяних; границю міцності на зріз різних матеріалів наведено в таблиці 17.2 [1].

Зазвичай, розмір клейового шва призначається в залежності від розмірів деталей, що з'єднуються, а перевірний розрахунок шва на міцність при з'єднанні внапусток виконують за формулою

$$\tau'_3 = F/(bl) \leq [\tau'_3],$$

де τ'_3 - розрахункова напруга на зріз в клейовому шві; $[\tau'_3]$ - допустима напруга на зріз шва; для клею БФ-2 $[\tau'_3] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$, для клею БФ-4 $[\tau'_3] = 25 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$.

Контрольні запитання

1. Які конструктивні особливості мають заклепкові з'єднання? Охарактеризуйте область використання заклепкових з'єднань.
2. Які існують типи стандартизованих заклепок?
3. Які існують критерії розрахунку заклепкових з'єднань?
4. Як записується умова міцності заклепок та листів, що з'єднуються?
5. Із якого матеріалу виготовляють заклепки? Які властивості повинен мати цей матеріал?
6. Охарактеризуйте особливості паяних з'єднань. Де використовуються паяні з'єднання?
7. Як здійснюється процес паяння?
8. Які існують типи припоїв?
9. З'ясуйте суть розрахунків на міцність паяних з'єднань.
10. Охарактеризуйте особливості клейових з'єднань.
11. Де застосовуються та які переваги мають клейові з'єднання?
12. Назвіть типи клеїв, які використовуються в машинобудуванні.
13. Охарактеризуйте особливості конструкції клейових з'єднань.
14. Як проводиться розрахунок міцності клейових з'єднань?

25 НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

25.1 Загальна характеристика

Нарізними з'єднаннями називають роз'ємні з'єднання, які виконуються за допомогою кріпильних деталей - гвинтів, болтів, шпильок, гайок або різі, нанесеної безпосередньо на деталях, які з'єднуються.

Різь - це виступи на основній поверхні гвинтів та гайок, що розміщені за гвинтовою лінією.

Нарізні з'єднання поширені в машинобудуванні. Вони використовуються в загальному, автомобільному (рис. 25.1), гірничому, авіаційному машинобудуванні. У сучасних машинах до 60% деталей мають різь: до них відносять кріпильні деталі, корпусні деталі, вали, шківів, зубчасті колеса тощо.



Рис. 25.1. Нарізні з'єднання голівки блоку циліндрів Mercedes SPRINTER 96-00 2,9 TDI

Широке використання нарізних з'єднань визначається такими перевагами: можливістю створення великих осьових сил; можливістю фіксування деталей у довільному по-

ложенні; зручними формами і малими габаритами нарізних деталей; простотою і можливістю точного виготовлення.

Недоліки: наявність значної кількості концентраторів напруги - нарізних западин, що зменшує їх втомну міцність.

За формою основної поверхні, на якій створено різь, розрізняють циліндричні і конічні різі; останні використовуються для герметичних з'єднань.

За формою профілю розрізняють трикутні, прямокутні, трапецієдні, круглі та інші різі. Профіль різі - це контур їх перерізу в площині, яка проходить через вісь циліндра.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють праві і ліві різі.

За кількістю паралельних гвинтових ліній (заходів) розрізняють одно-, дво-, багатозахідні різі.

За призначенням розрізняють різі кріпильні і різі для гвинтових механізмів.

25.2 Геометричні параметри різей

До основних геометричних параметрів різей належать (рис. 25.2): зовнішній діаметр d ; внутрішній діаметр d_1 ; середній діаметр d_2 - це діаметр уявного циліндра, поверхня якого перерізує різь в такому місці, де ширина витка дорівнює ширині западини (під витком розуміють ту частину виступу різі, яка обхвачує нарізну деталь в межах 360°); робоча висота профілю h , за якою стикають-

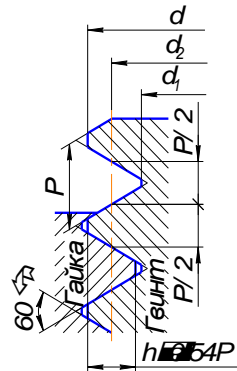


Рис. 25.2. Основні геометричні параметри різей

ся витки гвинта і гайки; висота вихідного трикутника різі H , крок різі P - відстань між однойменними сторонами сусідніх профілів, яка вимірюється в напрямку осі різі; хід різі P_1 - величина поступального переміщення гайки або гвинта за один оберт. Для однозахідної різі $P_1 = P$, для багатозахідної різі $P_1 = nP$, де n кількість заходів; α - кут профілю різі; ψ - кут підйому різі (рис. 25.3); при цьому

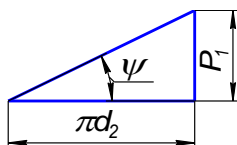


Рис. 25.3. Визначення кута підйому різі ψ

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_1}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}. \quad (25.1)$$

Геометричні параметри різей стандартизовані (ДСТУ ISO 68-1:2005 Нарізі ISO загального призначення. Основний профіль. Частина 1. Нарізі метричні (ISO 68-1:1998, IDT).

25.3 Характеристика кріпильних різей

До основних кріпильних різей відносяться метрична циліндрична і конічна, трубна, дюймова, кругла різь та різь гвинтів для дерева.

Основні кріпильні різі стандартизовані.



Рис. 25.4. Загальний вигляд метричної різі

Метричні різі (рис. 25.4) найбільш поширені в машинобудуванні (ДСТУ ISO 724:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Основні розміри (ISO 724:1993, IDT).

Метричні різі характеризуються трикутним профілем з кутом профілю $\alpha = 60^\circ$, притупленням вершин і западин за

прямою або за дугою кола (див. рисунки 25.2, 25.4). Висота вихідного контуру різі $H = P \operatorname{ctg} 30^\circ / 2 \approx 0,866P$; робоча висота профілю $h = 0,541P$.

Таблиця 25.1

Метричні різі з нормальним і дрібним кроком P
(витяг із ДСТУ ISO 724:2005)

Номінальний діаметр різі d , мм	Різі з нормальним кроком P , мм	Різі з дрібним кроком P , мм
8	1,25	1,0; 0,75; 0,5
10	1,5	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
16	2,0	1,5; 1,0; 0,75; 0,5
20	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
24	3,0	2,0; 1,5; 1,0; 0,75
30	3,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75

Для одного і того ж номінального діаметра d виготовляються метричні різі з нормальним і дрібним кроком P (див. витяг ДСТУ ISO 724:2005, табл. 25.1).

Дрібні різі відрізняються від нормальних меншими значеннями кроку P .

Наприклад, для діаметра 12 мм стандартом передбачено нормальну різь з кроком $P = 1,75$ мм і п'ять дрібних різей з кроком $P = 1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5$ мм.

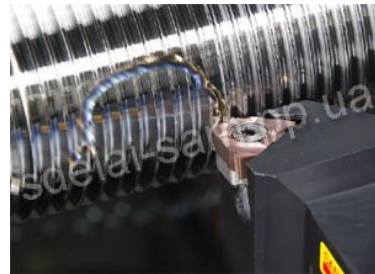


Рис. 25.5. Нарізання метричної різі на токарному верстаті

Дрібні різі використовують для динамічно навантажених деталей, порожнистих тонкостінних і дрібних деталей, деталей, у яких різі використовуються для регулювання. Дрібні різі більш міцні, так як вони мають більший внутрішній діаметр d_1 , і більш надійні проти послаблення затяжки нарізного з'єднання, так як вони мають менший кут підйому різі ψ .

Нормальні різі, як менш чутливі до помилок виготовлення і більш стійкі до спрацювання, використовують у загальному машинобудуванні.

Позначення метричної різі: $M20-6g$ (нормальні різі, зовнішній діаметр $d = 20$ мм, ступінь точності $6g$); $M20 \times 1,5-7g$ (дрібні різі, $d = 20$ мм, $P = 1,5$ мм, ступінь точності $7g$).

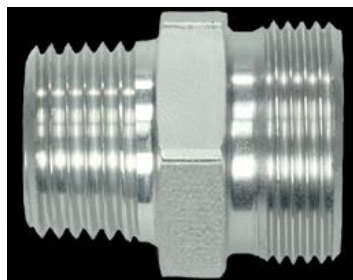


Рис. 25.6. Загальний вигляд метричної конічної різі – ліва частина деталі

Різь метрична конічна (ГОСТ 2529-82 Резьба метрическая коническая) використовується головним чином в з'єднаннях труб, раніше стандартизувалася на основі дюймової системи мір.

Таблиця 25.2

Метричні конічні різі (витяг із ГОСТ 2529-82)

Позначення розміру різби в дюймах	Число ниток на 1"	Крок різби P , мм
$\frac{1}{4}$	19	1,337
$\frac{1}{2}$	14	1,814
1	11	2,309
$1 \frac{1}{2}$	11	2,309
2	11	2,309

Стандарт поширюється на метричну конічну різь з конусністю 1:16 (кут конусу $\varphi = 3^{\circ}34'48''$) і діаметром від 6 до 60 мм, яка використовується для конічних нарізних з'єднань, а також для з'єднання зовнішньої конічної різі з внутрішньою циліндричною різзю.

Витяг із ГОСТ 2529-82 для метричних конічних різей приведено в табл. 25.2.

Трубна циліндрична різь (ГОСТ 6357-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая) використовується для герметичного з'єднання труб і арматури, трубопроводів (рисунки 25.7 та 25.8, а). Різь являє собою дрібну дюймову різь з кутом профілю $\alpha = 55^{\circ}$, яка виконана з закругленням профілю і без зазорів між виступами і западинами для кращої герметизації.



Рис. 25.7. Загальний вигляд трійника із трубою різзю: зовнішньою – верхня частина деталі та внутрішньою – права частина деталі

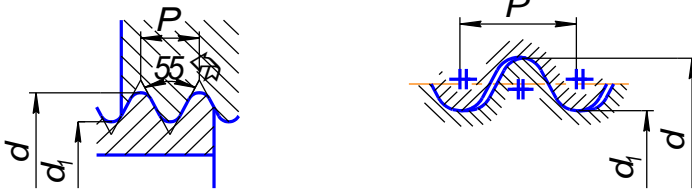


Рис. 25.8. Параметри різі: *a* – трубна циліндрична різь (ГОСТ 6357-81); *б* – кругла різь (СТ СЕВ 3293-81)

Витяг із ГОСТ 6357-81 для трубних циліндричних різей приведено в табл. 25.3

Позначення трубної різі: G 1½ - A (номінальний діаметр різі $d = 1\frac{1}{2}$ " , клас точності середнього діаметра – A або B).

Дюймова циліндрична різь – це кріпильна різь з трикутним профілем і кутом профілю $\alpha = 55^\circ$ (рис. 25.9). Всі параметри виражаються в дюймах ($1" = 25,4$ мм). Для трубною дюймовою різі розмір в дюймах характеризує умовно просвіт в трубі, а зовнішній діаметр суттєво більше.

Таблиця 25.3

Трубні циліндричні різі (витяг із ГОСТ 6357-81)

Позначення розміру різі в дюймах	Число ниток на 1"	Крок різі P , мм
¼	19	1,337
½	14	1,814
1	11	33,250
1 ½	11	47,805
2	11	59,616

Використовується при ремонтах імпортованих машин Великої Британії, США та ін.



Рис. 25.9. Вимірювання параметрів дюймової різі



Рис. 25.10. Цоколь електролампи з круглою різзю

Кругла різь (СТ СЕВ 3293-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба круглая. Профиль и основные размеры, рис. 25.8, б та 25.10) виготовляється способом від-

ливання на чавунних, скляних, пластмасових виробках; накачуванням, видавлюванням на листовому матеріалі.

Кругла різь використовується для гвинтів, які витримують велике динамічне навантаження, часто загвинчуються і відгвинчуються в забрудненому середовищі; для різьби на тонкостінних деталях. Кут профілю різі $\alpha = 30^\circ$.

Різь гвинтів, призначених для дерева, забезпечує рівну міцність витків різі в деталях із різних матеріалів (рис. 25.11).

25.4 Характеристика різі гвинтових механізмів

До основної різі, яка використовується у гвинто-

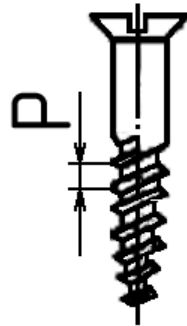


Рис. 25.11. Загальний вигляд і параметри гвинтів, призначених для дерева

вих механізмах, відноситься прямокутна, трапеційдна симетрична, трапеційдна несиметрична або упорна різі.

Різь прямокутна (рис. 25.12, *a*) використовується в малонавантажених передачах «гвинт–гайка».

Її виготовлення на токарно-гвинторізних верстатах характеризується низькою продуктивністю і точністю. Поширена мало, не стандартизована.

Трапецоїдна різь із симетричним профілем одно- і багатозахідна (ГОСТ 9484-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная. Профили; рис. 25.12, б) використовується для передавання реверсивного руху під навантаженням. Ця різь є основною різью для передачі «гвинт-гайка» (рис. 25.13) у гвинтових механізмах металорізальних верстатів, домкратів, реверсивних натискних пристроїв.

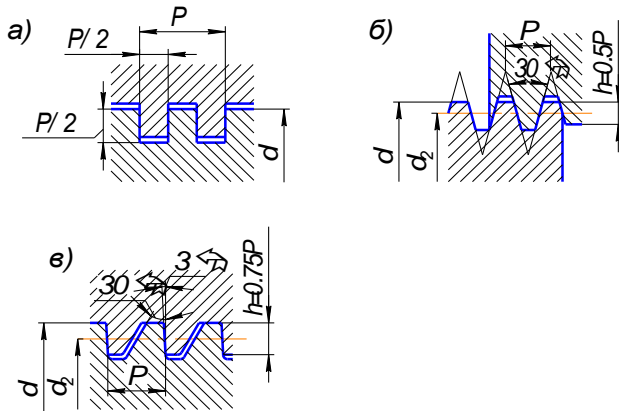


Рис. 25.12. Різи для гвинтових механізмів: *а* - різь прямокутна; *б* - трапецоїдна різь із симетричним профілем; *в* - упорна різь з несиметричним трапецоїдним профілем

Трапецоїдна різь забезпечує малі втрати на тертя, зручна у виготовленні, більш міцна порівняно з прямокутною різьбою. Кут профілю трапецоїдної різі $\alpha = 30^\circ$, робоча висота профілю $h = 0,5P$, середній діаметр $d_2 = d - 0,5P$, зазор в різі 0,15...1 мм.

**Трапецоїдні різі з симетричним профілем
(витяг із ГОСТ 9484 -81)**

Номинальний діаметр різі d , мм		Крок різі P , мм
1-й ряд	2-й ряд	
8		2; 1,5
	10	2; 3
12	14	2; 3
16; 20	18	2; 4
24; 28	22; 26	8; 5; 2
32; 36; 40	30; 34; 38; 42	3; 6; 10



Рис. 25.13. Загальний вигляд передачі «гвинт-гайка»

Витяг із ГОСТ 9484-81 для трапецоїдних різей приведений в табл. 25.4.

Позначення трапецоїдної різі: “ $Tr40 \times 6-7e$ ” (номинальний діаметр різі $d = 40$ мм, $P = 6$ мм, поле допуску $7e$); багатозахідних різей: “ $Tr40 \times 8(P4)-8e$ ” (номинальний діаметр різі $d = 20$ мм, кількісне значення ходу 8 мм (крок різі $P = 4$ мм, поле допуску $8e$).

Т



Рис. 25.14. Загальний вигляд будівничого домкрату

Упорну різь з несиметричним трапецоїдним профілем (ГОСТ 10177-82, див. рис. 25.12, в) використовують для гвинтів з великим одностороннім осьовим навантаженням у домкратах (рис. 25.14), пресах, натискних пристроях прокатних станів, для вантажних гаків тощо.

Кут нахилу робочої сторони профілю $\alpha_{p.c}$ для підвищення к.к.д. і можливості виготовлення фрезеруванням вибраний рівним 3° , кут нахилу неробочої сторони профілю $\alpha_{н.р.с} = 30^\circ$, робоча висота профілю $h = 0,75P$. Посилені упорні різі мають кут неробочої сторони профілю $\alpha_{н.р.с} = 45^\circ$.

Стандартні розміри упорної різі приведені в табл. 25.5.

Таблиця 25.5

Упорні різі з несиметричним трапецоїдним профілем
(витяг із ГОСТ 10177-82)

Номинальний діаметр d , мм	Крок різі P , мм
10	2
12; 14;	2; 3
16; 18; 20	2; 4
22; 24; 26; 28	2; 3; 5; 8
30; 32; 34; 36;	3; 6; 10
38; 40; 42	3; 6; 7; 10

Вибір типу і профілю різі визначається необхідними значеннями міцності, сили тертя, технологічністю виготовлення.

Кріпильні різі мають високу міцність, велику силу тертя, яка запобігає самовідгвинчуванню кріпильних деталей. В метричній кріпильній різі сили тертя на 12...15% більші, ніж у різях гвинтових механізмів.

Різі гвинтових механізмів повинні мати малі сили тертя, що забезпечує високий к.к.д. і зменшує інтенсивність спрацювання.

25.5 Основні типи кріпильних деталей

Для з'єднання деталей використовують гвинти (рисунки 25.15, *а*, 25.17), болти - гвинти з гайками (рисунки 25.15, *б*, 25.16), шпильки з гайками (рисунки 25.15, *в*, 25.18).

Розрізняють кріпильні деталі загального призначення, які достатньо поширені в машинобудуванні, і спеціального призна-

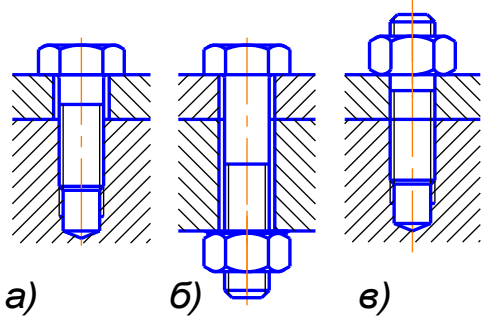


Рис. 25.15. Конструктивні особливості основних типів кріпильних деталей: *а* - гвинт; *б* - болт - гвинт з гайкою; *в* - шпилька з гайкою



Рис. 25.16. Загальний вигляд болта



Рис. 25.17. Загальний вигляд гвинта

чення, що мають обмежене використання, такі наприклад, як установочні болти (рис. 25.19), фундаментні болти (рис. 25.20, *а*), рим-болти (рис. 25.20, *б*) тощо.

Болти (див. рис. 25.16) використовуються для скріплення деталей невеликої товщини, пластин, фланців при наявності місця для розміщення головки болта і гайки; для скріплення деталей із матеріалів, які не забезпечують достатню міцність і довговічність різі; при необхідності частого загвинчування і розгвинчування з'єднання.

Болти не потребують нарізування різі в деталі, але не завжди зручні при складанні, викривлюють зовнішній вигляд виробу.

Болти загального призначення за точністю виготовлення діляться на болти нормальної і підвищеної точності. Останні використовують в особливо відповідальних з'єднаннях.

Болти виготовляються для постановки в отвори із зазором (рис. 25.21, а) і без зазору в отвори із-під розвертки (рис. 25.21, б). Останні використовуються при великому поперечному навантаженні з метою зменшення габаритів і підвищення надійності з'єднання. При дії змінного навантаження використовуються болти із зменшеним діаметром стежня, де відсутня різь (рис. 25.19,



Рис. 25.18. Загальний вигляд шпильки

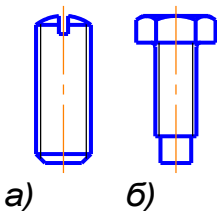


Рис. 25.19. Установочні гвинти

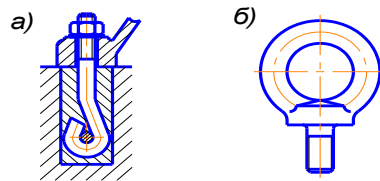


Рис. 25.20. Болти: а - фундаментний болт; б - рим-болт

в),

що збільшує його пружну податливість, а отже і динамічну міцність болтів. Діаметр стержня d_c зменшують до величини $d_c \approx 0,8d_1$.

Гвинти і шпильки (див. рисунки 25.17, 25.18) використовують у тих випадках, коли для заданої конструкції з'єднання постановка болтів є неможливою або нераціональною.

Гвинти і шпильки вимагають певної глибини загвинчування в одну із деталей з'єднання, матеріал деталі повинен мати певну міцність. При багаторазовому монтажі і демонтажі з'єднання для запобігання руйнування різі рекомендується використовувати шпильки або болти.

Гвинти загального призначення бувають кріпильними і установочними.

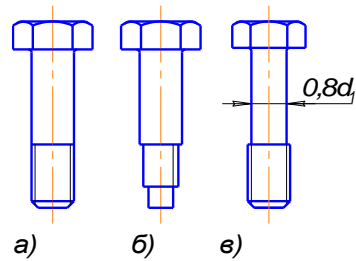


Рис. 25.21. Болти: *a* - болт для постановки в отвір з зазором; *б* - болт для постановки в отвір без зазору в отвори із під розвертки

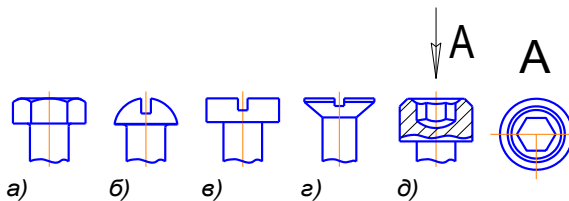


Рис. 25.22. Особливості конструкції головок гвинтів загального призначення

В залежності від розмірів і призначення головки гвинтів і болтів можуть бути (рис. 25.22, *a* - *д*): шестигранними (рис. 25.22, *a*), напівкруглими (рис. 25.22, *б*), циліндричними (рис. 25.20, *в*), потайними (рис. 25.22, *г*), циліндричними з шестигранним заглибленням під ключ (рис. 25.22, *д*) тощо.

В машинобудуванні поширені болти і гвинти з шестигранною головкою під ключ, як більш надійні і зручні в експлуатації

(вони допускають більшу силу затяжки і вимагають поворот ключа на 1/6 оберту до перехвату). Гвинти з головкою під викрутку дозволяють зменшити розміри фланця, покращити зовнішній вигляд виробу. Але викрутка не забезпечує достатньої сили затяжки гвинтів, тому їх використовують для мало навантажених з'єднань.

Установочний гвинт без головки із шліцом під викрутку показано на рис. 25.19, а, з шестигранною головкою під ключ – на рис. 25.19, б. Установочні гвинти мають різьбу по всій довжині.

Шпильки поширених конструкцій показано на рис. 25.18, а конструктивні параметри – на рис. 25.23.

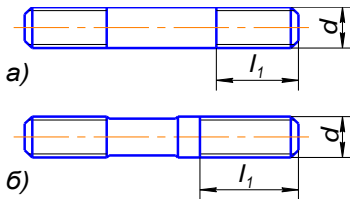


Рис. 25.23. Особливості конструкції шпильок:
а - типу А; б - типу Б

Шпильки типу А зручні при виготовленні різі різанням, шпильки типу Б – при накатуванні різі. Звичайно діаметр різі на обох кінцях шпильки однаковий. Глибина загвинчування гвинтів і шпильок l_1 в різьове гніздо залежить від матеріалу деталі. Для чавунних талей приймають $l_1 \approx 1,5d$, для сталевих деталей $l_1 \approx d$.

При динамічному навантаженні міцність шпильок вища міцності болтів того ж номінального

діаметру.

Гайки (рис. 25.24) – кріпильний виріб із різьгою в отворі, який використовується у нарізному з'єднанні в поєднанні з гвинтом, болтом чи шпилькою. Звичайно гайки виготовляють шестигранними під гайковий ключ.

В залежності від форми гайки бувають (рис. 25.25, а – в): шестигранними з однією або двома фасками (рис. 25.25, а), шестигранними прорізними (рис.



Рис. 25.24. Загальний вигляд гайки

25.25, б), шестиграними корончатими (рис. 25.25, в), круглими (рис. 25.25, з).

В машинобудуванні поширені шестигранні гайки, які виготовляються нормальної і підвищеної точності; круглі гайки (див. рис. 25.25, з) використовують для осьової фіксації деталей на валах.

В залежності від висоти шестигранні гайки бувають: нормальні – висота $H \approx 0,8d$; високі – висота $H \approx 1,2d$; низькі – висота $H \approx 0,5d$.

Високі гайки використовуються при частих загвинчуваннях і відгвинчуваннях для зменшення спрацювання різі і при великих силах загвинчування; низькі гайки – при малих силах загвинчування.

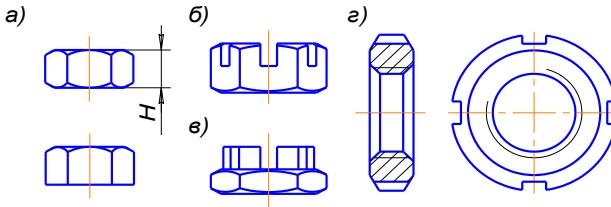


Рис. 25.25. Конструкція гайок: а - шестигранні з однією або двома фасками; б, в - шестигранні корончаті; з - круглі

При малих осьових силах і частих загвинчуваннях і відгвинчуваннях від руки використовують гайки з накаткою циліндричної поверхні або гайки – баранці (рис. 25.26).



Рис. 25.26. Гайка – баранець

Шайба - кріпильний виріб, який підкладають під гайку або головку болта, гвинта, шурупа, саморіза тощо для створення більшої площі опорної поверхні, запобігання самовідгвинчуванню кріпильної деталі. Збільшення площі притиску дозволяє застосувати більші зусилля затяжки, оберігає пове-

рхню деталей, що з'єднуються, від пошкоджень, збільшує ступінь ущільнення.

Найбільшого поширення набули плоскі, пружинні, стопорні з лапками, швидкознімні шайби тощо.

Пружинна шайба (шайба Гровера) - розрізна кругла шайба, кінці якої розташовані в різних площинах (див. рисунки 25.16 та 25.27). Служить для запобігання самовідвинчування різьбових з'єднань за рахунок виникнення пружної деформації шайби під навантаженням.

Шайби підкладні (див. рисунки 25.16 та 25.28) ставлять під гайки або головку болта для попередження зминання поверхонь деталей, що з'єднуються, попередження їх від задирок при загвинчуванні гайок і гвинтів, перекриття зазору між стержнем болта і отвором в деталі.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні і достатньо описані у відповідних довідниках і стандартах.



Рис. 25.27. Пружинна шайба



Рис. 25.28. Підкладна шайба

Сталеві кріпильні деталі поділяються на 12 класів міцності (гайки - на 7). Клас міцності болтів, гвинтів та шпильок позначається двома числами, що розділені крапкою.

Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності σ_s (МПа) матеріалу болта, а друге -

поділене на 10 і помножене на σ_s , дає границю текучості матеріалу болта.

Наприклад, для болта класу міцності 5.6:
 $\sigma_{s\min} = 5 \cdot 100 = 500 \text{ МПа}$; $\sigma_m = 6 \cdot 500 / 10 = 300 \text{ МПа}$.

Приклад умовного позначення болтів: “Болт 2М20х1,5-6gx60.56.016 ГОСТ 7798-70” - болт із шестигранною голівкою, виконання 2, $d = 20$ мм, $P = 1,5$ мм, поле допуску 6g, довжина болта 60 мм, клас міцності 5.6, покриття 01, товщина покриття 6 мкм.

Приклад умовного позначення гвинтів: “Гвинт А2М12х1,25-6gx40.88.35Х.019 ГОСТ 1491-80” - гвинт з циліндричною голівкою, виконання 2, $d = 12$ мм, $P = 1,25$ мм, поле допуску 6g, довжина гвинта 40 мм, клас міцності 8.8, сталь 35Х, покриття 01 товщиною 9 мкм.

Приклад умовного позначення шпильки: “Шпилька М20х1,5/2,5-6 gx100.66.023 ГОСТ 22035-76” - шпилька, $d = 20$ мм, крок на кінці, який загвинчується, $P = 1,5$ мм, на гайковому кінці $P = 2,5$ мм, поле допуску 6g, $l = 100$ мм, клас міцності 6.6, покриття 02 товщиною 3 мкм.

Приклад умовного позначення гайки “Гайка М16-6Н.5 ГОСТ 8381-73” - гайка кругла з радіально розміщеним отвором, $d = 16$ мм, крупний крок, поле допуску 6Н, клас міцності 5, без покриття.

25.6 Теорія гвинтової пари

Залежність між моментом загвинчування $T_{зг}$ та осьювою силою гвинта F . Розглянемо нарізне з’єднання, гвинт якого навантажений зовнішньою осьювою силою F (рис. 25.29). При складанні нарізного з’єднання для загвинчування гайки ключем до нього необхідно прикласти момент загвинчування $T_{зг}$, а до стержня гвинта - реактивний момент T_p , який утримує стержень від обертання.

Якщо врахувати момент сил тертя на опорному торці гайки T_m , то умову рівноваги моментів для цієї системи деталей можна записати так:

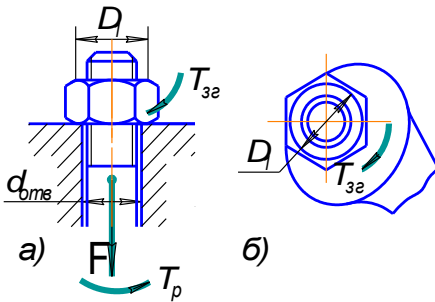


Рис. 25.29. Схема для визначення залежності між моментом T , що прикладений до гайки, та осьювою силою F

відхилена від нормалі $n-n$ на кут тертя φ . Зовнішніми силами для повзуна є осьова сила F і колова сила $F_t = 2T_p / d_2$.

Із рис. 25.30

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi), \quad (25.3)$$

де ψ - кут підйому витків різі.

При цьому

$$tg \psi = P_1 / (\pi d_2); \quad \varphi = arc \, tg \, f_{np};$$

де f_{np} - приведений коефіцієнт тертя в різі.

Тут приведений коефіцієнт тертя $f_{i\delta} = f / \cos \gamma$; $\gamma = \alpha/2$,

де f - коефіцієнт тертя в різі.

Звідки

$$T_p = 0,5Fd_2tg(\psi + \varphi). \quad (25.4)$$

Якщо прийняти за приведений радіус тертя середній радіус опорного торця гайки діаметром D_{cp} , то момент сил тертя опо-

$$T_{за} = T_p + T_m. \quad (25.2)$$

Реактивний момент сил у різі T_p можна визначити, якщо розглядати гайку у вигляді повзуна, який піднімається вздовж розгорнутих витків, як вздовж похилої площини (рис. 25.30).

Повзун знаходиться в рівновазі в тому випадку, коли рівнодіюча зовнішніх сил F_n , які діють на повзун, які діють на повзун, коли рівнодіюча зовнішніх сил F_n , які діють на повзун, коли рівнодіюча зовнішніх сил F_n , які діють на повзун,

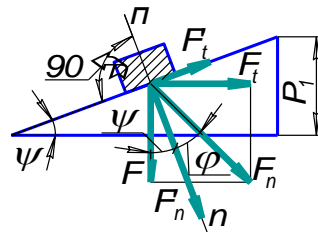


Рис. 25.30. Розподіл сил гайки при розгляданні її як повзуна, який піднімається вздовж витків, як вздовж похилої площини

рного торця

$$T_m = Ff \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad (25.5)$$

де $D_{cp} = (D_1 + d_{oms}) \cdot 2$; D_1 - зовнішній діаметр опорного торця гайки; d_{oms} - діаметр отвору під гвинт; f - коефіцієнт тертя на торці гайки.

Підставимо значення моментів T_p (25.4) і T_m (25.5) у формулу (25.2) і одержимо залежність між моментом загвинчування $T_{згв}$ та осьовою силою гвинта F .

$$\dot{O}_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{\dot{n}\dot{o}}}{d_2} \right) f + tg(\psi + \phi) \right]. \quad (25.6)$$

При відгвинчуванні гайки колова сила F_t і сили тертя F_m змінюють свій напрямок. В цьому випадку одержимо залежність $F_t = Ftg(\psi - \phi)$, і тоді момент відгвинчування

$$\dot{O}_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{\dot{n}\dot{o}}}{d_2} \right) f + tg(\psi - \phi) \right]. \quad (25.7)$$

Для метричної різі з нормальним кроком $\psi \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $D_{cp} \approx 1,4d$; $f \approx 0,15$. При цьому згідно формули (25.6)

$$\dot{O}_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} \approx 0,5Fd.$$

Прийнявши розрахункову довжину гайкового ключа рівною $14d$ і прирівнюючи момент на ключі, який створюється силою руки людини Q , до моменту $T_{згв}$, дістанемо співвідношення між осьовою силою F і силою, прикладеною людиною до ключа Q

$$14dQ \approx 0,2Fd. \quad (25.8)$$

Звідки

$$F \approx 70Q; \quad (25.9)$$

при $f \approx 0,1$

$$F \approx 100Q.$$

Таким чином, використовуючи кріпильні різі можна одержати вигреш в осьовій силі F до 70...100 разів порівняно із силами затяжки Q .

Самогальмування і к.к.д. гвинтової пари. Після закінчення монтажу нарізних з'єднань в період їх нормальної експлуатації момент загвинчування $T_{згв}$, що прикладений до гайки, а отже і колова сила F_b зникають, і сила тертя змінює свій напрямок. При таких умовах (див. рис. 25.30) повзун під дією осьової сили F не буде рухатися вниз до тих пір, поки буде виконуватися умова самогальмування нарізної пари.

Умовою самогальмування нарізної пари згідно рівнянню (25.6) є

$$T_{згв} > 0;$$

а лише для різі такою умовою є

$$tg(\varphi - \psi) > 0 \quad \text{або} \quad \psi < \varphi. \quad (25.10)$$

Всі кріпильні різі при статичному навантаженні є самогальмуючими; при змінному навантаженні, особливо при вібраціях, коефіцієнт тертя може знижуватися до значень $f = 0,02$ і умова самогальмування порушується.

К.к.д. η гвинтової пари знаходиться за відношенням моментів $T'_{згв}/T_{згв}$ (де момент $T_{згв}$ знаходиться за формулою (25.6), а момент $T'_{згв}$ - за тією ж формулою при $f = 0$ і $\varphi = 0$); в результаті одержимо рівняння для оцінки к.к.д.

$$\eta = \frac{tg \psi}{\left(\frac{D_{cp}}{d_2}\right) f + tg(\psi + \varphi)}. \quad (25.11)$$

Тільки для різьби (при $T_m = 0$) к.к.д. виражається рівнянням

$$\eta = \frac{tg \psi}{tg(\psi + \varphi)}. \quad (25.12)$$

Відповідно до формули (25.12) величина к.к.д. зростає із збільшенням кута підйому різі ψ і із зменшенням кута тертя φ .

Збільшення кута підйому різі ψ досягають при використанні багатоходових гвинтів, у яких $\psi = 20...25^\circ$. Зменшення кута тертя φ досягається при використанні для виготовлення нарізних деталей антифрикційних матеріалів, при змащенні поверхонь тертя, їх чистовій обробці, при встановленні підшипників під гайку або упорний торець гвинта тощо.

25.7 Розподіл осьового навантаження гвинта між витками різі

Задача про розподіл осьового навантаження гвинта F між окремими витками різі вперше була розв'язана проф. М.Е. Жуковським в 1902 р. і в подальшому підтверджена експериментально.

Установлено, що в з'єднанні «гвинт-гайка» осьове навантаження гвинта F розподіляється між окремими витками різі гайки нерівномірно.

Осьова сила F гвинта розтягує стержень і одночасно стискує гайку. Деформації розтягу стержня гвинта і стиску гайки приводять до деформацій нанесених на них витків різі. Відповідно до деформацій витків виникає перерозподіл навантаження, яке приходить на кожний виток.

Схему теоретичного розподілу осьового навантаження гвинта F для гайки, що має 10 витків різі, наведено на рис. 25.31. Як видно із графіка - на перший виток різі гайки припадає 34% повного осьового навантаження F , на другий виток різі гайки припадає 23% повного осьового навантаження F , а на 10-й виток різі гайки - менш як 1%.

Причиною цієї нерівномірності є неточність виготовлення різі, низька податливість витків різі відносно податливості гвинта та гайки тощо.

Нерівномірність роз-

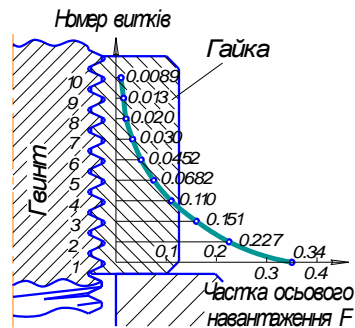


Рис. 25.31. Схема теоретичного розподілу навантаження між витками різби

поділу навантаження вздовж витків різі значно знижує загальну навантажувальну здатність нарізних з'єднань.

З метою зниження впливу цього негативного явища для нарізних з'єднань, які зазнають дії динамічних навантажень, використовують спеціальні гайки, які забезпечують вирівнювання навантаження на витки гвинта.

На рис. 25.32, а показано так звану висячу гайку, у якій вирівнювання розподілу навантаження в різі вздовж висоти гайки досягається за рахунок того, що при затяжці з'єднання як гвинт так і тіло гайки розтягуються. Крім того, в найбільш навантаженій зоні висяча гайка має меншу товщину, що збільшує її податливість.

Різновидом висячої гайки є гайка з внутрішньою кільцевою виточкою, яка показана на рис. 25.32, б.

У гайки (рис. 25.32, в) зрізано вершини нижніх витків різі гвинта під кутом $15...20^\circ$. Завдяки цьому збільшується податливість нижніх витків різі гвинта, так як вони стикаються з різьгою гайки не всією поверхнею, а тільки своїми вершинами, що знижує їх навантаження.

Використання спеціальних гайок дозволяє підвищити динамічну міцність різьбових з'єднань на $20...30\%$.

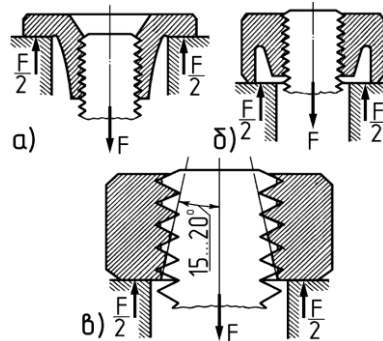


Рис. 25.32. Конструкція спеціальних гайок: а - висяча гайка; б - гайка з кільцевою проточкою; в - гайка, у якій зрізано вершини нижніх витків різьби

25.8 Способи стопоріння нарізних з'єднань

При статичному навантаженні всі кріпильні різі задовольняють умові самогальмування, розгвинчування деталей нарізних з'єднань під дією навантаження не відбувається і тому кріпильні деталі не вимагають додаткового стопоріння.

При вібраціях, змінному та ударному навантаженні коефіцієнт тертя між витками різі значно знижується і умова самогальмування в різі порушується. В результаті спостерігається самовідгвинчування різбових деталей. Це приводить до зниження надійності нарізного з'єднання і навіть до його повного розгвинчування.

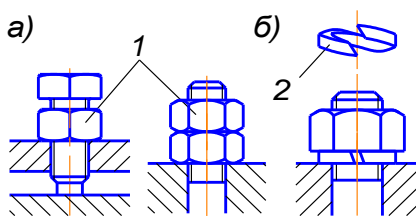


Рис. 25.33. Конструктивне рішення підвищення та стабілізація тертя в різбі шляхом постановки контргайки 1 (а); пружинної шайби 2 (б)

Щоб запобігти самовідгвинчуванню нарізних з'єднань використовуються різні способи їх стопоріння, які засновані на використанні трьох основних принципів.

1-й принцип попередження самовідгвинчування нарізних з'єднань - підвищення та стабілізація тертя в різі за рахунок постановки контргайки 1 (рис. 25.33, а, рис. 25.34), пружинної шайби 2 (рис. 25.33, б), використання в нарізних з'єднаннях пар з натягом у різбі тощо.

Контргайка - друга гайка (див. рисунки 25.33, а – 25.34) створює додатковий натяг і сили тертя в різі на розтягненій ділянці гвинта між гайками.

Пружинна шайба 2 (рис. 25.33, б) внаслідок своєї пружності підтримує натяг і додаткові сили в різі на одному-двох обертах гайки, зменшує вплив вібрацій на тертя в різі. Крім того, гострі кінці шайби врізають-



Рис. 25.34. Загальний вигляд сучасної жорсткої контргайки Hard roc

ся в деталь і гайку назустріч силам самовідгвинчування.

У самогальмуючих гайках тертя в різі підвищують обтискуванням верхньої прорізної зовнішньої частини „корони”, використанням пружних деформацій пружного кільця, вмонтованого в гайку.

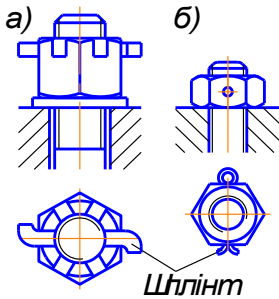


Рис. 25.35. Конструктивне рішення жорсткого з'єднання гайки із стержнем гвинта з допомогою шплінта



Рис. 25.36. Стопоріння гайки підшипника втулки переднього колеса автомобіля за допомогою шплінта

Використання описаних методів стопоріння зменшує число випадків самовідгвинчування в 6...8 разів.

2-й принцип попередження самовідгвинчування нарізних з'єднань - жорстке з'єднання гайки із стержнем гвинта, наприклад, з допомогою шплінта (рисунки 25.35 – 25.36) або прошивки дротом групи гвинтів (рис. 25.37).

Цей метод реалізується також за допомогою створення місцевих пластичних деформацій, наприклад, кернуванням гайок або головок гвинтів. Використовується для з'єднань, які не потребують розбирання при їх експлуатації.

3-й принцип попередження самовідгвинчування нарізних з'єднань - жорстке з'єднання гайки із детал-

лю з допомогою спеціальної шайби (рис. 25.38, а) або планки (рис. 25.38, б).

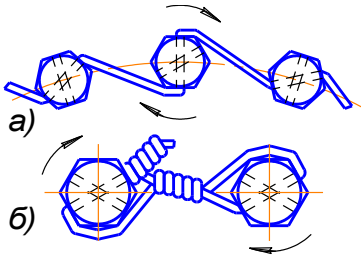


Рис. 25.37. Конструктивне рішення жорсткого з'єднання гайки із стержнем гвинта прошивкою дротом групи гвинтів

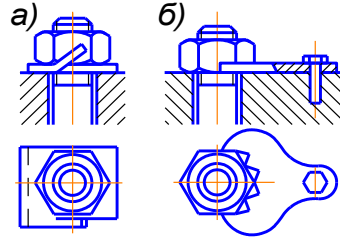


Рис. 25.38. Конструктивне рішення жорсткого з'єднання гайки із деталлю з допомогою спеціальної шайби (а) або планки (б)

25.9 Розрахунок на міцність стержня гвинта для різних випадків навантаження нарізних з'єднань

З'єднання незатягнутим гвинтом, що навантажений зовнішньою осьювою силою F , наведено на рис. 25.39, де зображено гаку для підвішування вантажу із хвостовиком у вигляді гвинта. Особливістю з'єднання гвинта гаку із траверсою є те, що гвинт не має попередньої затяжки і між деталями з'єднання є осьовий зазор.

При навантаженні гака осьовою силою F в стержні гвинта виникає деформація і напруга розтягу.

Небезпечним перерізом хвостовика гаку є переріз різі за найменшим діаметром стержня гвинта, тобто за внутрішнім діаметром різі d_1 .

Умова міцності хвостовика гаку за деформацією розтягу при статичному навантаженні має такий вигляд:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (25.13)$$

де $[\sigma]_p$ - допустима напруга розтягу в стержні гвинта (в хвостовику) гака.

Розрахунковий внутрішній діаметр d_1 різьби стержня гвинта знаходиться із (25.13)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}}. \quad (25.14)$$



Одержане значення внутрішнього діаметра d_1 округлюють до стандартного значення, за яким установлюють номінальний діаметр різьби гвинта d .

Допустима напруга матеріалу стержня гвинта $[\sigma]_p = \sigma_m / s$ (σ_m - границя текучості матеріалу гвинта; s - коефіцієнт запасу міцності; $s = 2 \dots 3$).

Рис. 25.39. Гак для підвішування вантажу із хвостовиком у вигляді гвинта

Гвинт, що затягнутий осьовою силою $F_{зат}$, зовнішнє навантаження відсутнє. Прикладом може бути закріплення ненавантажених герметичних кришок ємкостей,

люків корпусів редукторів та машин тощо (рисунки 25.40 – 25.41). В цьому випадку стержень гвинта розтягується осьовою силою $F_{з2}$, яка виникає від затягування гвинта, і закручується моментом сил у різі T_p .

Нормальна напруга σ_p , яка виникає в стержні гвинта, створюється осьовою силою $F_{зат}$.

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}. \quad (25.15)$$

Дотична напруга в стержні гвинта τ , яка створюється моментом T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{T_p}{0,2d_1^3}. \quad (25.16)$$

Міц-

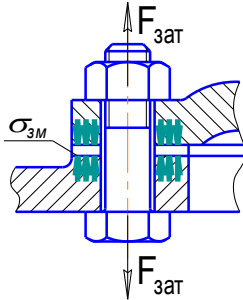


Рис. 25.40. Схема закріплення не навантажених герметичних кришок і люків



Рис. 25.41. Загальний вигляд вертикального редуктора, кришка та оглядовий люк якого закріплені невантаженими гвинтами

ність гвинта можна оцінити за еквівалентною напругою $\sigma_{екв}$, яка знаходиться за гіпотезою енергії формозмін

$$\sigma_{\hat{a}\hat{a}} = \sqrt{\sigma_{\delta}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_{\delta}, \quad (25.17)$$

де $[\sigma]_{\delta}$ – допустима напруга розтягнення матеріалу стержня гвинта.

Для стандартних метричних різей $\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma_p$. Це дозволяє розрахувати міцність гвинтів за спрощеною формулою за деформацією розтягнення

$$\sigma_{ек} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (25.18)$$

Таким чином, діаметри затягнутих гвинтів при відсутності зовнішнього навантаження можна розрахувати за екви-

валентною напругою розтягу, що збільшена в 1,3 рази (формула 25.13).

Гвинт затягнутий силою F_0 і навантажений додатковою осьовою силою F . Прикладом такого з'єднання є кріплення кришок резервуарів для газів і рідин з тиском, більше атмосферного; з'єднання для кріплення підшипникових вузлів тощо. В цьому випадку затяжка гвинтів повинна забезпечити герметичність з'єднання або нерозкриття стику (попередити появу зазору у з'єднанні) під дією зовнішнього навантаження.

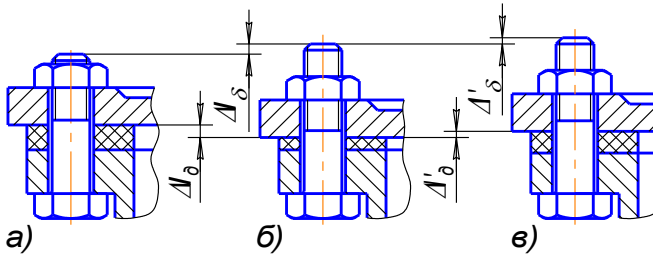


Рис. 25.42. Гвинт, що затягнутий з додатковим осьовим навантаженням: а - з'єднання без затяжки болта; б - з'єднання, що додатково навантажене силою F_0 ; в - з'єднання, що навантажене зовнішньою розтягуючою силою F

Задача розв'язується із урахуванням деформації деталей з'єднання. На рис. 25.42, а показано з'єднання без затяжки гвинта – це вихідне положення для розрахунку. Додамо з'єднанню додаткове навантаження силою затяжки F_0 (рис. 25.42, б). Тоді в результаті пружної деформації з'єднання гвинт розтягнеться на величину Δl_δ , а деталі з'єднання стиснуться на величину $\Delta l'_\delta$. Представимо результати попередньої затяжки з допомогою пружних деформацій розтягнення гвинта і стиску деталей графічно (рис. 25.43, а).

При появі зовнішнього навантаження з'єднання розтягуючою силою F , гвинт додатково видовжиться на величину $\Delta l'_\delta$, а стиск деталей зменшиться на величину $\Delta l'_\delta$ (див. рис. 25.42, б). При цьому лише частка зовнішньої сили F , яка дорівнює χF (рис. 25.43, б), буде додатково розтягувати гвинт на величину $\Delta l'_\delta$, а

залишкова частина зовнішньої сили F , яка дорівнює $(1-\chi)F$, зменшить стиск деталей з'єднання на величину $\Delta l'_\delta$. Тепер гвинт буде розтягуватися силою F_δ , а деталі з'єднання стискуватися силою F_δ .

Сила F_δ є сумарною силою на затягнутий гвинт

$$F_\delta = F_0 + \chi F; \quad (25.19)$$

сила F_δ – залишкова сила затяжки від одного гвинта

$$F_\delta = F_0 - (1 - \chi)F, \quad (25.20)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що показує, яка частина зовнішнього навантаження F сприймається гвинтом, тобто коефіцієнт χ урахує податливість гвинта і деталей з'єднання.

Величина коефіцієнта зовнішнього навантаження χ визначається із умови рівності додаткових деформацій гвинта і деталей з'єднання

$$\Delta l'_\delta = \Delta l'_\delta. \quad (25.21)$$

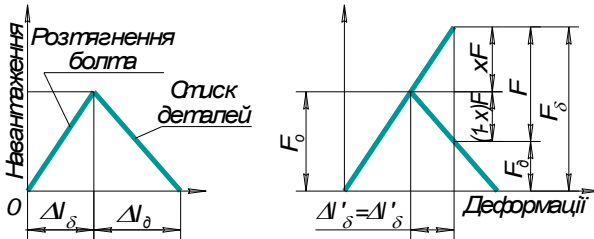


Рис. 25.43. Діаграма зусиль в нарізному з'єднанні

При наближених розрахунках приймають для з'єднання сталевих і чавунних деталей без пружних прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для з'єднання цих же деталей, але з пружними прокладками (гума, поліетилен, азбест тощо) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Мінімальну силу попередньої затяжки гвинта F_{0min} , яка забезпечує нерозкриття стику деталей з'єднання, визначають із формули (25.20) за граничним випадком, коли залишкова сила затяжки $F_\delta = 0$,

$$0 = F_{0min} - (1 - \chi)F$$

або

$$F_{o \min} = (1 - \chi)F. \quad (25.22)$$

Для забезпечення надійності з'єднання сила попередньої затяжки гвинта F_o повинна бути більшою $F_{o \min}$. Із умови збереження щільності стику деталей, що з'єднуються, і недопустимості створення зазору приймають

$$F_o = K_3(1 - \chi)F, \quad (25.23)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу попереднього затягування.

В з'єднаннях без прокладок при постійному навантаженні $K_3 = 1,25 \dots 2,0$, при змінному навантаженні $K_3 = 2,0 \dots 4,0$. Із умови герметичності в з'єднаннях із прокладками коефіцієнт запасу рекомендується підвищувати до $K_3 = 5$.

Замінімо у виразі (25.19) значення сили F_o із виразу (25.23), остаточно одержимо

$$F_o = K_3(1 - \chi)F + \chi F. \quad (25.24)$$

В розрахунках на міцність вплив обертаючого моменту при затяжці $T_{зз}$ урахувують коефіцієнтом величиною 1,3, що вводиться в формулу (25.24).

Якщо гвинт затягується тільки попередньо, то значення обертаючого моменту пропорційно силі затяжки F_o , а тому коефіцієнт 1,3 необхідно віднести до першого доданку формули (25.24), і розрахункова сила затяжки гвинта F_p буде дорівнювати:

$$F_p = 1,3K_3(1 - \chi)F + \chi F,$$

або

$$F_p = (1,3K_3(1 - \chi)F + \chi)F. \quad (25.25)$$

Міцність гвинта і його діаметр d визначають за еквівалентною напругою. Розрахункові формули

$$\sigma_{ек} = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}}. \quad (25.26)$$

Якщо гвинт під навантаженням затягується додатково, то значення обертаючого моменту пропорційно навантаженню на

болт F_b , тобто коефіцієнт 1,3 відносять до сумарного навантаження на затягнутий гвинт

$$F_p = 1,3(K_s(1 - \chi)F + \chi)F. \quad (25.27)$$

Розрахункові формули такі:

$$\sigma_{ек} = \frac{1,3 \cdot 4F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}}. \quad (25.28)$$

Болтове з'єднання деталей, що навантажене силами зсуву, використовується в металоконструкціях, резервуарах без тиску тощо.

Умовою надійності з'єднання є відсутність зсуву деталей у стик. Зустрічається два варіанти з'єднання деталей.

1-й варіант. Гвинт встановлено в отвори деталей із зазором (рисунки 25.44, 25.45). Попереднє затягування болта обов'язкове. Зовнішнє навантаження F повинно бути зрівноважене силами тертя на поверхні стиків деталей F_m , які утворюються від затяжки болтів.

Умова відсутності зсуву деталей

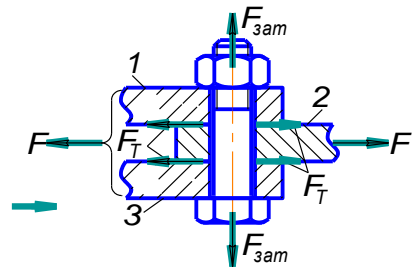


Рис. 25.44. Схема встановлення болта в отвір деталі із зазором



Рис. 25.45. Складання деталей металоконструкції за допомогою болтів, що поставлені із зазором

з'єднання

$$F \leq iF_m = iF_{зам}f, \quad (25.29)$$

де i - кількість площин стиків деталей (на рис. 25.44 - $i = 2$);
 f - коефіцієнт тертя в стиках; для сталі, чавуна $f = 0,15 \dots 0,20$.

Необхідна сила затяжки

$$F_{зам} = K_{зам}F / (ifz), \quad (25.30)$$

де $K_{зам}$ - коефіцієнт запасу; при статичному навантаженні $K_{зам} = 1,3 \dots 1,5$; при динамічному навантаженні $K_{зам} = 1,8 \dots 2$;
 z - кількість болтів з'єднання.

Міцність гвинта оцінюється за еквівалентною напругою за формулою (25.18).

Розрахункові формули

$$\sigma_{ек} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi d_1^2} = \frac{1,3 \cdot 4K_{зам}F}{\pi d_1^2 ifz} \leq [\sigma]_p; \quad (25.31)$$

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{\frac{K_{зам} F}{ifz[\sigma_p]}}. \quad (25.32)$$

2-й варіант. Гвинт встановлено в отвори деталей без зазору - під розвертку (рисунки 25.46 – 25.47). Зовнішня сила F передається безпосередньо на гвинт, сила тертя не враховується, затяжка болта не обов'язкова.

Умова міцності за напругою зрізу

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 iz} \leq [\tau], \quad (25.33)$$

де d - діаметр гвинта; z - кількість болтів з'єднання; i - кількість площин стиків деталей;

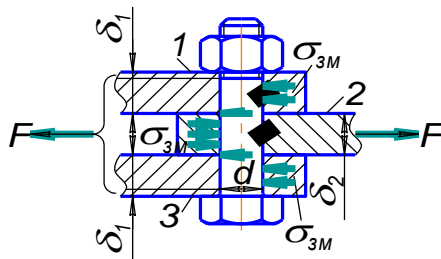


Рис. 25.46. Схема встановлення болта в отвір деталі без зазору

$[\tau]$ – допустима напруга зрізу стержня гвинта.

Для проектного розрахунку діаметр гвинта вибирається за формулою:

$$d \geq 1,3 \sqrt{\frac{F}{iz[\tau]}}. \quad (25.34)$$

Розрахунок за напругою зминання виконують за умовною напругою:

для середньої деталі

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{зм}];$$

(25.35, а)

для крайніх деталей

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{зм}];$$

(25.35, б)

де δ_2 , δ_1 - товщини середньої і крайніх деталей.

Формули (25.35) справедливі як для гвинта, так і для деталей з'єднання.

Встановлення гвинта з зазором за першим варіантом є дешевшим, ніж другий варіант (без зазору), так як не потребує забезпечення точних розмірів гвинта й отвору; однак другий варіант забезпечує кращі умови навантаження і центрування деталей.

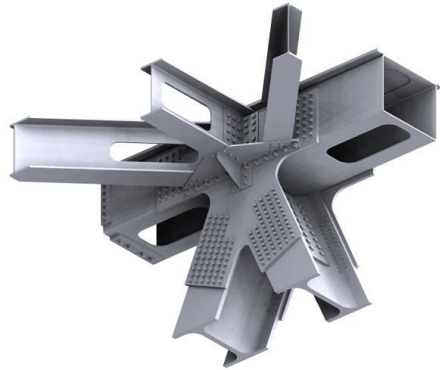


Рис. 25.47. Складання деталей металоконструкції за допомогою високоміцних болтів, що поставлені без зазору

25.10 Розрахунок групових болтових з'єднань

Метою розрахунку групових болтових з'єднань є визначення розрахункової сили для найбільш навантаженого болта. Розраху-

нок цього болта виконується за умовою міцності для розглянутих вище випадків навантаження (див. п. 25.9).

При виконанні розрахунків групових з'єднань допускають, що: 1) деталі, які з'єднуються, достатньо жорсткі і поверхні їх стику залишаються плоскими після навантаження з'єднання; 2) усі болти з'єднання мають однакові розміри і однакову затяжку; 3) болти в з'єднанні розміщено симетрично щодо двох взаємно перпендикулярних осей, які проходять через центр ваги площини стику деталей.

Болтове з'єднання навантажено осьовою силою, що проходить через центр ваги площини стику деталей. Типовим прикладом такого з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу. У цьому разі результуюча сила F_{Σ} тиску на кришку рівномірно розподіляється на болти. Для одного болта осьова сила

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z} \quad (z - \text{кількість болтів у з'єднанні}). \quad (25.36)$$

Потрібну силу попередньої затяжки кожного болта $F_{зам}$ вибирають із умови геометричності з'єднання:

$$F_{зам} = K_{зам} F, \quad (25.37)$$

де $K_{зам}$ - коефіцієнт затяжки, $K_{зам} = 1,25 \dots 2$ - при постійному навантаженні, $K_{зам} = 2,5 \dots 4$ - при змінному навантаженні.

Розрахункове навантаження болта F_p в практичних розрахунках беруть таким:

$$F_p = F_{зам} + (0,2 \dots 0,3) F. \quad (25.38)$$

Умова міцності болта в з'єднанні при статичному навантаженні

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (25.39)$$

Болтове з'єднання навантажено силами, що зсувають деталі в стик. Цей випадок характерний для болтового з'єднання фланцевих півмуфт, кріплення кронштейнів тощо.

Припустимо, що кронштейн навантажено зовнішньою силою F і закріплено трьома болтами, до того ж середній болт зна-

ходиться у центрі ваги стику (рис. 25.48, а). Довільно направлену силу F замінимо двома її складовими $F_1 = F \sin \alpha$ та $F_2 = F \cos \alpha$, які паралельні двом взаємно перпендикулярним осям симетрії з'єднання.

Дію сил F_1 та F_2 замінимо дією таких самих сил, що проходять через центр ваги, і моментом M (рис. 25.48, б):

$$M = F_1 h + F_2 l. \quad (25.40)$$

Навантаження на болти $F_{\delta 1}$ і $F_{\delta 2}$ відповідно від сил F_1 і F_2 беремо рівномірно розподіленими; для трьох болтів

$$F_{\delta 1} = \frac{F_1}{3}; \quad F_{\delta 2} = \frac{F_2}{3}. \quad (25.41)$$

Навантаження на болти $F_{\delta M}$ від моменту M обернено пропорційне відстані між осями болтів та центром ваги стику

$$F_{\delta M} = \frac{M}{2a} = \frac{F_1 h + F_2 l}{2a}. \quad (25.42)$$

Найбільш навантаженим болтом даного з'єднання є верхній болт; його сумарне навантаження

$$F_{\delta} = \sqrt{(F_{\delta 1} + F_{\delta M})^2 + F_{\delta 2}^2} \quad (25.43)$$

Якщо болти в з'єднанні поставлено без зазору, то міцність болтів розраховують за напругою зрізу і зминання (25.33) і (25.35) за навантаженням F_p .

Якщо болти поставлено із зазором, то загальну затяжку визначають по найбільш навантаженому (верхньому) болту. Необхідна сила затяжки визначається за формулою (25.30), а міцність - за формулою (25.31).

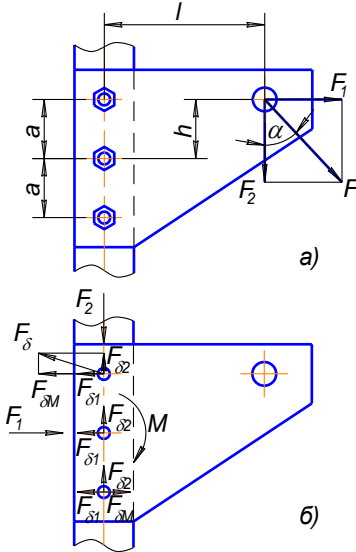


Рис. 25.48. Схема болтового з'єднання, що навантажене силами, які зсувають деталі в стику

Конструктивні рішення різьбових з'єднань машин відрізняються великою різноманітністю, їх розрахунки іноді зв'язані з великою складністю і трудомісткістю.

25.11 Матеріал нарізних виробів і допустима напруга

Для виготовлення стандартних нарізних виробів використовують сталі марок Ст3, сталь 10, 20, 35, 45 тощо. Ці сталі в умовах масового виробництва дозволяють виготовляти нарізні деталі методами холодного штампування з наступним накачуванням різі.

Леговані сталі 35Х, 40Х, 38ХА, 30ХГСА, ВТ16 тощо використовують для особливо відповідальних кріпильних виробів, які призначено для з'єднання швидкохідних і важконавантажених відповідальних деталей при змінному та ударному навантаженні, при їх роботі в агресивному середовищі, при високих температурах тощо.

Використовують також сплави кольорових металів (латунь, бронзу та інші).

При виборі матеріалу враховують умови роботи (температуру, корозію і т. п.), значення і характер навантаження (статичне, змінне), спосіб виготовлення та обсяг виробництва. Наприклад, стандартні кріпильні вироби загального призначення виготовляють із низько-, - і середньовуглецевих сталей типу сталь 10...35.

Для підвищення міцності, корозійної стійкості, жароміцності використовують спеціальні види термічної та хімікотермічної обробки, нанесення гальванічних й інших покриттів (цинкових, кадмієвих, хромових, мідних тощо).

Допустиму напругу і запаси міцності для нарізних деталей наведено у табл. 25.6, а також у таблицях І.2 [9], П.4[14], 15 [18]. Для болтів допустима напруга на розтягнення $[\sigma_p]$ визначається за формулою:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s_T]}, \quad (25.44)$$

де $[s_T]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнт $[s_T]$ залежить від характеру навантаження, матеріалу, діаметра болта, наявності контролю сили затяжки. Значення коефіцієнту запасу міцності $[s_T]$ при статичному навантаженні і неконтрольованій затяжці приведено в табл. 25.7.

При неконтрольованій затяжці запаси міцності значно зменшують, а допустима напруга залежить від діаметра болта. Тому розрахунок ведуть методом послідовного наближення. Спочатку задаються діаметром болта d і за таблицею 25.7 приймають значення допустимого коефіцієнта запасу міцності $[s_T]$. Якщо за результатами розрахунку отримують номінальний діаметр різьби d , який виходить за межі прийнятого інтервалу діаметрів, то задаються іншими значеннями d і $[s_T]$ і повторюють розрахунок.

Таблиця 25.6

Допустима напруга на розтяг $[\sigma_p]$ для болтів

Клас міцності	Границя міцності σ_B , Н/мм ²		Границя текучості σ_T , Н/мм ²	Марки сталі	
	min	max		болта	гайки
3.6	340; 300	490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	30; 35	10

Таблиця 25.7

Значення коефіцієнту запасу міцності $[S_T]$ при статичному навантаженні і неконтрольованій затяжці

Марка болта	Діаметр різьби d , мм		
	6...16	16...30	30...60
Вуглецева сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легована сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

При контрольованій зтяжці величина допустимого коефіцієнта запасу $[s_T]$ не залежить від діаметра болта d . Для будь-якого болта із вуглецевої сталі при статичному навантаженні $[s_T] = 1,3 \dots 2,5$ – більші значення для конструкцій підвищеної відповідальності або при низькій точності визначення діючого навантаження.

Зтяжка нарізних з'єднань контролюється спеціальними динамометричними ключами граничного моменту, які обмежують моменти, що прикладаються при зтяжці гайки.

Допустима напруга зрізу болтів

$$[\tau_{зр}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_m, \quad (25.45)$$

де σ_m – напруга текучості матеріалу болта.

Допустима напруга зминання болтів, що з'єднують сталі деталі,

$$[\sigma_{зм}] = 0,8 \sigma_m. \quad (25.46)$$

Контрольні запитання

1. Дайте загальну характеристику нарізних з'єднань.
2. Пригадайте класифікацію нарізних з'єднань.
3. Де використовуються нарізні з'єднання, які вони мають переваги та недоліки?
4. Назвіть геометричні параметри різь.
5. Дайте визначення геометричним параметрам різь.
6. Охарактеризуйте метричну кріпильну різь.
7. Дайте приклад позначення метричної кріпильної різі.
8. Охарактеризуйте трубну циліндричну різь.
9. Дайте приклад позначення трубної циліндричної різі.
10. Охарактеризуйте різь для гвинтових механізмів.
11. Дайте приклади позначення різі для гвинтових механізмів.
12. За якими критеріями проводиться вибір профілю різі.
13. Опишіть основні типи кріпильних деталей.
14. Опишіть область використання основних типів кріпильних деталей.
15. Які існують основні принципи стопоріння нарізних з'єднань?

16. Які вам відомі конструктивні рішення із стопоріння нарізних з'єднань?

17. Запишіть та проаналізуйте математичну залежність між моментом, що прикладений до гайки, і осьовою силою.

18. Яка умова самогальмування нарізної пари?

19. Назвіть причини нерівномірного розподілу осьового навантаження між витками різі.

20. Які конструктивні заходи використовують для вирівнювання навантаження між витками різі?

21. Що є критерієм розрахунку міцності з'єднання, що затягнуте болтом, який навантажений лише зовнішньою осьовою силою?

22. Що є критерієм розрахунку міцності з'єднання, в якому болт затягнутий, а зовнішнє навантаження відсутнє?

23. Що є критерієм розрахунку міцності з'єднання, в якому болт затягнутий з додатковим осьовим навантаженням?

24. Що є критерієм розрахунку міцності болтового з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву (1-й)?

25. Які особливості має розрахунок групових болтових з'єднань, що навантажені осьовою силою, яка проходить через центр ваги площин стику деталей?

26. Які особливості має розрахунок групового болтового з'єднання, що навантажене силами, які зсувають деталі в стику?

27. Які матеріали використовуються для виготовлення виробів нарізних з'єднань?

28. Як визначається допустима напруга і запаси міцності виробів нарізних з'єднань?

26 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ВАЛАМИ ТА ОСЯМИ

26.1 Загальні положення

Зубчасті колеса, шківви, муфти, маховики та інші деталі обертання складають у вузли на валах та осях (рис. 26.1). При цьому необхідно забезпечити надійне базування цих деталей на валах, вирішити питання, пов'язані з їх осьовим фіксуванням в заданому положенні. Базування зубчастих коліс, як правило, здійснюють за циліндричної посадочної поверхні при $l/d \geq 0,8$, а при $l/d < 0,8$ базування здійснюють по торцях. Так само базують інші деталі обертання.

Найбільш важливим питанням при цьому є передавання обертаючого моменту від деталі обертання до валу або навпаки від валу до деталі обертання.

До найбільш поширених з'єднань, які використовують для закріплення на валах і осях зубчастих коліс, шківів, муфт та інших деталей обертання відносять шпонкові, зубчасті (шліцьові), профільні, пресові з'єднання.



Рис. 26.1. Загальний вигляд шківви, встановленої на коліщастому валу за допомогою призматичної шпонки

Ці з'єднання навантажуються в основному обертаючим моментом.

При передаванні обертаючого моменту цими з'єднаннями неприпустимо застосування посадок із зазором, а перехідних посадок - вкрай небажано. Пояснюється це тим, що при наявності в з'єднанні зазору при обертанні вала відбувається обкочування з ковзанням поверхонь вала і отвору насаджених на ньому деталей, що призводить до їх спрацювання. Тому на посадочних поверхнях вала і отвору деталей обертання слід створювати натяг, що гарантує нерозкриття стику.

26.2 Шпонкові з'єднання

Загальна характеристика шпонкового з'єднання.

Шпонкові з'єднання (див. рис. 26.1) здійснюються за допомогою шпонок. Шпонкою (рис. 26.2) називають деталь, яка встановлюється в пазах деталей, що стикаються, і яка перешкоджає відносному обертанню або зсуву цих деталей.

Шпонки стандартизовані.

Шпонкові з'єднання широко використовуються в машинобудуванні при малому і середньому навантаженні деталей, що розміщені на валах, при наявності у цих деталей довгих посадочних втулок, при необхідності легкого складання і розбирання з'єднання.



Рис. 26.2. Загальний вигляд призматичних шпонок

Переваги шпонкових з'єднань: простота конструкції складання і розбирання; надійність в експлуатації; компактність.

Недоліки: послаблення вала і втулки шпонковим пазом; наявність значної концентрації напруги в зоні шпонкового паза, що знижує опір втомленості вала; необхідність

збільшення довжини посадочних втулок при передаванні великих обертових моментів; високі вимоги до точності виготовлення шпонкових пазів; низька взаємозамінність деталей, так як підгонка і підбір шпонки по пазу виконується вручну.

Шпонкові з'єднання бувають ненапруженими і напруженими (див. рис. 26.3).

Ненапружені з'єднання здійснюються за допомогою призматичних і сегментних шпонок.

Напружені з'єднання здійснюються за допомогою клинових та тангенціальних шпонок. При складанні напруженого з'єднання у валу і деталі, яка встановлюється на валу, виникають деформації.

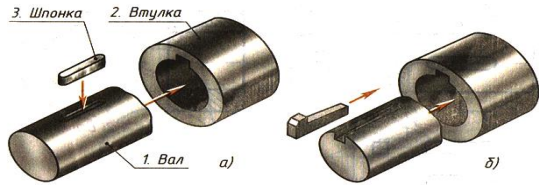


Рис. 26.3. Схема взаємодії конструктивних елементів шпонкового з'єднання

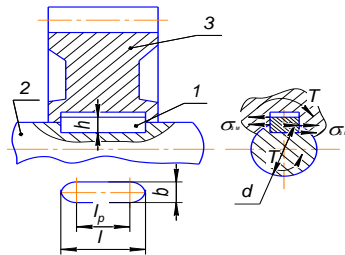


Рис. 26.4. Конструкція шпонкового з'єднання;
1 – шпонка; 2 – вал;
3 – зубчасте колесо

З'єднання призматичними шпонками (ГОСТ 23360-78, ГОСТ 10748-79) найбільш поширене (рисунки 26.1 – 26.4).

За формою торців розрізняють призматичні шпонки трьох виконань 1, 2 і 3.

Шпонки виконання 1 із закругленими торцями зазвичай розміщують на валах в пазах, які оброблені кінцевою фрезою; плоскі торці шпонок виконання 2 і 3 розміщують біля деталей (кінцеві шайби і т. п.), які перешкоджають осьовому переміщенню шпонок. Шпонкові пази обробляють дисковою фрезою; ця обробка зменшує концентрацію напруги на валу.

З'єднання призматичними шпонками вимагає точного виготовлення вала і отвору.

Таблиця 26.1

Розміри перерізів призматичних шпонок (за ГОСТ 23360-78)

Діаметр вала d	Переріз шпонки		Глибина пазу	
	b	h	вала t_1	маточини t_2
	Розміри, мм			
≥ 22 до 30	8	7	4	3,3
≥ 30 до 38	10	8	5	3,3
≥ 38 до 44	12	8	5	3,3
≥ 44 до 50	14	9	5,5	3,8
≥ 50 до 58	16	10	6	4,3
≥ 58 до 65	18	11	7	4,4

Зауваження. Довжину шпонки вибирають із ряду: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ..., 500

Розрахунок призматичних шпонок. Розміри перерізу шпонок (ширину b і висоту h) і глибину паза t_1 (див. рис. 26. 4) вибирають в залежності від діаметра вала d за ГОСТ 23360-78 (табл. 26.1).

Довжину шпонки конструктивно вибирають на 5...10 мм меншою довжини втулки і узгоджують із стандартом.

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (26.1)$$

$$\tau = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]. \quad (26.2)$$

Працездатність стандартних шпонок визначається умовою (26.1).

Значення допустимої напруги на зминання для шпонкових з'єднань приймають як для нерухомих з'єднань (таблиці 2 [18], [9]):

при перехідних посадках $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150 \text{ МПа}$;

при посадках з натягом $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 200 \text{ МПа}$.

Менші значення для чавунних втулок і при різких змінах напруги.

У рухомих в осьовому напрямку з'єднаннях для попередження задирок і обмеження спрацювання допустиму напругу значно знижують. При цьому приймають $[\sigma_{зм}] = 20 \dots 30 \text{ МПа}$.

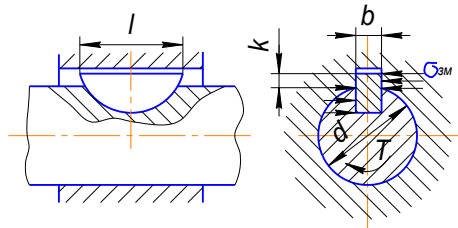


Рис. 26.5. З'єднання з сегментною шпонкою

Якщо розрахункова напруга $\sigma_{зм}$ перевищує допустимі значення $[\sigma_{зм}]$ більше як на 5%, то використовують дві шпонки.

Для проектного розрахунку із формули (26.1) визначають формулу для розрахунку робочої довжини шпонки

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{зм}]}. \quad (26.3)$$

Знайдена робоча довжина шпонки l_p узгоджується із стандартом (див. табл. 26.1) і повинна бути на 5...10 мм меншою довжини маточини деталі, яка насаджена на вал.

Для деталей, що повинні переміщуватися вздовж валів, використовують напрямні шпонки (ГОСТ 8790-79), які закріплюють на валах гвинтами.

Сегментна (ДСТУ ГОСТ 24071:2005, IDT; ИСО 3912:1977, MOD), рис. 26.5 – 26.6) **і циліндрична** (рис. 26.7) **шпонки** є різновидом призматичної шпонки, їх принцип роботи аналогічний.

Перевагою сегментних і циліндричних (див. далі) шпонок є технологічність, стійке положення на валу.

Недолік сегментних шпонок - послаблення вала глибоким пазом.

Аналогічно до з'єднання призматичною шпонкою умовою міцності сегментних шпонок є

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{kl_p d} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (26.4)$$

де k - висота виступаючої частини сегментної шпонки; l_p - її робоча довжина.

Так як сегментна шпонка тонка, то її необхідно перевіряти на зріз.

Умова міцності з'єднання сегментною шпонкою за напругою зрізу

$$\tau = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]. \quad (26.5)$$

Циліндричні шпонки (рис. 26.7) ви-



Рис. 26.6. Складання з'єднання з сегментною шпонкою

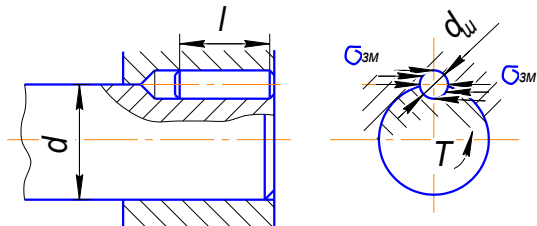


Рис. 26.7. Схема з'єднання з циліндричною шпонкою

користовують для закріплення деталей на кінцях валів. Циліндричні шпонки встановлюють в отворах деталей з натягом.

Умова міцності з'єднання циліндричною шпонкою

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{ш} l d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (26.5)$$

де $d_{ш}$ - діаметр циліндричної шпонки; l - її довжина.



Рис. 26.8. Загальний вигляд клинової шпонки

Приклади умовних позначень призматичних та сегментних шпонок: "Шпонка 2-10x8x40 ГОСТ 23360-78" (вид виконання, виконання 1 не вказується; розміри перерізу $b \times h$ і довжина l шпонки: $b = 30$ мм, $h = 8$ мм, $l = 40$ мм); для сегментної шпонки: "Шпонка 5x10 ГОСТ 24071-80" (виконання 1, товщина $b = 5$ мм, висота $h = 10$ мм).

Напружені шпонкові

з'єднання здійснюються за допомогою клинових шпонок (рисунки 26.8 – 26.9).

За способом розміщення на валах клинові шпонки бувають: врізані, на лисці, фрикційні, тангенціальні (ДСТУ ГОСТ 24069:2005 (ІСО 3117:1977, MOD) Основні норми взаємозамінності. Тангенціальні шпонки та шпонкові пази (ГОСТ 24069-97 (ІСО 3117-77, MOD), ІДТ)).

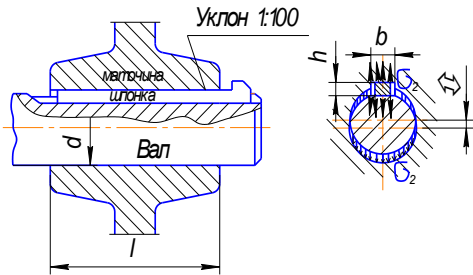


Рис. 26.9. Схема з'єднання клиновими шпонками - врізаними

З'єднання клино-

вими шпонками, наприклад, врізаними (див. рис. 26.9) характеризується вільною - з зазором посадкою втулки на вал; розміщенням шпонки у пазах деталей, що з'єднуються, з зазорами по бокових гранях; передачею обертаючого моменту від вала до втулки силами тертя, які створюються в з'єднанні від запресування шпонки.

Запресування шпонки у пазах деталей зміщує геометричні центри вала і втулки на деяку відстань Δ , яка дорівнює половині зазору посадки і деформації деталей. Це зміщення приводить до дисбалансу, який є причиною виникнення вібрацій на великих обертах. Крім того, клинова форма шпонки може привести до перекосу деталей і до погіршення їх працездатності, наприклад, зубчастих передач.

Все це привело до того, що в умовах сучасного виробництва використання клинових шпонок різко скоротилось.

26.3 Зубчасті (шліцьові) з'єднання

Конструкція і класифікація. Шліцьові з'єднання «вал – втулка» являють собою з'єднання, яке створено виступами-зубами на валу, що входять у западини - шліці відповідної форми у втулці (рис. 26.10 – 26.11).



Рис. 26.10. Загальний вигляд шліцьового з'єднання карданого вала автомобіля

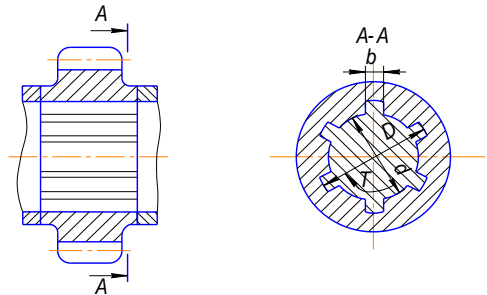


Рис. 26.11. Схема шліцьового з'єднання «вал – втулка»

Використовуються для жорсткого нерухомого з'єднання втулки з валом у швидкохідних високонавантажених машинах, для з'єднання деталей з осьовими переміщеннями, наприклад, свердлильних шпинделів, карданних валів (рис. 26.10), рухомих зубчастих коліс у коробках передач тощо.

Порівняно із шпонковими зубчасті з'єднання мають такі переваги: більшу несучу здатність при однакових габаритах; більшу міцність вала на втому; високу надійність при передаванні динамічного і реверсивного навантаження; краще центрування деталі.

Недоліки: складна технологія виготовлення, висока вартість.

За формою профілю зубів розрізняють прямобічні (ГОСТ 1139-80), евольвентні (ГОСТ 6033-80) і трикутні з'єднання.

З'єднання з прямобічними зубами поширено в машинобудуванні, його виконують з центруванням: по бокових гранях b (рис. 26.12, *a*), по зовнішньому D (рис. 26. 12, *б*) або внутрішньому d діаметрах (рис. 26. 12, *в*).

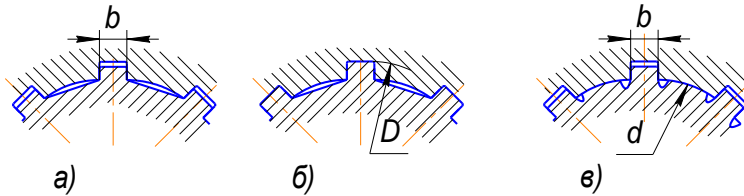


Рис. 26.12. З'єднання з прямобічними зубами: *a* - центрування по бокових гранях b ; *б* - центрування по зовнішньому діаметру D ; *в* - центрування по внутрішньому діаметру d

Центрування по бокових гранях b (див. рис. 26. 11, *a*) забезпечує рівномірний розподіл навантаження між зубами з'єднання; його використовують для передавання великих моментів, при ударному та реверсивному навантаженні, наприклад, у

шліцевих з'єднаннях карданних валів автомобілів. Центрування по діаметрах D і d (див. рис. 26.12, б, в) забезпечує високу точність співвісності вала і маточини.

Стандартом (ГОСТ 1139-80) передбачено три серії з'єднання з прямобічними зубами: легка, середня і важка; вони відрізняються висотою і кількістю зубів (6...20 зубів). Легка серія використовується в нерухомих з'єднаннях, середня – в рухомих, важка – в нерухомих та рухомих для передавання великих моментів.

Умовне позначення з'єднання з прямобічними зубами: " $D-8x56x62 H8/h7x10F 10/ h9$ " (літера, що позначає поверхню центрування - D ; $z = 8$; $d = 56$ мм; $D = 62$ мм, посадка діаметра $D H8/h7$; $b = 10$ мм; посадка розміру $b F10/h9$).

З'єднання з евольвентними зубами (ГОСТ 6033-80) використовують для великих діаметрів валів (до 500 мм); центрування деталей проводять по бокових гранях b (рис. 26.13, а) або по зовнішньому діаметру D (рис. 26.13, б).

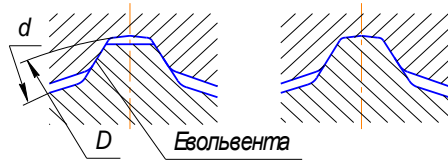


Рис. 26.13. Шліцеве з'єднання з евольвентними зубами: а - центрування по бокових гранях b ; б - центрування по зовнішньому діаметру D

Порівняно з прямобічними зубами евольвентний профіль забезпечує більш високу точність з'єднання і міцність шліців, цей профіль менше послаблює вал.

Позначення з'єднання з евольвентним профілем: " $50x2xH9/g9$ ГОСТ 6033-80" (номінальний діаметр з'єднання $D = 50$ мм, модуль $t = 2$ мм, посадка з'єднання $H9/g9$, яка розміщується після розміру центруючого

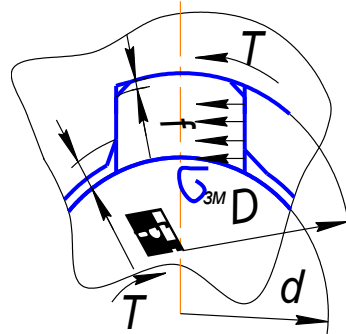


Рис. 26.14. Розрахункова схема шліцевих з'єднань

ту).

З'єднання з трикутним профілем зубів виготовляють з центруванням тільки по бічних сторонах зубів і використовують як нерухоме при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах по діаметру.

Основні критерії працездатності і розрахунок з'єднання. Основними критеріями працездатності і розрахунку зубчастих з'єднань є:

1). Опір робочої поверхні зубів зминанню.

2). Опір зубів спрацюванню від фреттінг-корозії, яка виникає при малих відносних коливальних переміщеннях навантажених поверхонь внаслідок наявності зазорів та деформацій.

Якщо з'єднання навантажене лише обертаючим моментом T , його розраховують за першим критерієм.

Для спрощеної розрахункової моделі опір робочої поверхні зубів зминанню (рис. 26.14)

$$\sigma_{\zeta i} = \frac{2T}{k_{\zeta} z h d_{\text{ср}} l} \leq [\sigma_{\zeta i}], \quad (26.7)$$

де T - номінальний обертаючий момент; k_{ζ} - коефіцієнт нерівномірності навантаження зубів, $k_{\zeta} = 0,7 \dots 0,8$; z - кількість зубів; h - робоча висота зубів; l - робоча довжина зубів, $d_{\text{ср}}$ - середній діаметр з'єднання.

Для прямобічних зубів

$$h = 0,5(D - d) - 2f_{\sigma}; \quad d_{\text{ср}} = 0,5(D + d),$$

для евольвентних зубів

$$h \approx m; \quad d_{\text{ср}} = z m,$$

де m - модуль зубів; $[\sigma_{\zeta m}]$ - допустима напруга зминання (див. табл. 26.2, а також табл. 6.1 [9], 6 [18]).

Для прямобічних зубчастих з'єднань валів з зубчастими колесами, муфтами та деякими іншими деталями може використовуватися уточнений розрахунок зубчастих (шліцьових) з'єднань за ГОСТ 21425-75.

Згідно із стандартом

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{k_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}] \quad (26.8)$$

а допустима напруга

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_m}{s k_3 k_{пз} k_n k_\delta}, \quad (26.9)$$

де σ_m - границя текучості матеріалу робочої поверхні зубів; s - коефіцієнт запасу міцності, $s = 1,25 \dots 1,4$, менші значення для незагартованих поверхонь; k_3 - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами, $k_3 = 1,6 \dots 3,0$; $k_{пз}$ - коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження, див. табл. 6.3 [9]; k_n - коефіцієнт концентрації навантаження від похибки виготовлення, $k_n = 1,1 \dots 1,6$, при низькій точності – більші значення; k_δ - коефіцієнт динамічності навантаження, $k_\delta = 1,4 \dots 2,5$.

Таблиця 26.2

Допустима напруга змінання $[\sigma_{зм}]$ зубчастих (шліцьових) з'єднань

Тип з'єднання	Умови експлуатації	$[\sigma_{зм}], \text{МПа}$	
		$\leq \text{HB } 350$	$\geq \text{HRC } 40$
Нерухоме	<i>а</i>	35...50	40...70
	<i>б</i>	60...100	100...140
	<i>в</i>	80...120	120...200
Рухоме без напруження (наприклад, коробки швидкостей)	<i>а</i>	15...20	20...35
	<i>б</i>	20...30	30...60
	<i>в</i>	25...40	40...70
Рухоме під напруженням	<i>а</i>	-	3...10
	<i>б</i>	-	5...15
	<i>в</i>	-	10...20

Розрахунок на спрацювання за критерієм опору спрацюванню зубів від фреттинг-корозії, виконують за умовою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{k_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}]_{cпр}, \quad (26.10)$$

де $[\sigma_{зм}]_{спр}$ - допустима напруга на спрацювання; при цьому

$$[\sigma_{зм}]_{спр} = \frac{[\sigma_{зм}]_{ум}}{k_3 k_{пз} k_H k_\psi k_{зм} k_{ор}}, \quad (26.11)$$

де $[\sigma_{зм}]_{ум}$ - допустимий умовний тиск при числі циклів $N = 10^8$ і постійному режимі навантаження (табл. 26.3, а також табл. 26.5 [9]); k_3 - коефіцієнт нерівномірності навантаження зубів, табл. 6.2 [9]; $k_{пз}$ - коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження; k_H - коефіцієнт змінності навантаження (табл.6.4 [9]); k_ψ - коефіцієнт кількості циклів мікроссувів за повний строк служби: $k_\psi = \sqrt[3]{N/10^8}$, де $N = 60tn$, t - строк служби, n - частота обертання, $хв^{-1}$; $k_{зм}$ - коефіцієнт умови змащення, $k_{зм} = 0.7 \dots 1.4$; $k_{ор}$ - коефіцієнт осьової рухомості з'єднання, $k_{ор} = 1 \dots 3$.

Таблиця 26.3

**Допустимий умовний тиск $[\sigma_{зм}]_{ум}$ зубчастих
(шліцьових) з'єднань**

Термічна обробка і середня твердість поверхні					
без обробки HB 218	покращення HB 270	гартування			цементация або азотування 60 HRC
		40 HRC	45 HRC	52 HRC	
Найбільший тиск $[\sigma_{зм}]_{ум}$, МПа					
95	110	135	170	185	205

Якщо розрахункові значення напруги $\sigma_{зм}$ або $\sigma_{зм.спр}$ перевищують допустимі значення $[\sigma_{зм}]$ або $[\sigma_{зм}]_{спр}$ більше, як на 5%, то збільшують довжину втулки l або приймають іншу серію і повторюють розрахунки.

**Допустимий умовний тиск зубчастих
(шліцьових) з'єднань**

Термічна обробка і середня твердість поверхні					
без об- робки <i>HV 218</i>	Покраще- ння <i>HV 270</i>	гартування			цемен- тація або азоту- вання <i>60 HRC</i>
		40 <i>HRC</i>	45 <i>HRC</i>	52 <i>HRC</i>	
Найбільший тиск [$\sigma_{зм}$] <small>УМОВН.</small> , МПа					
95	110	135	170	185	205

26.4 Пресові з'єднання

Загальні відомості. Пресові з'єднання - це з'єднання циліндричних деталей за допомогою посадок з гарантованим натягом (рис. 26. 15). Найбільш поширеними є циліндричні пресові з'єднання, тобто такі, в яких одна деталь, що має отвір, охоплює іншу по циліндричній поверхні. Натягом називають позитивну різницю діаметрів вала та отвору: $N = B - A$.

Після складання деталей у вузол за посадкою із гарантованим натягом внаслідок пружних та пластичних деформацій діаметр d посадочної поверхні стає загальним (рис. 26.16). При цьому на поверхні виникає питомий тиск p і відповідні йому сили тертя, які забезпечують нерухомість з'єднання при його обертovому та осьovому навантаженні.

За способом складання циліндричні з'єднання з натягом ділять



Рис. 26.15. Пресове з'єднання вінця та колісного центру черв'ячного колеса

на з'єднання, які складають запресуванням, і з'єднання, які складаються з попереднім нагріванням деталі охоплюючої (втулки) або з охолодженням охоплюваної деталі (вала).

Прикладами використання пресового з'єднання є: колісні центри і бандажі рейкового транспорту (рис. 26. 17), вінці зубчатих і черв'ячних коліс (див. рис. 26. 15), диски турбін, ротори електродвигунів, підшипники кочення, кривошипи, пальці кривошипів, деталі складових колінчастих валів тощо.

Переваги пресового з'єднання: простота і технологічність, низька вартість і можливість масового використання, точне центрування деталей і рівномірне розподілення навантаження по всій посадочній поверхні, можливість передавання великого знакозмінного навантаження, в т. ч. вібраційного і ударного.

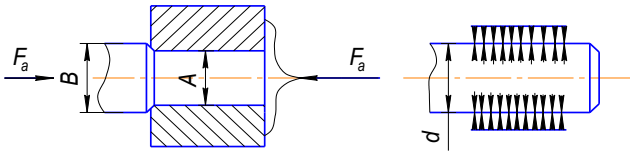


Рис. 26.16. Технологія створення пресового з'єднання

Недоліки з'єднання: складність процесу складання і особливо розбирання, підвищені вимоги до точності виготовлення деталей з'єднання, залежність навантажувальної здатності пресового



Рис. 26.17. Колісна пара рейкового транспорту

з'єднання від випадкових факторів – величини розсіювання коефіцієнта тертя і натягу, впливу температури на міцність з'єднання.

Розрахунок міцності пресових з'єднань. Втрата працездатності пресового з'єднання викликається ослабленням деталей в посадці і найчастіше у з'єднаннях, деталі яких сприймають при роботі ударне або циклічне навантаження. При ослабленні деталей у посадці в одному випадку відбувається наклеп, в іншому - обертання однієї деталі щодо іншої. В останньому випадку спостерігається спрацювання деталей, а в окремих випадках і задирка контактуючих поверхонь.

Відповідно до цього розрахунок міцності пресових з'єднань виконують за двома критеріями:

- за умовою міцності (нерухомості) безпосередньо з'єднання;
- за умовою міцності деталей.

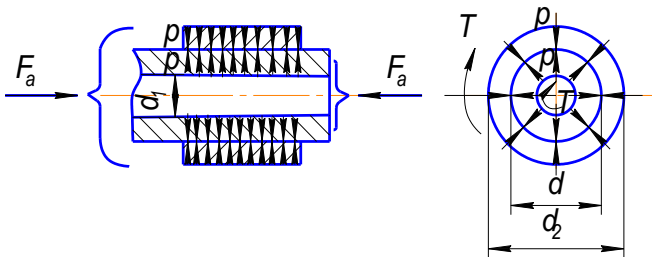


Рис. 26.18. Схема розрахунку пресових з'єднань

Умова міцності пресового з'єднання при його навантаженні осьовою силою F_a (рис. 26.18)

$$KF_a \leq fp\pi dl, \quad (26.12)$$

де K - коефіцієнт запасу, $K = 1,5 \dots 4$; p - тиск на поверхні контакту; f - коефіцієнт тертя, для сталі і чавуну, $f = 0,08 \dots$

0,10 - при складанні запресуванням; $f = 0,12 \dots 0,15$ - при складанні з нагріванням або охолодженням однієї із деталей.

З формули (26.12) необхідний тиск на посадочній поверхні

$$p = \frac{KF_a}{f\pi dl}. \quad (26.13)$$

Умова міцності з'єднання при його навантаженні обертаючим моментом T

$$KT \leq (fp\pi dl)/2. \quad (26.14)$$

Звідси тиск p на посадочній поверхні з'єднання

$$p = \frac{2KT}{fp\pi d^2}. \quad (26.15)$$

При сумісній дії на з'єднання осьової сили F_a і обертаючого моменту T маємо

$$K\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq fp\pi dl, \quad (26.16)$$

де F_t - колова сила, $F_t = 2T/d$.

З формули (26.15)

$$p = \frac{K\sqrt{F_a^2 + F_t^2}}{fp\pi dl}. \quad (26.17)$$

Розрахунковий натяг N_p пресового з'єднання визначається за теорією товстостінних циліндрів

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (26.18)$$

де C_1, C_2 - коефіцієнти Ляме; E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів вала і втулки.

Звідки

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2,$$

де μ_1, μ_2 - коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки; для сталі $\mu = 0,25 \dots 0,30$, для чавуна $\mu = 0,25 \dots 0,27$.

Дійсний натяг N_δ з поправкою на зрізання шорсткості поверхні:

$$N_\delta = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (26.19)$$

де R_{z1}, R_{z2} - висоти нерівностей контактуючих поверхонь з'єднання.

Якщо складання з'єднання виконують шляхом нагрівання або охолодження однієї із деталей, то $N_\delta = N_p$.

26.5 З'єднання посадкою на конус

З'єднання посадкою на конус подібне пресовому і використовується для закріплення деталей на кінцях валів (рис. 26.19). Тиск на конічній поверхні з'єднання створюється в результаті загвинчування гайки.



Рис. 26.19. Загальний вигляд конуса Морзе - одне з найбільш відомих кріплень різального інструменту

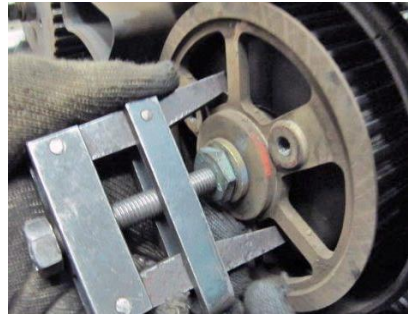


Рис. 26.20. Заміна шківів привода ГРМ, який посаджений на конус

З'єднання посадкою на конус на відміну від пресового з'єднання легко монтується і демонтується (рис. 26.20).

Умова міцності з'єднання (рис. 26.21) при навантаженні його обертаючим моментом T при заданих розмірах та силі загвинчування $F_{зг}$ записується так:

$$KT \leq \frac{F_{зг} f \cdot 0,5d_{cp}}{\sin \alpha + f \cos \alpha}, \quad (26.20)$$

де K - коефіцієнт запасу, $K = 1,2 \dots 1,5$; f - коефіцієнт тертя, $f = 0,11 \dots 0,13$; при стандартній конусності 1:10 кут $\alpha = 2^\circ 51' 40''$.

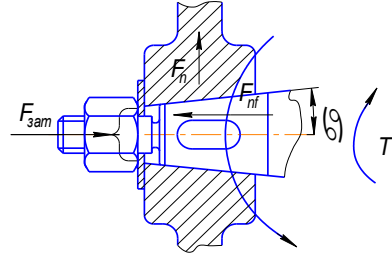


Рис. 26.21. З'єднання посадкою на конус

Сила затягування знаходиться за формулою (25.6), в якій $T_{сд} = F_{к} l_{к}$, де $l_{к} \approx 1,5d$ - довжина стандартного ключа (d - діаметр різьби), $F_{к} 150 \dots 200$ Н - сила на ключі.

Якщо умова (26.20) не виконується, з'єднання посадкою на конус посилюють шпонкою.

Контрольні запитання

1. Охарактеризуйте особливості з'єднань, які використовуються для закріплення деталей з валами та осями.
2. Охарактеризуйте особливості шпонкових з'єднань.
3. Що таке шпонка?
4. Охарактеризуйте особливості ненапружених шпонкових з'єднань.
5. Охарактеризуйте особливості напружених шпонкових з'єднань.
6. Охарактеризуйте область використання шпонкових з'єднань.
7. Наведіть переваги та недоліки шпонкових з'єднань.
8. Наведіть умову міцності призматичних шпонкових з'єднань.

9. Наведіть вираз для проектного розрахунку шпонкових з'єднань.
10. Наведіть приклади умовного позначення призматичних шпонок.
11. Наведіть умову міцності сегментних шпонкових з'єднань.
12. Які переваги мають сегментні шпонкові з'єднання.
13. Наведіть приклади умовного позначення сегментних шпонок.
14. Охарактеризуйте область використання циліндричних шпонкових з'єднань.
15. Наведіть умову міцності циліндричних шпонкових з'єднань.
16. Охарактеризуйте область використання напружених шпонкових з'єднань.
17. Опишіть особливості зубчастих (шліцьових) з'єднань.
18. Опишіть область використання зубчастих (шліцьових) з'єднань.
19. Опишіть конструкцію зубчастих (шліцьових) з'єднань.
20. За якими параметрами виконують центрування з'єднання з прямобічними зубами?
21. За якими параметрами виконують центрування з'єднання з евольвентними зубами?
22. Дайте приклад умовного позначення з'єднання з прямобічними зубами.
23. Дайте приклад умовного позначення з'єднання з евольвентними зубами.
24. Які критерії працездатності та розрахунку зубчастих (шліцьових) з'єднань Ви знаєте?
25. Наведіть математичний запис умови міцності зубчастих (шліцьових) з'єднань.
26. Охарактеризуйте пресові з'єднання. Які особливості мають пресові з'єднання?
27. Приведіть приклади використання пресових з'єднань в техніці.
28. Наведіть переваги та недоліки використання пресових з'єднань в техніці.

29. За якими двома критеріями розраховують міцність пресових з'єднань?

30. За якими умовою розраховують міцність безпосередньо пресового з'єднання?

31. У чому складається сутність розрахунку міцності пресового з'єднання при його навантаженні осьовою силою?

32. У чому складається сутність розрахунку міцності пресового з'єднання при його навантаженні обертаючим моментом?

33. Які конструктивні особливості має з'єднання деталей посадкою на конус?

34. Яка умова міцності з'єднання деталей посадкою на конус при його навантаженні обертаючим моментом?

РОЗДІЛ VII ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

27 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ І КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

27.1 Етапи створення машин

Вихідними даними для проектування машин можуть бути:

- 1) технічне завдання (ТЗ), яке визначає параметри машини, область і умови її використання;
- 2) технічна пропозиція;
- 3) науково-дослідна робота (НДР) або створений на її основі експериментальний зразок машини;
- 4) винахід або створений на його основі експериментальний зразок машини;
- 5) зразок перспективної закордонної машини.

Перший випадок найбільш загальний. Конструктор повинен перевірити технічне завдання і, якщо необхідно, скоректувати його.

Технічне завдання в загальному випадку повинно мати такі розділи: обґрунтування проведення проектних робіт; мета та вихідні дані для проведення робіт; етапи НДР, основні вимоги до виконання НДР; спосіб реалізації результатів НДР; перелік технічної документації, яка подається після закінчення робіт; порядок розгляду і приймання НДР; техніко-економічне обґрунтування; додаток.

Технічна пропозиція - початкова стадія проектування, яка виконується із урахуванням вимог і обмежень, що викладені у

технічному завданні. Пропонуються один чи декілька обґрунтованих варіантів об'єкта.

Ескізний проект розробляється у тому випадку, якщо це передбачено ТЗ або протоколом розгляду технічної пропозиції. Проводиться опрацювання оптимального варіанта до рівня принципних конструкторських рішень, які дають уяву про загальну будову і принципи роботи об'єкта. Особливу увагу приділяють використанню відомих випробуваних рішень, стандартних та уніфікованих вузлів та деталей.

Технічний проект виконують після ескізного проектування. Він містить сукупність технічних конструкторських документів, які відображають повне технічне рішення проблеми і дані про будову об'єкта і його складових частин, принцип роботи і взаємодію основних елементів. При цьому об'єкту надаються такі властивості, які можуть бути реалізованими при мінімальних матеріальних та трудових затратах.

Робоча конструкторська документація забезпечує можливості виготовлення дослідного зразка машини або початкової серії. На цій стадії завершується відпрацювання конструкції на технологічність виготовлення і складання, забезпечення техніко-економічних показників.

Наявність всіх стадій при розробці нових технічних об'єктів є не обов'язковою.

27.2 Вибір конструкції машини

При виборі типу конструкції, схеми і параметрів машини головними факторами є ті, які визначають економічну ефективність машини: корисна віддача, малі енергоспоживання і витрати на технічне обслуговування, тривалий термін використання.

Схему машини і тип конструкції вибирають шляхом паралельного аналізу декількох розроблених конструктором варіантів. Розробка варіантів машин - це закономірний метод проектування та конструювання, який допомагає знайти раціональне рішення. При цьому порівнюють конструктивну доцільність, досконалість кінематич-

ної і силової схем, надійність, вартість виготовлення, енергоємність, технологічність, ступінь агрегатованості, габарити, металомісткість і масу, зручність та витрати на обслуговування, регулювання, складання - розбирання.

Після вибору схеми, типу конструкції та основних показників машини виконують її компоунування, на базі якого складають ескізний проект, технічний і робочий проекти машини.

27.3 Компоунування машин

Процес компоунування машин складається із двох етапів: ескізне компоунування і робоче компоунування. В ескізному компоунуванні розробляють основну схему і загальну конструкцію машини. На основі аналізу ескізного компоунування виконують робоче компоунування, яке уточнює конструкцію машини і є вихідним матеріалом для подальшого проектування.

Компоунування починається із рішення головних питань - вибору раціональних кінематичної і силової схем машини, розмірів і форми основних деталей, визначення їх раціонального взаємного розміщення.

Перше основне правило компоунування - йти від загального рішення до конкретного, а не навпаки.

Друге правило компоунування - розробка декількох варіантів машин, їх аналіз і вибір раціонального варіанту. При цьому повна розробка варіантів машин не обов'язкова. Базові деталі необхідно розрахувати на міцність і жорсткість. Необхідно враховувати питання виготовлення деталей, надавати їм технологічних форм.

Компоунування машини слід вести на базі нормальних розмірів - діаметрів посадочних поверхонь і різей, розмірів шпонкових і шліцьових з'єднань тощо. Потрібно досягати максимальної уніфікації нормальних елементів,

ураховувати умови експлуатації, які зумовлюють працездатність механізмів і агрегатів машин, розробляти системи змащення, охолодження, складання-розбирання. Потрібно передбачити умови зручного технічного обслуговування, огляду і регулювання механізмів. Потрібно ретельно вибирати конструкційні матеріали для основних деталей, а також способи підвищення довговічності, стійкості проти спрацювання поверхонь тертя, захисту від корозії.

Техніка компонування. Компонування краще вести в масштабі 1:1. При цьому легше вибрати потрібні розміри і перерізи деталей, скласти уяву про співвідношення розмірів частин машини, міцності і жорсткості деталей та конструкції в цілому. Розміри деталей можна брати безпосередньо з креслення, а потім узгоджувати їх із стандартами. Компонування простих технічних об'єктів виконують в одній проекції, в якій конструкція виявляється найбільш повно. При компонуванні складних технічних об'єктів обов'язкова розробка всіх видів, перерізів і розрізів.

27.4 Скорочення номенклатури машин при виробництві та їх універсалізація

Для підвищення серійності випуску, розширення можливості механізації та автоматизації виробництва, використання прогресивних технологій необхідно проводити скорочення номенклатури машин.

Скорочення номенклатури машин вирішується такими способами:

1). Раціональний вибір їх типажу, зокрема створення параметричних рядів машин з раціонально вибраними інтервалами між ними.

2). Збільшення універсальності машин, тобто розширення різновиду операцій, які вони виконують.

3). Закладання до конструкції машин резервів розвитку з подальшим їх використанням.

Раціонально вибраний інтервал між типажем машин дозволяє зменшити кількість машин в ряду при одночасному забезпеченні відповідної узгодженості між розрахунковими та номінальними технічними характеристиками машин.

Універсализація машин забезпечує розширення функцій машин і діапазону операцій, які вони виконують, збільшення номенклатури оброблюваних деталей, підвищує пристосованість машин до вимог виробництва, коефіцієнт їх використання.

Важливо правильно оцінити раціональний ступінь універсализації машин.

Приклади. Створення комбінованих металорізальних верстатів, що об'єднують в собі поздовжньо-стругальні і фрезерні верстати, які виконують стругальні і фрезерні операції.

У прокатному виробництві використовуються блюмінги-слябінги, які випускають заготовки для профільного прокату (блюми) і листового прокату (сляби).

В сільськогосподарському машинобудуванні базовій машині надають допоміжне навісне або причіпне обладнання і цим самим створюють багатофункціональну машину із збільшеним сезоном використання.

27.5 Загальна характеристика методів створення похідних машин на базі уніфікації

Уніфікація при проектуванні машин - це багаторазове застосування в конструкції одних і тих же деталей, вузлів, форм поверхонь.

Уніфікація в технологічному процесі - це скорочення номенклатури інструменту і обладнання, які використовуються при виготовленні технічних виробів, наприклад, всі отвори одного діаметра обробляються на токарному верстаті; для виготовлення деталей використовується матеріал лише однієї марки тощо.

Уніфікація є ефективним і економічним засобом утворення на базі вихідної моделі: а) ряду похідних машин однакового призначення, але з різними показниками потужності чи продуктивності; б) машин різного призначення, які вико-

нують якісно інші операції або випускають якісно іншу продукцію.

Уніфікація - це поширений і ефективний метод усунення зайвого різноманіття типів машин за допомогою скорочення переліку допустимих технічних елементів, приведення їх до однотипності.

Уніфікація дозволяє скоротити час проектування та виготовлення машин, і, як наслідок, здешевити виробництво, скоротити строки доводки та освоєння дослідних зразків, полегшити їх експлуатацію, дає можливість підвищити серійність технологічних операцій і випуску виробів, забезпечити використання високопродуктивних методів обробки уніфікованих деталей.

Заздалегідь закладені у конструкцію машини властивості уніфікації спрощують подальше їх вдосконалення і пристосування до нових умов.

Рівень уніфікації машини визначається за допомогою системи показників, наприклад, коефіцієнтом, рівним відношенню числа уніфікованих технічних елементів до загальної їх кількості в машині. Можлива оцінка ступеня уніфікації за відношенням маси або вартості уніфікованих деталей до загальної маси або вартості всього виробу.

Поширені такі методи утворення похідних машин на базі уніфікації: базового агрегату, компаундування, модифікування, агрегування, секціонування, конвертування, зміни лінійних розмірів, комплексної стандартизації.

Уніфікація може здійснюватися до стандартизації, якщо її результати не оформляються стандартом. Але стандартизація виробів та їх частин обов'язково передбачає їх уніфікацію.

В той же час необхідно враховувати, що використання методів уніфікації іноді веде до збільшення габаритів машини, її маси, зниження к.к.д. тощо. Тому доцільність підвищення ступеня уніфікації повинна підтверджуватися, наприклад, на основі порівняння різних варіантів технічних рішень і відповідного їм співвідношення витрат і вигод.

27.6 Сутність методів утворення похідних машин на базі уніфікації

Метод базового агрегату. Базовий агрегат перетворюється в машини різного призначення шляхом приєднання до нього спеціального обладнання. Різноманітність машин, що одержуються, ґрунтується на наявності в них загальної базової частини – агрегату, і додаткових частин, що створюють це розмаїття.

Метод використовують для створення дорожніх машин, самохідних кранів (рис. 27.1), навантажувачів, укладальних, сільськогосподарських машин.



Рис. 27.1. Автомобільний 35-тонний кран компанії MotorPuls

У даному випадку базовим агрегатом є тракторне або автомобільне шасі, яке випускається серійно. На шасі монтують додаткове обладнання і завдяки цьому одержують серію машин різного призначення.

Приєднання до базового агрегату спеціального обладнання зв'язано з використанням додаткових механізмів, пристроїв: коробок відбору потужності, підйомних та поворотних механізмів, лебідок, реверсів, гальм, механізмів керування, кабін. Додаткові механізми в свою чергу потребують уніфікації.

Компаундування. Компаундування - це паралельне з'єднання машин і агрегатів для їх одночасної роботи.

Уніфікацію доцільно використовувати при створенні машин, потужність або продуктивність яких залежить від кількості робочих органів, з метою підвищення загальної потужності або продуктивності установки. При цьому машини і агрегати можуть експлуатуватися як окремі незалежні елементи, так і як конструктивно об'єднані в один агрегат.

Приклади. Підключення додаткових насосів, установка на машину другого двигуна, а не збільшення потужності існуючого.

Парна установка судових двигунів, які працюють кожен на свій гвинт, або установка двох чи більшого числа двигунів літаків (рис. 27.2). Крім збільшення загальної потужності при цьому покращується маневрування судна, полегшується віражування, підвищується надійність його роботи.



Рис. 27.2. Транспортний реактивний літак Ан-225 «Мрія» вантажопідйомністю до 250 т

Другий тип компаундування - паралельна установка машин-знарядь групами по дві-три. Використовується в автоматичних верстатних лініях, коли продуктивність верстатів, які входять у технологічний потік, менша, ніж продуктивність лінії в цілому.

Третій тип компаундування: обладнання декількох робочих трактів на загальній станині, коли здвоюються або строюються лінійні машини-знаряддя.

Метод компаундування раціонально використовувати для створення серії (гами) машин. Серією (гамою) машин називають ряд довільних машин різної потужності або продуктивності, які створено шляхом зміни кількох головних робочих органів і їх використання в різних сполученнях.

Класичним прикладом використання цього методу є створення ряду чотирьохтактних двигунів внутрішнього згоряння на основі уніфікованої циліндричної групи і частково уніфікованої шатунно-поршневої групи: однорядні, дво-, чотири-, шести-, восьмициліндрові двигуни: дворядні V-, трирядні W-, чотирирядні X - подібні двигуни (рис. 27.3).

Другий приклад. Створення роторних машин-знарядь. Продуктивність цих машин пропорційна кількості операційних блоків, які встановлено на машинах. Тому із уніфікованих блоків можна створити ряд машин різної продуктивності. При цьому кількість блоків, які можна встановити на машині, практично не лімітується і залежить від необхідної продуктивності.

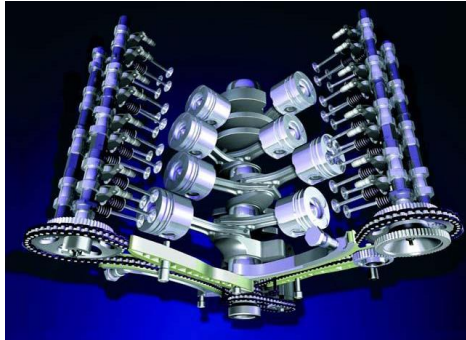


Рис. 27.3. Шатунно-поршнева група восьмициліндрового дворядного V- подібного двигуна внутрішнього згоряння

Модифікування. Модифікування - це переробка машини з метою її пристосування до інших умов роботи, для виконання інших операцій та виробництва інших видів продукції без зміни основної конструкції.

Модифікування машини для роботи в різних кліматичних умовах зводиться в основному до зміни конструкційних матеріалів: у машинах тропічного виконання

використовують корозійностійкі сплави, в машинах арктичного виконання - холодостійкі матеріали.

Приклад. Заміна матеріалу корпусу асинхронного двигуна на інший з метою забезпечення можливості експлуатації його в нових кліматичних умовах.

Модифікування стаціонарних машин для роботи на морському транспорті полягає у полегшенні машини і використанні конструкційних матеріалів, що стійкі проти корозії у вологому морському повітрі і морській воді (рис. 27.4).



Рис. 27.4. Плаваючий кран

Складніше модифікувати машини для виробництва різних виробів і виконання різних робочих операцій. У цьому випадку модифікування пов'язане з методом агрегування.

Агрегування (принцип модульності). Агрегування - це створення машини шляхом сполучення уніфікованих агрегатів, які являють собою автономні вузли та встановлюються на загальній станині в різних комбінаціях. Агрегування широко використовують при конструюванні металообробних верстатів (рис. 27.5).

За цим методом нова машина створюється на основі комбінації вже відомих уніфікованих агрегатів, які мають повну взаємозамінність (сумісність) за експлуатаційними показниками і приєднувальними розмірами.

Метод агрегування забезпечує скорочення строків і вартості проектування і виготовлення машин, спрощує їх

обслуговування і ремонт, забезпечує можливість переналадження машин.

Частковим використанням методу агрегування є використання у машині стандартизованих вузлів і агрегатів, які серійно виготовляються промисловістю: редукторів, насосів, компресорів тощо.

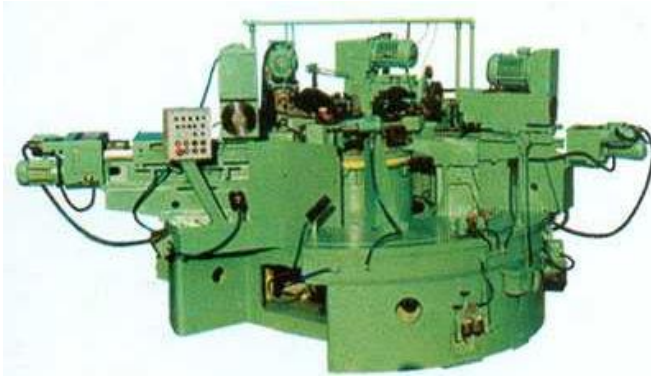


Рис. 27.5. Агрегатний верстат моделі 13ПА
ООО «Харківський завод агрегатних верстатів»

Секціонування. Суть методу полягає у розділенні вихідної машини на однакові уніфіковані секції з подальшим утворенням похідних машин шляхом їх набирання із цих секцій.

Секціонування доцільно використовувати для багатьох видів підйомно-транспортного устаткування: наприклад, для стрічкових (рис. 27.6), скребкових, ланцюгових конвеєрів.

У даному випадку секціонування зводиться до побудови каркаса машини із уніфікованих секцій і складання машин різної довжини з новим несучим полотном, довжину якого можна змінювати шляхом виключення або додавання ланок ланцюга: наприклад, пластинчаті конвеєри з полотном на основі втулочних роликів ланцюгів.

Метод секціонування використовують при конструюванні дискових фільтрів, пластинчатих теплообмінників, відцентрових, вихрових і аксіальних гідравлічних насосів. В останньому випадку одержують ряд багатоступінчастих насосів різного напору.

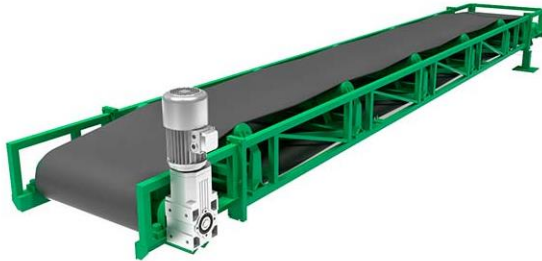


Рис. 27.6. Стрічковий конвеєр жолобчастого типу ЛК-Ж

Введення окремих нестандартних секцій, що необхідні для пристосування довжини машини до умов експлуатації, не впливає істотно на економічні показники роботи машини.

Конвертування. При конвертуванні базову машину або її основні елементи використовують для створення агрегатів різного призначення.

Приклад. Переведення поршневих двигунів внутрішнього згоряння з од-

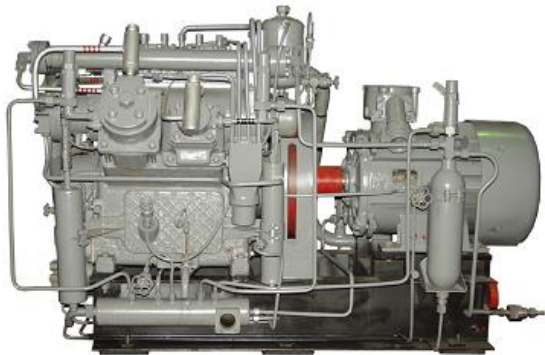


Рис. 27.7. Промисловий компресор

ного виду палива на інший, з одного виду теплового процесу на інший (з циклу іскрового запалювання на цикл запалювання від тиску). Бензинові карбюраторні двигуни досить легко конвертуються у газові.

Поршневі повітряні компресори конвертуються на інший газ (аміак, фреон) (рис. 27.7). Двигун внутрішнього згоряння може бути перетворений у поршневий компресор.

При конвертуванні виконують заміну окремих, не головних пристроїв, наприклад, карбюратор замінюють на змішувач, виконують нескладні конструкційні переробки, перевіряють запаси міцності окремих деталей.

Метод зміни лінійних розмірів. Для одержання машин і агрегатів різної продуктивності змінюють їх довжину при збереженні форми поперечного перерізу.

Метод використовують в основному при проектуванні роторних машин, продуктивність яких пропорційна довжині ротора.

Наприклад, шестеренчасті (рис. 27.8) і відцентрові насоси, компресори, змішувачі (рис. 23.9), вальцювальні машини й ін. Ступінь уніфікації при цьому невеликий - уніфікуються лише торцеві кришки корпусів, допоміжні деталі.

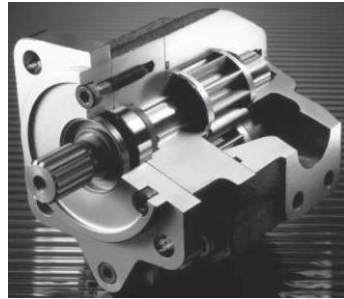


Рис. 27.8. Шестеренчастий насос високого тиску

Окремим випадком використання цього методу є підвищення здатності до навантаження зубчастих передач за рахунок збільшення довжини зубів коліс із збереженням їх модуля.

Основний економічний вигравш досягається за рахунок використання технологічного обладнання для обробки роторів і внутрішніх порожнин корпусів машин різної довжини.

Комплексна стандартизація. Метод близький до агрегатування і використовується для агрегатів нескладної конструкції - відстійників, змішувачів й ін. Стандартизація за типорозмірами використовується для основних елементів конструкції: обичайки резервуарів, днища, кришки, люки, лапи для кріплення стояків, а також вузли: теплообмінники, дозуючі пристрої.

Метод комплексної стандартизації дозволяє комплектувати машини з однако-вим робочим процесом і різною продуктивністю; однакового призначення, але різними параметрами робочого процесу; різного призначення і з різним робочим процесом.



Рис. 27.9. Змішувач шихти барабанний СБФ3-2,8x8,0

27.7 Область використання методів уніфікації

Методи уніфікації широко використовуються при конструюванні певної категорії машин, однак вони не є універсальними.

Багато машин, наприклад, парові і газові турбіни, не можна спроектувати як похідні на базі створення похідних машин. Також неможливо або недоцільно створювати похідні ряди спеціалізованих машин, машин великої потужності, які залишаються в категорії одиничного проектування.

Уніфікація іноді супроводжується погіршенням якості машин, особливо для крайніх членів ряду; габарити, металомісткість, екс-

платуаційні показники яких поступаються показникам спеціалізованих машин. Таке зниження показників допускається лише в тому випадку, якщо уніфікація забезпечує великий економічний ефект.

Методи уніфікації широко використовуються для машин загального призначення, обмежено використовуються для машин, до габаритів і маси яких ставляться високі вимоги. В останньому випадку необхідно відмовлятися від методів уніфікації і йти за шляхом одиничного проектування.

27.8 Утворення похідних машин методом інверсії

Метод інверсії - це обернення функцій, форм і розміщення деталей у складальних одиницях.

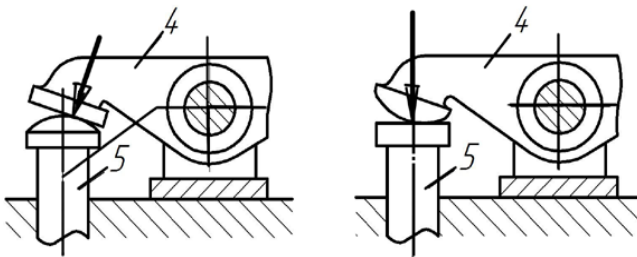


Рис. 27.10. Способи виконання бойка коромисла

У вузлах машин іноді доцільно поміняти деталі ролями: ведучу деталь зробити веденою; направляючу деталь замінити на деталь, яка направляється; деталь, що обхвачена, замінити на деталь, яка обхвачує; нерухому деталь зробити рухомою.

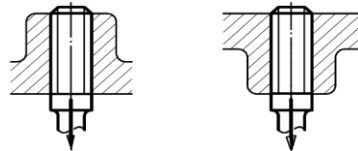


Рис. 27.11. Способи закріплення шпильки

Інвертують також форму деталей: зовнішній корпус замінюють внутрішнім, опуклу сферичну поверхню - угнутою.

Переміщують конструктивні елементи з однієї деталі на іншу: шпонку з вала переміщують на втулку, бойок із важеля - на штовхач.

Приклади. Якщо виконати бойок коромисла 1 (рис. 27.10) плоским, а тарілку штовхача 2 сферичною, виникнуть поперечні сили на штовхачеві. Інверсія полягає у виконанні бойка коромисла 1 сферичним, а тарілки штовхача 2 - плоскою. При цьому усувається поперечне навантаження на штовхач.

Закріплення шпильки за схемою рис. 27.11 підвищує міцність нарізного з'єднання, так як податливість бобишки у початкових витків забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження за витками різі.

Контрольні запитання

1. Назвіть способи завдання вихідних даних для проектування машин.
2. Дайте визначення призначенню та змісту технічного завдання.
3. Назвіть головні фактори, які необхідно враховувати при виборі типу конструкції машини.
4. Що вважається закономірним методом проектування та конструювання, який допомагає знайти раціональне рішення?
5. Що є базою для складання ескізного проекту, технічного і робочого проектів машини?
6. Дайте характеристику процесу компонування машини. Скільки етапів компонування існує?
7. Які задачі вирішуються при ескізному компонуванні?
8. Які задачі вирішуються при робочому компонуванні?
9. Яке важливе перше правило проектування машин Ви знаєте?
10. Яке важливе друге правило проектування машин Ви знаєте?
11. На базі яких розмірів необхідно вести проектування машин?
12. Опишіть коротко техніку компонування.

13. З якою метою проводиться скорочення номенклатури машин при виробництві?

14. Які Вам відомі способи скорочення номенклатури машин при виробництві?

15. З якою метою проводиться універсалізація машин при виробництві?

16. Для яких машин можна використовувати методи утворення похідних машин на базі уніфікації?

17. Назвіть методи утворення похідних машин на базі уніфікації.

18. В чому полягає метод проектування «секціонування»? Наведіть приклади.

19. В чому полягає проектування методом зміни лінійних розмірів? Наведіть приклади.

20. В чому полягає проектування методом базового агрегату? Наведіть приклади.

21. В чому полягає проектування методом конвертування? Наведіть приклади.

22. В чому полягає проектування методом компаундування? Наведіть приклади.

23. В чому полягає проектування методом модифікування? Наведіть приклади.

24. В чому полягає проектування методом агрегування? Наведіть приклади.

25. В яких випадках використовується комплексна стандартизація деталей?

26. В чому полягає метод уніфікації? Наведіть приклади.

27. Охарактеризуйте область використання методів уніфікації.

28. В чому полягає метод утворення похідних машин за методом інверсії? Наведіть приклади.

29. Які способи реалізації методу інверсії Вам відомі? Наведіть приклади.

28 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ З АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТНИХ ТА КОНСТРУКТОРСЬКИХ РОБІТ

28.1 Загальна характеристика проблеми

Головна особливість проектних та конструкторських робіт - багатоваріантність рішень, які забезпечують задані параметри машин при мінімальних витратах на її виготовлення та експлуатацію. У зв'язку з цим конструктору потрібно виконувати ряд аналогічних розрахунків, а також великий обсяг графічних робіт, що неможливо при використанні традиційних методів проектування. Вибрати оптимальний варіант конструкції машини, забезпечити її технічні характеристики протягом усього періоду експлуатації машини стало можливим лише при використанні системи автоматичного проектування - САПР.

САПР дозволяє підвищити якість проектування, знизити трудомісткість і час проектування, змінити технологію проектування складних об'єктів. При цьому використовуються математичні методи та обчислювальна техніка, математичні моделі, багатофакторний аналіз, теорія подібності.

28.2 Напрямки використання і структура САПР

Основним напрямком використання САПР є автоматизація розрахунків щодо вибору оптимальних параметрів машини. Це забезпечує використання сучасних методів розрахунків, різке зниження трудомісткості проектування.

Другим напрямком є розвиток навичок і вмінь роботи на ЕОМ з банками даних. Такими, наприклад, як параметри стандартних деталей і вузлів, каталогами готових

графічних рішень. При цьому використовується діалоговий режим роботи з ЕОМ.

САПР має складну структуру і складається із окремих підсистем, які виконують задані функції. Результатом дії підсистем є закінчений етап розв'язання якоїсь задачі, проміжні або кінцеві значення технічних параметрів, конструкція окремих деталей або вузлів і т.п. Підсистеми можуть бути об'єктно-орієнтовані - проектування окремих об'єктів та об'єктно-незалежні - проектування уніфікованих процедур та операцій.

Компонентами підсистем САПР є: математичне забезпечення - теорія, методики розрахунків, математичні моделі; програмне забезпечення - операційні системи, транслятори, пакети прикладних програм; технічне забезпечення - обчислювальна техніка, графопобудовувачі-плотери; інформаційне забезпечення - інструкції, штатний розклад.

28.3 Поняття про оптимальне проектування

Оптимізація конструкції та її параметрів є головним завданням конструктора. Максимальна віддача машини будь-якого функціонального призначення досягається лише в оптимальній конструкції. Це особливо важливо в умовах дефіциту енергії, кольорових металів тощо. Використання САПР потенційну можливість оптимізації робить реальною, так як з'явилася можливість використання великого обсягу інформації, проведення роботи щодо виявлення впливу різних факторів на вихідні параметри машини.

Вибір оптимального варіанта залежить від критерію оптимізації, тобто параметра, максимальну чи мінімальну величину якого ми повинні досягти в результаті процесу оптимізації.

Критеріями оптимізації може бути маса об'єкта, його габарити, ціна тощо. У проектуванні зустрічаються багатокритеріальні задачі, де оптимізація об'єкта проводиться за декількома критеріями. При проектуванні може виконуватись локальна оптимізація окремих частин об'єкта чи глобальна оптимізація об'єкта в цілому.

Процес оптимізації машин у цілому, їх вузлів і деталей містить такі основні етапи.

1). Визначення критерію оптимізації g , яким може бути маса, габаритні розміри, ціна, надійність, к.к.д. та ін.

2). Виявлення параметрів оптимізації x_1, x_2, \dots, x_n , які впливають на критерій оптимізації g .

Взаємозв'язки параметрів оптимізації x_1, x_2, \dots, x_n описуються системою із m рівнянь зв'язків. Якщо кількість рівнянь m дорівнює числу параметрів оптимізації n , то задача оптимізації має єдине розв'язування. Якщо $m < n$, кожна задача має декілька розв'язувань. Параметри оптимізації можуть змінюватись у якихось інтервалах, що обмежуються призначенням об'єкта, технологією виготовлення, вимогою стандартів тощо. Такі обмеження параметрів називають конструктивними.

Розробка математичної моделі, яка виконує функціональний зв'язок між критерієм і параметрами оптимізації і формально описує цей зв'язок

$$g = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (28.1)$$

Ця модель називається цільовою функцією оптимізації.

У результаті розв'язування цільової функції визначають значення параметрів оптимізації $x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0}$ при заданих обмеженнях. При цьому цільова функція набуває екстремального значення (максимального чи мінімального)

$$\varphi(x) \Rightarrow \text{extremum}. \quad (28.2)$$

Знайдені значення параметрів $x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0}$ називаються оптимальним розв'язуванням.

При розв'язуванні багатокритеріальних задач формують комплексний критерій оптимізації

$$G = \varphi(g_1, g_2, \dots, g_n), \quad (28.3)$$

де кожний критерій $g_j(x_j)$ залежить від своїх параметрів x_j .

Цільова функція в цьому разі набуває такого загального вигляду

$$G = \varphi(g_1(x_1), g_2(x_2), \dots, g_n(x_n)). \quad (28.4)$$

Основна складність розв'язування багатокритеріальних задач - це оцінка питомої ваги кожного параметра оптимізації.

Методи розв'язування задач оптимізації умовно поділяють на дві групи: класичні методи - метод диференційного числення, метод множників Лагранжа, варіаційне числення; методи математичного програмування - методи лінійного та нелінійного програмування, метод динамічного програмування та ін.

28.4 Оптимізація конструкції зубчастих передач

Для зубчастих передач узагальненим критерієм оптимізації до 1991 р. можна було брати ціну ζ виробу:

$$\zeta = K_{\zeta} m^{0,825} / N^{0,3/(\lg N + 1)}, \text{ руб}, \quad (28.5)$$

де K_{ζ} - коефіцієнт, який залежить від типу редуктора і виду термообробки (табл. 28.1, табл. 8.11 [31]); m - маса редуктора, кг; N - серійність, шт./рік.

Зрозуміло, що зараз ця формула потребує цінового корегування.

Таким чином, із аналізу формули (28.5) видно, що ціна редуктора ζ визначається в основному його масою m . Маса редуктора m визначається як сума мас корпусу, зубчастих коліс, валів, підшипників тощо. Із збільшенням серійності N ціна зменшується і наближається до деякого постійного значення (при $N = 100000$ шт, 1,778).

Управляючими параметрами є тип передачі (циліндрична, конічна, прямозубчаста, косозубчаста, із круговим зубом); розподіл загального передаточного відношення за ступенями в багатоступінчастій передачі; матеріал і термообробка; коефіцієнт ширини колеса ψ_{ba} або ψ_{bd} ; кут нахилу зубів β , коефіцієнт зміщення (корегування) x_1 і x_2 ; модуль m і кількість зубів z .

Із табл. 28.1 видно, що вартість циліндричних передач менша конічних. Останні необхідно використовувати лише для передач, вали які перетинаються. Черв'ячні передачі із-за їх низького к.к.д. використовують тільки при великих передаточних відношен-

нях, високих вимогах до габариту і маси, а також при мимобіжних осях валів.

Косозубчасті колеса використовувати вигідніше, ніж прямозубчасті, так як їх навантажувальна здатність вища ніж прямозубчастих.

Таблиця 28.1
Значення коефіцієнта K_c , який враховує тип редуктора

Тип редуктора	Покращення $\leq 35HRC_1$	Гартування с.в.ч. $\leq 50HRC_1$	Цементация $> 50HRC_1$
Одноступінчастий - циліндричний	3,15	3,3	3,8
- конічний	5,9	6,2	7,2
- черв'ячний	3,5	3,75	5,15
Двоступінчастий циліндричний співвісний	3,9	4,3	4,9
Циліндричний за розгорнутою схемою	3,75	3,9	4,5
Конічно-циліндричний дво- ступінчастий	4,15	4,4	4,51
Циліндричний трьохступін- частий	4,3	4,45	5,1
Черв'ячний двоступінчастий	3,7	3,85	5,25

Таблиця 28.2
Вплив серійності N на ціну C

N	100	1000	10000	100000
$N^{0,3}/(\lg N+1)$	1,585	1,679	1,739	1,778

Важливо також оптимально розподілити передаточне відношення редуктора між окремими ступеннями. Це знижує габарити і загальну масу редуктора.

Значно знизити габарити і загальну масу редуктора можна за рахунок використання термообробки зубчастих коліс до високої

твердості. Це приводить до зниження і ціни редуктора. Особливо це справедливо для крупносерійного виробництва.

При використанні зубчастих коліс, що піддані термообробці до високої твердості, може зустрітися випадок розрахунку, при якому головним критерієм працездатності стає не контактна напруга, а згинальна. Тоді згинальну міцність зубів коліс можна підвищити за рахунок позитивного зміщенні x і збільшенні модуля m при одночасному зменшенню числа зубів z .

28.5. Проектування зубчастих передач на персональних комп'ютерах у діалоговому режимі

Циліндричні передачі (навчальний варіант). Технічне завдання на проектування циліндричної косозубчастої передачі має такі вихідні дані: потужність на шестерні P_1 (кВт); число обертів шестерні n_1 (об./хв.); передаточне число u ; строк служби передачі t (років); відомості про реверсивність передачі; тип навантаження; пускове збільшення останнього.

Проектування починається з вибору матеріалу та розрахунку допустимої напруги для шестерні і колеса. Із широкого діапазону конструкційних та легованих сталей треба зупинитися на тих марках, які після термообробки задовольняють умови допустимих контактної та згинальної напруги при мінімальній вартості. Перегляд можливих варіантів вибору марки сталі для зубчастих коліс потрібно починати з менш дорогих конструкційних сталей. Тут критерій мінімізації витрат вступає у суперечність із критерієм мінімальних мас і габаритів (дорожчі леговані сталі мають більші значення допустимої напруги, тобто кращі механічні властивості).

Визначивши допустиму контактну напругу шестерні та колеса, обчислюємо допустиму напругу передачі, яка перевіряється за відомою формулою. Якщо умова міцності за контактною напругою не задовольняється, програма повертає нас до початку розрахунку для розгляду наступного варіанта.

Змінюючи марку сталей, обираємо більш міцну, але не поспішаємо переходити до легованих. Тільки після того, як умову міцності за контактною напругою буде виконано, програма дає змогу продовжити проектування.

Після розрахунку передачі на контактну витривалість та визначення основних геометричних параметрів шестерні та колеса за допомогою програми виконуємо перевірний розрахунок.

Визначаючи розрахункову контактну напругу, одержуємо значення, яке не повинне перебільшувати допустимого, а також відрізнятися більш, ніж на чотири проценти від допустимого, тобто геометричні параметри не повинні створювати зайвого запасу міцності. Тут критерій мінімізації витрат узгоджується із критерієм мінімальних мас і габаритів. Зблизити ці значення дозволяє програма шляхом зміни до певного значення ширини зубчастого колеса.

Отримане значення ширини колеса може виявитись не остаточним. Необхідно виконати перевірні розрахунки на згинання при дії розрахункового та максимального навантаження.

Кожного разу програма у режимі діалогу та перевірки дозволяє оптимізувати геометричні параметри зубчастої передачі.

Остаточні значення кількості зубів z_1 і z_2 , модуля m_n , кута нахилу зубів β , ділильних діаметрів d_1 і d_2 , діаметрів кіл вершин d_{1a} і d_{2a} , та западин d_{1f} і d_{2f} , ширини шестерні b_1 та колеса b_2 і міжосьової відстані a_w показуються на екрані монітора. Ці дані разом із прізвищем проектанта, технічним завданням і всіма перевірками умов міцності та значеннями розбіжностей контактної напруги друкуються принтером на окремому аркуші паперу. Це дає змогу проектанту приступити до першого етапу компонування редуктора.

Конічні передачі (навчальний варіант). Аналогічним був підхід при складанні програми для проектування прямозубчастої конічної передачі. Розглянуто дві навчальні програми, які в основі мають стандартні методики розрахунків, але одночасно дозволяють наочно контролювати хід проектування, аналізувати проектні формули та вплив їх складових на кінцевий результат. Довідковий матеріал частково висвітлюється на моніторі разом із формулами, а іншу частину можна знайти в методичних вказівках, які видано спеціально для користування цими програмами.

Циліндричні передачі (ГОСТ 21354-87). Дещо інший підхід реалізовано при складанні програми для проектування циліндричної передачі згідно з ГОСТ 21354-87. Ця програма передбачає знання студентами методики проектування, знайомство із розра-

хунковими формулами і т.п., тому що всі обчислювальні операції відбуваються "за кадром" монітора. Тим самим діалог студента із комп'ютером зводиться до введення вихідних даних, коефіцієнтів та інших необхідних величин та аналізу одержаних результатів, а також прийняття рішення про продовження або повторення того чи іншого етапу розрахунку.

Черв'ячні передачі (ГОСТ 2144-76). Програма вигідно відрізняється від попередніх тим, що вона містить великий обсяг довідкового табличного матеріалу та графічні зображення. В деяких випадках табличні дані замінено графіками, на яких за заданою студентом абсцисою комп'ютер знаходить на очах студента ординату того чи іншого графіка. Тобто неминучу апроксимацію табличних значень розрахункових коефіцієнтів замінено комп'ютерним обчисленням функцій, що знижує трудомісткість проектування, підвищує його точність.

Для початку розрахунку черв'ячної передачі потрібні такі дані: передаточне число u ; число обертів черв'яка n_1 ; обертовий момент на валу черв'ячного колеса T_2 ; строк служби передачі t ; відомості про реверсивність передачі; шорсткість зубів R_a ; потужність на вихідному валу P_2 .

Програма надає можливість вибору потрібного графіка із шести типових режимів навантажень зубчастих передач. На основі обраного режиму комп'ютер рекомендує впорядкований графік навантажень, дотримуючись якого студент одержує циклограму навантажень, тобто ступінчастий графік термінів дій номінального, пускового, максимального та пікового моментів. Якщо він задовольняє студента - розрахунок продовжується, якщо ні - повторюється. У разі позитивної відповіді приступаємо до вибору матеріалу черв'яка та вінця черв'ячного колеса. На цьому закінчується перший блок проектування.

Далі йде розрахунок передачі на контактну витривалість активної поверхні зубів, де одержуються та оптимізуються геометричні параметри передачі, проходячи перевірку на виконання умов міцності.

Третій блок програми містить розрахунок передачі на контактну витривалість при дії максимальних навантажень, на заїдання та перевірочний розрахунок зубів на згин.

Результатом обчислень, що виконані програмою, є розгорнутий протокол, який виводиться на дисплей та принтер і містить

такі параметри: міжосьова відстань a_w ; модуль m ; кількість заходів черв'яка z_1 ; кількість зубів колеса z_2 ; коефіцієнт діаметра черв'яка q ; матеріал черв'яка; матеріал вінця черв'ячного колеса; діаметри ділильні d_1 і d_2 ; діаметри кіл вершин зубів d_{a1} і d_{a2} ; діаметри кіл западин зубів d_{f1} і d_{f2} ; діаметр максимальний колеса d_{am2} ; коефіцієнт корисної дії η ; кількість обертів черв'яка та колеса n_1 і n_2 ; а також значення моментів, складових зусиль у зачепленні, обертових швидкостей черв'яка v_1 та черв'ячного колеса v_2 .

28.6 Проектування клинопасової передачі в діалоговому режимі

Розрахунок клинопасової передачі в діалоговому режимі виконується за програмою "Клин-1". Алгоритм програми побудовано на основі методики, що викладена в ГОСТ 1284-80, та з урахуванням вимог ГОСТ 1284.1-80 щодо основних розмірів, ГОСТ 1284.2-80 щодо технічних умов та ГОСТ 1284.3-80 щодо потужностей, які передаються.

Згідно з даною програмою, виходячи з потужності P_1 , яка передається пасовою передачею, та частоти обертання малого шківів n_1 , вибираються оптимальні параметри поперечного перерізу паса (вибирається тип клинового паса). За частотою обертання меншого шківів та його діаметра d_1 вибирається оптимальне значення номінальної потужності, яка може передаватись одним пасом вибраного поперечного перерізу в умовах типової передачі.

В подальшому розрахунку визначається потужність, яка може передаватись одним пасом вибраного поперечного перерізу в умовах експлуатації передачі, що проектується. Виходячи з потужності, яка повинна передаватись пасовою передачею, режиму роботи та потужності, яка може передаватись одним пасом, вибирається оптимальна кількість пасів в передачі z .

Визначивши попередній натяг гілок паса, визначають силу, яка діє на вали передачі.

Таким чином, програма дозволяє при проектуванні клинопасових передач, виходячи з потужності, яка передається, та умов експлуатації, вибирати оптимальні значення поперечного перерізу паса, кількість пасів z .

28.7 Система автоматизованого розрахунку і проектування механічного обладнання і конструкцій в області машинобудування і будівництва

Науково-технічний центр “Автоматизоване проектування машин АСКОН” пропонує комп’ютерну технологію проектування у вигляді системи автоматизованого проектування APM Win Machine для виконання всього різновиду розрахунків машин, механізмів і конструкцій, їх повноцінного інженерного аналізу з метою вибору оптимальних параметрів, а також оформлення і зберігання конструкторської документації.

Ця комп’ютерна технологія проектування реалізована в “Інструментально-експертній системі автоматизованого розрахунку і проектування в машинобудуванні і будівництві APM Win Machine”, яка розроблена в Росії і адресована інженерам і конструкторам, які займаються конструюванням і модернізацією існуючого механічного обладнання. При розробці системи APM Win Machine було узагальнено і осмислено досвід конструювання машин в багаточисельних лабораторіях галузевих інститутів та інших підприємств СРСР, який і був реалізованим у вигляді комплексу комп’ютерних програм. За допомогою системи APM Win Machine можна швидко і без зайвих трудозатрат одержати раціональні геометричні розміри і параметри елементів машин і будівельних конструкцій.

APM Win Machine містить ефективні і надійні алгоритми і програми для розрахунків: а) енергетичних і кінематичних параметрів; б) міцності, жорсткості і стійкості; в) витривалості; г) надійності і стійкості проти спрацювання; д) динамічних характеристик.

Остання версія APM Win Machine – 2001 складається із 17-ти модулів, за допомогою яких можна виконати розрахунки і проектування:

1). З’єднань деталей машин і елементів конструкцій, в тому числі комплексний розрахунок усіх типів нарізних, зварних, заклепкових з’єднань та з’єднань деталей обертання.

2). Всіх типів зубчастих передач, черв’ячних, пасових і ланцюгових передач, а також виконання креслень елементів цих передач в автоматизованому режимі.

3). Гвинтових передач.

4). Підшипників кочення всіх відомих типів і підшипників ковзання.

- 5). Валів та осей.
- 6). Довільних балочних конструкцій.
- 7). Фермових плоских і просторових конструкцій.
- 8). Трьохмірних рамних конструкцій.
- 9). Напружено-деформованого стану деталей методом кінцевих елементів.
- 10). Пружних елементів машин (пружин стиску, розтягу, крутіння, плоских пружин, тарілчастих пружин і торсіонів).
- 11). Кулачкових механізмів з автоматичним генератором креслень.
- 12). Важільних механізмів довільної структури.
- 13). Приводів обертального руху довільної структури.
- 14). Планетарних передач довільного типу.
- 15). Оболонок і пластинчастих конструкцій довільного виду методом кінцевих елементів.

Кожна підсистема надає користувачу інтегроване середовище, яке в загальному випадку містить: а) спеціалізований графічний редактор; б) повний цикл обчислень; в) різновид засобів представлення результатів; г) розгалужену систему підказок.

У системі APM Win Machine існує інженерна база даних для збереження існуючих стандартів, яка доступна всьому комплексу розрахункових програм, а також електронний підручник “Основи проектування машин”, в якому викладені основні методи розрахунків, що використані при розробці системи.

Система APM Win Machine призначена для персональних комп’ютерів і працює в середовищі Microsoft Windows – 95, 98, 2000, ME, NT, XP.

Використання системи APM Win Machine значно скорочує терміни розробки машин, забезпечує підвищення якості їх проектування. Найбільш поширено використання системи APM Win Machine в Росії, Україні, її також використовують фірми “НИЕСК” і КВЕ (Німеччина), південно-кореїські корпорації “Tongil Heavy Industries Co” і “LG Industries Systems Co” та інші.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. - М.: Машиностроение, 2006. - Т. I - 928 с.; Т. 2. - 559 с.; Т. 3. - 557 с.
2. **Анфимов М.И.** Редукторы. Конструкции и расчет. - М.: Машиностроение, изд. 3, 1972. — 283 с.
3. **Баласанян Р.А.** Атлас деталей машин: Навчальний посібник для технічних вузів. – Х.: Основа, 1996. – 256 с.
4. **Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. - М.: Машиностроение, 1990. - 365 с.
5. Валы и оси. / **С.В. Серенсен, М.Б. Громан, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович.** - М.: Машиностроение, 1970. – 319 с.
6. **Воробьев В.И.** Ременные передачи. - М.: Машиностроение, 1979. – 163 с.
7. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.
8. Детали машин: Атлас конструкций: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2-х частях. Часть 1; Часть 2 / Под общей ред. д-ра техн. наук проф. **Д.Н. Решетова.** - М.: Машиностроение, 1992. – 352 с., 296 с.
9. Детали машин. Справочник. В 3-х т. / Под ред. **Н.А. Ачеркана.** - М.: 1968-1969. - Т. I. - 440 с., Т. 2. - 408 с.; Т.3. - 471 с.
10. Допуски и посадки: Справочник / Под ред. **В.Д. Мягкова.** - М.: Машиностроение, 1978. - 771 с.
11. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей. - 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд. Центр «Академия», 2004. - 496 с.
12. Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. **Е.Г. Гинзбурга.** - Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
13. **Иванов М.Н.** Детали машин: Учебник для студентов вузов / Под ред. **В.А. Финогорова.** - М.: Высшая школа, 2000. - 383 с.
14. **Иосилевич Г.Б.** Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.

15. **Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А.** Расчет и проектирование деталей машин. - Х.: Основа, 1991. - 276 с.
16. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / **С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин** и др. - 3-е изд., стереотипн. - М.: Машиностроение, 2005. - 416 с.
17. Детали машин в примерах и задачах: Учебное пособие / **С. Н. Ничипорчик, М. И. Корженцевский, В. Ф. Калачев** и др. Под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. — 2-е изд. — Минск: Вышайшая школа, 1981. — 432 с.
18. **Орлов П.И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие / Под ред. П.Н. Дунаева. – М.: Машиностроение, 1988. - Т. 1. - 560 с.; Т. 2. - 544 с.
19. **Павлице В.Т.** Основы конструирования та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. - 556 с.
20. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. **В.Н. Нарышкина, Р.В. Коростовского**. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
21. **Поляков В.С., Барбаш И.Д., Раховский О.А.** Справочник по муфтам. - М.: Л.: Машиностроение, 1979. - 351 с.
22. Расчет на прочность деталей машин.: Справочник / **И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич**. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1993. - 640 с.
23. **Решетов Д.Н.** Детали машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
24. **Рудь Ю.С.** Основы конструирования машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавництво «Мінерал», 2006.- 462 с.
25. Сварные конструкции. В 2-х ч. / **Г.А. Николаев, С.А. Куркин, В.А. Винокуров**. - М.: Машиностроение, 1982-1983. – 272-344 с.с.
26. **Фролов М.И.** Техническая механика. Детали машин: Учебник для машиностроительных техникумов. – 2-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 1990. – 352 с.
27. **Шейнблит А. Е.** Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

Навчальне видання

РУДЬ ЮРІЙ САВЕЛІЙОВИЧ

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Комп'ютерний набір та верстка:
БІЛОНОЖКО В.Ю.

Підписано до друку 13.08.2015. Формат 60x84/16.
Умовн.- друк. арк. 30,75. Друк ротаційний.
Наклад 100 прим. Зам. №13/08-15-18

Видавництво «Діонат» (ФО-П Чернявський Д.О.)
пр. 200 річчя Кривому Рогу, 17, (зуп. «Спаська»),
тел.: (056) 440-21-63; 404-05-92.
Свідоцтво ДК 3449 від 02.04.2009 р.
www.dionat.com

