

620 041025.81
K-20

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

та ОСНОВИ
КОНСТРУЮВАННЯ

621.01(075.8)
K72

Міністерство освіти і науки України

Національний університет харчових технологій

В.С. Костюк, Г.Р. Валіулін, Є.В. Костюк

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Затверджено Вченою радою
Національного університету харчових технологій
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів

КНИГОСКОВИЩЕ

 **К О Н Д О Р**

Київ
2018

211 014 531+621.01+621.02 (11111)

УДК 621.01
ББК 34.41+34.42
П 75

Затверджено Вченою радою
Національного університету харчових технологій
як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів
(протокол № 5, від 24.11.2016 р.)

Рецензент
д-р техн. наук, проф. Серьогін О.О.

П 75 Прикладна механіка та основи конструювання: навч.
посібник / Костюк В. С., Валіулін Г. Р., Костюк Є.В. – К.:
Видавничий дім "Кондор", 2018. – 226 с., – 170 іл., 5 табл.
ISBN 978-617-7582-61-7

У навчальному посібнику розглянуто основні питання теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, опору матеріалів, деталей машин, стандартизації та взаємозамінності, проектування та конструювання деталей, елементів та передаточних механізмів машин.

Видання розраховано на студентів спеціальності «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» денної та заочної форми навчання, а також може бути використано для інших не машинобудівних спеціальностей.

ISBN 978-617-7582-61-7

ББК 34.41+34.42

482521



© В. С. Костюк,
Г. Р. Валіулін,
Є. В. Костюк, 2018
© Видавничий дім
"Кондор", 2018

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
<i>Частина I. ТЕОРЕТИЧНА МЕХАНІКА</i>	9
<i>Розділ 1. Статика твердого тіла</i>	9
1.1. Поняття про силу, системи сил, еквівалентних та зрівноважених систем сил, рівнодійної сили	10
1.2. Аксиоми про сили. Теореми про три сили. Проекція сили	12
1.3. Момент сили відносно точки та осі.....	15
1.4. В'язі та їх реакції. Аксиоми про в'язі.....	17
1.5. Зовнішні та внутрішні сили. Метод перерізів.....	18
1.6. Еквівалентне перетворення систем збіжних сил, умови рівноваги.....	18
1.7. Момент пари сил	19
1.8. Умови рівноваги довільної плоскої системи сил	21
1.9. Елементи геометрії плоских твердих тіл	22
<i>Розділ 2. Кінематика</i>	24
2.1. Векторний та координатний способи задання руху точки. Кінематика точки в декартовій системі координат.....	24
2.2. Зв'язок між кінематикою точки в декартовій та натуральній системах координат	27
2.3. Рівномірний і рівнозмінний рух точки.....	28
2.4. Обертальний рух твердого тіла навколо нерухомої осі.....	29
2.5. Визначення прискорення точок тіла, що обертається навколо нерухомої осі.....	30
2.6. Поняття про складний рух точки.....	32
<i>Розділ 3. Динаміка</i>	35
3.1. Загальні закони динаміки матеріальної точки.....	35
3.2. Диференціальні рівняння руху вільної матеріальної точки	36
3.3. Принцип Д'Аламбера для невільної матеріальної точки. .	37
3.4. Кількість руху матеріальної точки	38
3.5. Теореми про зміну кінетичної енергії	39
3.6. Кінетична енергія твердого тіла, що обертається навколо нерухомої точки.....	40
3.7. Робота сили. Потужність	41

<i>Частина II. ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН</i>	43
<i>Розділ 4. Структурний аналіз механізмів</i>	44
4.1. Основні поняття і визначення	44
4.2. Класифікація механізмів, кінематичних пар та ланок	44
4.3. Структурна формула кінематичного ланцюга та механізму. Визначення ступенів рухомості механізмів	49
4.4. Структурна класифікація плоских важільних механізмів.....	49
4.5. Порядок проведення структурного аналізу механізмів.....	50
<i>Розділ 5. Кінематичний аналіз механізмів</i>	53
5.1. Завдання кінематичного аналізу	53
5.2. Визначення положень і переміщень ланок	53
5.3. Кінематичне дослідження механізму методом планів швидкостей і прискорень.....	55
5.4. Кулачкові механізми	60
<i>Розділ 6. Динамічний аналіз механізмів</i>	63
6.1. Основні завдання	63
6.2. Сили, що діють на ланки механізму	63
6.3. Силовий розрахунок плоских механізмів	66
6.4. Теорема М. Є. Жуковського (про жорсткий важіль)	67
<i>Розділ 7. Синтез механізмів</i>	68
7.1. Завдання синтезу механізмів.....	68
7.2. Тертя в машинах і механізмах	68
7.3. Випадки тертя на площині. Кут тертя і конус тертя	69
7.4. Тертя кочення. Приведений коефіцієнт тертя кочення	70
7.5. Коефіцієнт корисної дії	71
<i>Частина III. ОПІР МАТЕРІАЛІВ</i>	74
<i>Розділ 8. Основні поняття</i>	74
8.1. Реальний об'єкт і розрахункова схема. Гіпотези, принципи та допущення	75
8.2. Аналіз силових факторів	76
8.3. Визначення внутрішніх сил. Метод перерізів	78
8.4. Поняття про напруження в поперечному перерізі	80

Розділ 9. Розтягування і стискання	82
9.1. Напруження розтягування та стискання	83
9.2. Допустиме напруження. Коефіцієнт запасу міцності.....	84
9.3. Дослідження зразків матеріалів на розтягування.....	84
9.4. Граничні напруження.....	86
9.5. Випробування матеріалів на стискання	88
Розділ 10. Зсув, зріз. Зминання. Кручення	90
10.1. Основні визначення, умови міцності	90
10.2. Напруження при деформації кручення. Закон Гука	93
Розділ 11. Згин	96
11.1. Балки та їх опори.....	97
11.2. Поперечні сили і згинаючі моменти в перерізах балки... 98	
11.3. Напруження в балці при згині.....	99
11.4. Основні теорії міцності.....	102
11.5. Складний опір.....	103
Розділ 12. Геометричні характеристики плоских поперечних перерізів	105
12.1. Моменти інерції плоских перерізів	105
12.2. Моменти опору.....	106
Частина IV. ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПРИЛАДІВ	108
Розділ 13. Основи проектування та конструювання деталей та вузлів машин і приладів	108
13.1. Основні поняття та визначення.....	108
13.2. Зміст понять проектування і конструювання	110
13.3. Види виробів приладобудування	114
13.4. Вимоги до механізмів приладів	115
13.5. Види конструкторських документів.....	117
13.6. Етапи розробки нових виробів.....	118
Розділ 14. З'єднання деталей машин	120
14.1. Нероз'ємні з'єднання	120
14.1.1. Заклепкові з'єднання.....	120
14.1.2. Зварні з'єднання	124
14.2. Роз'ємні з'єднання. Різьбові з'єднання	125
14.3. Шпонкові та шліцьові з'єднання	128
14.4. Штифтові з'єднання	130

<i>Розділ 15. Механічні передачі</i>	131
15.1. Основні характеристики передач.....	131
15.2. Зубчасті передачі	134
15.2.1. Зусилля в зачепленні прямозубої передачі	139
15.2.2. Розрахунок зубців на міцність	140
15.3. Конічні зубчасті передачі	142
15.4. Черв'ячні передачі	145
15.4.1. Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора	148
15.5. Ланцюгові передачі	149
15.6. Пасові передачі	152
15.7. Фрикційні передачі	157
<i>Розділ 16. Деталі, що обслуговують механічні передачі</i>	159
16.1. Вали та вісі	159
16.2. Розрахунок осей та валів	160
16.3. Опори валів та осей	163
16.4. Муфти	171
<i>Розділ 17. Взаємозамінність в машинобудуванні</i>	175
17.1. Визначення взаємозамінності та її різновиди.....	175
17.2. Загальні поняття допусків і посадок	175
17.3. Системи утворення посадок. Основні відхилення розмірів.....	179
17.4. Позначення допусків і посадок на кресленнях.....	181
17.5. Елементи теорії точності	182
<i>Розділ 18. Приводи машин</i>	189
18.1. Особливості використання приводів	189
18.2. Класифікація приводів машин та устаткування	192
18.3. Структура сучасного електроприводу.....	194
18.4. Структура гідроприводу	195
18.5. Пневмопривод.....	200
18.6. Загальні поняття про мехатронний привод	203
ДОДАТКИ	212
Предметний покажчик	223
ЛІТЕРАТУРА	225

ВСТУП

Розвиток суспільства і засобів виробництва вказує на те, що 21 століття визнано століттям технологій. Реалізація будь-якої технології пов'язана з використанням відповідного технічного устаткування. Досягнення успіхів у технології можливе лише за поєднання зусиль кваліфікованих фахівців, які володіють знаннями та досвідом: про особливості протікання технологічних процесів, про можливість їх забезпечення з технічного ряду питань та вимог і відповідно реалізації керування та автоматизації як окремих операцій і процесів так і в цілому всього виробництва.

Поєднання трьох складових – технології, техніки і керування – та досягнення результату, можливе лише за розуміння фахівцями фундаментальних понять, що стосуються технічного забезпечення виробництва. Кожний зі спеціалістів названих сфер має в достатній мірі розумітися не тільки у питаннях своєї вузької спеціальності, але і суміжних галузях, знати не тільки технологію виробництва, але і засоби, які забезпечують технологічний процес, адже немає такої галузі народного господарства, в якій не використовуються машини.

Прикладна механіка є частиною загальної області науки машинознавство. Вона займається вивченням руху і роботи механізмів, розробкою та вдосконаленням розрахунків та оцінок надійності основних елементів машин і механізмів, експериментальною механікою машин та узагальненням інженерного досвіду створення механізмів і машин.

Навчальний курс «Прикладна механіка та основи конструювання» передбачає:

1. Ознайомлення з найбільш загальними законами механічного руху.
2. Вивчення загальних основ влаштування та побудови машин, приладів, механізмів і деталей, кінематики і динаміки механізмів.

3. Отримання понять з основних інженерних методів розрахунку елементів конструкцій на міцність, жорсткість і стійкість.
4. Засвоєння основ розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць вузлів.
5. Визначення кінематичних та силових параметрів руху ланок механізмів.
6. Ознайомлення з основами стандартизації та взаємозамінності.
7. Набуття початкових навиків конструювання.

Оскільки на вивчення механіки відводиться порівняно невелика кількість годин, тому даний курс охоплює деякі питання з розділів механіки: теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин, деталей машин. Ознайомлення з наведеним теоретичним матеріалом дозволяє розглянути і вивчити в логічній послідовності, без непотрібних повторень одних і тих же положень, основні наукові основи які відносяться до механіки, що є невід'ємною складовою будь-якого виробництва, та їх взаємозв'язок з автоматизацією промислових процесів та комп'ютерно-інтегрованими технологіями сучасних виробництв.

Для більш глибокого розуміння теоретичного матеріалу і отримання практичних навиків у вирішенні задач технічного спрямування потрібно після вивчення викладеного матеріалу ознайомитися з відповідними питаннями, що приводяться в технічній літературі за даною темою.

Необхідність глибокого вивчення комплексу питань викладеного теоретичного матеріалу і отримання навиків вирішення задач пояснюється тим, що знання з прикладної механіки та основ конструювання стосуються мінімуму фундаментальних понять, які потрібні спеціалісту для оволодіння усім новим, з чим йому доведеться зіткнутися при подальшій самоосвіті та практичній діяльності, а також приймати участь у створенні та експлуатації сучасної техніки і обладнання.

Частина I. ТЕОРЕТИЧНА МЕХАНІКА

Розділ 1. СТАТИКА ТВЕРДОГО ТІЛА

Теоретична механіка – це частина механіки, яка вивчає загальні закони механічного руху макроскопічних матеріальних тіл.

За змістом теоретична механіка ділиться на статику, кінематику і динаміку.

Статикою називається розділ теоретичної механіки, в якому вивчаються загальні положення про сили, їх приведення до найпростішого вигляду та умови рівноваги матеріальних тіл, на які діють ці сили.

Під *рівновагою* розуміють стан спокою тіла по відношенню до інших тіл.

У статистиці розв'язуються такі основні задачі:

- 1) приведення системи сил, що діють на абсолютно тверде тіло, до найпростішого вигляду;
- 2) визначення умов рівноваги сил, які діють на абсолютно тверде тіло.

В теоретичній механіці користуються граничними абстракціями: матеріальна точка і абсолютно тверде тіло.

Абсолютно тверде тіло (тверде тіло) – це матеріальне тіло, відстань між будь-якими точками якого в процесі руху залишається незмінною; інакше кажучи, абсолютно тверде тіло завжди зберігає свою геометричну форму.

Матеріальна точка – це матеріальне тіло, розмірами якого, вивчаючи його рух, можна знехтувати.

Якщо матеріальні точки пов'язані між собою так, що будь-яка точка не може рухатися або перебувати у стані спокою незалежно від інших, то такі точки утворюють систему матеріальних точок, або механічну систему.

Наведені абстракції дозволяють лише вивчити загальні закони механічного руху, що і відповідає основній задачі теоретичної механіки.

1.1. Поняття про силу, системи сил, еквівалентних та зрівноважених систем сил, рівнодійної сили

Статика твердого тіла – розділ теоретичної механіки, в якому викладаються методи перетворення одних систем сил в інші, їм еквівалентні, а також вивчаються умови рівноваги системних сил, що діють на тверде тіло.

Кількісна міра взаємодії матеріальних тіл, що визначає інтенсивність та напрям цієї взаємодії, називається *силою*, яку прикладено до даного тіла. Сила виникає тільки у разі взаємодії матеріальних об'єктів. Тому неможливо розглядати силу як щось, що існує в природі само по собі, незалежно від матеріального тіла, яке є її джерелом, та іншого матеріального тіла, яке зазнає дію цієї сили.

Числове значення (модуль) сили позначають, наприклад, або $|F|$, або F . Одиницею сили в системі СІ є Ньютон [Н].

Сили, які прикладаються до тіла у будь-якій його точці (A), називаються зосередженими (рис. 1.1).

Сукупність сил, що діють на тіло; називаються системою сил. Сили, які входять до складу даної системи, називаються складовими цієї системи.

Зрівноважені системи сил, або системи сил, еквівалентні нулю, – це такі системи сил, під дією яких матеріальна точка або тверде тіло перебувають у стані рівноваги відносно інерціальної системи відліку, їх позначають

$$\{F_1, F_2, \dots, F_n\} \sim 0. \quad (1.1)$$

Під *рівновагою матеріальної точки або твердого тіла* розуміють такий їх стан, за якого вони, перебуваючи під дією системи сил $\{F_1, F_2, \dots, F_n\} \sim 0$, залишаються у спокої відносно інерціальної системи відліку.

Наведемо ще такі визначення:

1. Тіло, яке не взаємодіє з іншими тілами і якому з даного положення можна надати будь-яке переміщення у просторі, називається *вільним*.

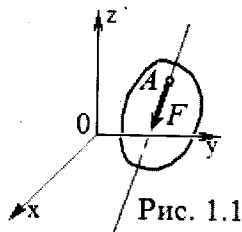


Рис. 1.1

2. Якщо одну систему сил F_1, \dots, F_n , що діють на вільне тверде тіло, можна замінити іншою системою P_1, \dots, P_m , не порушуючи при цьому стану спокою чи руху, в якому знаходиться тіло, то такі дві системи сил називаються *еквівалентними*:

$$F_1, \dots, F_n \sim P_1, \dots, P_m.$$

3. Система сил F_1, \dots, F_n , під дією якої вільне тверде тіло знаходиться у стані спокою, називається *зрівноваженою*, або *еквівалентною нулю*:

$$F_1, \dots, F_n \sim 0.$$

4. Якщо задана система сил P_1, \dots, P_n еквівалентна одній силі, то ця сила називається *рівнодійною* R заданої системи сил:

$$P_1, \dots, P_n \sim R.$$

5. *Точкою прикладання* сили називається та матеріальна частка тіла, до якої сила безпосередньо прикладена.

6. Сили, що діють на всі точки довжини, поверхні чи об'єму, називаються *розподіленими*.

Величину сили, яка припадає на одиницю довжини, площі або об'єму, називають *інтенсивністю*. Розподілену силу позначають – q , яка має розмірність Н/м, Н/м², Н/м³ відповідно. Прикладами розподілених сил є: тиск рідини на стінки трубопроводу, посудини; сили ваги тіла та ін. Характер дії розподілених сил представляють графіком (епюрою).

7. *Зовнішні сили* – це сили, що діють на тіло або механічну систему з боку матеріальних точок або інших тіл, які не входять в цю систему.

8. *Внутрішні сили* – це сили взаємодії між точками однієї механічної системи.

Класифікація систем сил

При вивченні статyki будемо послідовно переходити від розгляду простих систем сил до більш складних, системи сил можна класифікувати так:

- система збіжних сил, плоска й просторова;
- плоска система паралельних сил;
- довільна плоска система сил;
- просторова система паралельних сил;
- довільна просторова система сил.

1.2. Аксиоми про сили. Теореми про три сили. Проекція сили

Аксиоми механіки – це деякі твердження, що приймаються без доказу.

Аксиома про дві сили. Дві сили, прикладені до твердого тіла взаємно врівноважуються тоді, коли вони рівні за числовим значення (модулем) і діють уздовж однієї прямої у протилежних напрямках (рис. 1.2).

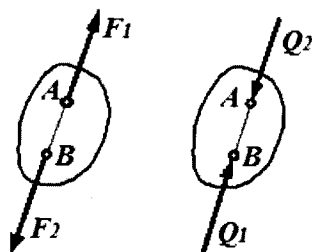


Рис. 1.2

Аксиома про додавання та віднімання зрівноваженої системи сил. Стан твердого тіла під дією системи сил не зміниться, якщо до цієї системи додати або від неї відняти зрівноважену систему сил.

Наслідок з аксіоми про дві сили та про додавання і віднімання зрівноваженої системи сил. Дія сили на тверде тіло не зміниться, якщо перенести точку прикладання сили уздовж її лінії дії у довільну точку. Нехай сила F_1 прикладена до твердого тіла у точці A (рис. 1.3, а). Прикладемо у точці B уздовж лінії дії сили F_1 дві сили F_2 та F_3 , вважаючи, що $|F_2| = |F_3| = |F_1|$ (рис. 1.3, б).

Наслідок з аксіом показує, що сила, прикладена до абсолютно твердого тіла, розглядається як ковзний вектор (рис. 1.3, в).

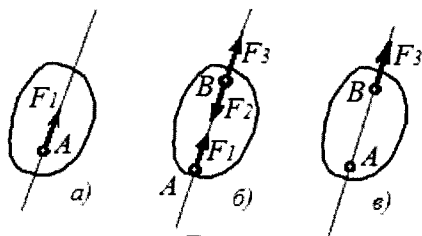


Рис. 1.3

Аксиома про паралелограм сил. Не змінюючи механічного стану твердого тіла, дві сили, що прикладені до нього в одній точці під кутом одна до одної, можна замінити однією силою, прикладеною у тій самій точці, яка визначається діагоналлю паралелограма, побудованого на цих силах як на сторонах.

1. Дві сили, прикладені в одній точці твердого тіла під кутом одна до одної, мають рівнодійну, тобто еквівалентні одній силі:

$$\{F_1, F_2\} \sim R. \quad (1.2)$$

2. Аксиома визначає модуль, точку прикладання та напрям рівнодійної як геометричної суми двох сил, тобто

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2. \quad (1.3)$$

Напрямок рівнодійної визначає діагональ паралелограма (рис. 1.4), або замикальна сторона трикутника, побудованого так, що до довільного центра B прикладений вектор, який геометрично дорівнює першій силі F_1 , а потім до кінця цього вектора прикладений вектор, що геометрично дорівнює другій силі F_2 . Замикальна сторона трикутника і визначає рівнодійну силу R .

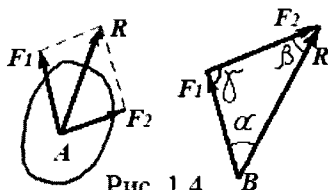


Рис. 1.4

Аналітично рівнодійна R визначається як діагональ паралелограма за допомогою теореми косинусів

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(F_1, F_2)}, \quad (1.4)$$

а при побудові трикутника – за допомогою теореми синусів

$$\frac{R}{\sin\gamma} = \frac{F_1}{\sin\beta} = \frac{F_2}{\sin\alpha}. \quad (1.5)$$

Щоб визначити геометричну суму сил, приєднуємо послідовно до кінця першого вектора сили \vec{F}_1 вектор, що геометрично дорівнює силі \vec{F}_2 і т.д. Вектор, проведений з точки початку першого вектора сил до кінця останнього вектора системи сил є геометричною сумою сил системи, тобто

$$\vec{R} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k. \quad (1.6)$$

Вектор \vec{R} є замикальною стороною побудованого багатокутника (рис. 1.5).

Одержаний таким чином багатокутник називається *силовим багатокутником*, а розглянуте правило – *правилом геометричного складання сил (векторів)*.

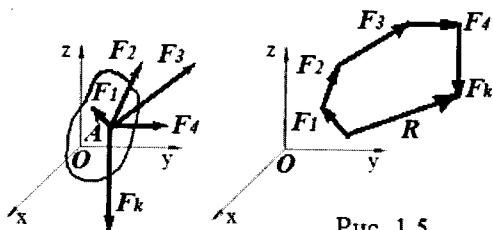


Рис. 1.5

Теорема про три сили. Якщо тверде тіло перебуває у стані рівноваги під дією трьох непаралельних сил, що розташовані в одній площині, то лінії дії цих сил перетинаються в одній точці (рис. 1.6). З останнього та з визначення рівнодійної, що є діагоналлю паралелограма випливає можливість розкладання сили за двома заданими напрямками.

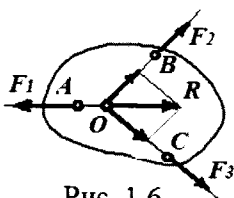


Рис. 1.6

Проекція сили на вісь

Проекція точки на вісь або площину – це точка перетину перпендикуляра, проведеного з даної точки, з віссю або даною площиною (рис. 1.7, 1.7.1).

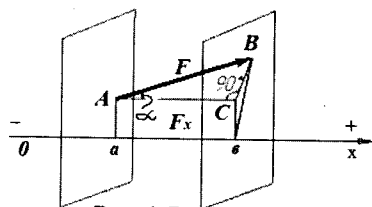


Рис. 1.7

$$F_x = F \cos \alpha. \quad (1.7)$$

Вираз (1.7) визначає проекцію сили \vec{F} на вісь Ox як за числовим значенням, так і за знаком.

Отже, проекція сили на вісь – скалярна величина, що дорівнює добутку модуля сили на косинус кута між напрямком сили і додатним напрямком осі.

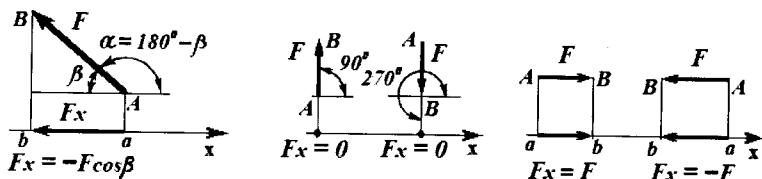
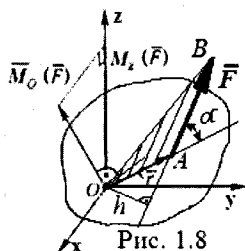


Рис. 1.7.1

1.3. Момент сили відносно точки та осі



Моментом сили відносно точки O називається фізична величина, що дорівнює векторному добутку радіуса-вектора \vec{r} , проведеного з точки O у точку прикладання сили, на цю силу (рис. 1.8)

$$\vec{M}_o(\vec{F}) = \vec{r} \times \vec{F}. \quad (1.8)$$

Момент сили відносно точки можна представити у вигляді суми трьох векторів:

$$M_o(F) = M_x(F)i + M_y(F)j + M_z(F)k. \quad (1.9)$$

Як відомо з векторної алгебри, модуль векторного добутку дорівнює площі паралелограма, побудованого на векторах-співмножниках і визначається у вигляді

$$|\vec{r} \times \vec{F}| = r \cdot F \cdot \sin \alpha. \quad (1.10)$$

Проведемо перпендикуляр з точки O на лінію дії сили \vec{F} . Довжина h цього перпендикуляра називається *плечем моменту* сили відносно точки O . З малюнку випливає, що $r \cdot \sin \alpha = h$. Тому *модуль моменту сили відносно точки O* визначається у вигляді

$$M_o(\vec{F}) = F \cdot h. \quad (1.11)$$

Отже, момент сили відносно довільної точки O є вектором, перпендикулярним до площини, що містить у собі точку та силу (площина дії моменту), який дорівнює за модулем добутку модуля сили на найкоротшу відстань між точкою та лінією дії сили (плече моменту сили) і направлений у ту частину простору, звідки обертання тіла під дією сили відносно точки видно проти руху стрілки годинника. Точка прикладання вектора моменту сили – це точка, відносно якої визначається момент сили. Одиницею моменту сили відносно точки в системі СІ є ньютон·метр [Н·м].

З визначення моменту сили відносно точки випливають такі його властивості:

а) при переміщенні точки прикладання сили вздовж її лінії дії момент сили відносно точки не змінюється;

б) якщо лінія дії сили проходить через точку, відносно якої визначається момент сили, то момент сили відносно цієї точки дорівнює нулю;

в) момент сили відносно точки чисельно дорівнює подвоєній площі трикутника ΔOAB , тобто

$$M_o(\vec{F}) = F \cdot h = 2S_{OAB}.$$

Для характеристики обертальної дії сили на тіло, служить *момент відносно осі*.

Моментом сили відносно осі (рис. 1.9) називається фізична скалярна алгебраїчна величина, що дорівнює моменту проекції цієї сили на площину, перпендикулярну до осі, відносно точки перетину осі з площиною, тобто

$$M_z(F) = M_o(F_{\Pi}) = \pm F_{\Pi} \cdot h, \quad \text{або}$$

$$M_z(\vec{F}) = M_o(\vec{F}_{xy}) = \pm \vec{F}_{xy} \cdot h, \quad (1.12)$$

де h – найкоротша відстань між лінією дії вектора проекції сили на площину, та точкою перетину осі з площиною (*плече моменту проекції F_{Π} , або \vec{F}_{xy}*).

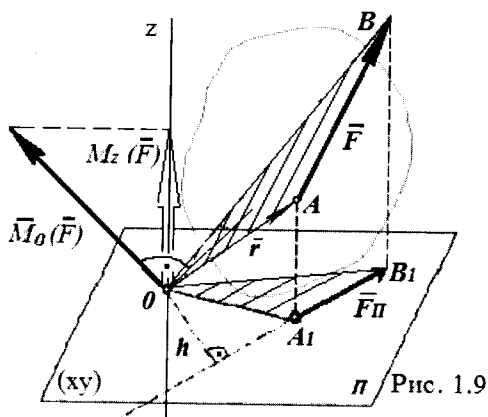


Рис. 1.9

Момент сили відносно осі вважається додатним, якщо спостерігач, що дивиться з боку додатного напрямку осі, уявляє можливий поворот тіла під дією вектора \vec{F}_{xy} (проекції сили на площину, перпендикулярну до осі) навколо осі – проти руху годинникової стрілки. У протилежному випадку

момент сили відносно осі вважається від'ємним.

1.4. В'язі та їх реакції. Аксиоми про в'язі

У теоретичній механіці розрізняють *вільні* та *невільні* тверді тіла.

Вільним називається тверде тіло, яке не контактує з іншими тілами і під дією прикладених до нього сил може здійснювати з цього положення будь-який рух у просторі.

Обмеження на рухи твердого тіла, що зберігаються за будь-яких сил, прикладених до твердого тіла, називаються *в'язями*.

Сила, з якою в'язь діє на тверде тіло, обмежуючи його рух у просторі, називається *силою реакції в'язі* або просто *реакцією*.

Аксиома про звільнення тіла від в'язей. *Не змінюючи механічного стану невольного твердого тіла, можна відкинути кожен накладену на нього в'язь, замінивши їх реакціями відповідних в'язей, і розглядати тіло як вільне.*

Дуже важливо правильно розставити реакції в'язей, інакше написання рівнянь виявиться невірним. На рисунку 1.10 наведені приклади заміни в'язей їх реакціями сил, розміщеними у площині. Реакція гладкої поверхні завжди направлена по нормалі до цієї поверхні (рис. 1.10, б, в, г); реакція «невагомому» троса (нитки, ланцюга, стрижня) завжди направлена вздовж троса (нитки, ланцюга, стрижня) (д, е, ж, з).

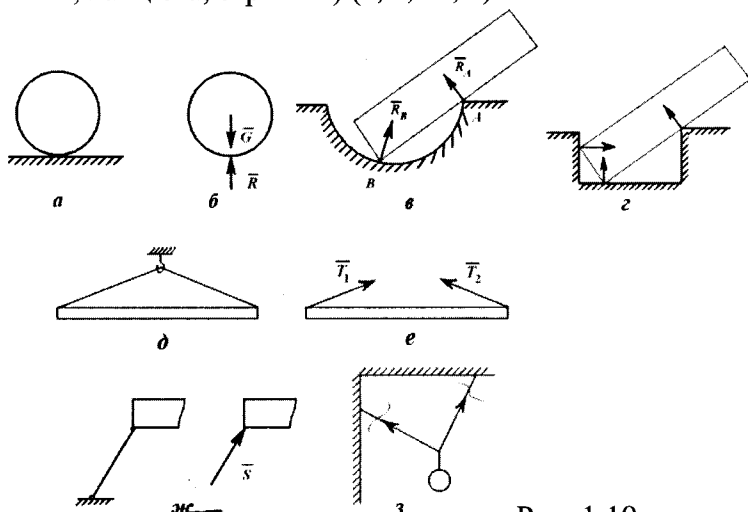


Рис. 1.10

1.5. Зовнішні та внутрішні сили. Метод перерізів

Зовнішніми називаються сили, які виникають при взаємодії матеріальних точок, твердих тіл або частинок суцільного середовища даної системи з іншими матеріальними точками, твердими тілами або частинками суцільного середовища, що не належать до даної системи, рівновага чи рух якої вивчається.

Внутрішніми називаються сили взаємодії між матеріальними точками, твердими тілами або частинками суцільного середовища, що входять до складу даної системи, рівновага чи рух якої вивчається.

Наприклад, необхідно визначити сили взаємодії частинок розтягнутого тонкого стрижня AB у деякій точці C (рис. 1.11).

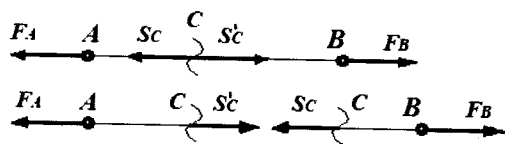


Рис. 1.11

Для цього уявно розсікаємо стрижень перерізом, що проходить через точку C , на дві частини AC і CB . Сили \vec{S}_C та \vec{S}'_C на малюнку,

відповідно до аксіоми про звільнення тіла від в'язей, є силами, з якими частини стрижня AC та CB діють одна на одну в точці C .

З другого боку, для кожної з частин стрижня ці сили будуть зовнішніми. Цей засіб виділення сил взаємодії між частинками неперервного середовища – внутрішніх сил – називається методом перерізів.

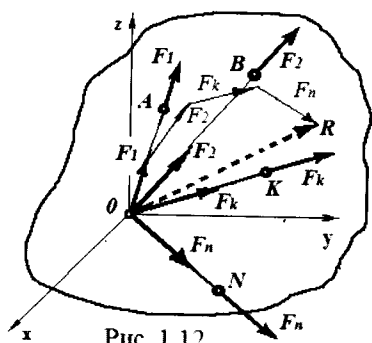


Рис. 1.12

1.6. Еквівалентне перетворення систем збіжних сил, умови рівноваги

Сили, лінії дії яких перетинаються в одній точці, утворюють просторову систему збіжних сил (рис. 1.12). Рівнодійна система збіжних сил може бути визначена геометрично за допомогою побудови силового

багатокутника

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_k + \vec{F}_n,$$

та аналітично (рис. 1.13) – через проєкції сил на осі декартової системи координат:

$$R_x = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} - F_{4x}.$$

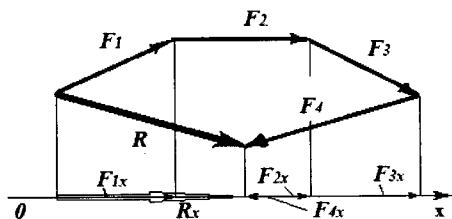


Рис. 1.13

Умови рівноваги системи збіжних сил

Для рівноваги системи збіжних сил, що діють на тверде тіло, необхідно і достатньо, щоб рівнодійна цієї системи сил дорівнювала нулю

$$\vec{R} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k = \vec{0}. \quad (1.13)$$

Умова (1.13) є механічною умовою рівноваги системи збіжних сил.

Геометрична умова рівноваги. Для рівноваги системи збіжних сил, що діють на тверде тіло, необхідно й достатньо, щоб багатокутник, побудований із сил системи, був замкненим.

1.7. Момент пари сил

Площина S , що містить у собі сили пари, називається *площиною дії пари сил* або *площиною пари*. Найкоротша відстань h між лініями дії сил пари називається *плечем пари сил*.

Згідно з визначенням моменту сили відносно довільної точки тіла O (рис. 1.14) знаходимо

$$\begin{aligned} \vec{M}_0(\vec{F}_2) + \vec{M}_0(\vec{F}_1) &= O\vec{B} \times \vec{F}_2 + O\vec{A} \times \vec{F}_1 = O\vec{B} \times \vec{F}_2 - O\vec{A} \times \vec{F}_2 = \\ &= (O\vec{B} - O\vec{A}) \times \vec{F}_2 = \vec{A}\vec{B} \times \vec{F}_2, \end{aligned} \quad (1.14)$$

$$\text{тому що } \vec{F}_1 = -\vec{F}_2, \quad O\vec{B} - O\vec{A} = \vec{A}\vec{B}. \quad (1.15)$$

Векторний добуток $\vec{A}\vec{B} \times \vec{F}_2 = \vec{M}$ називається *моментом пари сил*, тобто момент пари сил – вектор, перпендикулярний до

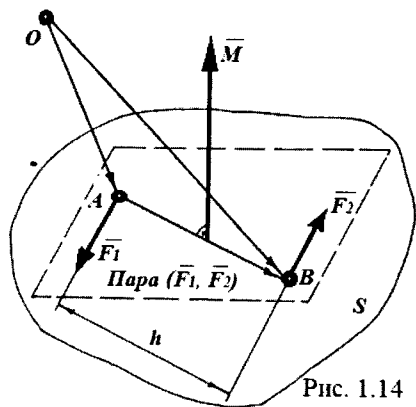


Рис. 1.14

площини дії пари сил, який дорівнює за модулем добутку модуля однієї з сил пари на довжину плеча пари і направлений в ту частину простору, звідки обертання тіла під дією пари видно проти ходу стрілки годинника (рис. 1.14).

З визначення моменту пари сил випливає, що момент пари сил не залежить від положення точки O , відносно якої визначаються моменти сил пари, тобто *момент пари сил є вектором вільним*.

Модуль (числове значення) моменту пари сил позначають $|\vec{M}|$ або M та визначають за формулою

$$M = F_1 \cdot h = F_2 \cdot h, \quad (1.16)$$

де h – плече пари сил.

Одиницею моменту пари сил, як і моменту сили відносно точки або осі, в системі СІ є ньютон-метр [Н·м].

Лема про паралельне перенесення сили.

Силу, що діє на тверде тіло, не змінюючи механічного стану тіла, можна перенести паралельно самій собі у будь-яку точку цього тіла, прикладаючи при цьому пару сил з моментом, що дорівнює моменту сили, яка переноситься відносно точки, куди сила переноситься.

Нехай до твердого тіла (рис. 1.15) в точці A прикладена сила \vec{F} . У довільній точці B цього тіла прикладемо найпростішу зрівноважену систему сил так, що модулі сил \vec{F}_1 та \vec{F}_2 дорівнюватимуть модулю

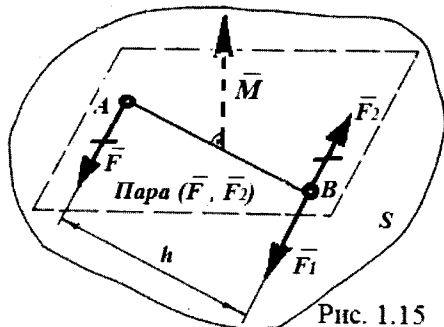


Рис. 1.15

сили \vec{F} , а лінії їх дії будуть паралельними заданій силі. Сили \vec{F} та \vec{F}_2 утворюють пару сил з моментом \vec{M} , що чисельно дорівнює $M = M_B(\vec{F}) = F \cdot h$, а сила \vec{F} , що за модулем дорівнює силі \vec{F}_1 , стає прикладеною в точці B тіла.

1.8. Умови рівноваги довільної плоскої системи сил

Для рівноваги довільної плоскої системи сил необхідно й достатньо, щоб головний вектор і головний момент цієї системи сил відносно довільного центра дорівнювали нулю

$$\vec{R}_0 = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k = \vec{0}; \quad M_0 = \sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0. \quad (1.17)$$

Умови (1.17) називаються *механічними умовами рівноваги довільної плоскої системи сил*.

Визначимо *аналітичні умови рівноваги довільної плоскої системи сил*. На підставі теореми про проекцію геометричної суми векторів на будь-яку вісь

$$R_0 = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(\sum_{k=1}^n F_{kx})^2 + (\sum_{k=1}^n F_{ky})^2} = 0, \quad (1.18)$$

де $R_x = \sum_{k=1}^n F_{kx}$, $R_y = \sum_{k=1}^n F_{ky}$, – відповідно проекції головного вектора довільної плоскої системи сил \vec{R}_0 на осі x та y декартової системи координат (осі x та y визначають площину, де розташовані сили системи).

Враховуючи умови (1.17)

$$R_0 = \sqrt{(\sum_{k=1}^n F_{kx})^2 + (\sum_{k=1}^n F_{ky})^2} = 0; \quad (1.19)$$

$$M_0 = \sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \quad (1.20)$$

звідси визначаємо *аналітичні умови рівноваги довільної плоскої системи сил*:

$$\sum_{k=1}^n F_{kx} = 0; \quad \sum_{k=1}^n F_{ky} = 0; \quad \sum_{k=1}^n M_0(\vec{F}_k) = 0; \quad (1.21)$$

З рівнянь (1.21) випливає, що для рівноваги довільної плоскої системи сил необхідно й достатньо, щоб алгебричні суми проекцій усіх сил системи на кожну з двох осей декартової системи координат (осі, що визначають площину, де розміщені сили системи) та алгебрична сума моментів цих сил відносно будь-якого центра (точки), що лежить у площині дії сил системи, дорівнювали нулю.

1.9. Елементи геометрії плоских твердих тіл

До геометричних характеристик плоских фігур або плоских перерізів належать центр ваги, статичні моменти, осьові, полярний, відцентровий моменти інерції.

На рис. 1.16 подано деяку плоску фігуру. Зв'яжемо цю фігуру з декартовою системою координат Oxy і розглянемо два інтеграли:

$$S_x = \int_{(S)} y ds ; \quad S_y = \int_{(S)} x ds, \quad (1.22)$$

де інтеграли поширені на всю площу фігури (S). Кожний з інтегралів являє собою взятую по всій площі суму добутків елементарних площадок ds на відстань до відповідної осі x або y . Перший інтеграл рівностей (1.22) називається *статичним моментом плоскої фігури відносно осі x* , а другий – *відносно осі y* . За одиницю статичного моменту в системі СІ приймають $[м^3]$.

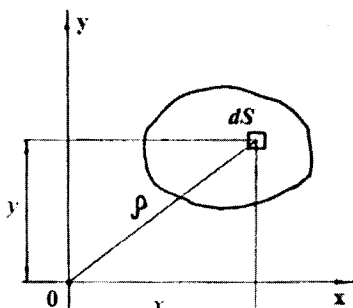


Рис. 1.16

З рівностей (1.22) випливає, що статичний момент може мати додатне або від'ємне значення чи дорівнювати нулю.

Осі, відносно яких статичний момент дорівнює нулю, називаються *центральною осями*. Точка перетину центральних осей є *центром ваги плоскої фігури*.

Інтеграли

$$I_x = \int_S y^2 \cdot dS; \quad I_y = \int_S x^2 \cdot dS, \quad (1.23)$$

де через x та, y позначені поточні координати елементарної площадки dS (рис. 1.16), називаються *осьовими моментами інерції плоскої фігури відносно осей x та y* . Осьові моменти інерції завжди мають додатне значення. За одиницю осьового моменту інерції в системі СІ приймають $[M^4]$.

Інтеграл

$$I_P = \int_S (x^2 + y^2) \cdot dS = \int_S \rho^2 \cdot dS, \quad (I_P = I_x + I_y), \quad (1.24)$$

називається *полярним моментом інерції плоскої фігури*. Як і осьові моменти інерції, полярний момент інерції може бути тільки додатною величиною. Розмірність полярного моменту інерції $[M^4]$.

Інтеграл

$$I_{xy} = I_{yx} = \int_S x \cdot y \cdot dS, \quad (1.25)$$

називається *відцентровим моментом інерції плоскої фігури відносно осей x та y* . Розмірність цього моменту також $[M^4]$.

Осі відносно яких $I_{xy} = 0$ називають *головними осями інерції*.

Осі, що проходять через центр ваги плоскої фігури і відносно яких відцентровий момент інерції фігури дорівнює нулю, називаються *головними центральними осями*.

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення сили, чим вона характеризується?
2. Як визначається проекція сили на вісь?
3. Як визначається момент сили відносно точки і осі?
4. В чому полягає суть методу перерізів?
5. Запишіть умову рівноваги системи збіжних сил, довільної просторової системи сил.
6. Чим характеризується пара сил?
7. Які Ви знаєте характеристики поперечних перерізів плоских фігур?

Розділ 2. КІНЕМАТИКА

Кінематика – це розділ, в якому вивчається механічний рух матеріальних об'єктів безвідносно до причин, які його викликають.

Кінематично визначити (задати) рух даного об'єкта означає встановити (задати) його положення відносно системи відліку в будь-який момент часу. Тому одним із завдань кінематики є встановлення математичних способів задання руху об'єктів.

Основне завдання кінематики полягає в тому, щоб на підставі математичних способів задання руху об'єктів відносно даної системи відліку визначити всі кінематичні величини, що характеризують їх рух у цілому, а також рух кожної з точок окремо (траєкторію, швидкість, прискорення та ін).

2.1. Векторний та координатний способи задання руху точки. Кінематика точки в декартовій системі координат

Точка M (рис. 2.1) здійснює рух у просторі, що визначає система координат $Oxyz$, послідовно у певні моменти часу t, t_1, \dots, t_n проходить через деякі точки цього простору M, M_1, \dots, M_n , положення яких визначається координатами x, y, z або радіусом-вектором \vec{r} . При цьому кожному моменту часу t

відповідають певні значення координат x_i, y_i, z_i або радіуса-вектора \vec{r}_i .

Отже, x, y, z – це функції часу.

$$\begin{aligned}x &= f_1(t); \\y &= f_2(t); \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$z = f_3(t).$$

$$\vec{r} = \vec{r}(t) \quad (2.2)$$

Функції (2.1) – (2.2)

визначають математичні способи задання руху точки відносно

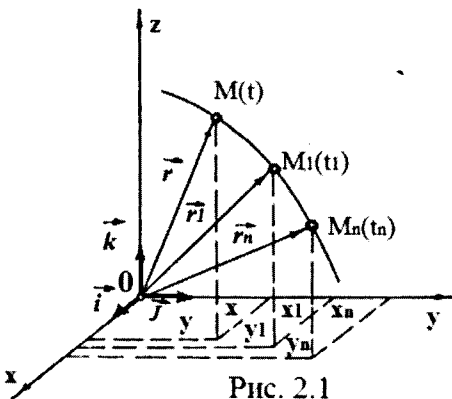


Рис. 2.1

системи відліку. Функції (2.1) визначають координатний (декартові координати) спосіб задання руху точки, а функція (2.2) – векторний спосіб задання руху точки. Рівняння (2.1) називаються *кінематичними рівняннями руху точки в декартових координатах*, а рівняння (2.2) – *кінематичним рівнянням руху точки у векторній формі*.

Співвідношення між координатним (декартові координати) і векторним способом задання руху точки має такий вигляд

$$\vec{r} = x \cdot \vec{i} + y \cdot \vec{j} + z \cdot \vec{k}, \quad (2.3)$$

де \vec{i} , \vec{j} , \vec{k} – одиничні вектори (орти) декартової системи координат;

x , y та z – декартові координати точки, які визначаються функціями (2.1).

Неперервна послідовність точок простору, через які проходить точка M при її русі, називається траєкторією руху цієї точки.

Відношення вектора $\Delta\vec{r}$ (рис. 2.2) до проміжку часу Δt називається *вектором середньої швидкості точки* за проміжок часу Δt

$$\vec{V}_{\text{сер}} = \frac{\Delta\vec{r}}{\Delta t}. \quad (2.4)$$

Напрямок вектора $\vec{V}_{\text{сер}}$ збігається з напрямком вектора переміщення $\Delta\vec{r}$, тобто вектор $\vec{V}_{\text{сер}}$ направлений уздовж хорди MM_1 .

Вектором швидкості в даний момент часу, або вектором миттєвої швидкості точки, називається границя відношення вектора переміщення точки $\Delta\vec{r}$, до проміжку часу, за який відбувається переміщення, коли проміжок часу прямує до нуля

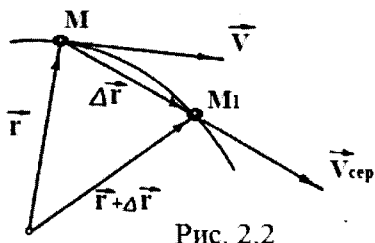


Рис. 2.2

$$\vec{V} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{r}}{\Delta t} = \frac{d\vec{r}}{dt}. \quad (2.5)$$

Вектор \vec{V} прикладений до точки, що рухається, і направлений уздовж дотичної до траєкторії в бік руху точки (оскільки границею хорди MM_1 є дотична).

Числове значення (модуль) вектора швидкості точки визначається за формулою

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (2.6)$$

Відношення вектора приросту швидкості точки $\Delta \vec{V}$ (рис. 2.3) до проміжку часу Δt , за який відбувається цей приріст, називається *середнім прискоренням точки* за проміжок часу Δt

$$\vec{W}_{\text{сеп}} = \frac{\Delta \vec{V}}{\Delta t}. \quad (2.7)$$

Напрямок вектора $\vec{W}_{\text{сеп}}$ збігається з напрямком вектора приросту швидкості $\Delta \vec{V}$, тобто вектор $\vec{W}_{\text{сеп}}$ направлений завжди в бік угнутості траєкторії.

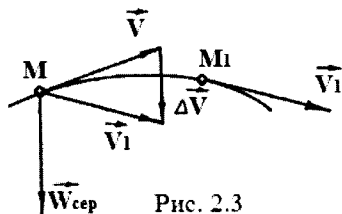


Рис. 2.3

Вектором прискорення в даний момент часу, або вектором миттєвого прискорення точки, називається границя відношення вектора приросту швидкості точки $\Delta \vec{V}$ до проміжку часу, за який відбувається цей приріст, коли проміжок часу прямує до нуля

$$\vec{W} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{V}}{\Delta t} = \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{d^2\vec{r}}{dt^2}. \quad (2.8)$$

Числове значення (модуль) вектора прискорення точки визначається за формулою

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2 + W_z^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}. \quad (2.9)$$

За одиницю швидкості та прискорення точки беруть відповідно $[m/c]$ та $[m/c^2]$, як це прийнято в системі СІ.

2.2. Зв'язок між кінематикою точки в декартовій та натуральній системах координат

Рух матеріальної вільної точки можна задати координатним способом за допомогою кінематичних рівнянь руху точки

$$\begin{aligned}x &= f_1(t); \\y &= f_2(t); \\z &= f_3(t).\end{aligned}\tag{2.10}$$

Для визначення кінематичного рівняння руху точки по траєкторії необхідно зв'язати дугову і декартові координати. Для цього скористуємося відомим виразом, що зв'язує диференціал довжини дуги кривої та диференціали координат точки цієї кривої

$$dS = \pm \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2 + (dz)^2},\tag{2.11}$$

диференціали координат точки

$$\begin{aligned}dx &= \dot{x}dt, \\dy &= \dot{y}dt, \\dz &= \dot{z}dt.\end{aligned}\tag{2.12}$$

Підставляючи рівності (2.12) у вираз (2.11), здобудемо

$$dS = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} dt.\tag{2.13}$$

Інтегруючи цей вираз у проміжку від $t = 0$ (початок руху) до довільного моменту часу t , дістанемо закон руху точки по траєкторії

$$S = \pm \int_0^t \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} dt,\tag{2.14}$$

де $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$, $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$, $\dot{z} = \frac{dz}{dt}$ – перші похідні від відповідних координат точок, що визначаються функціями (2.10) за часом.

Знак «+» або «-» у формулі 2.14 ставлять залежно від напрямку руху точки.

2.3. Рівномірний і рівнозмінний рух точки

Якщо величина швидкості точки при її русі залишається сталою ($V = \text{const}$), то *рух точки* називається *рівномірним*.

Визначимо кінематичний закон рівномірного руху точки. На підставі формули про елементарне переміщення, маємо $dS = \pm V_{\tau} dt$. Інтегруючи цей вираз

$$\int dS = \pm \int V_{\tau} dt ,$$

здобудемо

$$S = \pm V_{\tau} t + c_1 ,$$

де c_1 – стала інтегрування.

$$S = S_0 \pm V_{\tau} t . \quad (2.15)$$

Рівність (2.15) – це *кінематичний закон рівномірного руху точки*.

Якщо величина дотичного прискорення при русі точки залишається сталою, тобто $W_{\tau} = \text{const}$, то *рух точки* називається *рівнозмінним*.

Визначимо закон рівнозмінного руху точки. На підставі формули про швидкість, маємо

$$dV_{\tau} = \pm W_{\tau} dt$$

інтегруючи це рівняння

$$\int dV_{\tau} = \int \pm W_{\tau} dt$$

отримаємо

$$V_{\tau} = \pm W_{\tau} \cdot t + c_2 ,$$

де c_2 – стала інтегрування.

Визначаємо c_2 з початкових умов руху точки.

Нехай при $t = 0$, $V_{\tau}(0) = V_{\tau 0}$. Тоді з останнього рівняння випливає, що $c_2 = V_{\tau 0}$ і остаточно матимемо

$$V_{\tau} = V_{\tau 0} \pm W_{\tau} \cdot t . \quad (2.16)$$

Рівність (2.16) – це *кінематичний закон зміни швидкості точки при рівнозмінному русі*.

2.4. Обертальний рух твердого тіла навколо нерухомої осі

Обертальним рухом твердого тіла навколо нерухомої осі називається такий рух, за якого будь-які дві точки тіла залишаються нерухомими. Пряма, проведена через ці дві нерухомі точки, називається *нерухомою віссю обертання*.

Зміну кута повороту твердого тіла з часом характеризує фізична величина *кутова швидкість* – це вектор, направлений по осі обертання в той бік, з якого спостерігач бачить обертання, яке здійснює тіло, проти руху стрілки годинника (рис. 2.4):

$$\vec{\omega} = \frac{d\varphi}{dt} \vec{k}. \quad (2.17)$$

Величина вектора кутової швидкості дорівнює границі відношення приросту кута повороту $\Delta\varphi$ до проміжку часу Δt , протягом якого відбувся цей поворот при Δt , що прямує до нуля:

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}, \quad (2.18)$$

Отже, кутова швидкість за величиною дорівнює першій похідній за часом від кута повороту φ . У системі СІ кутова швидкість має розмірність [рад/с] або [1/с]. У техніці кутову швидкість часто визначають за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.19)$$

де n – кількість обертів тіла за хвилину.

Зміну кутової швидкості з часом характеризує фізична величина *кутове прискорення тіла* – це вектор, направлений по дотичній до годографа вектора кутової швидкості, тобто по осі обертання, твердого тіла:

$$\vec{\varepsilon} = \frac{d\omega}{dt} \vec{k} \quad (2.20)$$

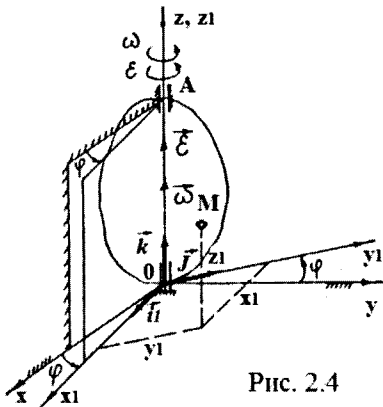


Рис. 2.4

Величина вектора кутового прискорення дорівнює границі відношення приросту кутової швидкості $\Delta\omega$ до проміжку часу Δt , протягом якого відбувся цей приріст при Δt , що прямує до нуля:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{d\omega}{dt} = \dot{\omega} = \ddot{\varphi}. \quad (2.21)$$

Отже, кутове прискорення твердого тіла дорівнює першій похідній від кутової швидкості за часом або другій похідній від кута повороту тіла за часом. У системі СІ кутове прискорення має розмірність [рад/с²] або [1/с²].

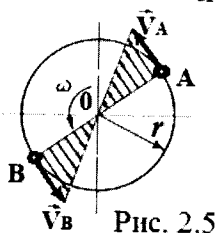


Рис. 2.5

Лінійна швидкість точок твердого тіла, що виконує обертальний рух (рис. 2.5), визначається за формулою Ейлера:

$$\vec{V} = \vec{\omega} \times \vec{r}, \quad (2.22)$$

множники неможна змінювати місцями, так як це змінить знак векторного добутку (зміниться напрямок векторного добутку).

2.5. Визначення прискорення точок тіла, що обертається навколо нерухомої осі.

Згідно з визначенням прискорення і на підставі формули (2.22) прискорення довільної точки М (рис. 2.6) твердого тіла, що обертається навколо нерухомої осі, визначається за формулою:

$$\vec{W} = \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{d}{dt}(\vec{\omega} \times \vec{r}) = \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times \frac{d\vec{r}}{dt}. \quad (2.23)$$

Отже, прискорення довільної точки М дорівнює геометричній сумі двох прискорень: обертального прискорення $\vec{W}^{об}$ точки М і доосьового прискорення $\vec{W}^{доос}$. Вектор обертального прискорення визначається за формулою:

$$\vec{W}^{об} = \vec{\varepsilon} \times \vec{r}, \quad (2.24)$$

і направлений перпендикулярно до площини, що утворюють вектори $\vec{\varepsilon}$ і \vec{r} у той бік, звідки найкоротший поворот від вектора $\vec{\varepsilon}$ до вектора \vec{r} такий, який здійснюється проти руху годинникової стрілки (рис. 2.6). Інакше вектор обертального

прискорення $\vec{W}^{об}$ направлений так, як вектор швидкості \vec{V} довільної точки М тіла, якщо рух тіла прискорений, і має прямо протилежний напрям до вектора швидкості \vec{V} точки М, якщо рух тіла сповільнений. За величиною обертальне прискорення визначається за формулою:

$$\vec{W}^{об} = \varepsilon \cdot r \sin(\widehat{\vec{\varepsilon}, \vec{r}}) = \varepsilon \cdot \rho, \quad (2.25)$$

де ρ – найкоротша відстань від точки М до осі обертання (радіус обертання точки М).

Вектор доосьового прискорення

$$\vec{W}^{доос} = \vec{\omega} \times \vec{V}, \quad (2.26)$$

і направлений перпендикулярно до площини, що утворюють вектори $\vec{\omega}$ і \vec{V} , у той бік, звідки найкоротший поворот від вектора $\vec{\omega}$ до вектора \vec{V} – проти руху стрілки годинника. Інакше вектор доосьового прискорення $\vec{W}^{доос}$ направлений уздовж радіуса обертання ρ точки М до осі обертання тіла. За величиною (модулем) доосьове прискорення визначається

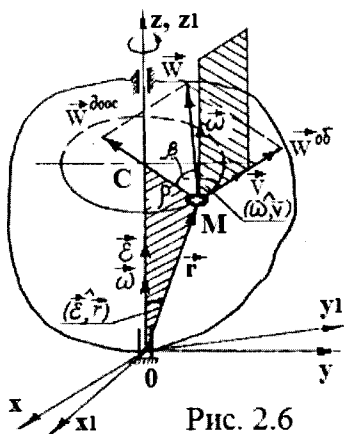


Рис. 2.6

$$\vec{W}^{доос} = \omega \cdot V \sin(\widehat{\vec{\omega}, \vec{V}}) = \omega \cdot V \sin \frac{\pi}{2} = \omega \cdot V = \omega^2 \cdot \rho = \frac{V^2}{\rho}, \quad (2.27)$$

а величина (модуль) прискорення \vec{W} довільної точки М твердого тіла, що обертається навколо нерухомої осі

$$W = \sqrt{(W^{об})^2 + (W^{доос})^2} = \sqrt{(\varepsilon \rho)^2 + (\omega^2 \rho)^2} = \rho \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}. \quad (2.28)$$

Кут β , що утворюється векторами \vec{W} і $\vec{W}^{доос}$, визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{|\vec{W}^{об}|}{|\vec{W}^{доос}|} = \frac{|\varepsilon \rho|}{\omega^2 \rho} = \frac{|\varepsilon|}{\omega^2}. \quad (2.29)$$

Розподілення швидкостей при плоско-паралельному русі тіла

Теорема. Швидкість будь-якої точки твердого тіла при плоско-паралельному русі (рис. 2.7) рівна векторній сумі швидкості полюса і швидкості в обертальному русі по відношенню до полюса.

Спроекціювавши векторне рівняння

$$\vec{V}_M = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{MO_1}, \quad (2.30)$$

на напрям відрізка O_1M , (рис. 2.7) дістанемо

$$V_M \cos \beta = V_{O_1} \cos \alpha, \quad (2.31)$$

що і є доведенням розглянутої теореми.

Таким чином, щоб визначити швидкість довільної точки твердого тіла цим способом, необхідно знати величину вектора швидкості полюса, кут між вектором швидкості полюса і прямою, що сполучає полюс і довільну точку тіла, а також кут між лінією дії вектора швидкості довільної точки тіла і прямою, що сполучає полюс і довільну точку тіла.

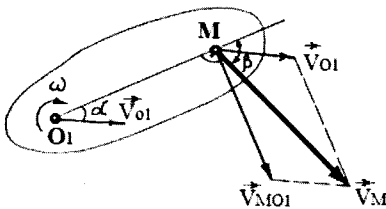


Рис. 2.7

2.6. Поняття про складний рух точки

Рух точки M (рис. 2.8) відносно рухомої системи координат $O_1x_1y_1z_1$ називається *відносним рухом точки*. Відносний рух точки фіксується спостерігачем, який незмінно зв'язаний з рухомою системою координат, разом з якою він рухається. *Відносною траєкторією точки* називається крива, яку описує точка в своєму русі відносно рухомої системи координат.

Відносною швидкістю і прискоренням точки відповідно називаються швидкість і прискорення точки в її відносному русі.

Рух рухомої системи координат та всіх незмінно зв'язаних з нею точок відносно нерухомої системи $Oxyz$ називається *переносним рухом*.

Переносним рухом точки називається рух відносно нерухомої системи координат тієї точки рухомої системи координат, з якою в даний момент збігається точка, що

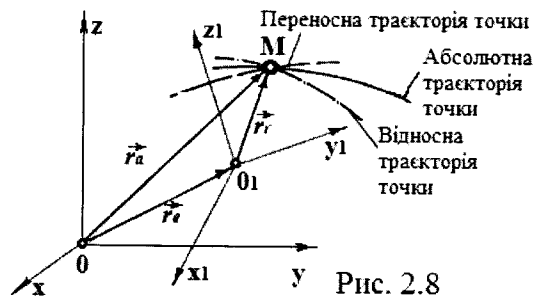


Рис. 2.8

рухається. *Переносна траєкторія точки* – це траєкторія тієї точки рухомої системи координат при її русі відносно нерухомої системи координат, з якою в даний момент збігається точка, що

рухається. Відповідно переносною швидкістю і переносним прискоренням точки називаються швидкість і прискорення точки в її переносному русі.

Абсолютний – рух точки M в умовно нерухомій системі координат $Oxyz$. Радіус вектор точки M у абсолютному русі рівний сумі радіусів векторів у переносному і відносному рухах:

$$\vec{r}_{\text{абс.}} = \vec{r}_{\text{пер.}} + \vec{r}_{\text{відн}} = \vec{r}_e + \vec{r}_r = \vec{r}_a.$$

Теорема про додавання прискорень у складному русі точки (теорема Коріоліса)

Теорема Коріоліса формулюється так: вектор абсолютного прискорення \vec{W}_a точки в складному русі дорівнює геометричній сумі векторів переносного \vec{W}_e , відносного \vec{W}_r і коріолісового \vec{W}_c прискорень точки:

$$\vec{W}_a = \vec{W}_e + \vec{W}_r + \vec{W}_c, \quad (2.32)$$

$$\vec{W}_c = 2\vec{\omega}_e \times \vec{V}_r. \quad (2.33)$$

Векторний добуток $2\vec{\omega}_e \times \vec{V}_r$ визначає *прискорення Коріоліса*, де $\vec{\omega}_e$ – вектор кутової швидкості переносного руху;

\vec{V}_r – вектор відносної швидкості точки.

Величина прискорення Коріоліса (поворотного прискорення)

$$\vec{W}_c = 2\vec{\omega}_e \cdot V_r \sin(\hat{\omega}_e, \vec{V}_r). \quad (2.34)$$

Напрямок прискорення Коріоліса знаходять за правилом

визначення напрямку векторного

добутку: прискорення Коріоліса

\vec{W}_c направлене перпендикулярно до

площини, в якій лежать вектори

$\vec{\omega}_e$ і \vec{V}_r , (рис. 2.9) в той бік, з якого спостерігач бачить поворот від вектора $\vec{\omega}_e$ до вектора \vec{V}_r на найменший кут проти стрілки годинника.

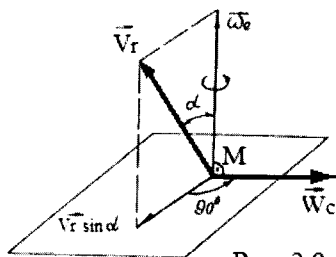


Рис. 2.9

Запитання для самоконтролю

1. Якими залежностями характеризується траєкторія руху точки?
2. Чим характеризується векторний спосіб задання руху точки?
3. Який взаємозв'язок між векторним та координатним способом задання руху точки?
4. Якими параметрами характеризується кінематика точки у декартовій системі координат?
5. Дайте характеристики рівномірного і рівнозмінного руху точки.
6. Якими параметрами характеризується обертальний рух твердого тіла навколо нерухомої осі?
7. Як визначається вектор кутової швидкості та вектор кутового прискорення?
8. Як визначається прискорення довільної точки при плоско-паралельному русі?
9. Наведіть характеристики складного руху.
10. Як визначається напрямок та величина коріолісового прискорення?

Динаміка – розділ, в якому вивчається рух матеріальних об'єктів з урахуванням сил, що прикладені до цих об'єктів.

3.1. Загальні закони динаміки матеріальної точки

Перший закон Ньютона (закон інерції) – описує один з можливих механічних рухів – рух матеріальної точки в умовах повної її ізоляції від впливу на неї інших об'єктів.

Закон інерції формулюється так – ізольована матеріальна точка продовжує утримуватися у стані спокою або рівномірного прямолінійного руху, поки вона не буде примушена прикладеними до неї силами змінити цей стан.

Другий закон Ньютона (основний закон динаміки). Взавши за міру механічного руху кількості руху, тобто добуток маси m на швидкість \vec{v} : $m \cdot \vec{v}$, закон Ньютона установлює – зміна кількості руху матеріальної точки пропорційна силі, що прикладена до точки, і відбувається у напрямі прямої, вздовж якої ця сила діє. Математичний вираз цього закону має вигляд:

$$\frac{d(m\vec{v})}{dt} = \vec{F} \quad (3.1)$$

В аналітичній формі цей закон має вигляд:

$$m \cdot \vec{W} = \vec{F}, \quad (3.2)$$

де m – маса матеріальної точки, це фізична величина, яка характеризує інертні та гравітаційні її властивості;

\vec{W} – прискорення точки; \vec{F} – сила, що діє на точку.

Третій закон Ньютона (закон дії і протидії) – дві матеріальні точки діють одна на одну із силами, рівними за величиною (модулем), і направлені вздовж однієї прямої у протилежні боки.

$$\vec{F}_A = m_A \vec{W}_A \quad \text{і} \quad \vec{F}_B = m_B \vec{W}_B, \quad m_A \vec{W}_A = -m_B \vec{W}_B. \quad (3.3)$$

Звідси випливає відношення $\frac{|\vec{W}_A|}{|\vec{W}_B|} = \frac{m_B}{m_A}$, тобто прискорення, які надають одна одній дві матеріальні точки, за величиною

(модулем) обернено пропорційні масам цих точок і направлені вздовж прямої, що з'єднує ці точки, в протилежні боки.

Четвертий закон Ньютона (закон незалежної дії сил) – якщо на матеріальну точку діють кілька сил, то точка отримує прискорення, яке дорівнює геометричній сумі тих прискорень, які б вона мала під дією кожної із цих сил окремо.

3.2. Диференціальні рівняння руху вільної матеріальної точки

Матеріальна точка називається вільною, якщо на її рух не накладені ніякі обмеження, тобто у довільний момент часу вона може займати довільне положення в системі відліку і мати довільну швидкість.

Запишемо рівняння (3.2) у такому вигляді:

$$m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{F}, \quad (3.4)$$

де $\frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{W}$ – прискорення матеріальної точки;

\vec{F} – рівнодійна сил, що діють на матеріальну точку.

Рівняння (3.4) називається *диференціальним рівнянням руху вільної матеріальної точки у векторній формі*, яке еквівалентне трьом скалярним рівнянням:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum_{k=1}^n F_{kx} \\ m\ddot{y} &= \sum_{k=1}^n F_{ky}; \\ m\ddot{z} &= \sum_{k=1}^n F_{kz}; \end{aligned} \quad (3.5)$$

де \ddot{x} , \ddot{y} , \ddot{z} – відповідно проекції вектора прискорення точки на осі координат;

$\sum_{k=1}^n F_{kx}$, $\sum_{k=1}^n F_{ky}$, $\sum_{k=1}^n F_{kz}$ – відповідно проекції на ті ж осі вектора рівнодійної сил, що діють на точку.

Рівняння (3.5) називається *диференціальним рівнянням руху вільної матеріальної точки в координатній (декартові координати) формі*.

Якщо користуватися описом руху в натуральній формі

$$\begin{aligned}
 m \frac{dv_{\tau}}{dt} &= \sum_{k=1}^n F_{k\tau}; \\
 \frac{mv^2}{\rho} &= \sum_{k=1}^n F_{kn}; \\
 0 &= \sum_{k=1}^n F_{kb};
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

де $\frac{dv_{\tau}}{dt}$, $\frac{v^2}{\rho}$, 0 – відповідно проекції вектора прискорення точки на натуральні осі координат (дотичну, головну нормаль і бінормаль); ρ – радіус кривизни в плинній точці траєкторії; $\sum_{k=1}^n F_{k\tau}$, $\sum_{k=1}^n F_{kn}$, $\sum_{k=1}^n F_{kb}$ – відповідно проекції вектора рівнодійної сил, що діють на точку, на натуральні осі координат.

Рівняння (3.6) називаються *диференціальними рівняннями руху вільної матеріальної точки в проекціях на натуральні осі координат*.

3.3. Принцип Д'Аламбера для невідільної матеріальної точки

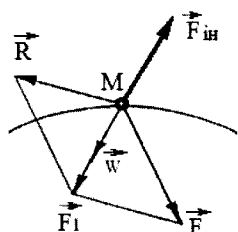


Рис. 3.1

Розглянемо рух матеріальної точки М (рис. 3.1), коли вона здійснює невідільний рух під дією сили \vec{F} . Застосовуємо до точки аксіому про звільнення від в'язей, тобто уявно відкинемо в'язь і дію в'язі на точку замінимо реакцією в'язі \vec{R} . Отже, на матеріальну точку М діють дві сили – \vec{F} і \vec{R} .

Складаючи сили \vec{F} і \vec{R} , здобудемо, силу \vec{F}_1 , тобто

$$\vec{F}_1 = \vec{F} + \vec{R}.
 \tag{3.7}$$

Основне рівняння динаміки невідільної матеріальної точки має вигляд:

$$m \cdot \vec{W} = \vec{F} + \vec{R}.
 \tag{3.8}$$

Згідно принципу Д'Аламбера, рівнянню руху можна надати вигляд рівноваги:

$$\vec{F} + \vec{R} + (-m \cdot \vec{W}) = 0,
 \tag{3.9}$$

або
$$\vec{F} + \vec{R} + \vec{F}_{\text{ін}} = 0,
 \tag{3.10}$$

де $\vec{F}_{\text{ін}} = -m \cdot \vec{W}$ – сила інерції, завжди направлена в сторону, протилежну прискоренню, але не руху. В криволінійному русі розрізняють дотичну (тангенціальну) і відцентрову сили інерції.

Принцип Д'Аламбера формулюється так – сила інерції $\vec{F}_{\text{ін}}$ зрівноважує активні сили \vec{F} і реакції зв'язків \vec{R} .

3.4. Кількість руху матеріальної точки

Запишемо основне рівняння динаміки матеріальної точки:

$$m \cdot \vec{W} = \vec{F}.$$

Оскільки $m = \text{const}$, а $\vec{W} = \frac{d\vec{V}}{dt}$,

то останньому рівнянню можна надати вигляду $\frac{d}{dt}(m \cdot \vec{V}) = \vec{F}$, звідки випливає, що

$$d(m \cdot \vec{V}) = \vec{F} \cdot dt. \quad (3.11)$$

Векторна величина в рівності (3.11), яка дорівнює добутку $m \cdot \vec{V}$, називається *кількістю руху матеріальної точки*, а векторна величина, яка дорівнює добутку $\vec{F} \cdot dt$ – *елементарним імпульсом сили*. За одиницю кількості руху точки й імпульсу сили в системі СІ обрано [Н·с].

Рівність (3.11) є *математичним виразом теореми про зміну кількості руху матеріальної точки в диференціальній формі* – елементарна зміна кількості руху матеріальної точки дорівнює елементарному імпульсу рівнодійної всіх сил, що діють на точку.

Інтегруючи вираз (3.11) в означених межах

$$\int_{V_0}^V d(m\vec{V}) = \int_0^t \vec{F} dt,$$

отримаємо

$$m \cdot \vec{V} - m \cdot \vec{V}_0 = \vec{S}, \quad (3.12)$$

де $\vec{S} = \int_0^t \vec{F} dt$ – імпульс, рівнодійна всіх сил, що діють на точку, за скінчений проміжок часу.

Рівняння (3.12) є математичним виразом теореми про зміну кількості руху матеріальної точки в інтегральній формі, або теореми імпульсів – зміна кількості руху матеріальної точки за деякий проміжок часу дорівнює імпульсу рівнодійної всіх сил, що діють на точку, за самий проміжок часу.

3.5. Теореми про зміну кінетичної енергії

Кінетична енергія – міра механічного руху, яка характеризує його здатність перетворюватися в еквівалентну кількість іншого виду руху (теплоту, електрику тощо).

Формули, за якими визначається кінетична енергія твердого тіла при поступальному та обертальному русі:

$$T = \frac{m \cdot V_c^2}{2}, \quad T = \frac{J_z \cdot \omega^2}{2}, \quad (3.13)$$

де V_c – швидкість центру мас тіла,

J_z – момент інерції тіла відносно осі обертання.

Кінетична енергія є скалярною та завжди додатною величиною і в системі СІ має розмірність [Н·м].

Теорема про зміну кінетичної енергії

- *матеріальної точки*: зміна кінематичної енергії матеріальної точки на деякому її переміщенні дорівнює роботі рівнодійної всіх сил, що діють на точку, на цьому самому переміщенні

$$\frac{m \cdot V^2}{2} - \frac{m \cdot V_0^2}{2} = A, \quad (3.14)$$

де V , V_0 – відповідно швидкість матеріальної точки в її кінцевому положенні M та початковому положенні M_0 ;

A – робота рівнодійної всіх сил, що діють на переміщенні точки з положення M_0 в положення M ;

- *механічної системи*: зміна кінетичної енергії системи на деякому її переміщенні рівна алгебричній сумі робіт всіх зовнішніх (A_i^3) і внутрішніх (A_i^6) сил, діючих на систему на цьому переміщенні

$$T - T_0 = \sum A_i^3 + \sum A_i^6, \quad (3.15)$$

кінетична енергія системи рівна сумі кінетичних енергій всіх об'єктів, утворюючих систему і визначається за формулою:

$$T = \sum T_i. \quad (3.16)$$

3.6. Кінетична енергія твердого тіла, що обертається навколо нерухомої точки

За руху твердого тіла навколо нерухомої точки (при сферичному русі) швидкість будь-якої точки тіла, що має масу m_k , становить: $V_k = \omega \cdot h_{м.ц.}$ (рис. 3.2), де ω – миттєва кутова швидкість тіла; $h_{м.ц.}$ – відстань між точкою m_k і миттєвою віссю обертання.

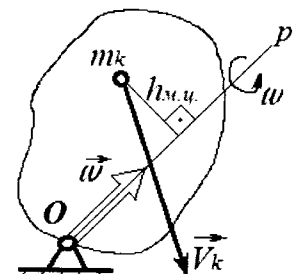


Рис. 3.2

Тоді на підставі того, що кінетична енергія механічної системи дорівнює сумі кінетичних енергій всіх точок системи

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k \cdot V_k^2, \text{ матимемо}$$

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k \cdot (\omega \cdot h_{м.ц.})^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{k=1}^n m_k \cdot h_{м.ц.}^2 = \frac{J_{м.ц.} \cdot \omega^2}{2}, \quad (3.17)$$

де $J_{м.ц.}$ – момент інерції твердого тіла відносно миттєвої осі обертання.

Розглядаючи метод визначення кінетичної енергії твердого тіла, що обертається навколо нерухомої точки в загальному випадку, на підставі вище згаданого, для механічної системи маємо

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k V_k^2 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k \vec{V}_k \cdot \vec{V}_k. \quad (3.18)$$

Беручи до уваги формулу Ейлера $\vec{V}_k = \vec{\omega} \times \vec{r}_k$, рівність (3.18) запишемо так:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k \vec{V}_k (\vec{\omega} \times \vec{r}_k) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n [\vec{\omega} (\vec{r}_k \times m_k \vec{V}_k)] = \frac{1}{2} \vec{\omega} \cdot \sum_{k=1}^n (\vec{r}_k \times m_k \vec{V}_k) \quad (3.19)$$

У рівності (3.19) $\vec{r}_k \times m_k \vec{V}_k = \vec{K}_0$, – називають *моментом кількості руху*, або *кінетичним моментом*, який є мірою обертального руху механічної системи відносно довільного центра (точки) або осі, тому

$$T = \frac{1}{2} \vec{K}_0 \vec{\omega}. \quad (3.20)$$

3.7. Робота сили. Потужність

Нехай матеріальна точка M рухається вздовж прямої AB (рис. 3.3) під дією сталої за модулем і напрямом сили \vec{F} . Будемо вважати, що точка M рухається від положення M_1 до положення M_2 . Позначимо кут між вектором сили \vec{F} і вектором швидкості \vec{V} точки M через α . *Роботою сталої сили \vec{F} на прямолінійному відрізку $M_1 M_2$ називається добуток величини сили \vec{F} на величину переміщення ($S = M_1 M_2$) точки M і на косинус кута між ними:*

$$A = F \cdot S \cos \alpha. \quad (3.21)$$

З формули (3.21) випливає, що при $\alpha < \pm \frac{\pi}{2}$ робота сили додатна, а при $\alpha > \pm \frac{\pi}{2}$ – від'ємна. Якщо $\alpha = \pm \frac{\pi}{2}$, то робота сили \vec{F} на переміщення S дорівнює нулю.

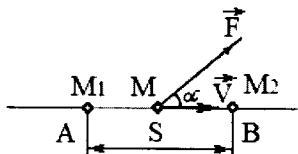


Рис. 3.3

За одиницю роботи сили в системі СІ беруть [Дж], або [Н·м].

При обертальному русі тіла навколо нерухомої осі елементарна робота зовнішніх сил, прикладених до твердого тіла, дорівнює добутку головного моменту зовнішніх сил відносно осі обертання M_z^e на елементарний кут повороту $d\varphi$ твердого тіла:

$$dA = M_z^e \cdot d\varphi. \quad (3.22)$$

Робота сили ваги матеріальної точки, що рухається по траєкторії біля земної поверхні, дорівнює добутку сили ваги P

на різницю висот h кінцевого і початкового положень точки і не залежить від форми траєкторії точки: $A = \pm P \cdot h$. (3.23)

Якщо матеріальна точка наближається до земної поверхні, то робота сили ваги буде додатною. Якщо матеріальна точка віддаляється від земної поверхні, то робота сили ваги від'ємна. Якщо висоти початкового і кінцевого положень матеріальної точки однакові (при русі точки по замкненій траєкторії), то робота сили дорівнює нулю.

Потужність N характеризує швидкість виконання роботи в часі і визначається за формулою:

$$N = \frac{d'A}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{V}, \quad (3.24)$$

де \vec{V} – вектор швидкості точки.

Таким чином, *потужність* дорівнює скалярному добутку вектора сили \vec{F} , що прикладена до точки, на вектор швидкості \vec{V} цієї точки.

З формули (3.24) випливає, що від джерела із заданою потужністю можна отримати велику силу тільки при малій швидкості. Одиницею вимірювання потужності в системі СІ є [Вт], або $\left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}}\right]$.

Запитання для самоконтролю

1. Сформулюйте загальні закони динаміки матеріальної точки.
2. Запишіть диференціальне рівняння руху вільної матеріальної точки.
3. Запишіть принцип Д'Аламбера для невільної матеріальної точки.
4. Дайте характеристику поняття кількості руху.
5. Як записується теорема про зміну кількості руху?
6. Дайте визначення роботи сили та потужності.
7. В яких одиницях вимірюється робота?
8. Як визначається кінетична енергія твердого тіла, що обертається навколо нерухомої точки?
9. В яких одиницях вимірюють потужність?

Частина II. ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Машина це пристрій, який виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення фізичної або розумової праці людини.

Залежно від *функцій, що виконують машини*, вони поділяються на:

- а) енергетичні; б) транспортні; в) технологічні;
- г) контрольно-керуючі; д) математичні; е) кібернетичні,
- ж) електричні, з) гідравлічні, к) логічні.

Машина, в якій перетворення енергії, матеріалів та інформації відбувається без втручання людини, називається *машиною-автоматом*.

Всю різноманітність машин можна поділити на дві основні групи:

1. *Машини-двигуни* призначені для перетворення різних видів енергії в механічну (парові машини, двигуни внутрішнього згорання, турбіни, електродвигуни тощо). Наприклад двигун внутрішнього згорання – перетворює тепло в механічну роботу і є досить складною машиною, що складається з декількох механізмів.

2. *Робочі (технологічні) машини* – для виконання корисної роботи. Робоча машина і машина-двигун завжди працюють разом.

За способом керування машини бувають: з ручним, напівавтоматичним та автоматичним керуванням.

Машина може складатися з двигуна (електродвигун) і передавальних механізмів, які призначені для передачі руху від машини-двигуна до робочої машини.

Передавальні механізми бувають:

- пасові,
- зубчасті,
- черв'ячні,
- фрикційні.
- важільні,
- ланцюгові,
- кулачкові,

ТММ вивчає структуру, кінематику і динаміку механізмів незалежно від їх конкретного призначення.

Розділ 4. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

4.1. Основні поняття і визначення

На кінематичних схемах часто зображають не усі деталі механізму, а тільки ті, що рухаються як одне ціле. Кожну деталь, або групу деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл називають *ланкою*. У будь-якому механізмі або машині маємо одну нерухому ланку і одну або декілька рухомих ланок. У механізмах або машинах ланки з'єднуються одна з одною так, що завжди забезпечується можливість їхнього відносного руху. Рухоме місце з'єднання двох ланок, які стикаються, називається *кінематичною парою*. Сукупність *поверхонь, ліній або точок*, які належать ланкам, що стикаються називають *елементами кінематичних пар*.

Кінематичний ланцюг – це зв'язана система ланок, що входять у кінематичні пари. В основі кожного механізму або машини лежить кінематичний ланцюг. Таким чином *механізмом* є кінематичний ланцюг з однією нерухомою ланкою, призначений виконувати цілком визначені доцільні рухи.

4.2. Класифікація механізмів, кінематичних пар та ланок

Механізмом називають систему тіл, призначену для перетворення руху одного або кількох тіл у потрібний рух інших тіл. *Головною ознакою механізму* є наявність перетворення механічного руху.

Виходячи з кінематичних, конструктивних та функціональних властивостей, існує велика різноманітність механізмів які поділяють на: важільні, кулачкові, фрикційні, зубчасті, механізми з гнучкими ланками, зірчасті, мальтійські, храпові, гвинтові, клинові, гідравлічні, пневматичні й електричні.

І. Важільні механізми.

Важільними називають механізми з геометричним замиканням ланок в обертальних і поступальних кінематичних парах. Вони поділяються на плоскі (рис. 4.1) і просторові.

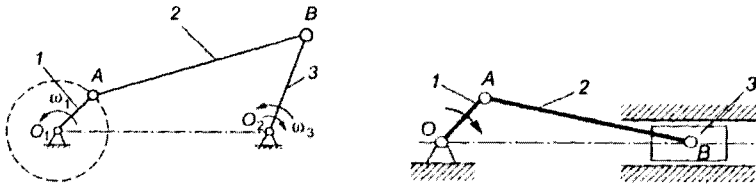


Рис. 4.1. Схеми важільних механізмів 1, 2, 3 – рухомі ланки

II. Кулачкові механізми (рис. 4.2) утворюються шляхом

силового, за допомогою пружини, або геометричного замикання ланок – кулачка 1 та штовхача 2, що виконує зворотно-поступальний рух (а) або коливальний (б) (коромисла), відносно нерухомої ланки 3.

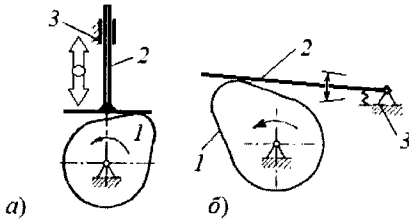


Рис. 4.2

III. Фрикційні механізми (рис. 4.3) – принцип дії їх

засновується на терті
 а – циліндричний фрикційний механізм,
 б – лобовий фрикційний варіатор.

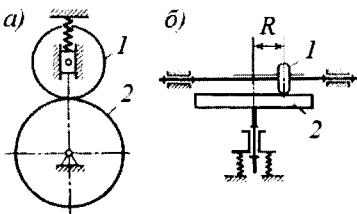


Рис. 4.3. 1 – ведуча ланка, 2 – ведена ланка

IV. Зубчасті механізми. Циліндричні (рис. 4.4, z – кількість зубців), складаються із зубчастих коліс 1 і 2, менше (ведуче) колесо 1 називають *шестірня*.

Конічні зубчасті передачі (рис. 4.5), в яких конічні зубчасті колеса 1 і 2 як правило найчастіше розміщені під кутом 90° :

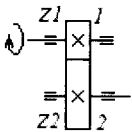


Рис. 4.4

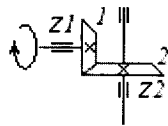


Рис. 4.5

Черв'ячні передачі (рис. 4.6), вісі цих передач перехрещуються у просторі. Ведучою ланкою є черв'як (1), який може по різному розміщуватися у просторі, а ведена ланка – черв'ячне колесо (2).

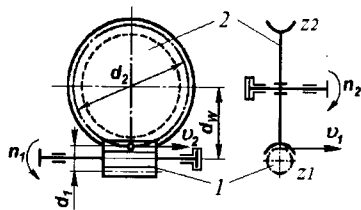


Рис. 4.6

V. Механізми із гнучкими зв'язками.

Бувають *плоскопасові* і *клинопасові* передачі (рис. 4.7 а, б), які складаються з ведучого 1 і веденого 2 шківів та паса 3.

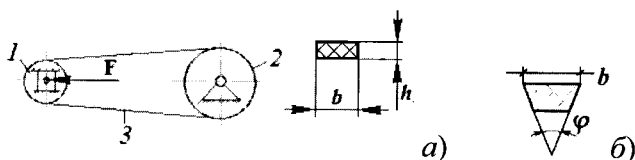


Рис. 4.7

Ланцюгові передачі (рис. 4.8) – складаються з ведучої 1 і веденої 2 зірочок, які охоплює ланцюг 3.

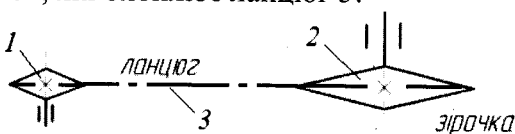


Рис. 4.8

Механізм (рис. 4.9) з жорстким кріпленням гнучкого елемента 3 до ведучої 1 та веденої 2 ланок.

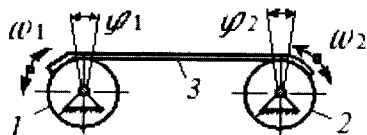


Рис. 4.9

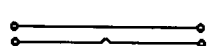
Широко використовуються *комбіновані механізми*: зубчасто-важільні, кулачково-зубчасті, кулачково-важільні тощо.

Ланки. Кінематичні пари і їх класифікація

Кожен механізм складається з нерухомої ланки – стояка (0 – основа (станина)) і рухомих ланок 1, 2 (рис. 4.10). Ланки – тверді тіла які входять до складу механізму і володіють відносною рухомістю.

В складі механізму *рухомі ланки* можуть мати назви: вхідна, з'єднувальні або проміжні, вихідна, ведуча, ведена. *Нерухома ланка* – стояк, корпус.

На кінематичних схемах ланки позначають цифрами, кінематичні пари – літерами, (кінематична пара – рухоме з'єднання двох ланок).



Ланка, яка входить у дві обертальні пари



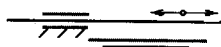
Ланка, яка входить у три обертальні пари



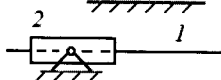
Обертальна пара двох рухомих ланок



Обертальна пара рухомої ланки зі стояком



Повзун у нерухомих направляючих



Обертальна пара ланки 2 зі стояком і поступальна з рухомою ланкою 1

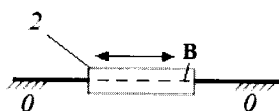
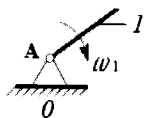
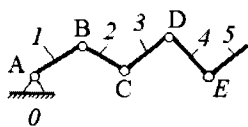


Рис. 4.10



Послідовно з'єднані ланки утворюють кінематичний ланцюг який буває відкритий (рис. 4.11) і закритий (рис. 4.1).

Рис. 4.11

Як відомо, у загальному випадку всяке абсолютно тверде тіло, має шість ступенів вільності.

Обмеження накладені на рух ланок називаються зв'язками. В залежності від числа зв'язків кінематичні пари поділяються на класи. Номер класу співпадає з числом зв'язків накладених кінематичною парою. Існує 5 класів кінематичних пар, види яких представлені на рис. 4.12 де 1, 2 – рухомі ланки.

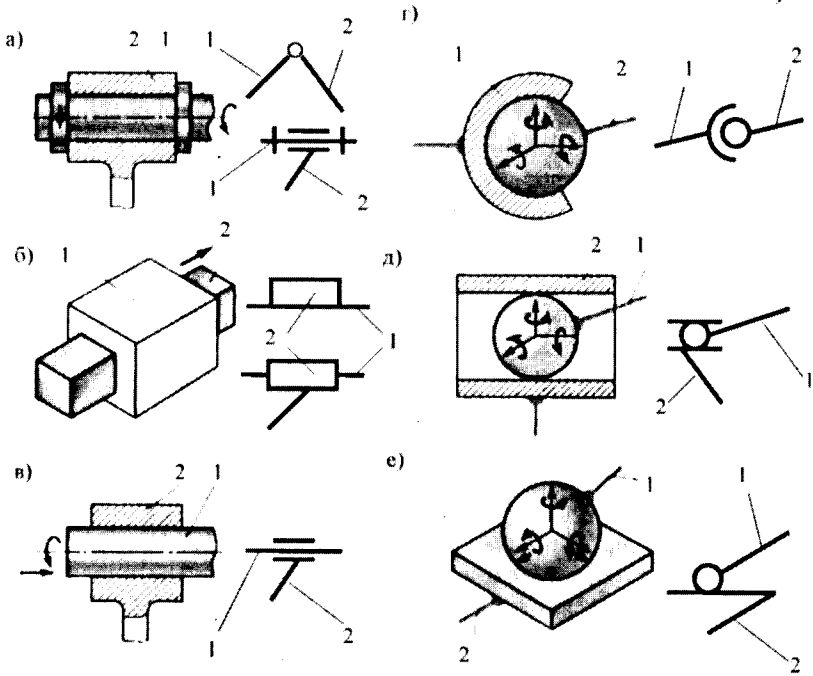


Рис. 4.12

- а) обертальна одно рухома (5-го класу, нижча);
- б) поступальна одно рухома (5-го класу, нижча);
- в) циліндрична двох рухома (4-го класу, нижча);
- г) сферична трьох рухома (3-го класу, нижча);
- д) куля в циліндрі (2-го класу, вища);
- е) куля на площині (1-го класу, вища).

Всі важільні механізми як правило мають нижчі кінематичні пари – коли рухоме з'єднання ланок відбувається по площині або поверхні (вищі – з'єднання у точці або по лінії).

4.3. Структурна формула кінематичного ланцюга та механізму. Визначення ступенів рухомості механізмів

Структурними формулами називаються закономірності, що пов'язують число ступенів вільності (рухомості) кінематичного ланцюга механізму з числом ланок і числом та видом його кінематичних пар.

Число ступенів рухомості *просторового кінематичного ланцюга* (відносно ланки, прийнятої за нерухому) визначають за формулою Сомова Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (4.1)$$

якщо ланки механізму рухаються в одній площині, то механізм називається плоским і структурна формула для загального виду таких механізмів прийме вигляд *формули Чебишева П.Л.*:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (4.2)$$

де W – ступінь вільності механізму,

n – кількість рухомих ланок,

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – відповідно кількість кінематичних пар 5, 4, 3, 2, 1-го класів (даного ланцюга).

4.4. Структурна класифікація плоских важільних механізмів

У будь якого механізму повинна бути одна або декілька ведучих ланок. За класифікацією Ассура кожна з таких ланок разом із стояком утворює *початковий механізм першого класу* (рис. 4.10). Він є двох ланковим і має одну ступінь рухомості, оскільки його ланки утворюють одну обертальну або поступальну кінематичну пару – 5 класу.

Більш складні механізми можуть бути утворені приєднанням до початкового механізму одного або декількох механізмів так званих *структурних груп* (групи Ассура).

Отже, *групою Ассура* називається кінематичний ланцюг, який у випадку його приєднання вільними елементами пар (зовнішніх пар) до стояка, отримує нульовий ступінь рухомості.

Групи Ассура входять до складу механізмів які містять тільки кінематичні пари 5-го класу (нижчі кінематичні пари),

пари 4 класу можна умовно замінити ланцюгами з парами 5 класу. В такому випадку отримуємо умову:

$$W = 3n - 2p_5 = 0, \quad \text{звідки} \quad p_5 = (3/2) \cdot n,$$

де n – число рухомих ланок. Звідси випливає, що число кінематичних пар 5 класу в групі обов'язково ціле число, а число ланок парне.

Клас групи визначається класом найвищого за класом контуру, що входить до його складу, а також залежить від кількості поводків – ланок, за допомогою яких група приєднується до основного механізму.

Контуром називають замкнену частину площини, зайнятої ланкою або обмеженої з усіх боків ланками. *Клас контуру* визначається кількістю кінематичних пар, в які входять утворюючі його ланки.

Групи 2 класу діляться також на порядки та модифікації (види). *Порядок групи* визначається числом елементів, якими група приєднується до основного механізму, а *модифікації групи* залежать від розташування обертальних і поступальних пар див. додаток 1.

4.5. Порядок проведення структурного аналізу механізмів

1. Визначається кількість рухомих ланок і кінематичних пар;
2. Встановлюється наявність пасивних зв'язків і зайвих ступенів вільності; відповідні ланки, які їх утворюють, виключаються. У деяких механізмів, крім ланок і пар, які активно впливають на характер руху механізму, є ланки і кінематичні пари, які такого впливу не виявляють. Видалення з механізму ланок і кінематичних пар, які створюють зайві ступені вільності і умови зв'язку, не порушує руху решти ланок механізму. Такі зайві умови зв'язку називаються пасивними зв'язками.
3. Здійснюється заміна вищих кінематичних пар ланцюгами з нижчими парами;
4. Виділяються групи та визначається їх клас і вид;
5. Визначається клас механізму.

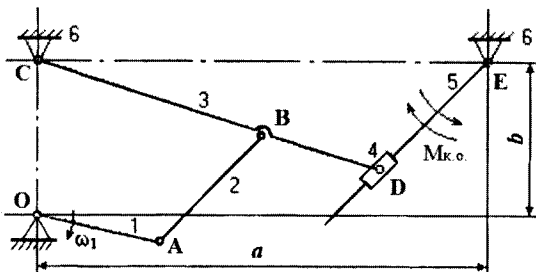
Приклад структурного аналізу плоского механізму

Ступінь рухомості механізму (рис. 4.13) визначають за формулою Чебишева П.Л.:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

де n – число рухомих ланок (1, 2, 3, 4, 5) $n = 5$;

p_5 – кількість кінематичних пар V класу:



O(6, 1); A(1, 2);
 B(2, 3); C(3, 6);
 D(3, 4); D(4, 5);
 E(5, 6);

$$p_5 = 7$$

Рис. 4.13

p_4 – кількість кінематичних пар IV класу, $p_4 = 0$.

В залежності від виду руху, що виконує ланка вона має назву:

1 - *кривошип* – обертальний рух навколо нерухомої осі;

2 - *шатун* – складний плоско-паралельний рух;

3 - *коромисло* – коливальний рух;

4 - *камінь* – складний плоско-паралельний рух (*шатун*), але пересувається по іншій ланці, утворюючи поступальну пару;

5 - *куліса* – коливальний рух і має напрямну для іншої ланки;

повзун – виконує зворотно-поступальний рух.

Вхідна ланка 1 – кривошип, вихідна 5 – куліса.

Розділяємо механізм на групи Ассура (рис. 4.14):

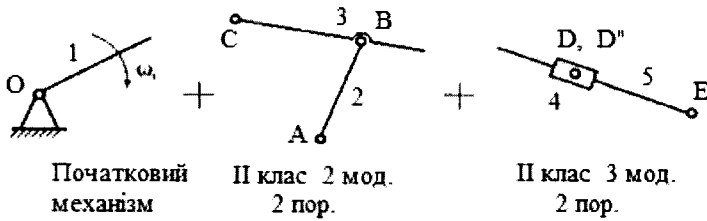


Рис. 4.14

Структурна формула будови механізму має вигляд:

$$I(6, 1) \rightarrow II(2, 3) \rightarrow II(4, 5). \quad (4.3)$$

Механізм відноситься до другого класу і є кривошипно-кулісним.

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення механізму, машини, ланки кінематичної пари.
2. Наведіть класифікацію механізмів.
3. Що визначає клас у кінематичній парі?
4. Запишіть формулу Чебишева, що вона визначає?
5. Які Ви знаєте плоскі важільні механізми?
6. Які Ви знаєте зубчасті механізми?
7. Складові механізмів з гнучкими зв'язками.
8. З яких ланок складаються кулачкові механізми?
9. Який порядок проведення структурного аналізу механізмів?
10. Яку назву може мати ланка в залежності від виду руху який вона виконує?
11. Як записується структурна формула механізму?
12. Як визначають клас механізму?

5.1. Завдання кінематичного аналізу

- 1) Визначення положень ланок, включаючи і визначення траєкторій руху окремих точок ланок;
- 2) Визначення швидкостей і прискорень точок ланок.

При розв'язанні цих задач вважаються відомими закони руху початкових ланок і кінематична схема механізму, тобто структурна схема механізму з вказаними розмірами ланок, що необхідні для кінематичного аналізу.

Для визначення параметрів руху ланок механізму використовують аналітичні, графічні та експериментальні методи.

5.2. Визначення положень і переміщень ланок

Побудова положень ланок механізму

Кінематична схема механізму *будується в масштабі*. Під масштабом в ТММ розуміють кількість дійсних одиниць величини, яку вимірюють, що розміщенні в 1 мм креслення. Таке поняття дозволяє зображати у вигляді відрізків на кресленні любі параметри (лінійні розміри, переміщення, швидкості, прискорення, час, сили). Наприклад:

$$\mu_l = K_l = \frac{l_{AB}}{AB}, \quad (5.1)$$

де μ_l (K_l) – масштаб лінійних розмірів м/мм;

l_{AB} – дійсний розмір деякого відрізка АВ в м;

AB – довжина цього відрізка на кресленні в мм;

$$\mu_v = K_v = \frac{V_A}{va}, \quad (5.2)$$

де μ_v (K_v) – масштаб швидкостей м/(с·мм);

V_A – дійсна швидкість деякої точки А в м/с;

\overline{va} – довжина відрізка на кресленні в мм, що зображує дану швидкість.

Креслення, що представляє собою ряд послідовних положень ланок механізму, які відповідають повному циклу його руху, називають *планом положень механізму* (рис. 5.1). Зазвичай при графічному методі розглядається 12 положень механізму.

Безперервні лінії, які з'єднують на плані послідовні положення однойменних точок, дають траєкторії руху цих точок.

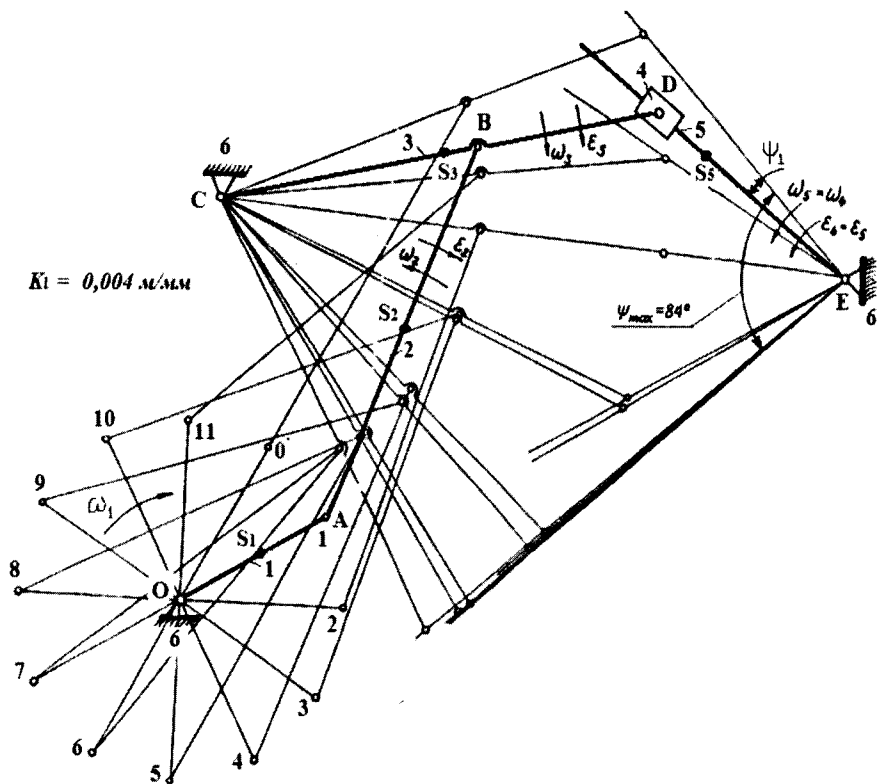


Рис. 5.1. План положень механізму

5.3. Кінематичне дослідження механізму методом планів швидкостей і прискорень

Планом швидкостей (прискорень) механізму називають креслення, на якому швидкості (прискорення) різних точок зображені у вигляді векторів, які показують напрямок і величини (в масштабі) цих швидкостей (прискорень) в даний момент часу.

Абсолютний рух будь-якої точки ланки може бути складеним із *переносного* і *відносного*. За переносний приймається відомий рух будь-якої точки. Відносний – рух даної точки відносно тієї, рух якої прийнято за переносний:

$$\bar{V}_{абс.} = \bar{V}_{пер.} + \bar{V}_{відн.}; \quad \bar{a}_{абс.} = \bar{a}_{пер.} + \bar{a}_{відн.}; \quad (5.3)$$

На плані *абсолютні швидкості* (прискорення) зображають векторами, які виходять із полюса плану.

На кінці вектора абсолютної швидкості (прискорення) ставиться рядкова (маленька) літера, яка відповідає тій точці механізму, швидкість (прискорення) якої даний вектор зображує. Відрізок, який з'єднує кінці векторів абсолютних швидкостей, представляє собою *вектор відносної швидкості* відповідних точок.

Розглянемо побудову планів для положення механізму, представленого на рис. 5.2, а. Спочатку розглядається початковий механізм, а далі вирішення ведеться по групам Ассура в порядку їх приєднання. Для початкового механізму:

$$\bar{V}_O = 0; \quad V_A = V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA}; \quad \bar{V}_{AO} \perp AO. \quad (5.4)$$

Тут

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ рад/с.} \quad (5.5)$$

По визначеному значенню V_A вибираємо масштаб плану швидкостей μ_V (K_V) і з довільного полюса $v(V)$ (рис. 5.2, в) відкладаємо відрізок va , який зображує цю швидкість:

$$\overline{va} = \frac{V_A}{\mu_V}, \text{ мм.} \quad (5.6)$$

Можна також назначити відрізок va , а масштаб K_V визначити:

$$\mu_V = K_V = \frac{V_A}{va}, \frac{m \cdot c^{-1}}{mm}. \quad (5.7)$$

Для групи Ассура другого класу 1-го виду (ланки 2, 3):

$$\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; & \overline{V}_{BA} \perp AB & \overline{V}_{BC} \perp BC. \\ \overline{V}_B = \overline{V}_C + \overline{V}_{BC}; & V_C = 0; \end{cases} \quad (5.8)$$

Дійсні значення (в м/с) відносних швидкостей V_{BA} і V_{BC} визначаються після побудови плану множенням відповідних відрізків (в мм) на масштаб плану:

$$V_{BA} = \overline{ba} \cdot \mu_V; \quad V_{BC} = \overline{bc} \cdot \mu_V; \quad (5.9)$$

а знаючи їх, можна визначити і *кутові швидкості ланок 2 і 3*:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{l_{BC}}; \text{ рад/с.} \quad (5.10)$$

Швидкість точки D на плані швидкостей можна визначити по подібності. (Якщо відомі швидкості двох точок однієї і тієї ж ланки, то швидкість будь-якої третьої точки цієї ж ланки можна визначити, побудувавши на плані швидкостей фігуру, подібну фігурі, утвореній цими ж літерами на ланці механізму). Точки C, B, D на ланці 3 лежать на одній прямій. На плані будемо відрізок cd , дотримуючись умови подібності:

$$\frac{\overline{bc}}{BC} = \frac{\overline{cd}}{CD}. \quad (5.11)$$

Для групи Ассура другого класу 3-го виду (ланки 4,5):

$$\begin{cases} \overline{V}_{D_5} = \overline{V}_D + \overline{V}_{D_5D}; & \overline{V}_{D_5D} \parallel DE, \\ \overline{V}_{D_5} = \overline{V}_E + \overline{V}_{D_5E}; & V_E = 0; \quad \overline{V}_{DE} \perp DE. \end{cases} \quad (5.12)$$

Де D_5 – точка, яка знаходиться на ланці 5 під точкою D. Після визначення швидкості руху точки D_5 відносно точки E можна визначити кутову швидкість ланок 4 і 5 ($\omega_4 = \omega_5$, так як ці ланки з'єднуються поступальною парою):

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{D_5E}}{l_{DE}} = \frac{\overline{d_5e} \cdot \mu_V}{\overline{DE} \cdot \mu_l}. \quad (5.13)$$

Примітка: в даному випадку розмір DE є величиною змінною, тому в кожному положенні механізму він визначається через відрізок на кресленні і масштаб довжин.

Рівняння для побудови планів швидкостей та прискорень для інших модифікацій груп Ассура II класу див. додаток 2.

План прискорень будується в аналогічному порядку.

Початковий механізм

Прискорення точки A складається тільки з нормальної складової, так як задана постійна кутова швидкість першої ланки ($\omega_1 = \text{const}$):

$$a_O = 0; \quad a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad \overline{a}_A \parallel OA. \quad (5.14)$$

По визначеному значенню прискорення точки A вибирається масштаб плану прискорень і визначається відрізок на плані, який відповідає цьому прискоренню (або вираховується масштаб плану прискорень по вибраному відрізку, який зображує прискорення точки A):

$$\overline{wa} = \frac{a_A}{\mu_a}, \quad \text{мм}; \quad \text{або} \quad \mu_a = K_a = \frac{a_A}{\overline{wa}}, \quad \frac{m \cdot c^{-2}}{mm}. \quad (5.15)$$

На рис. 5.2, б точка w (W) – полюс плану прискорень. Для групи Ассура (ланки 2, 3) другого класу 1-го виду:

$$\begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}; & a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA}; & a_{BA}^n \parallel BA; \\ \overline{a_B} = \overline{a_C} + \overline{a_{BC}^n} + \overline{a_{BC}^\tau}; & a_C = 0; & a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC}; & a_{BC}^n \parallel BC; \end{cases}$$

$$\overline{a_{BA}^\tau} \perp AB; \quad \overline{a_{BC}^\tau} \perp BC; \quad (5.16)$$

Після побудови визначаються a_{ba}^τ і a_{bc}^τ , за якими можна вирахувати кутові прискорення ланок 2 і 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}} = \frac{\overline{ba} \cdot \mu_a}{\overline{BA} \cdot \mu_1}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{\overline{bc} \cdot \mu_a}{\overline{BC} \cdot \mu_1}; \quad \text{рад/с}^2. \quad (5.17)$$

Прискорення точки D визначаємо по подібності – так як визначали швидкість цієї точки:

$$\frac{\overline{bc}}{\overline{BC}} = \frac{\overline{cd}}{\overline{CD}}. \quad (5.18)$$

Для групи Ассура (ланки 4, 5) другого класу 3-го виду:

$$\begin{cases} \overline{a_{D_5}} = \overline{a_E} + \overline{a_{D_5E}^n} + \overline{a_{D_5E}^\tau}; & a_E = 0; & a_{D_5E}^n = \omega_5^2 \cdot l_{DE}; \\ \overline{a_{D_5}} = \overline{a_D} + \overline{a_{D_5D}^k} + \overline{a_{D_5D}^r}; & a_{D_5D}^k = 2\omega_5 \cdot V_{D_5D}; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} a_{D_5E}^n \parallel DE; & \quad \overline{a_{D_5E}^\tau} \perp DE; \\ a_{D_5D}^k \perp DE; & \quad \overline{a_{D_5D}^r} \parallel DE; \end{aligned} \quad (5.19)$$

Для визначення напрямку $a_{D_5D}^k$ потрібно вектор відносної швидкості V_{D_5D} повернути на 90° в напрямку ω_5 .

Кутові прискорення ланок:

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{a_{D_5E}^\tau}{l_{DE}} = \frac{\overline{d_5e} \cdot \mu_a}{\overline{DE} \cdot \mu_1}, \quad \text{рад/с}^2. \quad (5.20)$$

При силовому розрахунку потрібно мати прискорення центрів мас (a_{si}), які на плані прискорень визначаються методом подібності.

Плани швидкостей і прискорень для наведеного положення заданого механізму показані на рисунку 5.2.

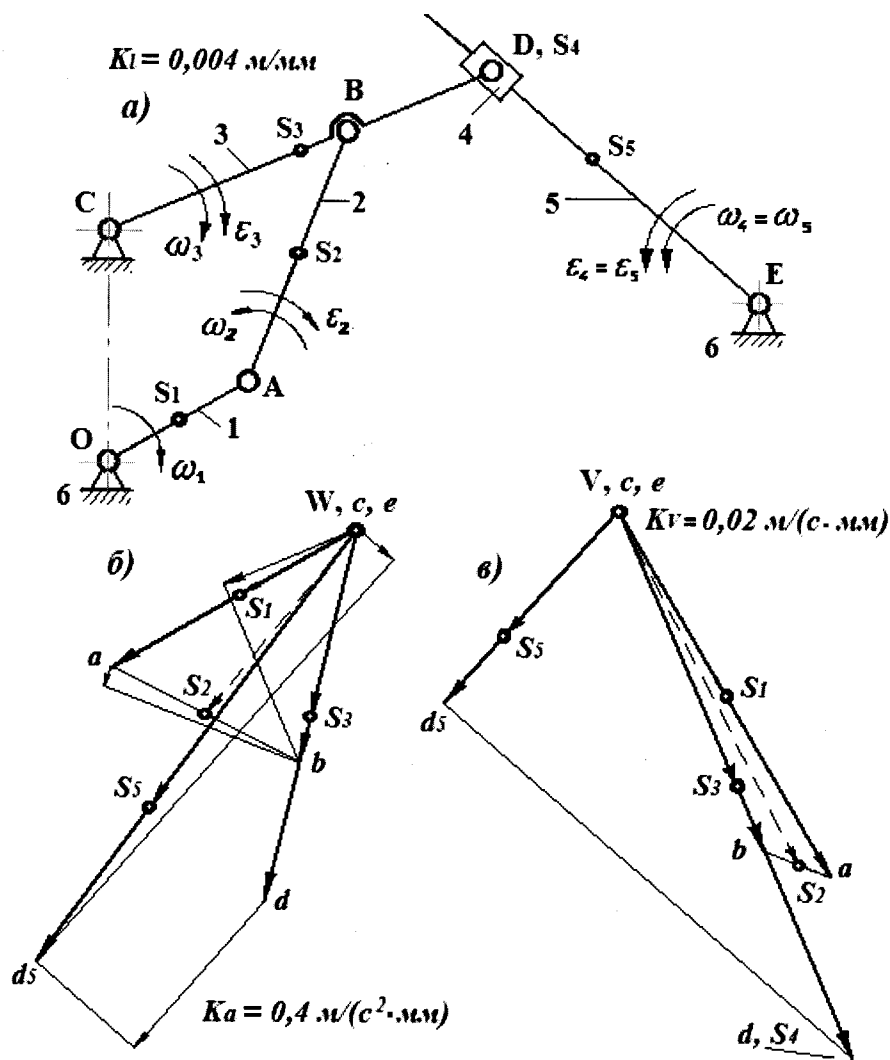


Рис. 5.2. Пiani швидкостей в) і прискорень б) для заданого положення механізму а)

5.4. Кулачкові механізми

Особливо у приладобудуванні поряд із зубчастими і шарнірними механізмами набули широкого розповсюдження кулачкові механізми. Дуже часто вони знаходять використання при автоматизації технологічних процесів – забезпечують нерівномірний рух (обертальний, поступальний або коливальний) веденої ланки при рівномірному русі ведучої, рух веденої ланки з зупинками тощо. Найчастіше це трьох ланкові механізми (рис. 4.2, 5.3), які складаються з кулачка 1, штовхача 2, що може виконувати зворотно-поступальний або коливальний рух, з роликом 2' для зменшення тертя і стояка 3.

Кулачком називається ведуча ланка вищої пари, яка надає веденій ланці заданий рух, закон якого визначається профілем кулачка.

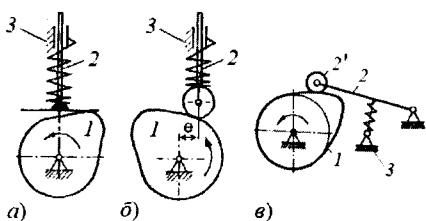


Рис. 5.3

Лінія перетину циліндричної поверхні кулачка з площиною, перпендикулярною до його осі, називається профілем кулачка.

Штовхачем називається ланка, яка утворює з кулачком вищу пару. За профілем штовхачі бувають загострені, роликові, плоскі, і криволінійні.

Кулачкові механізми класифікують за різними ознаками.

За характером руху розділяють на просторові та плоскі.

В залежності від виду руху штовхача механізми розділяють на поступальні та коливальні.

За взаємним розташуванням кулачка і штовхача (рис. 5.3) бувають центральними (а) та дезаксіальними (б) (не центральними).

За типом замикання вищої кінематичної пари – з кінематичним (рис. 4.2) і силовим замиканням (рис. 5.3). Кінематичне замикання в кулачковому механізмі отримують, наприклад, за рахунок надлишкового зв'язку у вигляді

додаткового обмеження на відносний рух штовхача, наприклад, за допомогою пружини.

Фазові кути кулачкового механізму

Профіль кулачка 1 (рис. 5.4) можна розділити на чотири характерні ділянки, які в залежності від виконуваного технологічного процесу можуть мати різну величину.

Ділянка профілю АВ, яка забезпечує підйом штовхача 2, називається *профілем віддалення*, а кут ψ_B – кутом віддалення.

Ділянка профілю ВС, яка забезпечує знаходження штовхача у найвищому положенні, називається *профілем дальнього стояння*, а кут ψ_D – кутом дальнього стояння.

Ділянка профілю СД, яка забезпечує повернення штовхача у нижче положення, називається *профілем повернення*, а кут ψ_P – кутом повернення.

Ділянка профілю ДА, яка забезпечує знаходження штовхача у нижчому положенні, називається

– *профілем ближнього стояння*, а

кут ψ_B – кутом ближнього стояння.

Кут повороту кулачка, рівний сумі ψ_B , ψ_D та ψ_P носить назву *робочого кута*

$$\psi_R = \psi_B + \psi_D + \psi_P. \quad (5.30)$$

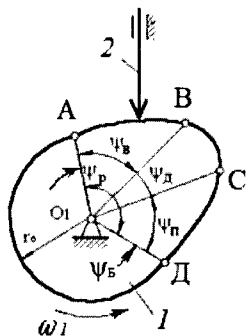


Рис. 5.4

У залежності від виконуваного технологічного процесу ділянки дальнього та ближнього стояння (і відповідні їм кути) можуть бути рівними нулю.

Тривалість повного повороту кулачка $t = 60/n_k$, с;

де n_k – кількість обертів кулачка.

Радіус найменшого кола кулачка r_0 носить назву *радіуса основної шайби*.

Основною задачею аналізу руху ланок кулачкових механізмів є визначення переміщень S , швидкостей v , прискорень a точок веденої ланки за заданим окресленням профілю кулачка та функцій руху ведучої ланки.

Даними для проведення аналізу є кінематична схема механізму, профіль кулачка та закон руху штовхача.

Аналіз механізмів виконують аналітичним або графічним методом. Аналітичний метод дослідження точний і при складних профілях кулачків виконується на ЕОМ.

Графічний метод аналізу простий та наглядний, але його точність при цьому мала. Використовують також метод графічного диференціювання графіка переміщень штовхача, метод планів та прискорень. Переміщення штовхача для різних положень кулачка визначають способом засічок разом з методом обертання руху.

При центральному (або дезаксіальному) механізмі, як правило, будується теоретичний профіль кулачка, тобто дійсний кулачковий механізм приводять до механізму з гострим штовхачем.

Запитання для самоконтролю

1. В чому полягають завдання кінематичного аналізу механізму?
2. Які методи використовують для побудови положень механізму?
3. Яка послідовність побудови плану швидкостей важільного механізму другого класу?
4. Як із плану швидкостей визначити абсолютну швидкість заданої точки механізму?
5. Як розміщуються на планах прискорень важільних механізмів лінії дії тангенціальних прискорень?
6. Що називають планом швидкостей (прискорень)?
7. Як визначають масштаб плану швидкостей (прискорень)?
8. Особливості та побудова планів швидкостей та прискорень.
9. Як визначають числове значення та напрямок кутової швидкості ланки?
10. Як визначають числове значення та напрямок кутового прискорення ланки?
11. Складові та призначення плоских кулачкових механізмів.
12. Яку ланку називають кулачком, штовхачем?

6.1. Основні завдання

Мета динамічного аналізу – визначення реакцій або тисків в кінематичних парах механізму, що виникають від дії всіх сил і моментів, в тому числі і динамічних, прикладених до ланок механізму, а також сили або моменту, що врівноважує, прикладених до ведучої ланки.

6.2. Сили, що діють на ланки механізму

Всі сили, що діють в механізмі, розділяють на зовнішні, що задаються, та внутрішні реакції зв'язків. До заданих сил відносяться сили рушійні, корисного опору, власної ваги ланок, інерції та шкідливого опору. Реакції зв'язків можна розкласти на складові нормальну та дотичну, що представляє собою силу тертя.

Сили, прикладені до ведучих ланок і направлені в бік переміщень точок їх прикладання або такі, що складають з напрямком переміщень гострі кути, називаються рушійними.

Наприклад, в механізмах машин це зусилля, що діє на поршень або обертаючий момент. У вимірювальних приладах і автоматичному керуванні рушійною силою є дія середовища на чутливий елемент – датчик (в приладах для вимірювання рівня, тиску, витрати та ін. – це сила тиску рідини або газу).

Сили корисного опору в робочих машинах з'являються при безпосередньому виконанні технологічного процесу. В точних механізмах силами корисного опору є протидіючі зусилля і моменти, створювані пружними елементами приладів, відлікових пристроїв тощо.

Отже, це сили, прикладені до виконавчих або робочих ланок механізму, направлені проти переміщень точок їх прикладання або такі, що складають з напрямком переміщень тупі кути (призначення механізму полягає у подоланні дії цих сил).

Сили шкідливого опору, наприклад, сили тертя виникають при відносному русі елементів кінематичних пар, на подолання яких витрачається додаткова робота крім тієї, яка необхідна для подолання сил корисного опору.

Сили реакцій. Під реакцією розуміють зусилля, що виникає в кінематичних парах при роботі механізму. Дотичні складові цих зусиль (сили тертя) умовно відносять до сил, що задаються.

Сили власної ваги ланок можуть виконувати роботу позитивну (центр мас ланок опускається), негативну (центр мас ланок піднімається). Робота сил власної ваги дорівнює нулю, якщо центр мас ланок рухається горизонтально. При циклічному русі робота цих сил за цикл дорівнює нулю.

Сили інерції ланок зумовлені масою та рухом ланок із прискоренням. Робота, здійснювана силами інерції, може бути позитивною, негативною та дорівнювати нулю.

Елементарна сила інерції dP_{in} тіла, що здійснює плоско-паралельний рух, визначається рівнянням:

$$d\bar{P}_{in} = -\bar{a} \cdot dm, \quad (6.1)$$

де a – прискорення елементарної маси тіла;

dm – елементарна маса тіла.

Сили інерції ланки розподіляються по всьому об'єму ланки пропорційно масі та прискоренню.

При визначенні зусиль в кінематичних парах і характеру руху механізму оперують статично еквівалентними системами і замість розподілених сил інерції користуються їх рівнодіючими, які можуть бути зведені до рівнодіючої сили P_u , прикладеної в центрі мас ланки, і до рівнодіючої пари сил з моментом M_u :

$$\bar{P}_u = -m \cdot \bar{a}_s; \quad (6.2)$$

$$\bar{M}_u = -J_s \cdot \bar{\epsilon}, \quad (6.3)$$

де m – маса всієї ланки, кг;

a_s – повне прискорення центру мас ланки, m/c^2 ;

ϵ – кутове прискорення ланки, $1/c^2$;

J_s – момент інерції ланки відносно центру мас, $кг \cdot м^2$.

Знак мінус показує, що сила інерції P_u направлена в бік, протилежний прискоренню центра мас a_s , а момент пари сил M_u – протилежно кутовому прискоренню ϵ ланки.

При поступальному русі ланки діє лише сила інерції, прикладена в центрі мас:

$$\bar{P}_u = -m \cdot \bar{a}_s; \quad \bar{M}_u = 0. \quad (6.4)$$

Якщо ланка здійснює обертальний рух навколо вісі, що проходить через центр мас, то прискорення центру мас дорівнює нулю ($a_s = 0$) і сила інерції також дорівнює нулю ($P_u = 0$). Якщо при цьому ланка обертається нерівномірно ($\epsilon \neq 0$), то на ланку буде діяти момент сил інерції, що визначається за формулою:

$$\bar{M}_n = -J_s \cdot \bar{\epsilon}. \quad (6.5)$$

При обертанні ланки з кутовим прискоренням ϵ навколо осі, що не співпадає з центром мас, на ланку буде діяти сила

$\bar{P}_u = -m\bar{a}_s$, прикладена в центрі мас, і момент пари сил інерції:

$$\bar{M}_n = -J_s \cdot \bar{\epsilon}. \quad (6.6)$$

У випадку складного руху ланки на неї також діють

- сила інерції $\bar{P}_u = -m \cdot \bar{a}_s$, прикладена в її центрі мас, і
- пара сил інерції з моментом $\bar{M}_n = -J_s \cdot \bar{\epsilon}$.

Під час руху між двома тілами в зонах зіткнення їх поверхонь, по дотичним до них виникає *тертя*, що представляє собою явище опору відносному переміщенню.

Розрізняють *тертя ковзання* та *кочення*. *Тертя ковзання* має місце при відносному русі двох тіл, швидкості яких у точках дотикання різні. *Тертя кочення* виникає у вищих кінематичних парах, швидкості яких однакові за величиною та напрямком.

Сила тертя – це сила опору відносному переміщенню двох тіл. Вона прикладена в зонах зіткнення і направлена в бік, протилежний можливому напрямку відносної швидкості.

Між силою тертя F і нормальною складовою зовнішніх сил N , що діє на поверхню тіл існує залежність, яка може бути представлена формулою Кулона:

$$F \leq f \cdot N, \quad (6.7)$$

де f – коефіцієнт тертя, що визначається дослідним шляхом в залежності від різних умов контакту ланок. Випадки тертя див. р. 7.2,3; 16.3.

6.3. Силовий (кінестатичний) розрахунок плоских механізмів

Кінестатичний аналіз здійснюється за структурними групами, оскільки структурна група є статично визначена, отже при пошуку реакцій в кінематичних парах механізму можна розглядати рівновагу кожної групи окремо.

В обертальній парі лінія дії реакції проходить через вісь обертання, невідомі величина і напрямок реакції. В поступальній парі лінія дії реакції нормальна до поверхні направляючої, невідомі величина і точка прикладання. Таким чином, при пошуку реакцій необхідно визначити по дві невідомі в кожній парі.

В основу методу визначення реакцій покладений *принцип Д'Аламбера*, згідно якому динамічна система умовно зводиться до статичної шляхом прикладання сил інерції, і для вирішення задачі використовується рівняння рівноваги статички:

$$(\sum \bar{P}_i + \bar{G}_i + \sum \bar{Q}_i) + \bar{P}_n = 0, \quad (6.8)$$

де $\sum \bar{P}_i$ – сума всіх зовнішніх сил, що діють на i -ту ланку;

\bar{G}_i – вага i -тої ланки; \bar{P}_n – сила інерції ланки,

$\sum \bar{Q}_i$ – сума силового впливу з боку інших ланок на i -ту ланку.

Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів рекомендується виконувати в наступній послідовності:

– до ланок механізму прикладаються всі задані сили і моменти (сили ваги, інерції, корисних опорів тощо);

- з механізму виділяють всі структурні групи;
- до зовнішніх кінематичних пар кожної групи прикладаються зусилля, що заміняють дію ланок сусідніх груп, які від'єднанні;
- визначення реакцій необхідно почати з групи, найбільш віддаленої від ведучої ланки, поступово переходячи до наступних груп і закінчувати розгляданням ведучої ланки.

6.4. Теорема М. Є. Жуковського (про жорсткий важіль)

Якщо будь-який механізм під дією сил $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ знаходиться в рівновазі, то в рівновазі знаходиться повернутий на 90° план швидкостей, який розглядається як жорсткий важіль, що обертається навколо полюсу p_v і навантажений тими ж силами $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$, які прикладені в однойменних точках плану швидкостей.

Побудувавши повернутий план швидкостей, перенісши всі сили на цей план та встановивши точку прикладання і напрямки сили, що врівноважує, величину її можна визначити із залежності:

$$P_{вр} = \frac{\sum P_i \cdot h_i}{h_{вр}}, \quad (6.9)$$

де h_i , $h_{вр}$ – відповідно плечі діючих сил та сили, що врівноважує, відносно полюсу плану швидкостей.

Запитання для самоконтролю

1. Які завдання динамічного аналізу механізмів?
2. Які сили діють на ланки механізмів?
3. Послідовність силового розрахунку механізму?
4. Значення та напрямки сили інерції ланки механізму?
5. Сформулюйте теорему Жуковського.
6. Запишіть принцип Д'Аламбера для структурної групи Ассура II класу.

7.1. Завдання синтезу (проектування) механізмів

Під синтезом механізмів розуміється проектування кінематичної схеми механізму, що задовольняє заданим законам руху його ланок і заданій структурі механізмів. Отже, при синтезі механізмів повинні вирішуватись дві задачі:

1) Структурний синтез, тобто встановлення будови механізму з точки зору числа кінематичних пар, класу цих пар та їх геометричних характеристик;

2) Кінематичний синтез, тобто встановлення форми і розмірів ланок, що задовольняють тим рухам, які повинні здійснювати ланки механізму.

В теорії синтезу механізмів є два основних наукових напрямки:

- *аналітичний метод синтезу* механізмів, розроблений П. Л. Чебишевим та його послідовниками;
- *геометричний метод синтезу* механізмів, розроблений Л. Бурместером та його послідовниками.

7.2. Тертя в машинах і механізмах

Сила, що перешкоджає руху одного тіла по поверхні іншого називається – силою тертя.

Розрізняють сили тертя ковзання (сили тертя I роду) і сили тертя кочення (сили тертя II роду).

В залежності від стану поверхонь, що контактують буває сухе, напівсухе, напіврідинне та рідинне тертя.

При сухому терті виникає безпосередній контакт частинок тіл, що труться.

При напівсухому терті частина поверхні розділена прошарком рідини (мастила), але переважає при цьому тертя без прошарку рідини.

Напіврідинне – це тертя, коли контакт поверхонь відбувається переважно через рідинну плівку.

Рідинне тертя – коли поверхні тертя повністю поділені рідиною.

Будемо розглядати не природу явища самого тертя, а переборення тертя.

7.3. Випадки тертя на площині. Кут тертя і конус тертя

Тертя на горизонтальній площині

Під час руху сила тертя направлена у бік, що є протилежним руху тіла (рис. 7.1), і дорівнює добутку коефіцієнта тертя на нормальну реакцію:

$$F_{mp} = f \cdot N. \quad (7.1)$$

При відомих силі тяжіння тіла – G і коефіцієнті тертя – f , знайдемо потрібну рушійну силу – P .

Спроекуємо всі сили на осі y і x

$$\begin{cases} \sum Y = N - G = 0 & N = G \\ \sum X = P - F_{mp} = 0 & P = F_{mp} \end{cases}$$

$$\text{Тоді } \boxed{P = f \cdot N} \quad (7.2)$$

Рис. 7.1

При врахуванні тертя між тілами окрім коефіцієнта тертя важливу роль відіграє також кут тертя. Якщо тіло, що перебуває у стані рівноваги, опирається на нерухому поверхню, то сила R є рівнодійною сил N та F_{mp} , тобто повною реакцією шорсткої опорної поверхні. Отже геометрична сума нормальної реакції – N і сили тертя – F_{mp} називається *повною реакцією* R .

З рівняння 7.2 та враховуючи, що $P = F_{mp}$ коефіцієнт тертя

$$f = \frac{F_{mp}}{N};$$

З прямокутного трикутника (рис. 7.1) маємо:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_{mp}}{N}; \quad \text{або} \quad \boxed{\operatorname{tg} \varphi = f}. \quad (7.3)$$

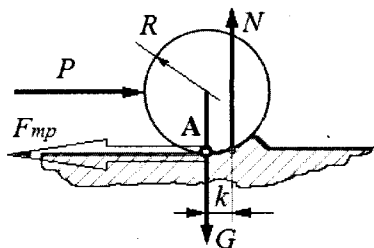
Кут φ між повною реакцією опорної поверхні силою \vec{R} та нормаллю до поверхні називається *кутом тертя*, і тангенс кута тертя дорівнює коефіцієнту тертя.

- *Фізичний зміст коефіцієнта тертя f* – це є не що інше, як тангенс кута відхилення повної реакції від нормальної реакції.

Якщо рушійній силі P дати різні напрями то повна реакція R кожен раз буде відхилятися на кут φ в різних напрямках або площинах. Геометричне місце повних реакцій створює конічну поверхню і називається *конусом тертя*.

7.4. Тертя кочення. Приведений коефіцієнт тертя кочення

Циліндр під дією сили P котиться по горизонтальній площині (рис. 7.2). В цьому випадку нормальна реакція N зміщена в напрямку руху на деяку величину k – *коефіцієнт тертя кочення* (є лінійна величина і має розмірність [мм]).



Потрібно знайти силу тертя кочення $F_{тр}$ – ?

Рис. 7.2

Розглянемо рівновагу циліндра відносно точки А, склавши рівняння моментів відносно вказаної точки:

$$\sum M_A = 0, \quad P \cdot R - N \cdot k = 0, \quad (7.4)$$

$$P \cdot R = N \cdot k, \quad \text{звідки} \quad P = \frac{N \cdot k}{R}, \quad (7.5)$$

$$\text{де } \frac{k}{R} = f_0 \text{ – приведений коефіцієнт тертя кочення,} \quad (7.6)$$

$$P = f_0 \cdot N, \quad F_{тр} = f_0 \cdot N.$$

$$\text{Момент тертя кочення} \quad M_{тр} = k \cdot N;$$

$$\text{Момент кочення} \quad M = P \cdot R.$$

Можливі такі випадки:

$M \geq M_{тр}$, але $P < F_{тр}$ – тільки кочення;

$M < M_{тр}$, але $P > F_{тр}$ – тільки ковзання;

$M > M_{тр}$, але $P > F_{тр}$ – кочення з проковзуванням;

$M < M_{тр}$, але $P < F_{тр}$ – стан спокою.

Значення деяких коефіцієнтів тертя кочення k

М'яка сталь по м'якій сталі 0,05 мм.

Гумова шина по асфальту 2,4 мм.

Чавунне колесо по рейці 0,5 мм.

Гумова покришка автомобіля по ґрунтовій дорозі 10 мм.

7.5. Коефіцієнт корисної дії (ККД)

У процесі передавання руху або виконання роботи рушійні сили механізмів і машин перемагають сили опору, які поділяють на сили *корисного* опору і сили *шкідливого* опору. Втрати на подолання сил шкідливого опору неминучі в усіх механізмах і машинах, вони зумовлюються силами тертя і опору навколишнього середовища.

Відносну кількість енергії, яка використовується в машині за прямим призначенням, характеризують коефіцієнтом корисної дії (ККД), який позначають буквою η (ета).

ККД називають відношення корисної роботи або потужності до рушійної (затраченої) роботи.

$$\eta = \frac{A_{кор}}{A_{руш(зат)}} = \frac{N_{кор}}{N_{руш}} \quad (7.7)$$

Якщо ККД враховує тільки механічні втрати та його називають механічним ККД.

ККД – завжди правильний дріб, іноді його подають у відсотках %

$$\eta = \frac{A_{кор}}{A_{руш}} \cdot 100\% \quad 0 < \eta < 1 \quad (7.8)$$

Чим ближче ККД до одиниці, тим продуктивніша машина.

Наприклад, значення ККД для механізмів та їх складових:
 кривошипно-повзунного механізму 0,95;
 черв'ячної передачі 0,7...0,85.

Розглянемо як визначається ККД складного механізму, що складається з *послідовно з'єднаних механізмів* (рис. 7.3).

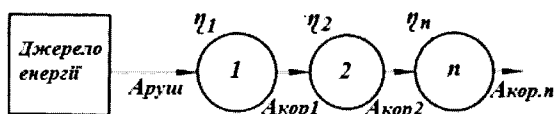


Рис. 7.3

$$A_{кор.1} = A_{руш} \cdot \eta_1, \quad A_{кор.2} = A_{кор.1} \cdot \eta_2 = A_{руш} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2, \quad \text{і т.д.},$$

Робота, яку віддає *n*-ий механізм

$$A_n = A_{n-1} \cdot \eta_n = A_{руш} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (7.9)$$

звідки $\frac{A_n}{A_{руш}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$, або $\boxed{\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n}$. (7.10)

Загальний ККД складного механізму, який складається з ряду послідовно з'єднаних механізмів, дорівнює добутку ККД їх складових частин.

ККД складного механізму, який складається з *паралельних механізмів* (рис. 7.4) визначається:

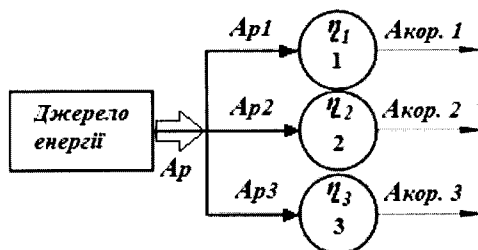


Рис. 7.4

$$A_{кор.1} = A_{р1} \cdot \eta_1, \quad A_{кор.2} = A_{р2} \cdot \eta_2, \quad A_{кор.n} = A_{р.n} \cdot \eta_n.$$

Загальна робота A_p ($A_{руш}$) отримана усіма механізмами буде

$$A_p = A_{p1} + A_{p2} + \dots + A_{p,n},$$

а корисна робота всіх механізмів

$$A_{кор} = A_{кор.1} + A_{кор.2} + \dots + A_{кор.n}.$$

Загальний ККД

$$\eta = \frac{\sum A_{кор}}{\sum A_p} = \frac{A_{p1} \cdot \eta_1 + A_{p2} \cdot \eta_2 + \dots + A_{p,n} \cdot \eta_n}{A_{p1} + A_{p2} + \dots + A_{p,n}}, \quad (7.11)$$

якщо $A_{кор.1} = A_{кор.2} = \dots = A_{кор.n}$, тоді

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_n}{n}.$$

Загальний ККД складного механізму, який складається з n паралельно розміщених механізмів, що виконують однакову корисну роботу, дорівнює середньому арифметичному від ККД окремих механізмів.

Запитання для самоконтролю

1. В чому полягає завдання синтезу механізмів?
2. Які Ви знаєте види тертя?
3. Що називають кутом тертя?
4. Як визначається конус тертя?
5. Яка відмінність коефіцієнта тертя кочення від коефіцієнта тертя ковзання?
6. Як визначається ККД, що він характеризує?
7. Як визначають ККД для випадку послідовного та паралельного з'єднання механізмів?

Частина III. ОПІР МАТЕРІАЛІВ

Розділ 8. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

Опір матеріалів – це наука про інженерні методи розрахунку на міцність, жорсткість і стійкість елементів машин і споруд.

Міцність – здатність матеріалу сприймати навантаження, не руйнуючись, чинити опір незворотній (пластичній, в'язкій) деформації і руйнуванню (розділенню на частини) під дією навантажень або інших факторів (усадка, нерівномірне температурне поле, тощо). Втрата міцності або перевищення її граничного значення призводить до руйнування матеріалу і деталі чи конструкції з нього виготовленої.

Розрізняють *міцність* власне матеріалу і конструкційну міцність, а за способом прикладання навантаження – *статичну* (короткочасну та тривалу) і *динамічну* міцність (в умовах ударних та циклічних навантажень).

Показники міцності – тимчасовий опір або границя міцності, границя пружності, границя текучості, границя тривалої міцності, границя витривалості.

Жорсткість – це здатність протистояти дії зовнішніх сил без значної зміни початкової форми тіла.

Стійкість – це здатність зберігати початкову форму рівноваги тіла. В опорі матеріалів розглядаються тіла, які, під дією прикладених до них сил, змінюють свою форму, тобто *деформуються*. Це відрізняє опір матеріалів від інших наук, які не розглядають зміни форми тіла.

Опір матеріалів складається з двох частин – теоретичної та експериментальної. *Завдання теоретичної частини* – постановка задачі, формулювання математичної моделі, вибір методу розрахунку, отримання розрахункових формул. *Завдання експериментальної частини* – визначення механічних характеристик матеріалів і експериментальна перевірка явища руйнування та розрахункових формул.

При розв'язуванні задач опору матеріалів використовується порівняно простий математичний апарат, що можливо тільки тоді, коли при постановці задач знаходять застосування певні гіпотези, які адекватно відображають фізичну суть явища деформування.

8.1. Реальний об'єкт і розрахункова схема.

Гіпотези, принципи та допущення

Розрахунок на міцність реального елемента конструкції починається з вибору *розрахункової схеми*. При цьому відкидаються усі ті чинники, що незначно впливають на роботу елемента конструкції, і залишаються тільки ті, які мають істотний вплив на його працездатність. Вибір розрахункової схеми пов'язаний із схематизацією властивостей матеріалів елементів конструкцій. Матеріали вважають *суцільними, однорідними, ізотропними і пружними*. *Суцільний матеріал* – такий, що суцільно заповнює усю форму тіла. *Однорідний та ізотропний* – це такий матеріал, який при деформуванні в усіх точках і у всіх напрямках має однакові властивості. *Пружний матеріал* – це матеріал, що відновлює свою форму при знятті сил, що діяли на нього. Практично всі матеріали мають властивість пружності.

Гіпотези

1. Гіпотеза про *суцільну побудову* тіла – вона передбачає, що матеріал повністю заповнює об'єм тіла.
2. Про *ідеальну пружність матеріалу*: ідеальна пружність – здатність тіла приймати свою первинну форму і розміри після усунення причин які визвали деформацію.
3. Про *однорідний матеріал* – всі частини матерії мають однакові властивості, тобто властивості матеріалу не залежать від розмірів тіла.
4. Про *ізотропність матеріалу* – в будь-якому напрямі властивості матеріалу однакові.

5. *Плоских перерізів* – поперечні перерізи плоскі і нормальні до осі стрижня (бруса) за прикладеного до нього навантаження залишаються плоскі і нормальні до його осі після деформації.

Принципи

1. Принцип *початкових розмірів* – при складанні рівняння рівноваги тіло розглядається як не деформоване.
2. Принцип *незалежності дій сил* (суперпозиції) – деформації та зусилля які виникають в пружному тілі рахуються незалежно від порядку прикладання зовнішніх сил.
3. Принцип *Сен-Венана* – особливості прикладених зовнішніх сил до пружного тіла проявляються на відстанях не перевищуючих розмірів поперечного перерізу.

Допущення

1. Про *малість деформації* – деформації тіла дуже малі в порівнянні з його розмірами, що не впливає суттєво на взаємне розташування навантаження.
2. Про *мінімальну залежність між деформаціями та навантаженням* (Закон Гука) – для більшості матеріалів переміщення прямо пропорційне до навантаження.

8.2. Аналіз силових факторів

Сила – механічна дія одного тіла на інше, вони бувають *зовнішні і внутрішні*.

Зовнішні сили – це сили, що діють на тіло з боку інших тіл. Якщо зовнішні сили розподілені по всьому об'єму тіла, то це *об'ємні сили*, а якщо по поверхні – *поверхневі сили*.

Система зовнішніх сил називається *навантаженням*.

Класифікація навантажень

1. За способом прикладання бувають:
внутрішні; зовнішні; поверхневі; об'ємні.
2. За характером зміни в процесі прикладання:

- *статичні* – це такі навантаження, при дії яких в тілі не виникає прискорень руху точок тіла, або вони дуже малі і ними можна знехтувати;
- *динамічні* – при яких виникають значні прискорення і пов'язані з ними *сили інерції*;
- *повторно-змінні*.

3. За часом дії:

- *постійні*; тимчасові.

Зовнішні (поверхневі) навантаження можуть бути (рис. 8.1):

- *зосередженими і розподіленими* (рис. 8.1).

Розподілене навантаження це навантаження яке діє на довжині „ a „ якоїсь ділянки або на площі A , воно характеризується інтенсивністю розподілу навантажень q . В свою чергу розподілені навантаження поділяються на рівномірно розподілене і нерівномірно розподілене навантаження. На рис. 8.1 q – інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження, вимірюється в Н/м, або в Н/м². a – довжина ділянки дії рівномірно розподіленого навантаження, м.

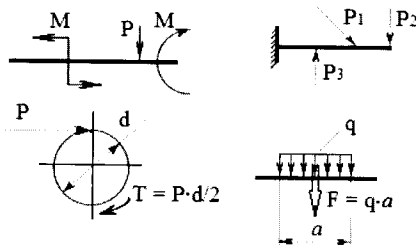


Рис. 8.1

Внутрішні сили – сили, що виникають всередині тіла під дією зовнішніх сил.

Під дією прикладених до тіла навантажень, воно змінює свої розміри і форму, тобто *деформується*.

Деформації бувають *пружними і пластичними*.

Пружною називається деформація тіла, що зникає після припинення дії навантаження.

Пластична деформація залишається в тілі після зняття навантаження. При нормальній експлуатації елементів конструкцій не можна допускати появи пластичних деформацій. Пружні деформації є малими. Їх можна розкласти на дві складові: *лінійну деформацію* ϵ і *деформацію зсуву* γ . Лінійна

деформація ϵ – це відносна зміна довжини відрізка між точками всередині тіла. Деформація зсуву γ – це зміна прямого кута між відрізками всередині тіла, які до деформування були перпендикулярними між собою.

В будь-якому твердому тілі завжди існують сили взаємного притягання, які обумовлюють існування твердого тіла з його незмінними формами і розмірами.

8.3. Визначення внутрішніх сил. Метод перерізів

Для визначення виду внутрішніх сил і їх величин застосовують *метод перерізів*. Нехай на заданий брус, що віднесений до прямокутної системи координат x, y, z , початок якої вибрано в центрі поперечного перерізу бруса, діє зрівноважена система сил F_1, F_2, \dots, F_n (рис. 8.2, а).

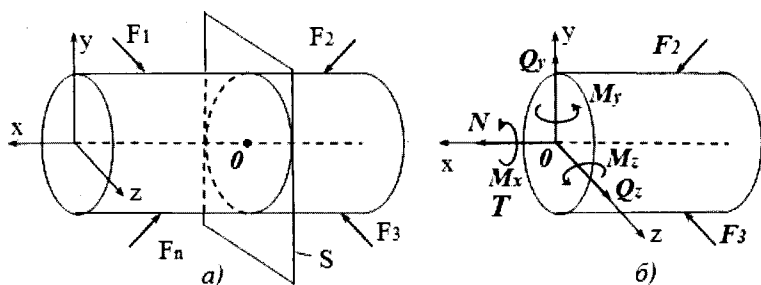


Рис. 8.2

Умова рівноваги усього бруса: $F_1 + F_2 + \dots + F_n = 0$.

Для визначення внутрішніх сил у довільній точці «0» бруса, проведемо уявно через цю точку січну площину S , яка розділить брус на дві частини.

Проекція всіх сил на вісі x, y і z :

$$\Sigma F_{ix} = 0; \quad \Sigma F_{iy} = 0; \quad \Sigma F_{iz} = 0;$$

проекція моментів на вісі x, y і z :

$$\Sigma M_x(F_i) = 0; \quad \Sigma M_y(F_i) = 0; \quad \Sigma M_z(F_i) = 0;$$

Під дією зовнішніх сил в кожному перерізі будуть виникати внутрішні сили ($F_{права}$, $F_{ліва}$) і умова рівноваги частин:

$$F_2 + F_3 + \dots + F_{права} = 0,$$

$$F_1 + F_n + \dots + F_{ліва} = 0.$$

При використанні методу поперечного перерізу внутрішні сили в перерізі дорівнюють алгебричній сумі зовнішніх сил, які діють на ліву або праву частину тіла.

Відкинемо одну з них (наприклад, ліву) і замінимо її дію на залишену праву частину внутрішніми силами (рис. 8.2, б), які можна подати у вигляді рівнодійної сили \bar{R} і моменту \bar{M} .

Рівняння:

$$\left. \begin{aligned} \bar{R} &= \bar{N} + \bar{Q}_y + \bar{Q}_z \\ \bar{M} &= \bar{T} + \bar{M}_y + \bar{M}_z \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{— внутрішні силові фактори в} \\ \text{перерізі.} \end{array} \quad (8.1)$$

Проекції рівнодійної сили \bar{R} на координатні осі x , y , z позначають N , Q_y , Q_z і називають:
поздовжньою силою (N),
поперечною силою в напрямку осі y (Q_y) і
поперечною силою в напрямку осі z (Q_z).

Складові рівнодійного моменту \bar{M} відносно осей x , y , z це:
крутий момент T ($M_{кр}$, M_x) (відносно осі x) і
згинальні моменти M_y , M_z (відносно осей y і z) (рис. 8.2, б).

Для визначення цих шести внутрішніх силових факторів можна скласти шість рівнянь статки:

$$\left\{ \begin{array}{lll} \sum X = 0; & \sum Y = 0; & \sum Z = 0; \\ \sum M_x = 0; & \sum M_y = 0; & \sum M_z = 0. \end{array} \right. \quad (8.2)$$

Кожна складова N , Q_y , Q_z , T , M_y , M_z показує характер деформації – зміни розмірів та форми тіла.

Якщо в поперечному перерізі бруса або стрижня буде діяти тільки відповідний силовий фактор, а всі інші будуть відсутні або рівними нулю, тоді буде виникати *деформація*:

N – розтягування або стискання, змінання;
 T – кручення;
 Q_y, Q_z – зсуву або зрізу;
 M_y, M_z – чистого згину;
 Q_y, Q_z, M_y, M_z – поперечного згину.

Якщо при навантаженні стрижня в будь-якому його поперечному перерізі виникає тільки одна внутрішня сила, то такий випадок називають *простим опором*, а якщо дві або більше – *складним опором*. Прикладами простого опору є розтягування-стискання (виникає N), кручення (виникає $T = M_{кр}$) і чистий згин (виникає M_z або M_y). Зазначимо, що величини $N, M_{кр}, M_z$ є сумарними (інтегральними характеристиками) нормальних і дотичних напружень у перерізі.

8.4. Поняття про напруження в поперечному перерізі

Для того, щоб охарактеризувати закон розподілу внутрішніх сил у перерізі, вводять для них числову міру. Такою мірою є *напруження*. *Напруження* – це міра інтенсивності внутрішніх сил, які розподілені по перерізу тіла і при цьому в загальному випадку їх значення та напрямок в окремих точках перерізу різні.

Візьмемо в поперечному перерізі елементарну площадку ΔA , всередині якої знаходиться довільна точка K . Припустимо, що в цій площадці виникає внутрішня сила ΔR (рис. 8.3). Відношення внутрішньої сили до площі виділеної площадки називається *середнім напруженням* p_{cp} в околиці розглядуємої точки по проведеному перерізу (на площадці ΔA):

$$p_{cp} = \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad (8.3)$$

Повне напруження в точці K перерізу

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad (8.4)$$

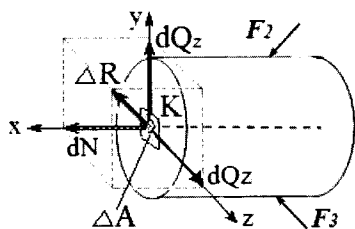


Рис. 8.3

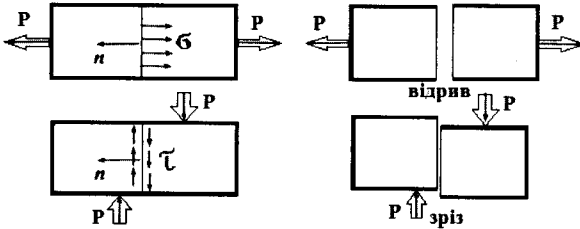
Повне напруження розкладається на дві складові:

σ і τ – перпендикулярну і дотичну до площини перерізу – нормальне і дотичне напруження.

$$\sigma = \frac{dN}{dA} \quad \text{– нормальне напруження,} \quad (8.5)$$

$$\tau_y = \frac{dQ_y}{dA} \quad \tau_z = \frac{dQ_z}{dA} \quad \text{– дотичні напруження.} \quad (8.6)$$

З нормальним напруженням σ пов'язана лінійна деформація ε і руйнування матеріалу шляхом відриву. З дотичним напруженням τ зв'язана кутова деформація зсуву γ і руйнування шляхом зрізу (рис. 8.4, n – нормаль до площини умовного перерізу).



Одиниця напруження –

$$\begin{aligned} \text{Н/м}^2 &= \text{Па} - \\ &(\text{Паскаль}), \\ (1 \text{ МН/м}^2 &= 1 \text{ МПа} = 1 \\ \text{Н/мм}^2 &= 0,1 \text{ кН/см}^2). \end{aligned}$$

Рис. 8.4

Між напруженнями p , σ і τ існує наступна очевидна залежність

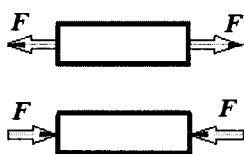
$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}. \quad (8.7)$$

Запитання для самоконтролю

1. Які розрахунки розглядаються у опорі матеріалів?
2. Які Ви знаєте гіпотези, принципи та допущення, що використовуються у опорі матеріалів?
3. Які бувають види навантажень?
4. Як визначають внутрішні силові фактори?
5. Наведіть складові внутрішніх силових факторів.
6. Який взаємозв'язок між внутрішніми силовими факторами та які види деформацій вони визначають?
7. Дайте визначення напруження в поперечному перерізі.

Розділ 9. РОЗТЯГУВАННЯ І СТИСКАННЯ

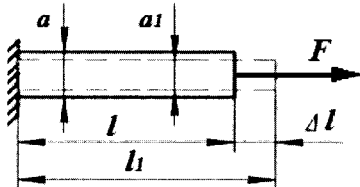
Ця деформація буде відбуватися тільки тоді, коли в поперечному перерізі бруса або стрижня буде діяти тільки один силовий фактор, (подовжня – нормальна сила) а всі інші будуть відсутні або дорівнювати нулю (рис. 9.1). В такому випадку подовжня сила F являє собою рівнодіючу систему сил, що замінює в даному поперечному перерізі дію відкинutoї частини стрижня на ту, що залишилась і направлена вздовж осі стрижня. Подовжня сила F у довільному поперечному перерізі стрижня



дорівнює алгебричній сумі зовнішніх сил, розташованих з одного боку перерізу. Деформації розтягування та стискання відрізняються знаками:

стискання (-), розтягування (+).

Рис. 9.1



За випадку дії навантаження, як показано на рис. 9.2, відбудуться геометричні зміни форми початкового зразка,

Рис. 9.2

де F – зовнішня сила;

$$\Delta l = l_1 - l \text{ – абсолютна деформація подовження; } \quad (9.1)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l}{l} \text{ – відносна деформація подовження; } \quad (9.2)$$

$$\Delta a = a - a_1 \text{ – абсолютна деформація скорочення; } \quad (9.3)$$

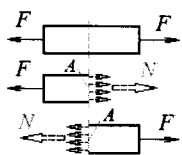
$$\varepsilon_2 = \frac{\Delta a}{a} \text{ – відносна деформація скорочення; } \quad (9.4)$$

$$\mu = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \text{ – коефіцієнт Пуассона; } \quad 0 < \mu < 0,5. \quad (9.5)$$

9.1. Напруження розтягування та стискання

Напруження – це відношення внутрішньої сили, яка віднесена до одиниці площі в даній точці перерізу, що розглядається.

При визначенні нормального напруження в поперечному перерізі користуються гіпотезою плоских перерізів – поперечні перерізи плоскі і нормальні до осі стрижня до деформації



залишаються плоскими і нормальними до його осі і після деформації. Виходячи з цього можна сказати, що внутрішні сили розподілені по площі поперечного перерізу A рівномірно, рівнодіюча яких є нормальна (поздовжня) сила N (рис. 9.3).

Рис. 9.3

Тоді нормальне напруження σ в будь-якій точці поперечного перерізу буде визначатися:

$$\sigma = \pm \frac{N}{A} \quad \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па} \right]. \quad (9.6)$$

Вектор напруження σ має напрямок такий як і сила N .

Експериментами встановлено, що в границях малих подовжень, для пластичних матеріалів, існує прямопропорційна залежність між нормальним напруженням σ і деформаціями

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad \text{– закон Гука,} \quad (9.7)$$

де E – модуль пружності першого роду (Модуль Юнга, див. додаток 3), він характеризує механічні властивості матеріалу; ε – відносна деформація подовження.

Існує інша формула закону Гука

$$\frac{N}{A} = E \cdot \frac{\Delta l}{l} \quad \text{– експериментальний вираз закону Гука.}$$

Абсолютне подовження з урахуванням температурної деформації визначається за формулою:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} \pm \alpha \cdot l \cdot \Delta t, \quad (9.8)$$

де $E \cdot A$ – жорсткість поперечного перерізу стрижня при деформації розтягування (стискання);

α – коефіцієнт температурного розширення матеріалу;

Δt – перепад температур;

9.2. Допустиме напруження. Коефіцієнт запасу міцності

Умова міцності при розтягуванні (стисканні) має вигляд:

$$\boxed{\sigma_p = +\frac{N}{A} \leq [\sigma_p]} \quad \boxed{\sigma_{cm} = -\frac{N}{A} \leq [\sigma_{cm}]} \quad (9.9)$$

де $[\sigma_p]$, $[\sigma_{cm}]$ – допустиме напруження на розтягування, стискання, це граничне напруження для даного матеріалу віднесене до коефіцієнту запасу міцності, для пластичних матеріалів за граничне напруження приймають межу текучості σ_m (МПа):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[n]}, \quad (9.10)$$

де $[n]$ – коефіцієнт запасу відносно межі текучості, $[n] = 1,4 \dots 1,6$.

Для крихких матеріалів за граничне напруження приймають межу міцності $\sigma_{мц}$ (σ_v), (МПа):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{мц}}{[n]}, \quad (9.11)$$

де $[n]$ – коефіцієнт запасу відносно межі міцності, $[n] = 2,5 \dots 3,0$.

Чисельне значення σ_m і $\sigma_{мц}$ (σ_v) вибирають з таблиць механічних властивостей матеріалів для даного матеріалу (див. додаток 5).

9.3. Дослідження зразків матеріалів на розтягування

Важливою характеристикою матеріалу є *границя міцності*, яку визначають в результаті руйнування зразків під час статичних випробовувань на спеціальних розривних машинах. Найчастіше випробовують на розтягування, рідше на стискання, згинання або кручення. У випадку розтягування стандартний зразок круглого (рідше прямокутного) перетину навантажують двома однаковими й протилежно спрямованими

силами вздовж його осі. Ці сили плавно зростають доти, поки зразок не зруйнується.

Для проведення випробувань використовують циліндричні зразки діаметром 3 мм і більше, та плоскі товщиною 0,5 мм і більше, з розрахунковою початковою довжиною $l_0 = 5,65 \cdot \sqrt{A}$ (короткі) або $l_0 = 11,3 \cdot \sqrt{A}$ (довгі), де A – площа поперечного перерізу.

При випробуванні циліндричних зразків в якості основних використовують зразки діаметром $d_0 = 10$ мм. Довжина центрального циліндра (рис. 9.4, а) перевищує його діаметр приблизно в 15 разів. На циліндрі виділяють ділянку довжиною $l_0 = 10d_0$. При розтягуванні зразка на машинах реєструють навантаження F на зразок і його подовження Δl . За результатами експерименту будують діаграму розтягування: $F = f(\Delta l)$,

форма якої залежить не тільки від матеріалу зразка, але і від його довжини l і площі поперечного перерізу A . На рис. 9.4, б представлена діаграма розтягування зразка із малоуглецевої сталі.

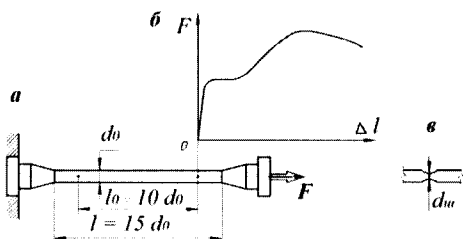


Рис. 9.4. Випробування зразків на розтягування

Якісна оцінка властивостей матеріалу на міцність може бути здійснена за допомогою діаграми розтягування, виконаної в системі координат $\sigma - \epsilon$, що виключає залежність властивостей матеріалу від розмірів зразка:

$$\sigma = F / A_0; \quad \epsilon = \Delta l / l_0 \quad (9.12)$$

де A_0 , l_0 – початкова площа поперечного перерізу і довжина розрахункової ділянки зразка до початку випробувань. Так як величини A_0 і l_0 постійні, то діаграма $\sigma = f(\epsilon)$ має той же вигляд, що і діаграма $F = f(\Delta l)$ і відрізняється від неї тільки масштабом.

Діаграма $\sigma = f(\epsilon)$ характеризує властивості матеріалу, що досліджується і називається умовною діаграмою розтягування, так як напруження і відносні подовження враховані по

відношенню до початкової площі перерізу A_0 і початкової довжини l_0 .

Діаграма розтягування зразка з мало вуглецевої сталі Ст. 3 (рис. 9.5) має чотири характерні ділянки.

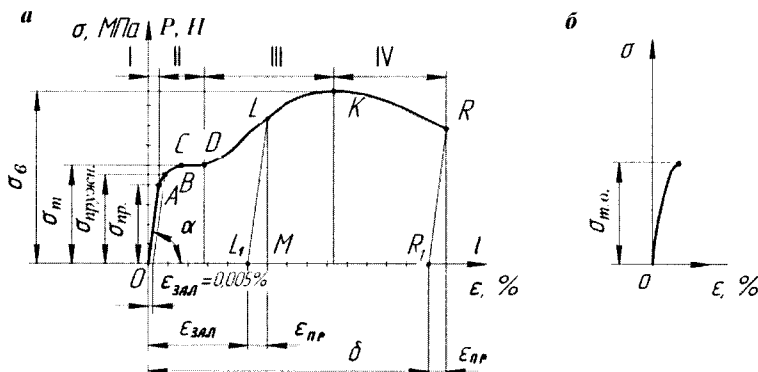


Рис. 9.5. Умовна діаграма розтягування

9.4. Граничні напруження

Ділянка I відповідає пружним деформаціям матеріалу, які підкоряються закону Гука – величина відносної деформації прямо пропорційна напруженню. Відношення зусилля, що розтягує, в точці A до початкової площі поперечного перерізу називається *межею пропорційності* – $\sigma_{пр.} = F_A/A_0$. Отже *границею пропорційності* називається напруження, після якого порушується закон Гука.

Ділянка II починається після точки A, коли діаграма стає криволінійною. Але до точки B деформації залишаються пружними (відновлюються після зняття навантаження). Відношення зусилля, що розтягує, в точці B до площі A_0 називається *межею пружності* – $\sigma_{пружн.} = F_B/A_0$ – це таке напруження, при якому величина залишкової деформації ϵ не перевищує 0,005 %. При подальшому збільшенні навантаження з'являються не пружні (залишкові) деформації. В точці C починається процес деформування зразка без збільшення зовнішнього навантаження. Це явище називається *текучістю матеріалу*, а ділянка CD – *площадкою текучості*. Максимальне

навантаження, при якому відбувається зростання деформації без збільшення сили, називається *межею текучості* – $\sigma_m = F_C/A_0$. В зоні текучості у сталних зразків суттєво змінюється електропровідність і магнітні властивості. Поверхня полірованого зразка покривається лініями (лінії Чернова), похилими до його осі, і стає матовою.

Для ряду матеріалів (мідь, алюміній), що не мають на діаграмі вираженої площадки текучості, вводять поняття *умовної межі текучості* $\sigma_{0,2}$, під якою розуміють напруження, що викликає залишкову деформацію, рівну 0,2%.

Ділянка III характеризується збільшенням навантаження, при якому відбувається подальша деформація зразка. Якщо зразок навантажити до стану, що відповідає точці L діаграми, а потім розвантажити, то процес розвантаження на діаграмі буде означений прямою лінією LL_1 , паралельною ділянці OA . При розвантаженні деформація повністю не зникає – вона зменшується на величину L_1M пружної частини подовження. Відрізок OL_1 представляє собою залишкову деформацію. Якщо зразку дати «відпочити» і піддати повторному навантаженню, то процес піде по лінії L_1LKR . При цьому межа пропорційності значно збільшиться (точка L знаходиться вище точки A), але при цьому зменшиться пластичність. Це явище отримало назву *наклепу*.

Відношення найбільшого навантаження до початкової площі поперечного перерізу стрижня називається *межею тимчасового опору* – $\sigma_v = F_K/A_0$. Межі міцності відповідає максимальне напруження у зразку до його руйнування. Напруження, що відповідає максимальному опору матеріалу має назву *тимчасовий опір* або *межа міцності* $\sigma_{мц}$ і позначається σ_v ($\sigma_{т.о}$).

Ділянка IV починається в точці K і закінчується руйнуванням зразка в точці R . Ця ділянка носить назву *зони руйнування*. Деформація зразка на цій ділянці характерна утворенням «шийки» і подовженням, що утворилося за рахунок його стоншення (рис. 9.4, в). Площа перерізу зразка в шийці швидко зменшується і, як наслідок, падає зусилля і умовне

напруження. Розривання зразка відбувається по найменшому перерізу шийки.

Степінь пластичності матеріалу може бути охарактеризована величинами залишкового відносного подовження δ зразка, доведеного при розтягуванні до розривання, і залишкового відносного звуження ψ шийки:

$$\delta = (l_{\text{розр}} - l_0) / l_0, \quad \psi = (A_0 - A_{\text{ш}}) / A_0. \quad (9.13)$$

Діаграма розтягування крихких матеріалів (рис. 9.5, б) характеризується тим, що відхилення від закону Гука починається при малих значеннях сили, що деформує матеріал; діаграма не має площадки текучості; зразки руйнуються при дуже малій відносній деформації. За характеристику міцності крихких матеріалів приймають тимчасовий опір при розтягуванні $\sigma_{\text{т.о.}}$.

На діаграмі розтягування (рис. 9.5, а) прямолінійна ділянка OA , що відповідає закону Гука ($\sigma = E \cdot \varepsilon$), нахилена під кутом α до осі абсцис:

$$\alpha = \arctg(\sigma / \varepsilon) = \arctg E. \quad (9.14)$$

9.5. Випробування матеріалів на стискання

Для запобігання викривлення металеві зразки для випробувань на стискання, виконують у вигляді коротких циліндрів, висотою $h \leq 3d$, або кубиків. Зразки випробовують на спеціальних пресах.

Діаграма стискання зразка з пластичного матеріалу (рис. 9.6, а) співпадає в початковій стадії з діаграмою розтягування (лінія $OABCD$). Після точки D матеріал розплющується і стискаюча сила швидко зростає. Модуль пружності першого роду, а також межі пропорційності, пружності і текучості у мало вуглецевої сталі при розтягуванні і стисканні можна рахувати, що співпадають.

Руйнування крихких зразків при стисканні, як і при розтягуванні, відбувається при малій залишковій деформації (рис. 9.6, б).

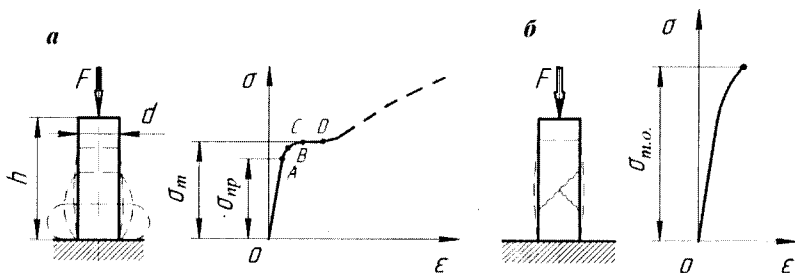


Рис. 9.6. Випробування зразків на стискання

Руйнування зразка відбувається по площадках виникнення максимальних дотичних напружень. Основною характеристикою крихкого матеріалу при стисканні є межа міцності (тимчасовий опір) $\sigma_{т.о.}$, яка виявляється вище, ніж при розтягуванні, тобто крихкі матеріали чинять опір стисканню краще, ніж розтягуванню.

Границі міцності та механічні характеристики деяких матеріалів див. додатки 4, 5.

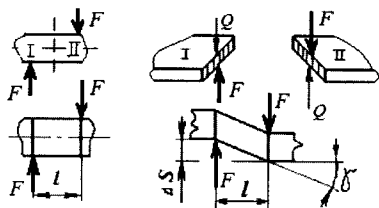
Запитання для самоконтролю

1. Яка відмінність деформації розтягування від стискання?
2. Як визначається абсолютна деформація подовження?
3. Від яких факторів залежить відносна деформація подовження?
4. Які внутрішні силові фактори виникають при деформації подовження (стискання)?
5. Як визначають допустиме напруження?
6. Запишіть закон Гука для деформації розтягування?
7. Що характеризує модуль пружності першого роду?
8. Від яких параметрів залежить величина модуля пружності першого роду, його розмірність?
9. Як визначають абсолютну деформацію з урахуванням температурного впливу?
10. Яку розмірність має нормальне напруження?
11. Запишіть умови міцності для розтягування та стискання, яка між ними відмінність?
12. Запишіть вираз, який визначає коефіцієнт Пуассона.

10.1. Основні визначення, умови міцності

Деформація зсуву – виникає тоді, коли в поперечному перерізі стрижня будуть діяти тільки силові фактори Q_x , Q_z а всі інші будуть відсутні або дорівнювати нулю.

Чистий зсув – коли на гранях виділеного елементарного елемента діють тільки дотичні напруження. Деформацію зсуву можна отримати коли на стрижень з протилежних сторін будуть



діяти дві сили F , які розташовані на дуже малій відстані l одна від одної (рис. 10.1), наприклад, розрізання ножицями прутків, пластин тощо, Q – внутрішня рівнодіюча сила, $Q = F$.

Рис. 10.1

Розрізавши брус отримаємо дві частини I і II. Мірою інтенсивності поперечних сил – є дотичні напруження τ . При максимальній величині цих сил, що досягають граничного значення відбувається зріз, якому передують зміна прямих кутів виділеного паралелепіпеда, тобто відбувається так звана кутова деформація яку і називають зсувом.

ΔS – абсолютний зсув;

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta S}{l} \approx \gamma - \text{відносний зсув};$$

Для деформації зсуву закон Гука має вигляд:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (10.2)$$

$$\frac{F}{A} = G \cdot \frac{\Delta S}{l} - \text{другий вигляд закону Гука,}$$

звідки знаходимо ΔS :

$$\Delta S = \frac{F \cdot l}{G \cdot A}, \quad (10.3)$$

G – модуль зсуву (модуль пружності другого роду) (див. додаток 3);

A – площа поперечного перерізу;

Між модулями пружності 1-го та 2-го роду існує залежність:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (10.4)$$

де E – модуль пружності 1 роду, μ – коефіцієнт Пуассона.

Числові значення модуля пружності G та коефіцієнта Пуассона μ наведені у додатку 3.

Умова міцності при деформації зсуву, зрізу

$$\tau_{zc, (зр)} = \frac{F}{A} = \frac{Q}{A} \leq [\tau_{zc, (зр)}] \quad (10.1)$$

де $[\tau_{zc, (зр)}]$ – допустиме напруження при деформації зсуву, зрізу; приймають в залежності від виду матеріалу:

$$[\tau_{зр}] = (0,25 \dots 0,3) \cdot \sigma_m \text{ – для кольорових сплавів;}$$

$$[\tau_{зр}] = (0,5 \dots 0,65) \cdot [\sigma_p] \text{ – для пластичних матеріалів;}$$

$$[\tau_{зр}] = (0,7 \dots 0,85) \cdot [\sigma_p] \text{ – для крихких матеріалів.}$$

Деформація зминання, зрізу

Деформація зминання відбувається в основному при контактному навантаженні, наприклад, характерна для заклепкових, шпонкових, штифтових з'єднань (див. р. 14).

При розрахунку на зминання припускають, що сили взаємодії між стичними деталями рівномірно розподіляються по нормалі в кожній точці поверхні дотику.

Сили, які припадають на одиницю площі поверхні дотику називають *напруженням при деформації на зминання* – $\sigma_{зм}$. Отже деформація зминання представляє собою різновидність деформації стиску при дії стискаючої сили на невеликій площі елемента конструкції.

Напруження зминання визначається за формулою:

$$\sigma_{з.м} = \frac{F}{A_{з.м}},$$

де $A_{з.м}$ – площа зминання, наприклад, для шпонкового з'єднання рівна площі проекції поверхні контакту на поверхню діаметрального перерізу d (див. рис. 14.5).

За випадку виконання елементів конструкції, що дотикаються із різних матеріалів, напруження на зминання перевіряють для більш «м'якого» матеріалу елемента за формулою умови міцності для деформації зминання :

$$\sigma_{з.м} = \frac{F}{A_{з.м}} \leq [\sigma_{з.м}]. \quad (10.5)$$

де $[\sigma_{з.м}]$ – допустиме напруження при деформації зминання, визначають дослідним шляхом.

У припущенні, що напруження зминання розподіляються рівномірно по площі зминання приймають в залежності від виду матеріалу – його допустимого напруження на розтягування:

$$[\sigma_{з.м}] = (1,5 \dots 2,0) \cdot [\sigma_p] - \text{для кольорових сплавів,}$$

$$[\sigma_{з.м}] = (2,0 \dots 2,5) \cdot [\sigma_p] - \text{для сталі.}$$

Деформація кручення

Якщо в поперечному перерізі бруса або стрижня буде діяти тільки один силовий фактор T – *крутний момент*, а всі інші будуть відсутні або дорівнювати нулю, то буде виникати деформація кручення.

Найбільш поширені деталі, які працюють на деформацію кручення є вали, вісі, стрижні, а дія крутного моменту на розрахункових схемах може зображуватись у вигляді показаному рис. 10.2.

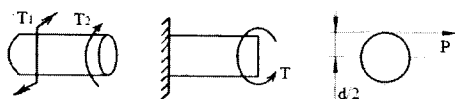


Рис. 10.2

Якщо відома сила та точка її прикладання то крутний момент T вираховується за формулою

$$T = P \cdot \frac{d}{2}, \quad \text{Н} \cdot \text{м};$$

де P – колова сила, Н; d – діаметр вала, м.

За відомої потужності і частоти обертання вала

$$T = 9550 \cdot \frac{N}{n}, \quad \text{Н} \cdot \text{м}; \quad (10.6)$$

де N – потужність, кВт; n – частота обертання, об/хв.

10.2. Напруження при деформації кручення. Закон Гука

Розглянемо консольно закріплений стрижень, до вільного кінця якого прикладений зовнішній момент T . В результаті такого навантаження в поперечних перерізах стрижня буде виникати внутрішній крутний момент $T_{кр}$ (рис. 10.3).

Положення твірної на виділеному елементі $\Delta Z - AB$ до деформації, а AB' – після деформації. Кут між твірними γ – називається *кутом зсуву*, $\Delta\varphi$ – елементарний кут повороту торцевої поверхні елемента стрижня.

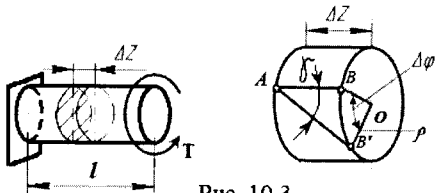


Рис. 10.3

$$\text{Довжина дуги } BB' = \Delta Z \cdot \gamma = \rho \cdot \Delta\varphi, \quad \text{звідки } \gamma = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dz}, \quad (10.7)$$

де ρ – радіус кривизни, γ – кут зсуву;

$$\frac{d\varphi}{dz} = \theta - \text{відносний елементарний кут закручування}; \quad (10.8)$$

$\tau = G \cdot \gamma$ – закон Гука для деформації зсуву.

Запишемо його для деформації кручення:

$$\tau = G \cdot \rho \cdot \frac{d\varphi}{dz}, \quad \text{або} \quad \tau = G \cdot \rho \cdot \theta. \quad (10.9)$$

Дуга BB' утворює кут φ , що буде відповідати повному куту повороту радіуса OB (для всього поперечного перерізу), який називається *кутом закручування*. При довжині стрижня l , повний кут закручування φ одного кінцевого перерізу відносно другого визначають за формулою

$$\boxed{\varphi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G}} \quad \text{— повний кут закручування (рад)}. \quad (10.10)$$

Для визначення повного кута закручування φ в градусах формула має вигляд:

$$\boxed{\varphi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}}; \quad (10.11)$$

де $I_p \cdot G$ — жорсткість перерізу при крученні;

$$I_p \text{ — полярний момент інерції перерізу, } I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}, \text{ м}^4;$$

Повний відносний кут закручування θ визначають:

$$\theta = \frac{\varphi}{l}, \quad \text{град / м,}$$

де $\varphi = \sum \varphi_i$ — повний кут закручування, який дорівнює сумі кутів закручення на окремих ділянках;

$l = \sum l_i$ — сумарна довжина ділянок стрижня.

Мірою інтенсивності крутних моментів в поперечних перерізах є дотичне напруження, яке визначають за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{T \cdot \rho}{I_p}; \quad (10.12)$$

що вказує на прямопропорційну залежність дотичного напруження $\tau_{кр}$ від крутного моменту $T_{кр}$ ($M_{кр}$).

Якщо $\rho = 0$, то $\tau_{кр} = 0$ і тоді τ_{max} будуть розташовані по зовнішній поверхні діаметра вала d (рис. 10.4).

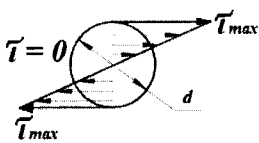


Рис. 10.4

Умова міцності для деформації кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}] , \quad (10.13)$$

де W_p – момент опору поперечного перерізу,

$$W_p = \frac{I_p}{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 d^3, \text{ м}^3.$$

При розрахунку вала на міцність визначають його діаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (10.14)$$

де $[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження при деформації кручення.

$$[\tau_{кр}] = (0,55 \div 0,6) \cdot [\sigma_p] , \text{ МПа.}$$

Запитання для самоконтролю

1. Які внутрішні силові фактори визначають деформацію зсуву, зрізу, зминання?
2. Яке напруження виникає при деформації зрізу?
3. Закон Гука для зсуву.
4. Запишіть умову міцності для деформації зрізу.
5. Яке напруження виникає при деформації кручення?
6. Як визначається абсолютний кут закручування?
7. Запишіть умову міцності для деформації кручення.
8. Як визначається відносний кут закручування?
9. Які параметри характеризують жорсткість при крученні?

Значна кількість деталей механізмів або елементи цих деталей в процесі роботи зазнають вплив навантаження, перпендикулярного до повздовжньої осі. При цьому в поперечних перерізах деталей або їх елементів виникають згинаючі моменти, тобто внутрішні моменти, діючі в площині, перпендикулярній до площини поперечного перерізу. Такий вид навантаження називають *згином*. Згин є однією із самих розповсюджених деформацій в роботі машини і споруди. Особливо активному згину піддаються деталі, у яких поперечні розміри значно менше повздовжніх.

Згин з'являється під дією згинаючих моментів, які створюються прикладеними зовнішніми силами і реакціями опор (рис. 11.1).

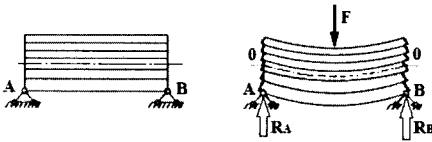


Рис. 11.1

Деформація згину буде виникати також і тоді, коли в поперечному перерізі балки будуть діяти тільки силові фактори M_y , M_z , а всі інші відсутні. Якщо згинаючий момент є єдиним силовим фактором, то такий згин називають *чистим згином*. При цьому в перерізі відсутні поперечні сили.

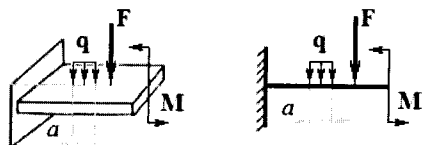
Якщо в поперечному перерізі балки будуть діяти крім силових факторів M_y , M_z ще і поперечні сили Q_y і Q_z , а всі інші будуть відсутні, то це буде деформація *поперечного згину*.

Для деформації згину характерним є те, що внутрішні волокна матеріалу стискаються, а зовнішні розтягуються, але в середині буде шар, який не матиме змін своєї довжини і його називають *нейтральним шаром* (рис. 11.2). Він проходить через центр тяжіння балки. *Нейтральна вісь e-f* це слід нейтрального шару на площі поперечного перерізу.



Рис. 11.2

11.1. Балки та їх опори



Прямолінійні стрижні, які працюють на деформацію згину прийнято називати *балками* (рис. 11.1; 11.3).

Рис. 11.3. Консольна балка та її умовне зображення

Балки, що піддаються згину, мають опорні пристрої досить різноманітного конструктивного виконання, але при розрахунках розрізняють три основні типи:

- *шарнірно-рухома опора* (рис. 11.4, а), яка допускає поворот перерізу балки над опорою і поступальне переміщення вздовж опорної поверхні, в ній виникає тільки одна реакція R_A ;

- *шарнірно-нерухома опора* яка допускає тільки поворот перерізу балки в силевій площині (рис. 11.4, б) тут виникає реакція R_A і реакція H_A ; і

- *жорстке защемлення (затиснення)*, яке виключає як поворот, так і переміщення у двох напрямках (рис. 11.5).

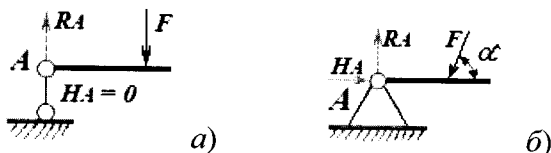


Рис. 11.4. Зображення шарнірних опор

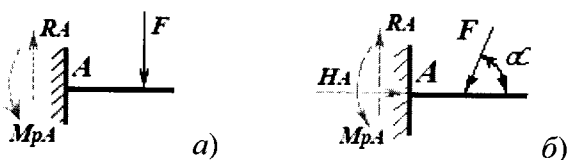


Рис. 11.5. Зображення жорсткого защемлення

При жорсткому затисненні балки в місці замурування виникають – вертикальна реакція R_A і реактивний момент M_{pA} – якщо зовнішня сила діє перпендикулярно до повздовжньої осі балки (рис. 11.5, а). При дії зовнішньої сили під кутом α виникає ще горизонтальна реакція H_A (рис. 11.5, б).

Проста балка або одно прольотна.

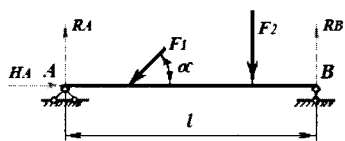


Рис. 11.6

Це балка, яка опирається на дві опори – рухому B і нерухому A (рис. 11.6). Відстань l – називають прольотом балки.

Якщо сила або сили будуть діяти на балку під кутом 90° , то в опорах A і B будуть виникати тільки вертикальні реакції R_A і R_B відповідно в точках A і B . Якщо до балки буде прикладатись сила під кутом α , тоді в опорі A крім вертикальної реакції буде виникати і горизонтальна реакція H_A .

11.2. Поперечні сили і згинаючі моменти в перерізах балки

Поперечна сила Q в довільному поперечному перерізі балки чисельно дорівнює алгебричній сумі всіх зовнішніх сил, прикладених до балки по одну сторону від поперечного перерізу.

Поперечна сила (рис. 11.7) вважається додатною ($+$), якщо для лівої частини балки вона направлена вгору, а для правої до низу, і від'ємною ($-$), якщо навпаки.

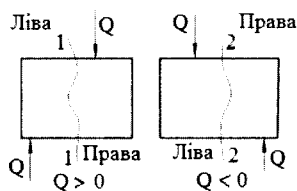


Рис. 11.7

Згинаючий момент M в довільному поперечному перерізі балки чисельно дорівнює алгебричній сумі моментів зовнішніх сил, що діють по одну сторону перерізу відносно тієї точки осі балки, через яку проходить переріз.

Момент зовнішніх сил для лівої частини балки буде вважатися додатним ($+$), якщо він направлений за годинниковою стрілкою (рис. 11.8), і навпаки від'ємним ($-$), якщо направлений проти годинникової стрілки, отже знак моменту згину визначається випуклістю балки – до низу ($+$), вгору ($-$).

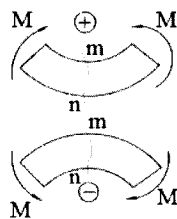


Рис. 11.8

11.3. Напруження в балці при згині

Нагадаємо, що при наявності лише згинаючих моментів в поперечних перерізах балки згин називають *чистим*. При цьому поперечні сили відсутні. В поперечних перерізах при чистому згині виникають лише нормальні напруження.

Для деформації чистого згину справедливі гіпотези Бернуллі:

1. Поперечні перерізи балки плоскі і нормальні до її осі до деформації, залишаються плоскими і після деформації.

2. Волокна балки при її деформації не відчувають тиску одне на одного.

Розглянемо один із випадків чистого згину (рис. 11.9), який матиме місце на ділянці довжиною „ b ”.

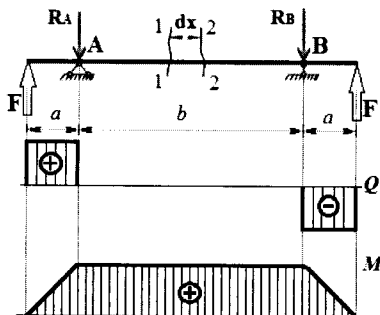


Рис. 11.9

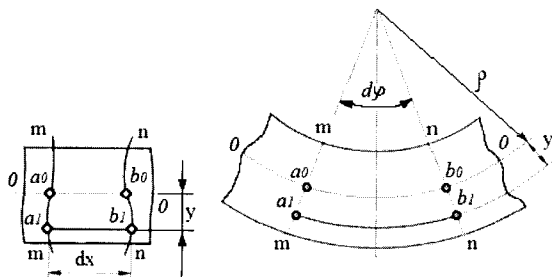


Рис. 11.10

Виділимо із ділянки чистого згину в поперечному перерізі елемент (рис. 11.10) довжиною dx .

$$\text{Довжина дуги} \quad \cup a_0 b_0 = \rho \cdot d\varphi; \quad (11.1)$$

$$\text{а довжина дуги} \quad \cup a_1 b_1 = (\rho + y) \cdot d\varphi. \quad (11.2)$$

Тоді *відносна деформація* ε визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{a_1 b_1 - a_0 b_0}{a_0 b_0} = \frac{\rho \cdot d\varphi + y \cdot d\varphi - \rho \cdot d\varphi}{\rho \cdot d\varphi} = \frac{y}{\rho}; \quad (11.3)$$

або $\varepsilon = \frac{y}{\rho}$, підставимо в формулу $\sigma = E \cdot \varepsilon$ і отримаємо

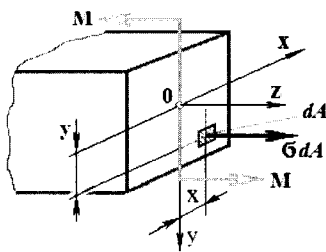
закон Гука для деформації згину
$$\sigma = E \cdot \frac{y}{\rho}. \quad (11.4)$$

Таким чином при чистому згині нормальні напруження σ в поперечному перерізі будуть змінюватися по лінійному закону, а геометричне місце точок у яких $\sigma = 0$ буде нейтральна лінія.

Знайдемо математичну залежність між напруженням σ і згинаючим моментом M . В поперечному перерізі балки (рис. 11.11) буде діяти згинаючий момент:

$$M_X = \int_A \sigma \cdot dA \cdot y = \int_A E \cdot \frac{y}{\rho} dA \cdot y = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 \cdot dA; \quad (11.5)$$

де $\sigma \cdot dA = N$ – сила, яка діє на елементарній площадці dA ,
 $\int_A y^2 \cdot dA = I_X$ – осьовий момент інерції поперечного



перерізу відносно осі x .

Тоді остаточно згинаючий момент буде:

$$M_X = \frac{E}{\rho} \cdot I_X; \quad (11.6)$$

Рис. 11.11

Поділимо ліву і праву частину рівняння (11.6) на $E \cdot I_X$

$$\frac{M_X}{E \cdot I_X} = \frac{1}{\rho};$$

де $E \cdot I_X$ – жорсткість перерізу при згині, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$.

Підставимо значення $1/\rho$ в рівняння 11.4 і отримаємо:

$$\sigma = E \cdot \frac{y \cdot M_X}{E \cdot I_X} = \frac{M_X \cdot y}{I_X}, \quad (11.7)$$

де $\frac{I_X}{y} = W_X$ – момент опору поперечного перерізу відносно осі x .

Остаточно отримаємо:

$$\sigma = \frac{M_X}{W_X} - \text{нормальне напруження при згині.} \quad (11.8)$$

Для кожної геометричної фігури поперечного перерізу W_X має своє табличне значення.

Із залежності 11.8 для зменшення σ треба, щоб момент опору поперечного перерізу W_X , був як можна більше, і цьому відповідає розміщення балки із більшим значенням розміру у вертикальній площині.

Найбільш економічним серед поперечних перерізів балок, що працюють на згин є такі, при яких з найменшими затратами матеріалу є найбільша величина W_X . Щоб форма перерізу була раціональною, потрібно по можливості розміщувати площу перерізу подалі від нейтральної осі і такій умові найкраще задовольняють двотаври або швелери.

Дотичні напруження при згині визначають за формулою Журавського Д.І.:

$$\tau = \frac{Q \cdot S_X}{b \cdot I_X}; \quad (11.9)$$

де Q – поперечна сила;

S_X – статичний момент перерізу відносно осі x ;

b – ширина перерізу;

I_X – момент інерції поперечного перерізу відносно осі x .

Найбільші дотичні напруження при згині τ будуть в точках нейтральної лінії.

Епюри дотичних τ і нормальних σ напружень (рис. 11.12) для любых перерізів, які мають горизонтальну вісь симетрії при чистому згині мають вигляд:

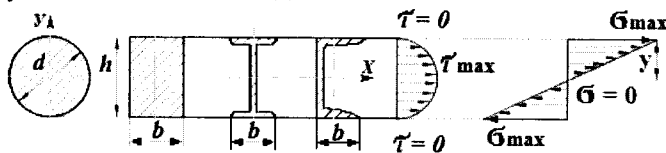


Рис. 11.12

Умови міцності при згині:

$$\sigma = \frac{|M_X|}{W_X} \leq [\sigma]; \quad \tau = \frac{Q \cdot S_X}{b \cdot I_X} \leq [\tau]; \quad (11.10)$$

11.4. Основні теорії міцності

Теорії міцності – гіпотези про суттєвий вплив тих чи інших факторів. Вони стосуються міцності матеріалів при складному напруженому стані, коли в точках деталі, (у тримірному просторі) два або всі три головних напруження $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ не рівні нулю. В таких випадках, як показують досліди, для одного і того ж матеріалу небезпечний стан може мати місце за різних граничних значень головних напружень в залежності від співвідношень між ними. Для цього вводять гіпотези про переважний вплив на міцність матеріалу того чи іншого фактора.

1. Теорія найбільших нормальних напружень

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]. \quad (11.11)$$

2. Теорія найбільших лінійних деформацій

$$\varepsilon_{max} \leq [\varepsilon]. \quad (11.12)$$

3. Теорія найбільших дотичних напружень

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (11.13)$$

4. Енергетична теорія міцності

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (11.14)$$

Більший вплив на міцність матеріалів чинить кількість потенціальної енергії, що відповідає зміні форми тіла без зміни його об'єму.

5. Теорія Мора – основана на припущенні, що міцність матеріалів в загальному випадку напруженого стану залежить від величини і знаку найбільшого σ_1 і найменшого σ_3 головних напружень. За цією теорією визначають еквівалентне напруження за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - K\sigma_3 \leq [\sigma], \quad K = \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{cm}]} \quad (11.15)$$

11.5. Складний опір

Випадки, коли конструкція або будова зазнає дію кількох силових факторів одночасно називають *складним опором*. Розрахунок на міцність при цьому здійснюється на принципі суперпозиції. За складного опору розрахунок ведуть по еквівалентних напруженнях, в залежності від теорії міцності. Перша теорія міцності відповідає за крихкі матеріали, третя, четверта придатні для пластичних матеріалів (її використовують при розрахунках валів на складний опір).

Розглянемо випадок складного опору (рис. 11.13).

Балка довжиною l в точці В навантажена силою P , яка розміщена на головних осях інерції (див. 1.9), наприклад, для перерізу, що має дві осі симетрії (x, y) – прямокутник, двотавр, головні центральні осі проходять через центр тяжіння перерізу. Розкладемо силу P на дві складові: P_z і P_y . Під дією сили P_z балка розтягується і напруження, яке виникає при цьому буде визначатися:

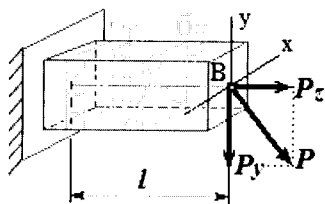


Рис. 11.13

$$\sigma_p = \frac{P_z}{A}; \quad (11.16)$$

сила P_y згинає балку і напруження згину $\sigma_{z2} = \frac{P_y \cdot l}{W_{z2}}$. (11.17)

Найбільше напруження буде у верхньому прошарку балки, який розтягується та згинається.

Сумарне напруження, за випадку одночасної дії двох факторів – сили, що розтягує і згинає, визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_{z2} = \frac{P_z}{A} + \frac{P_y \cdot l}{W_{z2}}. \quad (11.18)$$

Отже за розглянутого випадку, коли на балку діє навантаження, що викликає одночасно деформацію розтягування та згину має місце *прямий згин балки з*

розтягуванням. За прямого згину пружна лінія (зігнута вісь) балки лежить в силевій площині.

За навантажень, площина дії яких (силова площина) не співпадає ні з однією з головних осей інерції має місце *плоский косий згин*. Якщо навантаження, які викликають згин балки діють у різних площинах, то має місце випадок *просторового косоного згину*, а пружна лінія балки представляє собою просторову криву лінію.

Як плоский, так і просторовий випадок косоного згину можна розглядати як сукупність двох прямих згинів в головних осях інерції балки. Всі зовнішні сили і моменти, діючі на балку, слід розкласти на складові по головним осям інерції поперечного перерізу і будувати відповідні епюри згинаючих моментів.

За сукупності *прямого згину* з розтягуванням (або стисканням) стрижня в його поперечних перерізах виникають три внутрішні силові фактори – повздовжня сила, поперечна сила та згинаючий момент.

Запитання для самоконтролю

1. Які внутрішні силові фактори визначають деформацію згину?
2. Чим відрізняється поперечний згин від чистого згину?
3. Які існують види опор балок?
4. Від яких факторів залежать види реакцій в опорах балок?
5. Правило знаків для визначення поперечної сили в перерізі.
6. Як визначають згинальний момент в перерізі?
7. Які напруження виникають при поперечному згині?
8. Закон Гука для згину.
9. Запишіть умову міцності для згину.
10. Як визначається дотичне напруження при поперечному згині?

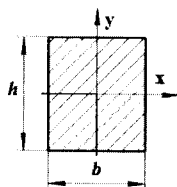
Розділ 12. ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ ПОПЕРЕЧНИХ ПЕРЕРІЗІВ

Опір стержнів різним видам деформацій залежить не тільки від їх розміру і матеріалу, але також залежить і від розміщення осей і форми поперечного перерізу.

До геометричних характеристик плоских перерізів відносять: площу поперечного перерізу, статичний момент площі поперечного перерізу, осьові та полярний моменти інерції та моменти опору (див. р. 1.9).

12.1. Моменти інерції плоских перерізів

1. Для перерізу у формі прямокутника (рис. 12.1) осьові моменти інерції визначаються:



$$I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}, \quad I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12}, \quad \text{м}^4. \quad (12.1)$$

Рис. 12.1

2. Для квадрата $b = h = a$ (a – сторона квадрата):

$$I_X = I_Y = \frac{a^4}{12}, \quad \text{м}^4. \quad (12.2)$$

3. Для перерізу у формі круга осьові моменти інерції відносно центральних осей однакові внаслідок симетрії круга, і на основі того що

$$I_P = I_X + I_Y,$$

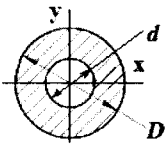
для круга отримаємо:

$$I_X = I_Y = \frac{I_P}{2} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad \text{м}^4. \quad (12.3)$$

$$\text{де } I_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1 \cdot d^4 - \text{полярний момент інерції, м}^4, \quad (12.4)$$

d – діаметр круга.

4. Для перерізу у вигляді кільця (рис. 12.2)



$$I_P = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4), \text{ м}^4. \quad (12.5)$$

$$I_X = I_Y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4), \text{ м}^4. \quad (12.6)$$

Рис. 12.2

При визначенні моментів інерції балки, що має складний переріз (складений із простих фігур або прокатних профілів), момент інерції визначають шляхом додавання відповідних моментів інерції складових фігур відносно тих же осей із врахуванням формул переходу від центральних до паралельних їм нецентральных осей.

12.2. Моменти опору

Розрізняють осьові і полярний моменти опору поперечного перерізу.

$$\text{Осьові: } W_X = \frac{I_X}{y}, \quad W_Y = \frac{I_Y}{x}. \quad (12.7)$$

$$\text{Полярний: } W_P = \frac{I_P}{\rho}. \quad (12.8)$$

1. Для перерізу у вигляді прямокутника (рис. 12.1):

$$I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}, \text{ при } y_{\max} = \frac{h}{2}, \quad W_X = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^3. \quad (12.9)$$

2. Для перерізу у вигляді круга:

$$I_X = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \text{ при } y_{max} = \frac{d}{2}, \quad W_X = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1d^3, \quad \text{м}^3. \quad (12.10)$$

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2d^3. \quad (12.11)$$

3. Для перерізу у вигляді кільця (рис. 12.2):

$$I_X = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}, \text{ при } y_{max} = \frac{D}{2},$$

$$W_X = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right], \text{ м}^3. \quad (12.11)$$

Запитання для самоконтролю

1. Назвіть основні характеристики поперечних перерізів.
2. Дайте визначення осьового моменту інерції для прямокутного перерізу.
3. Від чого залежить осьовий момент інерції?
4. Як визначається полярний момент інерції для круга?
5. Як визначається осьовий момент опору?
6. Яку розмірність має осьовий момент опору, осьовий момент інерції?
7. Від чого залежить значення осьового моменту опору?

Частина IV. ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПРИЛАДІВ

Розділ 13. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ МАШИН І ПРИЛАДІВ

13.1. Основні поняття та визначення

В машинобудуванні розрізняють деталі і вузли загального і спеціального призначення. Деталлями і вузлами *загального призначення* називають такі, які зустрічаються майже у всіх машинах (болти, вали, зубчасті колеса тощо). Вони складають значну більшість. До деталей і вузлів *спеціального призначення* відносять такі, які зустрічаються тільки в одному або декількох типах машин (поршні, колінчасті вали і ін.).

Всі деталі і вузли загального призначення діляться на три основні групи:

- 1) з'єднувальні деталі і з'єднання, які можуть бути нерозбірні (заклепкові, зварні і інші) і розбірні (шпонкові, різьбові і ін.);
- 2) передачі обертального руху (зубчасті, черв'ячні, пасові, ланцюгові та інші);
- 3) деталі і вузли обслуговуючі передачі (вали, осі, підшипники, муфти тощо).

При конструюванні і виготовленні машин повинні строго дотримуватись Державні стандарти (ДСТ).

Застосування в машині або приладі стандартних деталей і вузлів зменшує кількість типорозмірів, забезпечує взаємозаміну, дозволяє швидко і дешево виготовляти нові вироби, а в період експлуатації полегшує ремонт.

Вимоги до деталей машин та приладів

Однією з основних вимог до деталей і машин є

- *технологічність*, яка характерна для конструкції з мінімальними затратами при виробництві і експлуатації;
- високий рівень продуктивності;
- економічність; гарантійний строк служби;
- зручність в експлуатації та проведенні ремонту;
- безпечність в обслуговуванні;
- невелика маса і габарити; транспортабельність;
- відповідність зовнішнього вигляду вимогам технічної естетики;
- у приладобудуванні – чутливість, точність і стабільність показань.

Технологічність характеризується застосуванням деталей з мінімальною механічною обробкою, уніфікацією деталей конструкції (застосування деталі в різних вузлах машини), максимальним застосуванням стандартних конструктивних елементів деталей (різьби, шпонки), а також стандартністю квалітетів і посадок, тощо.

Критерії працездатності роботи деталей

Працездатність – стан вузла або деталі, при якому вона може виконувати задані функції з параметрами, встановленими технічною документацією.

Основними критеріями працездатності є *міцність, жорсткість, теплостійкість, вібростійкість, витривалість та інші*.

Стандартизація і взаємозамінність

Встановлення і використання правил, норм, параметрів, технічних і якісних характеристик, яким повинна відповідати деталь називається *стандартизацією*.

Стандарти бувають:

МС – міжнародний стандарт;

СТРЕВ – стандарти держав ради економічної взаємодопомоги;

ДОСТ – державний, (ГОСТ – «государственный»);

ГСТ – галузевий (ОСТ «отраслевой»);

РСТ – республіканський;

СТП – стандарт підприємства.

Уніфікація – раціональне скорочення багатьох видів і типорозмірів та типів виробів однакових функціональних призначень.

Взаємозамінність – властивість деталей і вузлів замінити їх іншими деталями (новими, відремонтованими) без додаткової обробки із збереженням всіх вимог до роботи даної машини.

13.2. Зміст понять проектування і конструювання

Інженерне проектування – це процес, в якому наукова і технічна інформація використовуються для створення нового пристрою, машини або системи, що дають суспільству користь.

Нові вироби розробляє інженерно-технічний персонал шляхом проектування і конструювання. Проектування і конструювання є процесами взаємопов'язаними, що доповнюють один одного. Проектування передус конструюванню і є пошуком науково обґрунтованих, технічно здійснених та екологічно доцільних рішень. Результат проектування – проект створюваного об'єкта.

Конструювання – створення конкретної однозначної конструкції об'єкта згідно з проектом. Конструкція – це будова, взаємне розміщення частин і елементів будь-якого предмета, машини, приладу, яка визначається його призначенням. Конструкція передбачає спосіб з'єднання, взаємодію частин, а також матеріал, з якого виготовляються окремі елементи. Конструкція базується на результатах проектування і уточнює всі інженерні рішення, прийняті при проектуванні.

Проектування і конструювання мають одну мету – створення нового виробу, який ще не існує, або існує в іншій формі і має інші розміри.

Деталі і вузли загальномашинобудівного використання виготовляються постійно у великих кількостях, тому знання

основних методів розрахунку, правил і норм проектування, підтверджених статистикою експлуатації, дуже важливе для конструкторської підготовки.

Серед загальних правил конструювання можна відзначити наступні три.

Перше. При проектуванні розраховують на нормальні умови експлуатації. Так, якщо розраховувати деталі на непередбачувані (критичні) умови, то отримаємо масивну конструкцію, яка буде важка у експлуатації.

Друге. Конструювання є пошук оптимального компромісного рішення. Часто при проектуванні мають бути задоволені суперечливі вимоги. Так, у механічного приладу має бути забезпечена достатня міцність (що вимагає збільшення маси) і потрібна його компактність та зручність користування (що вимагає його зменшення маси).

Третє. При конструюванні має бути виконана умова рівномірності. Очевидно, що недоцільно конструювати окремі елементи машини із зайвими запасами несучої здатності, які не можуть бути реалізованими у зв'язку з відмовою конструкції із-за руйнування або пошкодження інших елементів.

Конструювання це творчий процес створення механізму, приладу, або машини в кресленнях на основі *проектувальних* та *перевірочних* розрахунків.

Проектувальним розрахунком називають визначення основних розмірів деталі при вибраному матеріалі і по формулам, що відповідають головному критерію працездатності (міцності, жорсткості, зносостійкості, тощо). Цей розрахунок використовують у тих випадках, коли розміри конструкції заздалегідь невідомі. Такі розрахунки є спрощеними, їх виконують як попередні.

Перевірочним розрахунком називають визначення фактичних характеристик головного критерію працездатності деталі або визначення найбільшого допустимого навантаження на деталь по допустимим значенням головного критерію працездатності. При перевірочному розрахунку визначають

фактичні (розрахункові) напруження і коефіцієнти запасу міцності, дійсні прогини і кути нахилу перерізів, температуру, ресурс при заданому навантаженні або допустиме навантаження при заданих розмірах, тощо. Перевірочний розрахунок є *уточнюючим*, його проводять, коли форма і розміри деталі відомі з проектувального розрахунку або прийняті конструктивно, коли визначена технологія виготовлення (спосіб отримання заготовки, вид термообробки, якість поверхні тощо).

Під конструюванням розуміють проведення всебічного аналізу статистичного матеріалу, що відтворює досвід проектування, виготовлення і експлуатації машин даного типу. Задачі оптимізації виконують за допомогою ЕОМ.

Сучасна проектно-конструкторська діяльність має на увазі системний спосіб мислення і комплексний підхід до проектування.

Проектування – один з етапів так званого життєвого циклу виробу, в який входять також етапи виробництва, експлуатації і утилізації.

Будь-який виріб це не проста сукупність деталей. У зібраному вигляді деталі знаходяться у взаємозв'язку і взаємозалежності, які і визначають якісні характеристики виробу. Інакше кажучи, не виріб складається з деталей, а деталі утворюють виріб, виступаючи елементами системи і вимагаючи системного підходу при розрахунку і розробці. Таким чином проектування має бути системним.

Системне проектування – це рішення технічної задачі для частини з позиції цілого.

Об'єднанні у виробничому процесі окремі одиниці обладнання виявляють як безпосередній, так і побічний вплив на роботу одне одного і представляють собою технологічні системи виробництва. Наприклад, гнучкі виробничі системи.

Комплексне проектування – це процес розробки обладнання з позицій технологічної системи.

У 80-х роках минулого століття була розроблена перша *система автоматизованого проектування* (САПР) – автоматизована система, яка реалізує інформаційну технологію

виконання функцій проектування, і представляє собою організаційно-технічну систему, призначену для автоматизації процесу проектування, що складається з персоналу і комплексу технічних, програмних і інших засобів автоматизації її діяльності.

Для перекладу САПР на англійську мову часто використовують аббревіатуру CAD (*computer-aided design*), що має на увазі використання комп'ютерних технологій в проектуванні.

В ряді зарубіжних джерел встановлюється певна підпорядкованість понять CAD, CAE, CAM. Термін CAE визначається як найбільш загальне поняття, що включає любе використання комп'ютерних технологій в інженерній діяльності, включаючи CAD і CAM.

- CAD – засоби автоматизованого проектування призначені для автоматизації двомірного і/або трьохмірного геометричного проектування, створення конструкторської і/або технологічної документації, і САПР загального призначення.
 - CADD (*computer-aided design and drafting*) – проектування і створення креслень.
 - CAGD (*computer-aided geometric design*) – геометричне моделювання.
- CAE (*computer-aided engineering*) – засоби автоматизації інженерних розрахунків, аналізу і симуляції фізичних процесів, які здійснюють динамічне моделювання, перевірку і оптимізацію виробів.
 - CAA (*computer-aided analysis*) – підклас засобів CAE, що використовуються для комп'ютерного аналізу.
- CAM (*computer-aided manufacturing*) – засоби технологічної підготовки виробництва виробів, які забезпечують автоматизацію програмування і керування обладнання з ЧПК або ГАВС (гнучких автоматизованих виробничих систем).

13.3. Види виробів приладобудування

Згідно стандарту *виробом* називається довільний предмет або сукупність предметів, які виготовляються на підприємстві. Стандарт встановлює такі види виробів: *деталі, складальні одиниці, комплекси, комплекти*.

Деталь – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зварювання, паяння, склеювання) чи виконанні декоративного або захисного покриття (наприклад болт, шайба, вал тощо).

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій (згинчування, зварювання, пресування тощо). До складальних одиниць відносять також вироби, для яких конструкцією передбачене розбирання на складові частини, наприклад, для зручності монтажу, контролю, обслуговування; сукупність складальних одиниць або деталей, які мають загальне функціональне призначення, наприклад, двигун чи колесо у автомобілі.

Комплекс – виріб, який складається з кількох окремих виробів, не з'єднаних на підприємстві, що його виготовляє, складальними операціями, але призначених для виконання взаємопов'язаних експлуатаційних функцій. Приклади комплексів – цех-автомат для виготовлення певних виробів, дільниця для термообробки деталей, яка оснащена роботами.

Комплект – кілька виробів загального функціонального призначення допоміжного характеру, не зв'язаних на підприємстві складальними операціями. Наприклад, комплект запасних частин, інструментів, вимірювальної апаратури.

Вироби розділяються на спеціальні, типові, нормальні, стандартні.

13.4. Вимоги до механізмів приладів

До основних вимог належать такі:

1) *функціонально технічні* – точність виконання операцій, простота схеми, обмеження в масі та габаритах, механічна міцність;

2) *експлуатаційні* – надійність, безвідмовність роботи, ККД, обмеження по енерговитратам, простота та зручність в обслуговуванні;

3) *технологічні* – відповідність конструктивним можливостям виробництва (стандартизація та нормалізація деталей, забезпечення зручності при складанні та налагодці виробу);

4) *економічні* – мала собівартість, невеликий термін окупності;

5) *соціальні* – безпека при виробництві та експлуатації, естетичність, ергономічність, екологічність.

Надійність – властивість виробу зберігати у часі здатність до виконання потрібних функцій в заданих режимах і умовах використання, технічного обслуговування, зберігання і транспортування.

Надійність характеризують *станами і подіями*.

Робоча здатність – стан виробу, при якому він здатний нормально виконувати задані функції.

Відмова – подія, яка полягає у повній або частковій втраті робочої здатності.

Показники якості виробу по надійності:

безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність.

Безвідмовність – властивість виробу безперервно зберігати робочу здатність протягом заданого часу.

Довговічність – властивість виробу довгочасно зберігати робочу здатність до настання *граничного стану* при дотриманні норм експлуатації. Під граничним розуміють такий стан виробу,

при якому його подальша експлуатація недопустима або недоцільна.

Ремонтпридатність – властивість виробу, що проявляється у пристосуванні до підтримання і поновлення робочої здатності шляхом технічного обслуговування та ремонту.

Часові поняття надійності:

напрацювання, ресурс і строк служби.

Напрацювання – тривалість або об'єм роботи виробу (в годинах, числах циклів навантаження).

Ресурс – сумарне напрацювання виробу на відмову від початку експлуатації до переходу в граничний стан (в годинах).

Строк служби – календарна тривалість експлуатації виробу від початку до переходу в граничний стан. Виражають зазвичай у роках. Строк служби включає напрацювання виробу і час простоїв.

Основними показниками надійності являються:

– по **безвідмовності** – ймовірність безвідмовної роботи і інтенсивність відмов. Під **ймовірністю безвідмовної роботи** розуміють ймовірність того, що в заданому інтервалі часу або в межах заданого напрацювання не виникають відмови виробу;

– по **довговічності** – середній і гама-процентний ресурс (сумарне напрацювання, протягом якого виріб не досягає граничного стану із ймовірністю, вираженою у відсотках). Для виробів серійного і масового виробництва найбільш часто використовують гама-процентний ресурс – для підшипників кочення, наприклад, 90 % – й ресурс;

– по **ремонтпридатності** – ймовірність відновлення, де розуміють те, що час відновлення робочого здатного стану виробу не перевищить заданого значення.

13.5. Види конструкторських документів

До конструкторських документів належать графічні і текстові документи, які окремо або в сукупності визначають склад і будову виробу і вміщують потрібні дані для його виготовлення, контролю, приймання, експлуатації і ремонту.

Основні види конструкторських документів:

1. *Креслення деталі* – графічний документ (див. додаток 7,8), який містить зображення деталі та інші дані необхідні для її виготовлення і контролю.

2. *Складальне креслення* – графічний документ (див. додаток 9), який містить зображення складальної одиниці й інші дані, потрібні для їх складання (виготовлення) і контролю.

3. *Креслення загального вигляду* – графічний документ, який визначає конструкцію виробу та взаємодію його основних складових частин і пояснює принцип роботи виробу.

4. *Габаритне креслення* – графічний документ, в якому дається спрощене зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

5. *Схема* – графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень або позначень показані складові частини виробу і зв'язки між ними. Схеми бувають кінематичні, пневматичні, гідравлічні, електричні та інші.

6. *Специфікація* – текстовий документ (див. додаток 10), який визначає склад складальної одиниці, комплексу чи комплекту.

7. *Пояснювальна записка* – текстовий документ, який містить опис будови і принцип дії спроектованого виробу, а також обґрунтування технічних і техніко-економічних рішень, прийнятих при розробці виробу.

8. *Розрахунок* – текстовий документ, який містить розрахунки параметрів і характеристик величин виробу, наприклад, кінематичний розрахунок, розрахунок розмірних ланцюгів, розрахунок на міцність тощо.

9. *Інструкція* – текстовий документ, який містить вказівки і правила для виготовлення або експлуатації виробу.

13.6. Етапи розробки нових виробів

Розробка нових виробів проходить у два етапи: науково-дослідна робота (НДР); дослідно-конструкторська робота (ДКР). *Науково-дослідна робота* передбачає такий об'єм робіт:

1. *Розробка, узгодження та затвердження технічного завдання (ТЗ) на НДР.* В ТЗ формулюються загальні вимоги до виробу, вказуються виконавці, термін виконання окремих етапів, джерела фінансування та напрямки робіт.

2. Проводяться *теоретичні та експериментальні дослідження*, вивчається досвід експлуатації аналогічних виробів.

3. *Проектується, виготовляється та випробовується* декілька макетів.

4. Розробляється *технічне завдання (ТЗ) на дослідно-конструкторські роботи.*

Науково-дослідна робота закінчується повним звітом про виконану роботу.

Стадія *дослідно-конструкторських робіт* передбачає:

1. *Узгодження технічного завдання на ДКР* із замовником та організаціями фінансування. ТЗ розробляється згідно стандарту (ДСТУ ГОСТ 2.601:2013).

2. *Розробка технічної пропозиції* – пропонується кілька варіантів рішення з ретельним обґрунтуванням (розрахунками, аналізом, практичним досвідом).

3. *Ескізний проект* – встановлюються принципи, конструктивні та схемні рішення, які дають уяву про конструкцію та схему виробу. Ескізний проект закінчується кресленням загального виду, схемою та пояснювальною запискою,

4. *Технічний проект* – встановлюються технічні рішення, які дають уяву про конструкцію виробу та його відповідність вимогам ТЗ. Технічний проект затверджується приймальною комісією, в склад якої входять представники виконавців та замовників. Затверджується протокол та акт випробування.

5. *Розробка робочої документації*, необхідної для виготовлення, випробування дослідного зразка або початкової серії спроектованого виробу.

Після виготовлення дослідного зразка, проводяться його приймально-здавальні випробування в присутності відомчої комісії, складається протокол і акт випробування.

Дослідно-конструкторська робота вважається закінченою, якщо виконуються такі умови:

- 1) Підписаний акт приймально-здавальних випробувань, де записано, що новий виріб рекомендовано до промислового виробництва;
- 2) Комплект робочої документації передано на підприємство виготовлювач;
- 3) В науково-дослідний інститут приладобудування направлена інформаційна картка з характеристиками виробів.

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення поняттям проектування та конструювання.
2. В чому полягає різниця між проектуванням та конструюванням?
3. Які вимоги висуваються до деталей при їх проектуванні?
4. Які Ви знаєте види виробів приладобудування?
5. Які етапи включає розробка нових виробів?
6. В чому полягають задачі та результати ескізного проекту?
7. Що відображається у технічному завданні на виріб?
8. Наведіть основні види конструкторських документів, що вони відображають?
9. Які є етапи розробки нових виробів?
10. В чому полягає відмінність креслення загального вигляду виробу від габаритного креслення?
11. Що визначає специфікація на загальний вигляд?
12. Що передбачає стандартизація і які Ви знаєте стандарти?

Розділ 14. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В залежності від конструктивних, технологічних, експлуатаційних та економічних вимог використовуються *роз'ємні і нероз'ємні з'єднання*.

Нероз'ємні – з'єднання, при яких неможливо роз'єднати деталі без їх пошкодження і руйнування (заклепкові, зварні, паяні і клеєві)

Роз'ємні – з'єднання, при яких є можливість роз'єднати деталі без пошкодження їх і з'єднувальних елементів з'єднання – різьбові, шпонкові, шліцьові.

14.1. Нероз'ємні з'єднання

14.1.1. Заклепкові з'єднання

Використовують для з'єднання листів, фасонних профілів, тощо. Вони утворюються розклепуванням (вручну або машинним способом) стержня заклепки (із закладною головкою), вставленої в отвір деталі.

За призначенням заклепкові з'єднання ділять на:

- 1) міцні, що використовуються в сталевих конструкціях, рамах;
- 2) міцно-щільні (в ємкостях з високим тиском);
- 3) щільні (в ємкостях з невеликим тиском).

За видом руйнування можуть бути одно (двох) зрізними, якщо руйнування заклепки відбувається по одному (двом) перерізам.

Переваги: є можливість контролювати з'єднання, з'єднувати різні матеріали, деталі, які не можна зварювати; простота виконання самого процесу з'єднання.

Недоліки: отвори під заклепки знижують міцність деталей, що з'єднуються на деформацію розтягування.

Заклепки виготовляють із таких матеріалів: *сталі* (Ст. 2, Ст. 3, 10, 15), *міді* (МЗ), *латуні* (Л63), *алюмінію* (АД1). В залежності від конструкції з'єднання використовують різні види заклепок, геометричні розміри яких стандартизовані. На рис. 14.1 представлені основні типи заклепок.

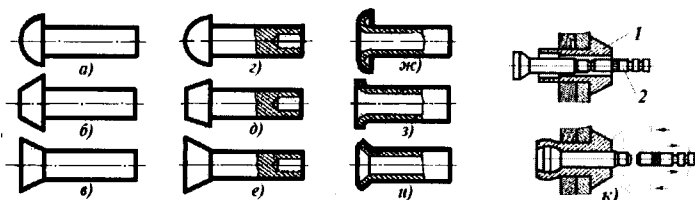


Рис. 14.1

а – із суцільним стержнем з напівкруглою головкою (мають основне використання в силових і щільних швах);

б – з плоскою головкою (призначені для роботи в корозійних середовищах);

в – з потайною головкою (у випадках недопустимості виступаючих частин, (літакобудуванні));

г, д, е – з напівпотайною головкою (для з'єднання тонких листів);

ж, з, и – трубчасті (для з'єднання тонких листів і неметалевих деталей, що не допускають великих навантажень).

На зміну клепальним заклепкам прийшли *витяжні заклепки* (рис. 14.1, *к*). Вони складаються з корпуса заклепки «гільзи» *1* і сердечника (стилета) *2*, які можуть бути виготовлені з різних матеріалів. Найбільш часто використовуються комбінації гільзи і стилета:

- алюміній і сталь,
- алюміній і нержавіюча сталь,
- а також однокомпонентні витяжні заклепки з кожного перерахованого матеріалу.

За своїми показниками міцності на першому місці знаходяться заклепки з нержавіючої сталі, друге місце – за її з'єднанням з алюмінієм. Сталь займає останні місця, оскільки піддається корозії, і тому знижує технічні якості.

При заклепуванні спеціальний пристрій захвачує стержень, який тягне за собою головку, що власне, розклепує циліндр заклепки і з'єднує матеріали. Після того як розклепаний циліндр

заклепки впирається в матеріали що з'єднуються, стержень відривається від головки. Заклепка встановлена.

Витяжні заклепки класифікують на:

1) закриті; 2) рифлені, підсилені, ущільненні; 3) водо і повітря непроникні; 4) стандартні; 5) комбіновані; 6) пелюсткові.

Особливість таких заклепок полягає в тому, що матеріали, які з'єднуються, можна з'єднувати з однієї сторони.

Розрізняють три основних типи заклепкових з'єднань (рис. 14.2) з рядним та шаховим порядком розміщення:

- в напусток (напусткове) – *a*
- в стик (стикове з однією накладкою) – *б*;
- в стик (стикове з двома накладками) – *в*.

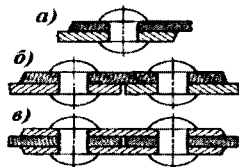


Рис 14.2

Розрахунок заклепкових швів

Під дією зовнішнього навантаження, заклепковий шов може зруйнуватися внаслідок:

- зрізу заклепок (рис. 14.3);
- змінання листів і заклепок (рис. 14.4), при цьому вважають, що площа змінання рівна проекції напівциліндра на діаметральну площину (рис. 14.5);
- розриву листа в перерізі, ослабленому отворами від заклепки (рис. 14.6).

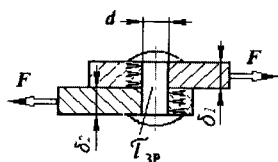


Рис. 14.3

Умова міцності з'єднання на зріз має вигляд:

$$\tau_{zp} = \frac{F}{i \cdot A_{zp} \cdot m} \leq [\tau_{zp}], \quad \text{де } A_{zp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4};$$

$$\text{тоді } \tau_{zp} = \frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2 \cdot m} \leq [\tau_{zp}], \quad (14.1)$$

i – кількість площин зрізу; *m* – кількість заклепок;
 $[\tau_{zp}]$ – допустиме напруження на зріз матеріалу заклепки,
 наприклад для сталі 20 можна прийняти $[\tau_{zp}] = 140$ МПа.

За дії сил, як показано на рис. 14.4 може відбуватися зминання заклепок та листів.

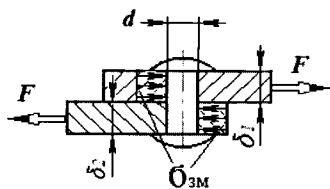


Рис. 14.4

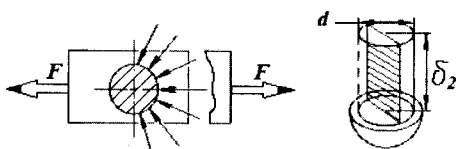


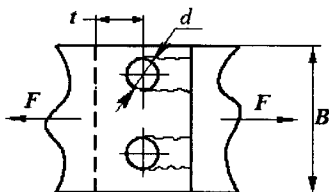
Рис. 14.5

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{m \cdot A_{3M}} \leq [\sigma_{3M}], \quad A_{3M} = d \cdot \delta_1, \quad \text{якщо } \delta_2 > \delta_1.$$

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{m \cdot d \cdot \delta_1} \leq [\sigma_{3M}], \quad (14.2)$$

де $[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження на зминання (див р. 10.1), наприклад, для заклепок із сталі можна приймати $[\sigma_{3M}] = 280 \dots 320$ МПа.

Для листа, умова міцності на розривання:



$$\sigma_{розр} = \frac{F}{A_{розр}} \leq [\sigma_{розр}],$$

$$\text{де } A_{розр} = \delta_1 \cdot (B - m \cdot d);$$

$$\sigma_{розр} = \frac{F}{\delta_1 (B - m \cdot d)} \leq [\sigma_p], \quad (14.3)$$

Рис. 14.6

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтягування матеріалу листа (див. р. 9.2.)

Зминання стінок з'єднувальних деталей може призвести до прорізання заклепками цих деталей (листа).

$$\tau_{зр.дет.} = \frac{F}{2\delta_{min} \cdot (t - 0,5d) \cdot m} \leq [\tau_{зр.дет.}], \quad (14.4)$$

де $[\tau_{зр.дет.}]$ – допустиме напруження на зріз матеріалу з'єднувальних деталей (див. р. 10.1).

14.1.2. Зварні з'єднання

Для утворення деталей складної форми, або великих розмірів застосовують зварні з'єднання. Вони утворюються за рахунок міжмолекулярних зв'язків між частинами з'єднання, які утворюються розплавленням з послідовним охолодженням матеріалу деталей.

Види зварювання:

- ультразвукове ,
- лазерне,
- контактне.

В залежності від розташування деталей, що з'єднуються розрізняють такі види зварних з'єднань (рис.14.7):

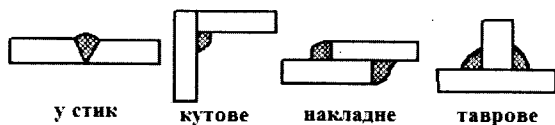


Рис. 14.7

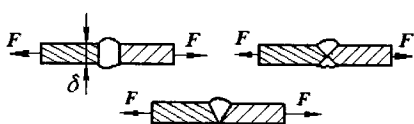
Переваги:

- можливість отримання міцного герметичного з'єднання;
- низька трудомісткість;
- незначна маса конструкції;
- з'єднання товстостінних деталей.

Недоліки:

- неможливість перевірки геометричності швів;
- короблення виробів;
- погана робота при змінних навантаженнях;

Розрахунок зварних з'єднань



З'єднання у стик (рис. 14.8):

$$\sigma_p = \frac{F}{l \cdot \delta} \leq [\sigma'_p] , \quad (14.5)$$

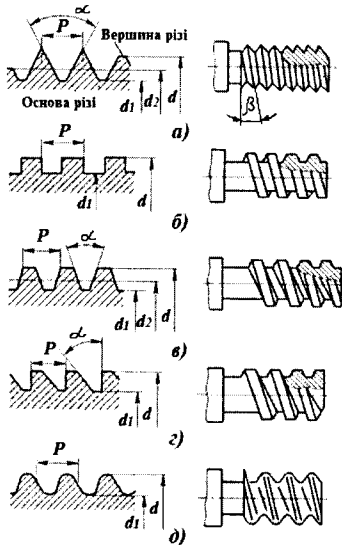
Рис. 14.8

де l – довжина шва, δ – товщина деталей, що з'єднують, $[\sigma'_p] = (0,9 \dots 1,0) [\sigma_p]$ – допустиме напруження зварного шва, $[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягування основного матеріалу з'єднувальних деталей, (див. р.9.2), наприклад, для сталей можна приймати 140 ... 160 МПа.

14.2. Роз'ємні з'єднання. Різьбові з'єднання

Такі з'єднання виконуються за допомогою спеціальних деталей: болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб і різних стопорних пристроїв. Головним елементом з'єднання є різьба зовнішня або внутрішня. Вона може бути нарізана на циліндричних або конічних поверхнях, мати правий або лівий напрям, за числом заходів – однозахідна або багатозахідна.

Форма профілю і елементи різьби представлені на рис. 14.9



a – трикутна; b – прямокутна;
 c – трапецеїдальна;
 d – упорна; e – кругла.

Трикутна різьба буває метрична, дюймова і трубна.

Переваги:

- висока навантажувальна здатність,
- зручність у з'єднанні, роз'єднанні,
- широка номенклатура деталей.

Недоліки:

- погано переносить змінні навантаження.

Рис. 14.9

Елементи різьби

Згідно з стандартом (ДСТУ ISO 68 – 1:2005) для різьби характерні такі параметри:

P – крок різьби:

- дрібний до 1 мм,
- нормальний 1,25...1,75 мм,
- великий більше 1,75 мм;

α – кут профілю, (60° – метрична (М), 55° – трубна, дюймова);

d_1 – внутрішній діаметр,

d_2 – середній діаметр,

d – зовнішній діаметр,

$$s - \text{хід різьби,} \quad \boxed{S = z \cdot P}, \quad (14.6)$$

z – кількість заходів,

β – кут підйому різьби,

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{\pi \cdot d_2}, \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi \cdot d_2}, \quad d_2 = \frac{1}{2}(d + d_1).$$

$$\text{ККД різьб} \quad \boxed{\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\rho + \beta)}}, \quad (14.7)$$

ρ – кут тертя.

Якщо $\rho > \beta$ відбувається самогальмування.

Позначення різьби та види різьбових з'єднань

На рис. (14.10) показано з'єднання за допомогою різьби використовуючи болт 1, шпильку 2 та гвинт 4 і позначення зовнішньої та внутрішньої різьби.

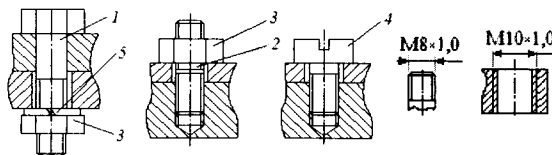


Рис. 14.10

- 1 болт – циліндричний стержень з головкою на одному кінці та різьбою на іншому,
- 2 шпилька – стержень, що має різьбу на обох кінцях,
- 3 гайка – деталь з різьбовим отвором, що накручується на болт або шпильку,
- 4 гвинт – циліндричний стержень з головкою, що має виріз під викрутку для вкручування у деталь,
- 5 шайба – кільце, що підкладається під гайку та головку гвинта для запобігання самостійному відкручуванню, або для збільшення опорної поверхні.

За формою гайки бувають:

- шестигранні,
- шестигранні корончасті,
- круглі,
- квадратні.

За формою болти бувають:

- шестигранні,
- круглі,
- квадратні.

Розрахунок різьбових з'єднань

Розрізняють два основних випадки навантаження різьбових з'єднань – сила діє вздовж або поперек поздовжньої осі болта.

З'єднання навантажене силами які зсувають деталі в стику:

а) болт встановлений у отвір з зазором, $\delta > 0$ (рис. 14.11, 16.11, I варіант). За такого випадку потрібна обов'язкова затяжка болта P_3 , яка має забезпечити притискання деталей достатнє для створення сили тертя F_{mp} на поверхні стику, що виключає зсув деталей. Зовнішня сила P безпосередньо на болт не передається, тому його розраховують на розтягування за силою затяжки. Сила $P_3 > P$

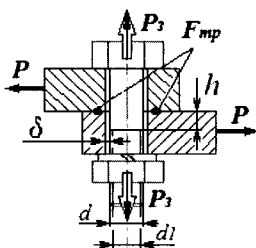


Рис. 14.11

$$F_{mp} = f \cdot P_3 = P, \quad \boxed{P_3 = \frac{P}{f}},$$

де f – коефіцієнт тертя між деталями, що з'єднуються, для чавунних і сталевих деталей $f = 0,15 \dots 0,2$;

$$\boxed{\sigma_p = \frac{N}{A} = \frac{4 \cdot P_3}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]}; \quad \boxed{d_1 = \sqrt{\frac{4P_3}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot f[\sigma_p]}}}. \quad (14.8)$$

За отриманим значенням, внутрішнього діаметра різьби, за стандартом приймають найближчий більший внутрішній діаметр різьби d_1 .

б) болт встановлений у отвір без зазору, $\delta = 0$ (рис. 16.15, II варіант), затяжка не потрібна, болт зазнає зрізу та змінання:

$$\tau_{зр} = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau_{зр}]; \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi[\tau_{зр}] \cdot i}} = 1,13 \sqrt{\frac{P}{[\tau_{зр}]}}; \quad (14.9)$$

де $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, $\boxed{\sigma_{зм} = \frac{P}{d \cdot h \cdot m} \leq [\sigma_{зм}]}$ де i – число площин зрізу;
 m – кількість болтів; $[\tau_{зр}]$, $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження на зріз та змінання матеріалу болта (див. р. 10.1).

14.3. Шпонкові та шліцьові з'єднання

Шпонка – деталь, що встановлюється у пазах двох деталей (вала, осі та маточині шківів, зубчастого колеса (рис. 14.12; 14.13) і перешкоджає їх відносному зсуву в перпендикулярній, до повздовжньої осі вала, площині.

Переваги:

- простота збирання та розбирання,
- простота виготовлення,
- виконує роль запобіжника.

Недоліки:

- порушення центрування деталей,
- послаблення вала.

Шпонки бувають (рис. 14.12):

призматичні,

сегментні,

клинові

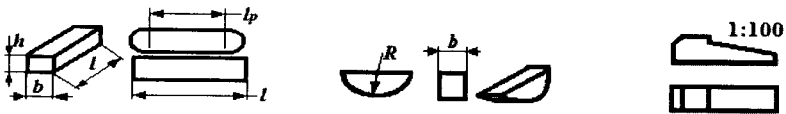


Рис. 14.12

Шпонки основних типів стандартизовані, їх вибирають із таблиць в залежності від діаметра вала, та виконують перевірку по напруженням різку та зминання $\tau_{зр}$, $\sigma_{зм}$.

Розрахунок шпонкових з'єднань

Виконують за умовами міцності деформацій зминання та різку:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}], \quad \text{де } F = \frac{2T}{d}, \quad A_{зм} = (h-t) \cdot l,$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t) \cdot l} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (14.10)$$

де l – робоча довжина шпонки.

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad \text{де} \quad F = \frac{2T}{d}, \quad A = b \cdot l,$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{зр}]; \quad (14.11)$$

де $[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження матеріалу шпонки на змінання та зріз (див. р. 10.1).

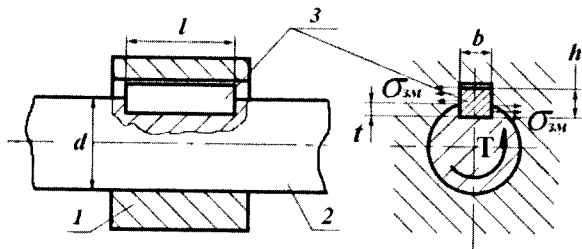


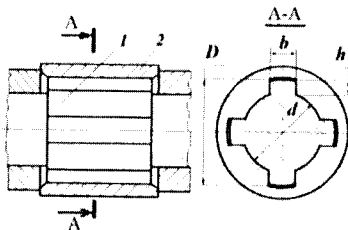
Рис. 14.13
1 – маточина,
2 – вал,
3 – шпонка

Якщо розрахункове напруження на змінання перевищує допустиме то необхідно збільшити довжину шпонки, або встановити дві симетрично розташовані шпонки.

Шліцьові з'єднання

Умовно можна розглядати як багато шпонкові, у яких шпонки, що називають зубцями, виконані як одне ціле з валом і входять у відповідні пази маточини деталі.

Шліцьові з'єднання (рис 14.14) бувають прямобічні, евольвентні, трикутні та трапецієвидні.



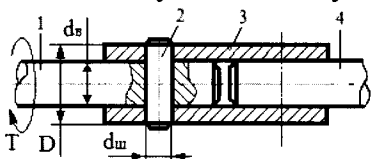
Переваги:

- висока навантажувальна спроможність, довговічність;
- краще центрування деталі на валу.

Рис. 14.14. 1 – вал, 2 – маточина деталі

14.4. Штифтові з'єднання

Виконуються циліндричними (рис. 14.15) або конічними штифтами, які у більшості випадків утримуються силами тертя. Вони можуть забезпечувати установочні функції, з'єднувальні та функції запобіжних деталей і розраховуються на зріз та зминання:



$$\tau_{зр} = \frac{F}{i \cdot A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad A_{зр} = \frac{\pi \cdot d_w^2}{4},$$

Рис. 14.15. 1, 4 – вал, 2 – штифт, 3 – втулка

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{i \cdot \pi \cdot d_w^2} \leq [\tau_{зр}],$$

$$d_w = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot i \cdot [\tau_{зр}]}} \quad (14.12)$$

$F = \frac{2T}{d_g}$ – колова сила, i – кількість площин зрізу

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = [\sigma_{зм}], \quad A_{зм} = d_w \cdot (D - d_g),$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d_w (D - d_g)} \leq [\sigma_{зм}]; \quad d_w = \frac{F}{(D - d_g) [\sigma_{зм}]} \quad (14.13)$$

де $[\tau_{зр}]$, $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зріз та зминання матеріалу штифта (див р. 10.1).

Запитання для самоконтролю

1. Які Ви знаєте види з'єднань?
2. Як утворюються заклепкові з'єднання?
3. На які види деформацій розраховують заклепкове з'єднання?
4. Класифікація зварних з'єднань та розрахунок.
5. Класифікація видів різьби за видом профілю.
6. Призначення та види шпонкових і шліцьових з'єднань.
7. Як утворюється штифтове з'єднання, його розрахунок?

Види механічних передач

До передач зачеплення відносяться:

- передачі через безпосередній контакт зубців (зубчасті циліндричні та конічні, черв'ячні);
- передачі де зачеплення відбувається за рахунок гнучкого зв'язку (ланцюгові);

до передач принцип дії яких оснований *на терті*:

- у яких контакт здійснюється безпосередньо дотиком двох тіл (фрикційні);
- передачі з гнучким зв'язком (передачі з плоским, клиновим, поліклиновим та круглими пасами).

15.1. Основні характеристики передач

Для привода (рис. 15.1), що складається з двигуна, вал якого з'єднаний за допомогою муфти із вхідним валом передачі, наприклад, циліндричного одноступінчастого редуктора, а вихідний вал передачі муфтою з'єднаний з робочим органом машини, основні характеристики наступні:

- на валах механічного привода:

частота обертання – n (об/хв.); потужність – N , (кВт);

крутний момент – $T = 9550 \frac{N}{n}$, $\left[H \cdot m = \frac{кВт}{об / хв} \right]$;

- ККД складових привода – η ;

- передаточне число – $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$, (15.1)

де ω_1 і ω_2 – кутова швидкість ведучого і веденого вала,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad \text{рад/с; (с}^{-1}\text{)}.$$

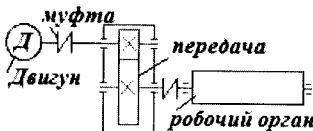


Рис. 15.1

Передаточне число u – параметр який характеризує у скільки разів змінюється частота обертання веденої ланки порівняно із ведучою.

Для зубчастих і ланцюгових передач передаточне число можна виразити через кількість зубців, через ділильні діаметри:

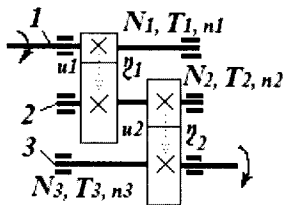
$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

$u > 1$ понижуючі передачі;

$u < 1$ передачі, що підвищують частоту обертання.

Якщо механічна передача складається з декількох послідовно з'єднаних передач обертового руху (рис. 15.2, між валом 1 і 2 – швидкохідна передача, між валом 2 і 3 – тихохідна, що характеризуються відповідно передаточними числами u_1 і u_2 та ККД η_1 і η_2) то їх параметри визначають так:

- загальний ККД



$$\eta_{\text{заг.}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{1n} \cdot \eta_{2n} \cdot \eta_{3n},$$

де η_1 і η_2 – ККД ступенів зубчастих зачеплень,

η_{1n} , η_{2n} , η_{3n} – ККД пари підшипників на валах;

Рис. 15.2

- загальне передаточне число передач:

$$u_{\text{заг.}} = u_1 \cdot u_2, \quad (15.2)$$

u_1 та u_2 – відповідно передаточні числа зубчастих передач;

- крутні моменти на валах:

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1}; \quad T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2}; \quad T_3 = 9550 \frac{N_3}{n_3}. \quad (15.3)$$

$$N_3 < N_2 < N_1, \quad n_3 < n_2 < n_1;$$

- співвідношення крутних моментів

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{9550}{9550} \cdot \frac{N_2 \cdot n_1}{N_1 \cdot n_2} = \eta_1 \cdot u_1, \quad (15.4)$$

для кінематичної схеми за рис. 15.2:

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{1n}; \quad T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{2n}. \quad (15.5)$$

$$T_3 > T_2 > T_1;$$

- *колова швидкість:*

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000}, \quad \text{м/с.} \quad (15.6)$$

- *коефіцієнт корисної дії:* $\eta_1 = \frac{N_2}{N_1}, \quad \eta_2 = \frac{N_3}{N_2}; \quad (15.7)$

- *потужність яка передається:*

$$N = \frac{F_t \cdot v}{1020}, \quad \text{кВт,} \quad (15.8)$$

де F_t – колова сила.

Для привода (рис. 15.1)

- загальний коефіцієнт корисної дії

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{m1} \cdot \eta_n \cdot \eta_{m2},$$

де η_{m1} , η_{m2} – відповідно ККД муфт, що з'єднують вал двигуна з вхідним (ведучим) валом передачі, та вихідний (ведений) вал передачі з робочим органом машини;

η_n – ККД циліндричної прямозубої передачі.

За відомими характеристиками двигуна можна визначити відповідні параметри на кожному валу привода, або навпаки, знаючи потрібні силові та кінематичні характеристики на валу робочого органу машини: *колову силу* F_t , *крутний момент* $T_{p.o.}$, *частоту обертання* $n_{p.o.}$ можна визначити потрібну потужність двигуна.

Із врахуванням стандартних характеристик прийнятого двигуна визначають загальне передаточне число приводу

$$u_{\text{заг. пр.}} = n_{\text{дв.}} / n_{p.o.},$$

де $n_{\text{дв.}}$ – частота обертання вала двигуна,

і виконують вибір передач приводу та інших складових.

15.2. Зубчасті передачі

Найпростіша зубчаста передача складається з двох коліс з зубцями за допомогою яких вони зачіпляються між собою. Обертання ведучого колеса перетворюється у обертання веденого колеса шляхом натискання зубців першого на зубці другого колеса.

Параметри шестірні (меншого, ведучого колеса) позначають індексом – 1, а більшого (веденого) зубчастого колеса – 2.

Класифікація зубчастих передач

1. По розташуванню осей у просторі (рис. 15.3):

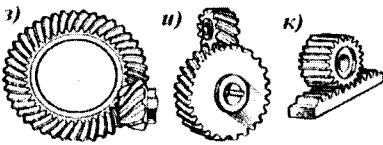
- з паралельними (циліндричні *a, б, в, г*)

- з осями, що пересікаються (конічні *д, е, жс*),

- з перехресними осями (гіпоідні *з*, гвинтові *и*),

- *к* – рейкові,

- черв'ячні (рис. 15.4) та інші.



2. По розміщенню зубців на поверхні коліс:

- прямозубі (*a, г, д*);

- з косими зубцями (*б, е*);

- шевроні (*в*).

Рис. 15.3

3. В залежності від розміщення зубчастих коліс:

- з зовнішнім зачепленням (*a, б, в*);

- з внутрішнім зачепленням (*г*).

4. В залежності від колової швидкості:

- тихохідні $v \leq 3$ м/с;

- середньо швидкісні $v = 3 - 15$ м/с;

- високошвидкісні $v > 40$ м/с.

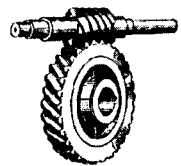


Рис. 15.4

5. В залежності від профілю зубців:

- з евольвентним профілем;
- з циклоїдним профілем;
- передачі з зачепленням Новікова (опуклий профіль зубців одного колеса і ввігнутий профіль зубців другого колеса – описані дугами).

6. За конструктивним оформленням закриті та відкриті.

Закриту зубчасту передачу, яка призначена для зниження кутової швидкості $u > 1$ і підвищення крутного моменту веденого валу у порівнянні з ведучим називають – *редуктором*, якщо навпаки $u < 1$ – *мультиплікатором*. Вони бувають 1, 2, 3, і т.д. ступінчасті. Ступінь передач визначається кількістю пар зубчастих коліс. Редуктори бувають різних типів в залежності від видів передач та зачеплення.

Переваги зубчастих передач:

1. Велика навантажувальна здатність.
2. Малі габарити.
3. Висока надійність в роботі.
4. Постійне передаточне число.
5. Високий ККД (0,97...0,98), (черв'ячних 0,75).
6. Простота в експлуатації.
7. Великий діапазон навантажень та швидкостей.

Недоліки:

1. Підвищені вимоги до виготовлення та монтажу.
2. Значний шум при великих швидкостях.
3. Можливість виготовлення тільки на спеціальному обладнанні.
4. Можливий шум.

Циліндричні зубчасті передачі

Терміни і позначення (рис. 15.5, 15.6), що відносяться до геометрії та кінематики зубчастих передач різних типів встановлені стандартом (ДСТУ 2330).

З усіх профілів, найбільше застосування отримали евольвентні профілі.

Евольвента – плоска крива, яка описується точкою прямої, що перекочується без ковзання по колу.

Коло по якому перекочується пряма називається – *основним*.

Основною кінематичною характеристикою зубчастих передач є передаточне число:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}, \quad \text{або} \quad u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2},$$

z_1, z_2 – число зубців шестірні та колеса, $z_{\min} = 17$.

Стандартизованими є тільки понижуючі передаточні числа:

$$u = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3.$$

Геометричними характеристиками зубчастих коліс є *модуль зачеплення*

$$m = \frac{p_t}{\pi} \quad \text{– також стандартизований:}$$

$$m = 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 \text{ мм.}$$

p_t – коловий крок зубців (відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубців), $p_t = \pi \cdot m$.

$d_{\omega 1}; d_{\omega 2}$ *початкові кола* – це такі кола, шестірні і колеса, які в процесі роботи передачі перекочуються одне по одному без ковзання.

d_1, d_2 , – *ділильні кола*, це кола які є початковим і утворюються при зачепленні з рейкою, тобто по якому обкочується інструмент при нарізанні зубців, вони визначаються:

$$\begin{aligned} d_1 &= d_{\omega 1} = m \cdot z_1, \\ d_2 &= d_{\omega 2} = m \cdot z_2, \end{aligned} \quad (15.9)$$

якщо ділильне коло збігається з початковим колом в зубчастих передачах, то їх називають *нормальними*.

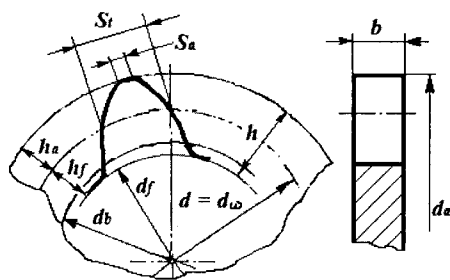


Рис. 15.5

d_a – коло вершин зубців (обмежує висоту зубців),

$$d_a = d + 2m;$$

d_f – коло западин (обмежує глибину западин)

$$d_f = d - 2,5m;$$

d_b – основний діаметр $d_b = d \cdot \cos \alpha$.

h_a – висота головки зубця $h_a = m \cdot h_a^*$,

h_f – висота ніжки зубця $h_f = (h_f^* + c) \cdot m = 1,25m$;

$h_a^* = 1$, $h_f^* = 1$ коефіцієнти висоти головки та ніжки зубця;

$c = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору,

h – висота зубця $h = h_a + h_f$;

S_t – товщина зубця по ділильному колу d_ω $S_t = e_t = \frac{\pi \cdot m}{2}$;

e_t – ширина западин по ділильному колу d_ω між профілями зубців;

b – ширина зубчастого вінця $b = \psi \cdot a_\omega$,

де ψ – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса відносно міжцентрної відстані $\psi = b/a_\omega$.

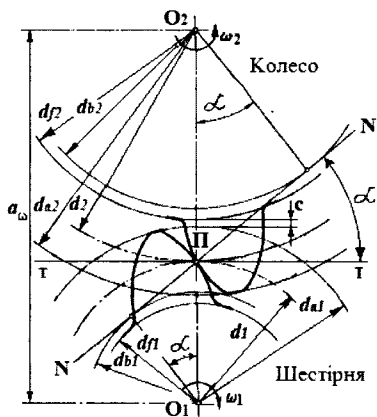
a_ω – міжцентрва відстань

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m \cdot z_{\text{сум}}}{2}; \quad (15.10)$$

$$m = \frac{2a_\omega}{z_1 + z_2}.$$

Основна теорема зачеплення

Спільна нормаль $N-N$ (рис. 15.6) до профілів зубців проведена через точку їх дотику, в любий момент зачеплення проходить через полюс Π , і ділить міжосьову лінію O_1O_2 на відрізки обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.



$$\frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12} = u = const, \quad (15.11)$$

ω – кутові швидкості коліс,
 i , (u) – передаточне відношення
(число) передачі,
 Π – полюс зачеплення
(перетин ліній TT і O_1O_2),
 $N - N$ – лінія зачеплення,
 $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Рис. 15.6

Види пошкоджень зубчастих передач

При передачі обертального руху в зачепленні між зубцями коліс по контактним лініям виникає нормальне розподілене навантаження ω_n . Це навантаження замінюють рівнодіючою нормальною силою F_n (рис. 15.7), яка направлена по лінії зачеплення, $F_n = \omega_n \cdot b$, (b – ширина зубчастого колеса). В точці контакту зубців (Π) від ковзання виникає сила тертя F_{mp}

$$F_{mp} = f \cdot F_n,$$

лінія дії якої перпендикулярна до лінії зачеплення $N - N$.

Під дією сил (F_{mp} і F_n) зубці знаходяться в складному напруженому стані. На їх працездатність впливають напруження від згину, стиску та контактні напруження (рис. 15.7.1). Ці напруження змінні за часом і являються наслідком руйнування від втомлення матеріалу зубців коліс або їх робочих поверхонь. Напруження згину викликають поломку зубців, а контактні – викришування у точці контакту. Сила тертя F_{mp} викликає зношення і з'їдання зубців. Розрізняють наступні види пошкоджень зубців.

1. *Поломка зубців* – розповсюджений вид поломки передач, вона відбувається від великих навантажень, або частіше від тривалого циклічного та ударного навантаження. Таке пошкодження характерно для відкритих зубчастих передач, тому для них основним критерієм працездатності є *розрахунок зубців на міцність*.

2. *Викришування зубців* – основний вид пошкоджень *закритих зубчастих передач*, яке виникає під дією змінних згинаючих навантажень. Зубці при цьому *розраховують на контактну міцність*.

3. *Зношення зубців* характерне як для відкритих так і закритих зубчастих передач. Це пошкодження відбувається у результаті попадання на поверхню зуба абразивних частинок (пісок, пил, бруд).

4. *З'їдання зубців* зубчастих передач відбувається за рахунок розриву мастильної плівки на поверхні тертя при відсутності мастила.

Останні два види пошкоджень мало вивчені.

15.2.1. Зусилля в зачепленні прямозубої передачі

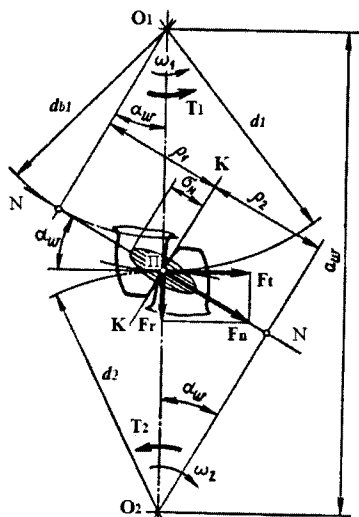


Рис. 15.7

При визначенні зусиль в зачепленні використовують метод теоретичної механіки, при якому силами тертя у зачепленні нехтують. Рівнодіючу силу F_n , направлену по лінії зачеплення, прикладають у полюсі зачеплення та розкладають на дві складові – колову силу F_t та радіальну F_r (рис. 15.7).

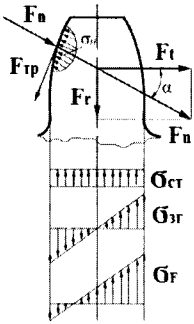
$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (15.12)$$

Для передач косими зубцями, з кутом нахилу зубців β :

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (15.13)$$

15.2.2. Розрахунок зубців на міцність при згині σ_F



Для відкритих передач основним є розрахунок зубців на міцність при згині.

При проектному розрахунку визначають модуль зубців:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}}$$

де $K_m = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}}$.

Рис. 15.7.1

При перевірочному розрахунку визначають дійсне напруження на згин і зрівнюють його з допустимим:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{m^3 \cdot z_1^2 \cdot \psi_{bd}} Y_E \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \leq [\sigma_F], \quad (15.14)$$

де m – модуль зачеплення, в мм;

K_m – додатковий коефіцієнт, який для прямозубої передачі приймають 14, а для передачі з косими зубцями 11,2;

$T_1 = 9550 \frac{N_l}{n_1}$ – крутний момент на валу шестірні, Н·м;

z_1 – кількість зубців шестірні, при проектному розрахунку число зубців шестірні задається, рекомендується $z \geq 17$;

коефіцієнти, що враховують:

Y_E – перекриття зубців, для прямозубої передачі $Y_E = 1$;

Y_β – кут нахилу зубців, для прямозубої передачі $Y_\beta = 1$;

Y_F – форму зубця, його приймають в залежності від кількості зубців та величини зміщення інструментальної рейки;

$K_{F\beta}$ – нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця зубчастого колеса;

$K_{F\alpha}$ – розподілення навантаження між зубцями, при спрощених розрахунках $K_{F\alpha} = 1$, вважаючи, що все навантаження сприймається однією парою зубців;

K_{FV} – динамічні навантаження, які викликані похибками при виготовленні зубців, та їх деформацію при навантаженні, залежить від швидкості;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ – коефіцієнт ширини вінця шестірні відносно ділильного діаметра;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження на згин, МПа.

Отримане значення модуля округляють до найближчого більшого стандартного значення. Якщо $\sigma_F > [\sigma_F]$ то потрібно замінити матеріал зубчастих коліс, або збільшити значення модуля зачеплення.

Розрахунок зубців на контактну міцність σ_H

Цей вид розрахунку є основним для закритих передач. Він виконується враховуючи, що в полюсі зачеплення поверхня зуба має найменшу міцність.

При проектному розрахунку зубців передачі на контактну міцність визначають міжосьову відстань:

$$a_w \geq K_a \cdot (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (15.15)$$

де $K_a = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (z_M \cdot z_H \cdot z_E)^2 K_{H\alpha} \cdot K_{HV}}$,

– додатковий коефіцієнт, для прямозубої $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$, для передачі з косими зубцями $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$.

Міжосьову відстань, округляють до найбільшого стандартного значення.

При перевірконому розрахунку визначають дійсне контактне напруження і порівнюють з допустимим:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_E \frac{u+1}{u} \sqrt{\frac{T_2 \times 10^3 K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u+1)}{2a_\omega^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \quad 5.16)$$

z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців, для прямозубих $z_H = 1,76$, для косих зубців $z_H = 1,71$;

z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу зубчастого колеса, $z_M = 275$;

z_E – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, $z_E = 0,9$ – для прямозубих; $z_E = 0,8$ – косих зубців;

u – передаточне число передачі;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса відносно

міжцентрової відстані $\psi_{ba} = \frac{b}{a_\omega}$;

T_2 – крутний момент на валу зубчастого колеса;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження;

15.3. Конічні зубчасті передачі

Ці передачі передають обертальний момент між валами, осі яких перетинаються під кутом – 90° . Конічні передачі бувають з прямими (рис. 15.3, д), косими (е) та круговими (ж) зубцями.

В порівнянні з циліндричними зубчастими передачами, конічні мають більшу масу та габарити, більш складні у

виготовленні та монтажі, так як одне з коліс шестірня – розміщується консольно. В результаті деформації вала збільшується нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця. Значний шум при роботі є одним з недоліків. Вантажна здатність у порівнянні з циліндричними складає 0,85.

Такі передачі застосовують у всіх галузях машинобудування, де за умов компоновки необхідно передавати рух між валами, осі яких перетинаються.

Терміни та позначення

Система термінології та позначень параметрів (рис. 15.8.) встановлена стандартом та аналогічна циліндричній передачі.

Відмінною особливістю є збільшення ряду індексів, які відносяться до відповідного торцевого перерізу. Параметри зовнішнього торцевого перерізу позначають – e , середнього – m , внутрішнього – i .

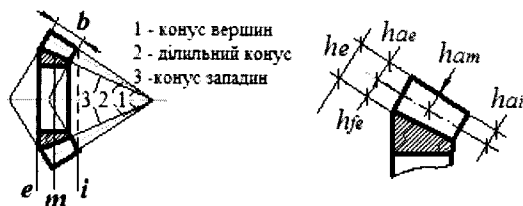


Рис. 15.8

В передачах вводять поняття *початкові конуси* – це дві конічні поверхні з загальною вершиною та твірною, які перекочуються одна по одній без ковзання.

Розглянемо основні позначення (рис. 15.9):

$\delta_1; \delta_2$ – кути дільних конусів,

Q_a – кут головки зубця,

Q_f – кут ніжки зубця,

R_e – зовнішня конусна відстань,

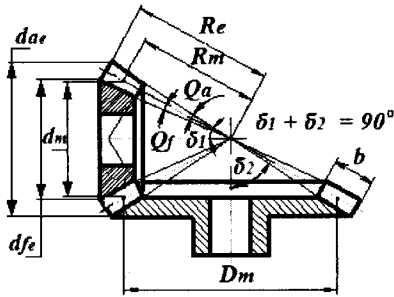
R_m – середня конусна відстань,

b – ширина зубчастого вінця,

h_e – висота зубця по зовнішньому діаметру,

h_{ae} – висота головки зубця по зовнішньому діаметру,

h_{fe} – висота ніжки зубця по зовнішньому діаметру,



d_{ae} – зовнішній діаметр вершин зубців,
 d_{fe} – зовнішній діаметр западин зубців,
 d_e – ділительний діаметр по зовнішньому перерізу,
 d_m – середній ділительний діаметр.

Рис. 15.9

Модулі та кроки: m_e – модуль по зовнішньому перерізу,
 m_m – середній модуль,
 m_i – модуль внутрішнього перерізу,
 p_{te} – зовнішній крок, p_m – середній крок,

зовнішній модуль:

$$m_e = m_m \frac{R_e}{R_e - 0,5b} \rightarrow \text{ДСТУ (ГОСТ)}$$

Діаметри:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z, \quad \text{– середній (ділительний) діаметр,}$$

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cdot \cos \delta,$$

$$d_{fe} = d_e - 2,5m_e \cdot \cos \delta,$$

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z}{2 \sin \delta_1}, \quad R_m = R_e - \frac{b}{2}.$$

$$b = \psi_{bd_e} \cdot d_m,$$

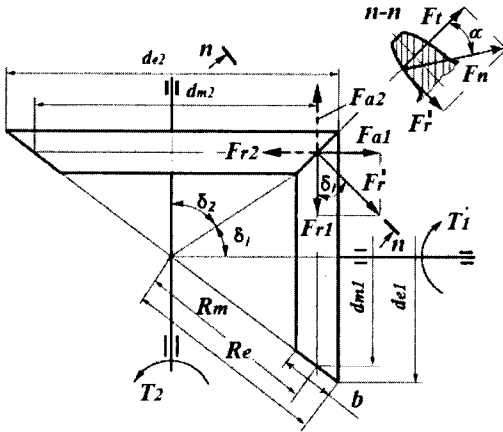
ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса відносно діаметра.

$$h_e = h_{ae} + h_{fe}; \quad h_{ae} = m_e, \quad h_{fe} = 1,25m_e$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}; \quad u = (2 \dots 6,3).$$

Зусилля, які діють у полюсі зачеплення конічної передачі.

У полюсі зачеплення діють три сили (рис. 15.10), які розраховуються по середньому дільному діаметру:



- колова сила F_t :

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$$

- радіальна сила F_r :

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

- осьова сила F_a :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

α – кут зачеплення.

Рис. 15.10

$$\boxed{F_{a1} = F_{r2}}, \quad \boxed{F_{a2} = F_{r1}}, \quad \boxed{F_{t1} = F_{t2}}. \quad (15.17)$$

15.4. Черв'ячні передачі

Застосовуються при передачі обертального руху між валами, осі яких перехрещуються.

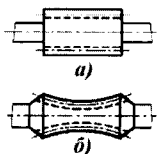
Така передача складається з черв'яка, який являє собою одно-, або багато західний гвинт, та черв'ячного колеса.

Переваги:

- 1) можливість отримання великих передаточних чисел ($u = 10 \dots 80$);
- 2) плавність та безшумність у роботі;
- 3) можливість самогальмування.

Недоліки:

- 1) низький ККД;
- 2) необхідність застосування спеціальних пристроїв для відведення тепла;
- 3) необхідність застосування кольорових металів.



Черв'ячні передачі поділяють:
 - за формою поверхні черв'яка (рис. 15.11.)
 а) – циліндричні, б) – глобоїдні;

Рис. 15.11

- за розміщенням черв'яка – нижнє, верхнє, бокове;
- за направленням лінії витка – права та ліва нарізки;
- за числом заходів черв'яка – $z_1 = 1, 2, 3, 4$;
- за розміщенням – закриті (редуктори) та відкриті.

Геометрія та кінематика черв'ячного зачеплення

Терміни, позначення та визначення для черв'ячних передач (рис. 15.12) визначенні за стандартом (ДСТУ 2983), ведуча ланка – черв'як (індекс 1), ведена – черв'ячне колесо (2).

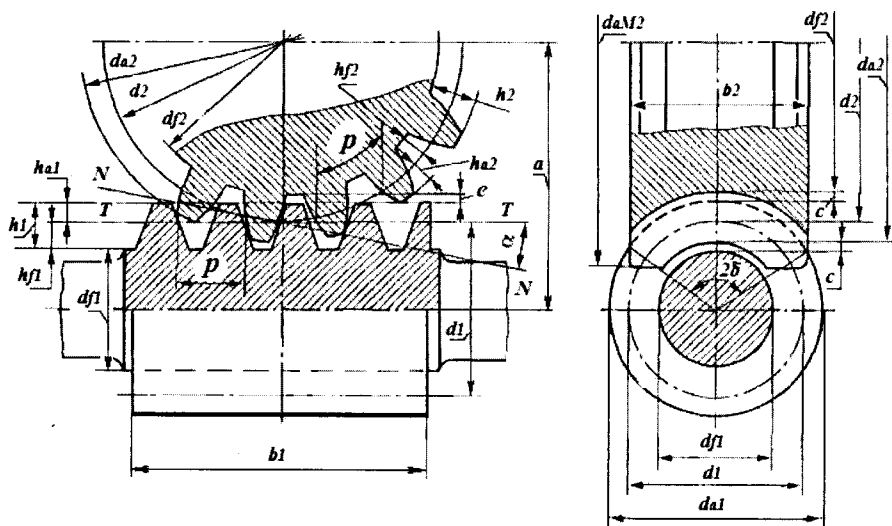


Рис. 15.12

p – коловий крок по ділильному діаметру колеса:

$$p = \pi \cdot m,$$

$m = \frac{p}{\pi}$ – модуль зачеплення (ДСТУ 2458).

Ділильний кут підйому γ гвинтової лінії черв'яка ($\gamma = 4^\circ \dots 26^\circ$), або кут нахилу витків

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot P}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot \pi \cdot m}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot m}{d_1}, \quad (15.18)$$

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\operatorname{tg} \gamma}, \quad \frac{d_1}{m} = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = q - \text{коефіцієнт діаметра черв'яка,}$$

який регламентований стандартом, наприклад

$$q = 8; 10; 12,5; 14; 16; \quad \text{при } m = 2,5; 3,15; 4; 5 \text{ мм.}$$

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2,$$

де z_1 – кількість заходів черв'яка,

z_2 – кількість зубців черв'ячного колеса.

Висота зубців:

- висота головки $h_a = h_a^* \cdot m$; ($h_a^* = 1$)
- висота ніжки $h_f = 1,2m$;
- загальна висота $h = h_a + h_f = 2,2m$.

Діаметри вершин і западин зубців:

$$d_a = d + 2m; \quad d_f = d - 2,4m.$$

Міжцентрова відстань $a_{\omega} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$.

$$\text{Передаточне число } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)},$$

0,95 – коефіцієнт на витрату енергії в передачі;

γ – кут підйому гвинтової лінії;

ρ – кут тертя.

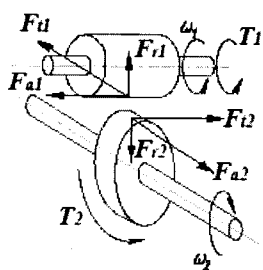
Якщо $z_1 = 1, \quad \eta = 0,7 \dots 0,75;$
 $z_1 = 2, \quad \eta = 0,75 \dots 0,82;$
 $z_1 = 3, 4, \quad \eta = 0,82 \dots 0,92.$

Кут обхвату 2δ черв'яка колесом визначається точками перетину дуги кола діаметром $d_{a1} - 0,5m$ з контуром вінця:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{\pi \cdot d_{a1} - 0,5m}.$$

Основним матеріалом для виготовлення черв'яків є вуглецеві або леговані сталі марок 45; 50; 40X; 40XH, які термічно обробляють до твердості HRC 45...60 з наступним шліфуванням.

Зусилля в черв'ячному зачепленні (рис. 15.13):



Колова, осьова та радіальні сили, що діють на вал черв'яка:

$$\begin{aligned} F_{t1} &= F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \\ F_{a1} &= F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \\ F_{r1} &= F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \quad (15.19)$$

Рис. 15.13

15.4.1. Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора

Внаслідок підвищеного тертя ковзання, в зачепленні черв'ячної передачі, відбувається виділення великої кількості тепла, яке нагріває мастило. Це тепло через стінки корпусу передається в навколишнє середовище. Якщо відведення тепла недостатнє, передача перегрівается, змащувальні властивості мастила погіршуються, збільшується зношування черв'ячного колеса, що може призвести до виходу передачі з ладу.

Кількість тепла, що виділяється в передачі за одиницю часу, або теплова потужність визначається за формулою:

$$Q_1 = (1 - \eta)N_1, \quad (15.20)$$

кількість тепла, що відводиться на поверхню корпусу редуктора, або потужність тепловіддачі

$$Q_2 = K \cdot A \cdot \Delta t, \quad (15.21)$$

де η – ККД передачі; N_1 – потужність, яка передається черв'ячною передачею на валу черв'яка (Вт);

K – коефіцієнт теплопередачі Вт/(м²·°С); (приміщення без вентиляції $K = 7 \dots 10$, з вентиляцією $K = 12 \dots 15$);

A – площа поверхні охолодження (площа поверхні редуктора м²);

Δt – різниця температур поверхні редуктора та навколишнього повітря (не повинна перевищувати допустимого значення перепаду температур $[\Delta t] = 40 \dots 50$ °С);

Тепловий розрахунок виконується як перевірочний на основі теплового балансу $Q_1 = Q_2$.

15.5. Ланцюгові передачі

Служать для передачі обертального руху між паралельними валами, розміщеними на значній відстані один від одного, з передаточним числом $u \leq 5$.

Передача складається із 2-х зірочок (рис. 15.14) ведучої 1 і веденої 2, і гнучкого елемента – ланцюга 3, який складається із з'єднаних шарнірно ланок 4, що охоплюють зірочки.

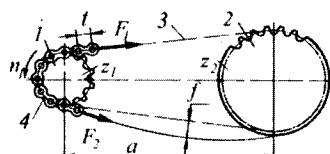


Рис. 15.14

Переваги: відсутність ковзання, високий ККД, менше ніж у пасових передач навантаження на вали, можливість передачі потужності до 100 кВт на відстань до 8 м, та передачі руху на декілька валів (рис. 15.14.1, 1 – ведуча зірочка, 2 – ведені).

Недоліки: нерівномірність швидкості руху ланцюга, складність виготовлення ланцюгів і зірочок, ланцюг при роботі витягується.

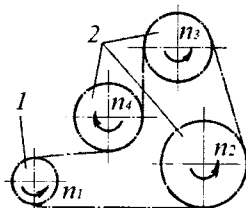


Рис. 15.14.1

Класифікація ланцюгових передач

1. За призначенням ланцюгові передачі бувають:
приводні – для передачі руху до робочого валу машини;
тягові – служать для переміщення вантажів.
2. За типом ланцюга: *приводні* – роликів, втулкові і зубчасті;
тягові – пластинчасті і каткові.
3. За кількістю рядів ланцюга: *однорядні* і *багаторядні*.
4. За величиною передаточного відношення: *понижуючі* і *передачі, що підвищують частоту обертання*.
5. За конструкцією: *відкриті* і *закриті*.

Основними типами приводних ланцюгів є *роликів, втулкові і зубчасті*, параметри яких стандартизовані. Найбільш розповсюдженими є *роликів ланцюги* (рис. 15.15), які складаються з окремих ланок. Кожна ланка виконана із двох пластин – внутрішніх *1*, запресованих на втулку *4*, та зовнішніх *2* запресованих на валик *3*.

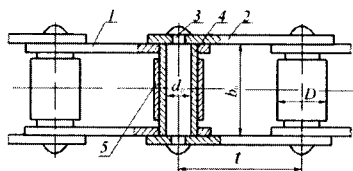


Рис. 15.15

Втулка і валик утворюють шарнір. На втулці вільно розміщений ролик *5*, який перекочується по зубу зірочки і зменшує зношування. Ріликів ланцюги використовують за швидкостей до 15 м/с.

Зубчасті ланцюги (рис. 15.16) мають набір пластин *1* з двома зубцями. Працюють безшумно але дорогі в виготовленні, мають граничну швидкість до 20 м/с. Матеріал ланцюгів – сталь з термообробкою поверхні.

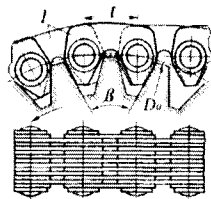


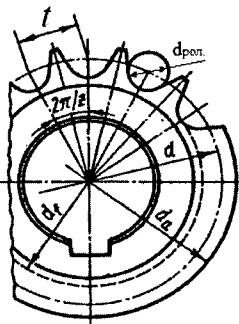
Рис. 15.16

Фасоноланкові ланцюги застосовуються для передачі невеликих потужностей при швидкостях до 4 м/с. Форма зубців зірочки залежить від виду ланцюга та їх кроку. Зірочки виготовляють із чавуну СЧ 18 або із сталі марок 20, 25, 30.

Особливість роботи ланцюгової передачі полягає у тому, що зі зменшенням кількості зубців збільшується нерівномірність

швидкості руху ланцюга (динамічні навантаження та удари) і знос шарнірів, $Z_{1min} = 12 \div 19$.

Оптимальна міжцентрова відстань $a \approx 40 \cdot t$.



Геометричні характеристики ланцюгових передач.

Основним параметром передачі є крок ланцюга (t) – це відстань між осями двох валиків ланцюга, він стандартизований.

Діаметр кола вершин зірочки (рис. 15.17)

$$d_a = d + d_{пол},$$

Рис. 15.17

де $d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}$ – ділительний діаметр зірочки, $d_{пол}$ – діаметр ролика, приймають за стандартом (залежить від кроку ланцюга).

Діаметр западин зірочки $d_f = d - 0,5d_{пол} + 0,05$.

Мінімальна міжосьова відстань

$$\text{якщо } u \leq 3 \rightarrow a_{min} = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \dots 50), \text{ мм};$$

$$u > 3 \rightarrow a_{min} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{9 + u}{10}, \text{ мм}.$$

Оптимальна міжосьова відстань $a = (30 \dots 50)t$.

Число ланок ланцюга (довжина ланцюга в кроках)

$$W = 2 \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{t}{a}. \quad (15.22)$$

$$\text{Швидкість ланцюга } g = \frac{z_1 \cdot t \cdot \omega_1}{2\pi \cdot 100} = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}. \quad (15.23)$$

z_1 вибирають залежно від типу ланцюга і передаточного числа (непарне) $z_1 = 29 \dots 24 \geq 19$, $z_2 = z_1 \cdot u$.

15.6. Пасові передачі

Складаються з 2-х шківів – менший ведучий 1 (рис. 15.18),

а більший – ведений 3, гнучкої ланки – паса 2, та натяжного пристрою 4 для створення сили тертя на поверхні шківів. Можуть передавати потужність до 50 кВт, забезпечуючи передаточне число в діапазоні 2...5.

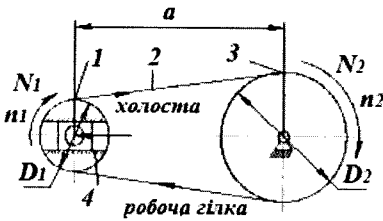


Рис. 15.18

Переваги:

1. Можливість передачі крутного моменту T на великі відстані (до 15 м).
2. Плавність і безшумність в роботі.
3. Простота конструкції і експлуатації.
4. Пом'якшення вібрації, ударів і поштовхів внаслідок пружності паса.
5. Використання, як запобіжного пристрою.
6. Можливість без ступінчатого регулювання швидкості.

Недоліки:

1. Великі габаритні розміри, мала довговічність пасів.
2. Непостійність передаточного числа із-за ковзання.
3. Підвищення навантаження на підшипникові вузли із-за натягу паса.

В залежності від поперечного перерізу паса передачі можуть бути різних видів (рис. 15.19):

- з плоскими пасами *а*;
- клиновими пасами *б*;
- круглими пасами *в*;
- поліклиновими пасами *г*;
- зубчастими пасами *д*.

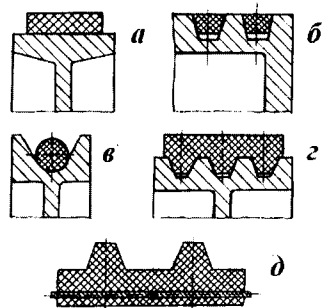
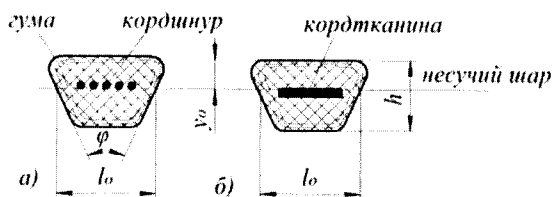


Рис. 15.19

Робоча поверхня у плоских пасів – його нижня поверхня, в клинових пасів – бокові поверхні. Тягова здатність в передачах з клиновими пасами в 3 рази більша ніж з плоскими.

Гнучкі елементи пасових передач

Плоскі паси можуть бути з шкіри, прогумовані, бавовняно-паперові, шерстяні та з синтетичних волокон. Клинові паси мають трапецієвидну форму поперечного перерізу (рис. 15.20.)



Навантаження в них несуть шнури (корд) виготовленні із льону, шовку або віскози. Кордові шнури розташовані в нейтральному шарі.

Рис. 15.20

Зусилля і напруження в пасах

Для створення сили тертя потрібний попередній натяг пасу силою F_0 (рис. 15.21, а). При цьому гілки пасу подовжуються на величину λ . При робочому ході відбувається перерозподіл натягу в гілках пасу – натяг у ведучій гілці збільшується до F_1 , а в веденій зменшується до F_2 .

Умова рівноваги шківів відносно осі обертання:

$$-T_1 - F_2 \cdot d_1/2 + F_1 \cdot d_1/2 = 0,$$

де $F_1 - F_2 = F_t$ – колова сила на шківу,

$$F_t = 2T_1 / d_1.$$

Від попереднього натягу пасу, в його гілках з площею поперечного перерізу A_0 виникає – попереднє напруження σ_0 :

для передач з плоскими пасами $\sigma_0 = (1,8 - 2,0)$ МПа,

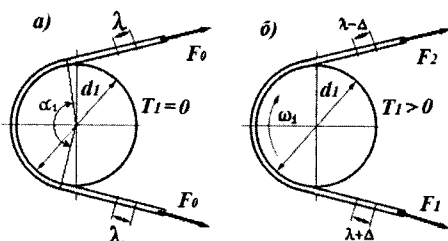
для передач з клиновими пасами $\sigma_0 = (1,2 - 1,5)$ МПа.

За збільшення крутного моменту на ведучому шківі відбувається перерозподіл натягу в гілках (рис. 15.21, б):

при дії $T_1 > 0$

F_1 – зростає натяг у ведучій гілці,

F_2 – зменшується натяг у веденій гілці.



$$\begin{cases} F_1 = F_0 + 0,5F_t \\ F_2 = F_0 - 0,5F_t \end{cases}$$

Залежність між натягами в гілках пасу встановлює формула Ейлера:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha_k}, \quad (15.24)$$

Рис. 15.21

де e – основа натурального логарифма;

f – коефіцієнт тертя,

$$f = 0,35$$

приведений коефіцієнт тертя для клинового пасу $f' = f / (\sin \frac{\varphi_0}{2})$;

φ – кут клину клинового пасу (40°);

α_k – кут ковзання $\alpha_k = 0,7\alpha_l$;

α_l – кут обхвату пасом ведучого шків.

Розрахунок пасової передачі

Критеріями працездатності пасових передач служать *тягова спроможність і довговічність*. Розрахунок пасів по тяговій спроможності є основним, а розрахунок на довговічність виконується як перевірючий.

В основу розрахунку по тяговій спроможності покладені криві ковзання (рис. 15.22), побудовані в координатах відносного ковзання ε і ККД η – коефіцієнт тяги ψ .

Коефіцієнт тяги характеризує степінь завантаженості передачі і визначається за формулою:

$$\psi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (15.25)$$

Розділивши чисельник і знаменник цієї формули на площу поперечного перерізу паса А, отримаємо: $\psi = \frac{\sigma_k}{2\sigma_0}$,

або $\sigma_k = 2\sigma_0 \cdot \psi$ – корисне напруження у пасі.

З кривих ковзання випливає, що найбільш доцільно використовувати пасові передачі в зоні критичного значення коефіцієнта тяги, де має місце найбільш високий ККД.

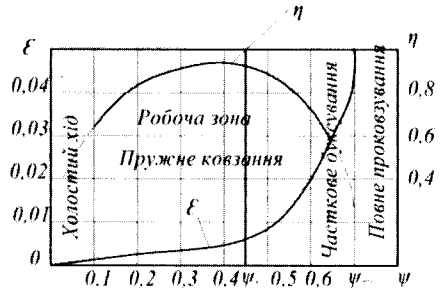


Рис. 15.22

Розрахунок пасової передачі зводиться до визначення розмірів поперечного перерізу паса по допустимому корисному напруженню $[\sigma_k]$:

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_k]},$$

де А – площа поперечного перерізу паса;

$$[\sigma_k] = [\sigma_{np}] \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_p \cdot C_0$$

$$[\sigma_{np}] = \sigma_0 \cdot \omega \left(\frac{\delta}{d_1} \right) \quad \text{– приведене допустиме корисне напруження;}$$

σ_0 – коефіцієнт який залежить від початкового натягу і матеріалу;

ω – коефіцієнт який залежить від матеріалу паса,

29 – для шкіряних; 25 – для прогумованих; 21 – для бавовняно-паперових; 18 – для шерстяних пасів.

Коефіцієнти, що залежать від:

C_α – кута обхвату α ; C_β – швидкості паса;

C_p – режиму роботи передачі;

C_0 – виду передачі та її розташування,

приймають по таблицях при $\alpha_1 = 180^\circ$, $g = 10$ м/с.

За розрахунку плоского паса по тяговій здатності визначають його площу поперечного перерізу (A) і знаходять ширину паса b задавшись товщиною δ :

$$A = \delta \cdot b, \quad b = \frac{A}{\delta} \quad \text{та погоджують із стандартом.}$$

Перевірочний розрахунок на довговічність виконують порівнянням числа *перебігів* паса з допустимим за формулою:

$$v = \frac{g}{l} \leq [v], \quad (15.26)$$

де l – довжина паса;

$[v]$ – допустиме число перебігів паса, для передачі з плоскими пасами $[v] \leq 5 \text{ с}^{-1}$; з клиновими пасами $[v] = 10 \text{ с}^{-1}$.

Розрахунок клинових пасів по тяговій спроможності

Виконують по допустимій потужності (P_0) на один пас і визначають кількість пасів:

$$z = \frac{N_1 \cdot K_\delta}{N_0 \cdot K_\alpha \cdot K_l \cdot K_z}, \quad (15.27)$$

де N_1 – потужність на ведучому валу;

N_0 – допустима потужність на один пас.

Коефіцієнти, що залежать від:

K_δ – динамічного навантаження;

K_α – кута обхвату;

K_l – довжини пасу;

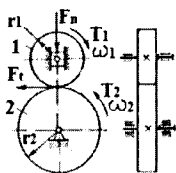
K_z – нерівномірності розподілення навантаження по кількості пасів.

Для нормальної роботи передачі з плоскими пасами потрібно дотримуватись наступних рекомендацій:

$\alpha_1 \geq 150^\circ$, $u \leq 3$, d_1 і d_2 – погоджують із стандартом, для передачі з клиновими пасами $\alpha_1 \geq 120^\circ$ $u \leq 5$.

15.7. Фрикційні передачі

Поділяються на передачі нерегульовані – з постійним передаточним числом і регульовані (варіатори).



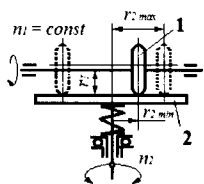
Найпростіша фрикційна передача (рис. 15.23) складається з двох дотичних між собою коліс 1 і 2 (котків, роликів, дисків); обертання одного з коліс перетвориться в обертання іншого за рахунок сил тертя, що виникають в місці контакту коліс за їх притискання.

Рис. 15.23

Постійна сила притискання може здійснюватися за допомогою спеціальних пружин або інших пружних деталей; власною масою вузла або машини. Змінна сила притискання досягається за допомогою спеціальних притискних механізмів.

За конструкцією і призначенням фрикційні передачі розрізняють таких видів – циліндричні (рис. 15.23), конічні, лобові. Кут між валами конічної передачі в більшості випадків складає 90° . Для правильної роботи коліс конічної передачі обидва конуси повинні мати загальну вершину.

Лобова фрикційна передача. Складається з котків 1 і 2 (рис. 15.24), встановлених на взаємно перпендикулярних валах, притиснутих один до другого пружиною стискання. Обертання від ведучого котка 1 до веденого 2 передається силою тертя.



Коток 1 з'єднаний з ведучим валом довгою направляючою шпонкою. Особливістю цієї передачі є можливість безступінчатої зміни передаточного числа (відношення) при переміщенні котка 1 вздовж осі, тому при цьому змінюється радіус від r_{2min} до r_{2max} .

Рис. 15.24

Передачі, які забезпечують можливість безступінчастого (плавного) регулювання зміни частоти обертання веденого вала при постійній частоті обертання ведучого вала називають *варіаторами*. Основною кінематичною характеристикою любого варіатора є *діапазон регулювання*

$$D = n_{2max} / n_{2min} = u_{max} / u_{min}, \quad (15.28)$$

де n_{2max} , n_{2min} , u_{max} , u_{min} – відповідно максимальні і мінімальні частоти обертання веденого вала та значення передаточного числа передачі,

$$u_{max} = r_{2max}/r_1; \quad u_{min} = r_{2min}/r_1. \quad (15.29)$$

Якщо коток 1 перемістити за вісь котка 2, то при цьому зміниться напрям обертання веденого котка 2. Така передача називається *реверсивною*.

Запитання для самоконтролю

1. Які Ви знаєте види механічних передач і з яких ланок вони складаються?
2. Які сили виникають в полюсі зачеплення прямозубої циліндричної передачі?
3. Наведіть основні геометричні характеристики передач.
4. Кінематичні та силові характеристики передач.
5. Геометричні характеристики конічних зубчастих передач.
6. Черв'ячна передача, влаштування, геометрія та особливості розрахунку.
7. Які сили виникають в полюсі зачеплення черв'ячної передачі?
8. Складові ланцюгової передачі, геометрія та розрахунок.
9. Назвіть переваги та недоліки пасових передач.
10. Для чого у пасовій передачі створюється попередній натяг пасу?
11. Що відображає рівняння Ейлера?
12. Що таке тягова спроможність пасової передачі?
13. Які Ви знаєте види пасових передач?
14. В чому полягає суть розрахунку передач з плоскими пасами?
15. Які відмінності мають передачі з клиновими пасами?
16. Влаштування, принцип роботи та характеристики фрикційних передач.
17. Призначення варіатора та його характеристики.

Розділ 16. ДЕТАЛІ, ЩО ОБСЛУГОВУЮТЬ МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

16.1. Вали та вісі

В механічних передачах, різних вузлах машин є деталі які призначені для підтримки обертаючих елементів машин – шківів, зірочок, зубчастих коліс та інших. Ці деталі називають осями та валами. По конструкції вони майже нічим не відрізняються, але характер роботи їх різний.

Вісь – використовують тільки для підтримання деталей, що виконують обертальний рух (шків, зірочка, зубчасте колесо), вона не передає при цьому корисного крутного моменту. Вісі бувають нерухомі і рухомі (вісь залізничного вагона). На практиці більше зустрічаються рухомі вісі. Вони сприймають деформацію згину, тому їх розраховують тільки на згин.

Вал – не тільки підтримує насажені на нього деталі, але ще і передає крутний момент (вздовж своєї осі від однієї точки до другої). Класифікація валів і осей:

- за геометричною формою – *прямі, колінчасті і гнучкі*;
- за конструкцією – *гладкі і ступінчасті* (рис. 16.1);
- за типом перерізу – *суцільні і полі*.

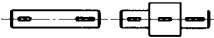


Рис. 16.1

Елементи конструкції валів та осей.

Опорні частини валів (рис. 16.2) називають *цапфами*. При цьому кінцеві цапфи 1, 2 називаються *шипками*, проміжні – *шишками*. На *посадочних поверхнях* 3 розміщують насаджуємі деталі (підшипники, муфти, тощо). *Вихідні кінці* 4 валів бувають циліндричні і конічні. *Перехідні ділянки* між ступенями валів виконують у вигляді *буртиків* 5, *канавок* 6 або *галтелей*. На торці валів виконують *фаски*. Основним матеріалом для виготовлення валів і осей

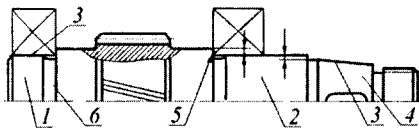


Рис. 16.2

служать вуглецеві і леговані сталі, піддані термообробці: сталь 40, 45, 40X, 40XH, 30XГТ і інші.

Кінцеві опорні частини вертикальних валів, призначені для сприймання осьових навантажень називаються *п'ятами*, а підшипник таких частин валів – *підп'ятником* (рис. 16.3). П'яти бувають суцільними і кільцевими.

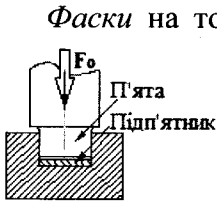


Рис. 16.3

Фаски на торцях валів служать для полегшення посадки деталей, *буртики* – для фіксації підшипників ковзання або кочення, зубчастих коліс, тощо. Для зняття і зменшення концентрації напруження, у місцях зміни діаметра, виконують радіусні перехідні *галтели*.

16.2. Розрахунок осей та валів

Розрахунок осей

Основним розрахунком є розрахунок на міцність.

Розглянемо приклад (рис. 16.4), де на вісь насаджений блок, через який може бути перекинтий канат, для піднімання вантажу вагою P . Розрахункова схема та епюра моментів згину у цьому випадку наведена на рис. 16.5.

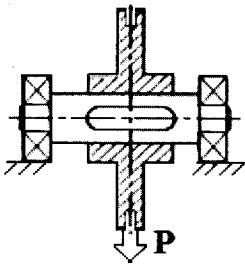


Рис. 16.4

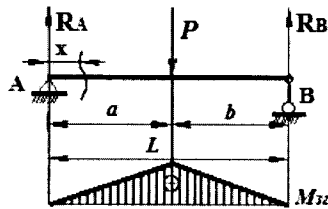


Рис. 16.5

Для побудови епюри моментів згину потрібно визначити невідомі реакції в опорах:

$$\sum M_B = 0; \quad R_A = \frac{P \cdot b}{L}; \quad \sum M_A = 0; \quad R_B = \frac{P \cdot a}{L};$$

Момент згину у перерізі на довільній відстані x :

$$M_{z2,x} = R_A \cdot x; \quad 0 < x < a, \quad M_{z2,x=a} = R_A \cdot a.$$

Умова міцності на згин для такого випадку

$$\sigma = \frac{M_{32}^{max}}{W_X} \leq [\sigma], \quad \text{де} \quad M_{32}^{max} = R_A \cdot a_{max},$$

$$W_X = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_o^3 - \text{осьовий момент опору перерізу осі,}$$

тоді діаметр осі можна визначити за формулою:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M_{32}^{max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (16.1)$$

де M_{32}^{max} – найбільший момент згину (Н·м);

$[\sigma]$ – допустиме напруження при згині, приймається для деформації розтягування (див. р. 9.2), для сталевих осей приймають 60 ... 90 МПа,

Із врахуванням можливості взаємозаміни складових вузла та стандартизації геометричних розмірів і конструкції окремих елементів деталі, виконують конструювання ступінчастої (або гладкої) осі.

Розрахунок валів

Є три види розрахунків валів:

- 1) попередній розрахунок;
- 2) наближений (орієнтовний);
- 3) уточнювальний.

1. *Попередній розрахунок* – в якому визначають діаметр вала з умови міцності його роботи тільки на кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}], \quad d_a = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} \text{, мм;} \quad (16.2)$$

де $T = 9550 \frac{N}{n}$ – крутний момент, який передає вал Н·м;

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_a^3}{16} \approx 0,2 d_a^3 - \text{полярний момент опору вала для перерізу}$$

у вигляді круга ,

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження на кручення для матеріалу вала, (див. р. 10.2), для сталевих валів приймають 20 ... 30 МПа.

2. *Наближений розрахунок* – коли розрахунок валів ведуть на сумісну дію моментів згину та моменту кручення, за номінальним еквівалентним напруженням, попередньо визначивши еквівалентний момент, за яким визначають діаметр вала:

$$M_{екв.} = \sqrt{M_{зг.}^2 + \alpha \cdot T^2}, \quad \sigma_{екв.} = \frac{M_{екв.}}{W_{X(Y)}} \leq [\sigma_{зг.}], \quad d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{екв.}}{0,1 \cdot k [\sigma]}}, \quad (16.3)$$

$k = 0,7$ – коефіцієнт, який враховує послаблення поперечного перерізу вала через наявність шпонкового пазу,

$\alpha = (0,68 \dots 1)$ – коефіцієнт, що залежить від режиму навантаження.

Після цього виконують розробку конструкції вала (бажано ступінчастого), з усіма його елементами, тобто визначають всі діаметри, довжину кожного елемента конструкції вала, їх вид обробки.

3. *Уточнювальний розрахунок* в якому визначають розрахунковий коефіцієнт запасу міцності по витривалості:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (16.4)$$

де n_{σ} і n_{τ} – відповідно коефіцієнти запасу утомної міцності на згин та кручення;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу утомної міцності

$$[n] = 1,3 \dots 2,5.$$

Крім цього вали ще розраховують:

- на жорсткість $\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} \leq [\varphi]$, або $\theta = \frac{T}{G \cdot I_p} \leq [\theta]$; (16.5)

- на прогин, кут нахилу вала в опорах,

- на критичне число обертів $n_{кр} = 300 \cdot \sqrt{\frac{l}{f}}$, (16.5)

де f – статичний прогин від насаджених на нього деталей, який має бути менше допустимого значення прогину $f \leq [f]$, що визначається за формулами опору матеріалів.

За числом обертів $n < n_{кр}$ – вали жорсткі; $n > n_{кр}$ – вали гнучкі.

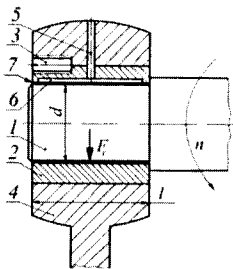
16.3. Опори валів та осей

Вали та вісі цапфами опираються на спеціальні пристрої, які сприймають навантаження і забезпечують мінімальний опір обертанню.

За напрямом навантажень опори поділяються на *підшипники і підп'ятники, по роду тертя* – на *тертя ковзання і тертя кочення*.

Підшипники ковзання

Конструктивно підшипники ковзання є обертальною парою (рис. 16.6). Така пара складається з опорної ділянки вала (цапфи) 1 і власне підшипника (вкладиша) 2, всередині якого ковзає цапфа. Вкладиш за допомогою стопорного гвинта 3 закріплений всередині корпусу машини 4. По наскрізному отвору 5 подається мастильний матеріал в мастило роздаточну канавку 6. В процесі обертання вала цей матеріал рівномірно розподіляється по циліндричній поверхні цапфи і утворює *мастильний шар* 7. Найбільш відповідальним елементом підшипника ковзання є вкладиш.



Підшипники ковзання бувають: *роз'ємні і нероз'ємні*. Самий простий підшипник це звичайна втулка, більш складний це роз'ємний.

Рис. 16.6. Конструкція підшипника ковзання

Для виготовлення втулок і вкладишів використовують матеріали з антифрикційними властивостями, які характеризуються мінімальними значеннями коефіцієнта тертя. Це бронзи, латуні, синтетичні матеріали, пластмаси. При великих обертах застосовують спеціальні сплави – бабіти.

Підшипники ковзання працюють з мастилами або без них.

Переваги: прості по конструкції, можуть працювати в агресивних середовищах, малочутливі до ударних навантажень, використовують у випадках неможливості встановлення підшипників кочення.

Недоліки: велика собівартість матеріалів (кольорових), тертя і знос деталей (без змащування), великі габаритні розміри, низький ККД.

Робота підшипників ковзання супроводжується *абразивним зношуванням вкладишів і заїданням*. Цапфи валів, піддають термічній і хіміко-термічній обробці до твердості 56...61 HRC, що практично не проявляє впливу на їх зношування.

Абразивне зношування вкладишів відбувається за попадання зі змазочним матеріалом, на поверхні що труться, абразивних частинок, та тертя під час пуску і зупинки.

Заїдання відбувається за перегріву підшипника. Із-за тертя нагрівається цапфа, вкладиш і мастило. З підвищенням температури понижуються змащувальні властивості мастила. За підвищення температури в робочій зоні підшипника, до деякого критичного значення, плівка змащення руйнується. Виникає тертя без змащування (металевий контакт), яке спричиняє за собою подальше підвищення температури і заїдання (схоплювання) поверхонь тертя. Заїдання веде до того, що підшипник виплавляється і виходить з ладу. Так як зношування і заїдання являються причинами виходу із ладу підшипників, то основними критеріями працездатності і розрахунку підшипників ковзання є зносостійкість і теплостійкість.

У приладобуванні конструкція цапфи 1 і підшипників 2 (рис. 16.7) також визначаються розмірами опори і умовами її роботи, але можуть мати інші конструктивні виконання та

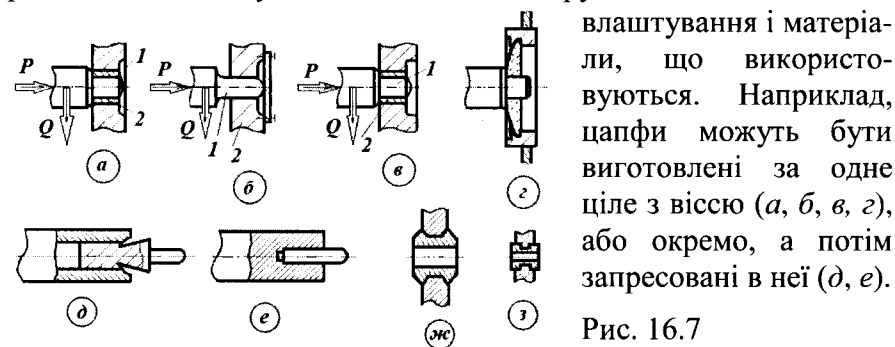


Рис. 16.7

Останній спосіб застосовують при малих діаметрах цапфи (0,15 ... 0,5) мм, при цьому цапфа виготовляється сталевую, а вісь з латуні або алюмінію. Цапфи з діаметром менше 1 мм виконують з перехідним заокругленням для збільшення її міцності.

Для оберігання від зсуву в осьовому напрямі і сприйняття осьового зусилля в осі у основи цапфи виконують заплечик або ставлять упорну пластинку (б), або камінь - під'ятник.

Якщо товщина стінки (пластинки) або основи недостатні для опори, або матеріал не відповідає вимогам, що пред'являються до нього, застосовують втулки (ж, з).

Матеріалом для цапф служать сталі: У8А, У10А, сталь 40Х, 40ХН, 35, 45, 50, 60, термічно оброблені до твердості HRC 50 ... 55, нержавіюча сталь ЕІ 474, ЕІ 747, дріт ОВС, кобальто-вольфрамовий сплав К40НХМ, призначений для зменшення зносу опори, у випадках, коли вісі повертаються на невеликий кут і відсутнє мастило в опорі. Кобальто-вольфрамовий сплав це сплав, що мало окислюється, добре витримує навантаження в умовах вібрації.

Втулки виготовляють з латуні ЛМцС-58-2-2, ЛКС 80-3-3, ЛАЖ 60-1-1Л, фосфористої бронзи БрОФ 10-1 і берилієвої бронзи БрБ2, БрБ2,5, нейзильберу МНЦ 15-20 (Ni – 15 %, Zn – 20 %, решта – Cu), БрАМц 9-2Т, БрКМц 3-1Т і інші.

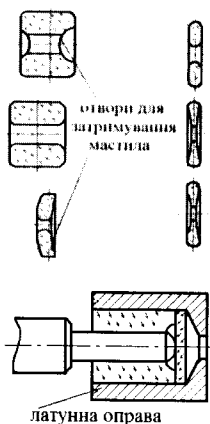
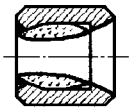


Рис. 16.8

Для зменшення тертя і зносу в точних приладах широке застосування знайшли опори на каменях (рис. 16.8), камені зазвичай завальцьовують в латунну оправу, яку потім запресовують в основу (пластинку).

Матеріалом для каменів служать природні і штучні (синтетичні) камені: рубін, агат, корунд.

Опори на каменях володіють високою твердістю, зносостійкістю, малим коефіцієнтом тертя, достатньою механічною міцністю.

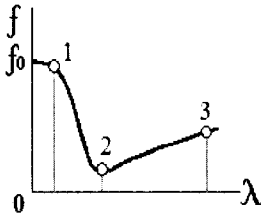


Камені з циліндричними отворами чутливі до перекосів осей. Кращими в цьому відношенні є *оліважні* камені, це камені з криволінійною формою отвору (рис. 16.9).

Рис. 16.9

Особливості роботи циліндричних опор

Втрати тертя в підшипниках ковзання оцінюються коефіцієнтом тертя f . На рис. 16.10 показана діаграма зміни f в залежності від характеристики режиму роботи підшипника –



$$\lambda = \mu \cdot \omega / p, \quad (16.6)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила;

ω – кутова швидкість вала;

p – середній тиск на опорну поверхню.

Рис. 16.10

Діаграма має три характерних ділянки.

f_0 - 1 – характеризується приблизно постійним коефіцієнтом тертя, при цьому поверхні тертя торкаються одна другої. На цій ділянці кутова швидкість ω дуже мала і мастило відсутнє. За таких умов роботи підшипника, тертя називають *тертям без змащування*; за дуже тонкого (до 0,1 мкм) мастильного шару виникає *граничне змащування*.

Ділянка 1-2 характеризується швидким зменшенням коефіцієнта тертя f внаслідок збільшення швидкості ω ; граничне змащування переходить в напіврідинне, за якого виступи нерівностей покриті мастилом, але ще не перекриті з надлишком.

На ділянці 2-3 – *рідинного змащування*, поверхні цапфи вала і підшипника повністю відділені одна від другої стійким мастильним шаром і опір обертанню визначається тільки внутрішніми силами в'язкої рідини. В точці 2 коефіцієнт f і тепловиділення найменші, але немає запасу товщини шару, тому оптимальні умови роботи підшипника будуть у зоні праворуч від точки 2.

Розрахунок підшипників ковзання

Основним критерієм працездатності опор ковзання є зносостійкість – опір зношуванню і заїданню. Їх розраховують на середній тиск p в поверхнях, що труться і питому роботу сил тертя $p \cdot v$, де v – колова швидкість ковзання цапфи. Розрахунки можуть виконуватися перевірою і проектні.

Проектний (конструкційний) розрахунок для радіальних підшипників ковзання – визначають діаметр цапфи

$$d \geq \sqrt{\frac{R}{\varphi \cdot [p]}}, \quad \text{де} \quad \varphi = \frac{l}{d} \approx 0,4 \div 1,2 ;$$

$R, (F_r)$ – радіальне навантаження на підшипник (реакція опори);

Перевірочний розрахунок – перевіряють умови:

$$p \cdot v = \frac{R}{d \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \approx \frac{R \cdot n}{1910 \cdot l} \leq [p \cdot v], \quad p = \frac{R}{d \cdot l} \leq [p], \quad (16.7)$$

де d, l – відповідно діаметр і довжина цапфи,

$[p]$ – допустимий середній тиск на поверхні, що труться,

$[p \cdot v]$ – допустима питома робота сил тертя (див додаток 6).

Підшипники кочення

Опори валів в яких тертя ковзання замінюється тертям кочення називають підшипником кочення. Вони складаються з зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, (виготовлених із спеціальних шарикопідшипникових хромистих сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15 з подальшою термообробкою, з мало вуглецевих сталей з подальшою цементацією і загартуванням, з пластмас) і сепаратора 4 (рис. 16.11), який частіше всього штамнують з вуглецевої сталі або кольорових металів. Сепаратор утримує тіла кочення на фіксованій відстані одне від другого.

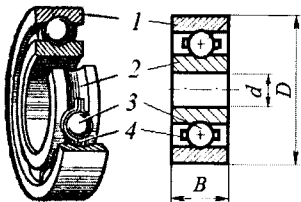
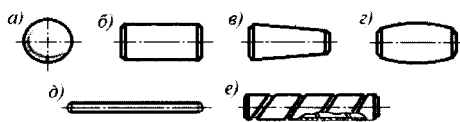


Рис. 16.11

Класифікація підшипників кочення

Зустрічаються такі види підшипників: – звичайні,
– швидкісні, – чутливі, – мініатюрні підшипники приладів.
Звичайні підшипники застосовуються в 95 % випадків.

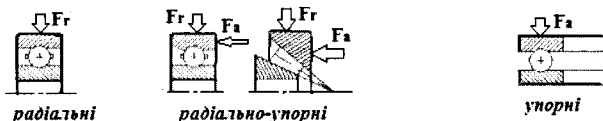
1. За формою тіл кочення (рис. 16.12) підшипники



бувають:
кулькові *a*, роликові (циліндричні) *б*, конічні *в*, сферичні *г*, голчасті *д*, виті *е*.

Рис. 16.12

2. За напрямом сприймаючого навантаження:



3. За кількістю доріжок: *однорядні*, *дворядні* і *більше*.

4. Із забезпеченням самоустановлювання і без нього.

5. За габаритними розмірами.

6. За точністю виготовлення.

Переваги: мала вартість при масовому виготовленні, незначні втрати на тертя, висока ступінь взаємозаміни, не потребують значної кількості мастил, високий ККД, не потребують уваги в експлуатації.

Недоліки: це збірна одиниця, дуже чуйні до ударних навантажень, шум при великих швидкостях.

Вибір і розрахунок підшипників кочення

Підшипники вибирають в залежності від діаметру вала і виду навантаження. Вибраний підшипник перевіряють на динамічну вантажопідйомність або на довговічність (строк служби) L млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{P_{екв}} \right)^m, \quad (16.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність;

$P_{екв}$ – еквівалентне розрахункове навантаження на підшипник;

$$P_{екв} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (16.9)$$

де X , Y – відповідно коефіцієнти радіального і осьового навантаження, величина яких приймається за таблицями стандарту;

V – коефіцієнт обертання кільця, внутрішнього $V = 1$, зовнішнього $V = 1,2$;

K_B – коефіцієнт безпеки, $K_B = 1 \dots 3$;

K_T – температурний коефіцієнт, $K_T = 1 \dots 1,4$;

$F_r = \sqrt{(R_A^z)^2 + (R_A^{ep})^2}$ – радіальне навантаження (повна реакція у більш навантаженій опорі, наприклад в опорі А, – геометрична сума горизонтальної і вертикальної складової реакцій в опорі);

F_a – осьове навантаження.

m – показник степені, для кулькових підшипників $m = 3$, роликотпідшипників $m = 3,33$.

Довговічність підшипників кочення в годинах:

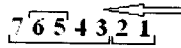
$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_{екв}} \right)^m, \quad (16.10)$$

де n – число обертів вала на який насаджено підшипник.

Отримане значення довговічності підшипника порівнюють з потрібною тривалістю роботи проектного вузла.

Умовні позначення підшипників кочення

Кожний підшипник має своє умовне позначення, яке складається з ряду цифр і літер нанесених на одне з кілець. Наприклад: 50211, 212, 7312, 5-2308Е. Розшифрування позначення іде в порядку із права на ліво.



Номер підшипника –

На I зоні проставляється *внутрішній діаметр підшипника*.

Для діаметрів від 1 до 9 мм – цифрою, рівною номінальному діаметру, проставляється на місці 1, на місці 2 – серія діаметрів підшипника, на місці 3 – значення рівне нулю, решта без змін.

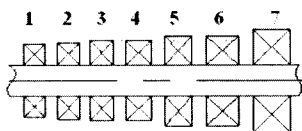
Для діаметрів від 10 до 17:

d	10	12	15	17
позначення	00	01	02	03

Для діаметрів від 20 до 495 – частка від ділення на 5 числа, яке позначає внутрішній діаметр.

II – серія підшипників.

3 – серія підшипника по діаметру;



Серія означає, що внутрішній діаметр буде однаковий, а зовнішній діаметр і ширина відрізняються:

1 – надлегка, 2 – особливо легка, 3 – легка, 4 – легка широка, 5 – середня, 6 – середня широка, 7 – важка.

4 – тип підшипника:

Типи:	Позначення
1. Радіальні однорядні кулькові	“0”
2. Радіальні дворядні кулькові	“1”
3. Радіальні з короткими роликами	“2”
4. Радіальні дворядні роликові	“3”
5. Радіальні з довгими роликами	“4”
6. Радіальні з витими роликами	“5”
7. Радіально упорні.	“6”
8. Роликові конічні	“7”
9. Кулькові упорні	“8”
10. Роликові упорні	“9”

5 – 5 або 6 – позначає конструктивні особливості (канавка на зовнішньому кільці, захисні шайби тощо);

7 – (сьома цифра справа) позначає серію габаритів підшипників за шириною, що залежить від серії підшипників за діаметром. Існують такі серії підшипників за шириною:

особливо вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка.

Цифри які стоять через тире попереду основних цифр вказують на його клас точності.

Літери, які стоять *праворуч* від основних цифр характеризують *відмінні ознаки* підшипників. Наприклад:

Б – сепаратор з без олов'яної бронзи,

Ш – спеціальні вимоги по шуму,

Е – сепаратор виготовлений з пластмаси.

16.4. Муфти

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають крутний момент. Потреба у муфтах виникає і в випадках, коли довгі вали слід виготовляти з кількох складових частин.

Муфти можуть виконувати й інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання. Як самостійні складальні одиниці найчастіше застосовуються муфти стандартизовані.

Основною характеристикою кожної муфти є крутний момент T , на передавання якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Муфти вибирають за розрахунковим крутним моментом

$$T_p = K_n \cdot T, \quad (16.11)$$

де T – номінальний крутний момент;

K_n – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні $K_n = 1,0 \dots 1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори) $K_n = 1,5 \dots 2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, роторні дробарки) $K_n = 2,5 \dots 3,0$.

Усі муфти приводів машин за принципом роботи поділяють на три основні типи: механічні, електричні та гідравлічні.

Класифікація механічних муфт наведена на рис. 16.13 у вигляді структурної схеми. Відповідно до цієї схеми усі муфти поділяють на чотири класи: некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.



Рис. 16.13. Класифікація муфт

Розглянемо найпростіші конструкції некерованих муфт.

Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів (рис. 16.14), які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватися за допомогою штифтів, шпонок або за допомогою шліців. Під час монтажу або демонтажу муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

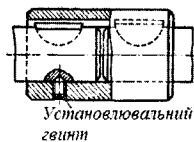
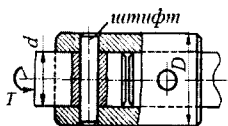


Рис. 16.14. Втулкова муфта

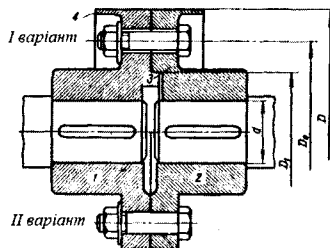


Рис. 16.15. Фланцева муфта

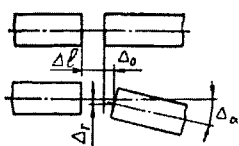
Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ 18. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

Втулкові та *фланцеві муфти* (рис. 16.15) застосовують здебільшого для діаметрів валів $d \leq (60 \dots 70)$ мм.

Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валами, а також міцністю самої втулки.

Компенсуючі муфти

При монтажі між осями валів можуть виникати наступні похибки розміщення валів (рис. 16.16):



- Δl – повздовжнє зміщення;
- Δo – осьове зміщення;
- Δr – радіальне зміщення;
- $\Delta \alpha$ – кутове зміщення, або комбіновані випадки.

Рис. 16.16

Комбінація вказаних похибок називається *не співвісністю валів*. Виникає необхідність компенсування цієї не співвісності за допомогою підбору відповідного виду муфти.

Кожне відхилення веде до додаткового навантаження на вали та опори. Для його зменшення застосовуються компенсуючі муфти (рис. 16.17, 16.18), які в залежності від конструкції компенсують радіальні, осьові і кутові зміщення валів, викликані неточністю їх виготовлення і збирання за рахунок пружної втулки на пальці, використання пружного елемента у вигляді зірочки, тощо.

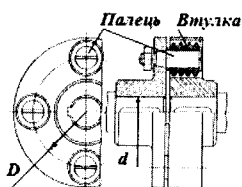


Рис. 16.17. Муфта Пружна втулково-пальцева.

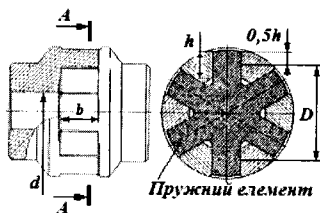


Рис. 16.18. Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки.

Більшість конструкцій приводних пристроїв мають дві муфти (рис 15.1). Одна з них з'єднує двигун і редуктор, друга – редуктор і виконавчий механізм. Від першої муфти не вимагається високих компенсуючих властивостей, так як вона з'єднує порівняно швидкохідні вали і з метою зменшення пускових та інших динамічних навантажень повинна мати малий момент інерції і пружні властивості. Для другої муфти, якщо виконавчий механізм і привод не розміщені на суцільній рамі, вимагаються порівняно високі компенсуючі властивості.

Запитання для самоконтролю

1. Яка відмінність вала від осі?
2. Які бувають вали за конструкцією?
3. Конструктивні елементи вала.
4. Особливості розрахунку валів та осей.
5. Які переваги та недоліки мають підшипники ковзання?
6. Яке має призначення вкладиш у підшипнику ковзання?
7. Критерії розрахунку підшипників ковзання.
8. З яких деталей складається підшипник кочення?
9. Які переваги і недоліки у підшипників кочення в порівнянні з підшипниками ковзання?
10. Як класифікують підшипники ковзання?
11. Які бувають підшипники кочення в залежності від сприймаючого навантаження?
12. Приклади влаштування муфт, яке їх призначення?
13. Що називають еквівалентним навантаженням і як воно визначається?
14. Які Ви знаєте муфти за класами та групами по виконуючим функціям?
15. Яка різниця між глухими і компенсуючими муфтами?
16. Який принцип підбору та розрахунку муфт?

17.1. Визначення взаємозамінності та її різновиди

Сучасне виробництво машин і обладнання, їх експлуатація та ремонт, базуються на використанні принципу взаємозамінності деталей, складальних одиниць і агрегатів.

Взаємозамінність – це принцип конструювання та виготовлення деталей, що забезпечує можливість складання чи заміни при ремонтах незалежно виготовлених з заданою точністю деталей та складальних одиниць без додаткової обробки і припасування їх зі збереженням відповідної якості.

Взаємозамінність може бути повна і неповна. Перша передбачає з'єднання без додаткової обробки всіх спряжених деталей, що надходять на складальні операції. Друга передбачає з'єднання без додаткової обробки тільки частини деталей, виготовлених з меншою точністю.

Взаємозамінність деталей машин забезпечується системою допусків і посадок, загальні положення якої для гладких елементів деталей (циліндричних або обмежених паралельними площинами) встановлені стандартами ДСТУ 2498 і ДСТУ 2500.

17.2. Загальні поняття допусків і посадок

Деталі і складальні одиниці будуть взаємозамінними тільки тоді, коли їх розміри, форма та інші параметри знаходяться у визначених межах. Це здійснюється за рахунок *стандартизації* норм взаємозамінності, забезпечення відповідних параметрів деталей, виконання технічних умов на їх виготовлення.

Параметри деталей кількісно оцінюють за допомогою розмірів. *Розмір* – це числове значення лінійної величини (діаметр, довжина, висота та інші) в обраних одиницях вимірювання. Розміри поділяються на номінальні, дійсні і граничні.

Номинальний розмір – розмір, відносно якого визначаються граничні розміри і який використовується для відліку відхилень. Номинальні розміри вибирають під час конструювання на основі розрахунків або за конструктивними міркуваннями і проставляють при кресленні деталі або з'єднанні деталей. Номинальні розміри після розрахунків округляють до найближчого з рядів нормальних лінійних розмірів згідно з стандартом.

Дійсний розмір – це розмір, встановлений вимірюванням з допустимою похибкою.

Граничні розміри – це два допустимих розміри (найбільший і найменший), між якими повинен знаходитись дійсний розмір. На кресленні деталі або з'єднанні проставляють номинальні розміри, а кожний з двох граничних розмірів визначають по його відхиленнях від номинального.

Розрізняють *верхнє і нижнє* граничні відхилення. У стандартах верхнє відхилення розміру позначається ES – отвору, es – вала, нижнє граничне відхилення EI – отвору, ei – вала.

Граничні відхилення визначаються як алгебраїчна різниця між граничними і номинальними розмірами з формул:

$$ES = D_{max} - D, \quad EI = D_{min} - D,$$

$$es = d_{max} - d, \quad ei = d_{min} - d,$$

де D, d – номинальний розмір отвору і вала;

D_{max}, d_{max} – найбільший граничний розмір отвору і вала;

D_{min}, d_{min} – найменший граничний розмір отвору і вала.

Назва “отвір” і “вал” умовна і стосується не тільки гладких циліндричних елементів деталей. Наприклад, у з'єднанні шпонки з валом шпонка є валом, а паз вала – отвором.

Різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або абсолютна величина алгебраїчної різниці між верхнім і нижнім відхиленнями називається *допуском* (рис. 17.1). Допуск завжди додатний і позначається літерою T , що ставиться перед позначенням розміру параметра:

$$T_D = D_{max} - D_{min} = ES - EI, \quad (17.1)$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = es - ei. \quad (17.2)$$

Поле, обмежене верхнім і нижнім відхиленнями, називається *полем допуску*. Воно визначається величиною допуску і його розташуванням відносно номінального розміру (нульової лінії).

Вище нульової лінії розташовуються додатні відхилення, нижче – від’ємні.

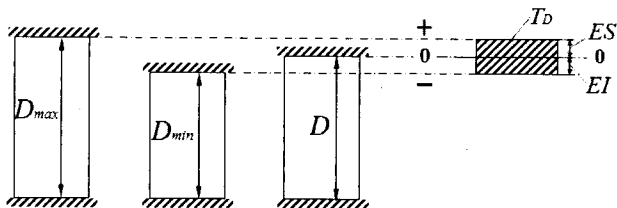


Рис. 17.1

Призначення допусків на розміри деталей регламентуються “Єдиною системою допусків і посадок” (ЄСДП).

З урахуванням того що при збільшенні розмірів деталі її точне виготовлення ускладнюється, для визначення допусків на її розміри використовується залежність

$$T_D = i \cdot a, \quad (17.3)$$

де i – одиниця допуску (масштабний коефіцієнт), *мкм*, яка виражає залежність допуску від розміру D (мм), визначається за формулою:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D_c} + 0,001 \cdot D, \quad (17.4)$$

де D_c – середнє геометричне значення крайніх розмірів стандартного інтервалу, до якого належить розмір D ;

a – число одиниць допуску (коефіцієнт точності), виражає залежність допуску від рівня точності.

Ступінь точності або ряди допусків

У залежності від числа a у допуску T_D стандартами для розмірів до 500 мм встановлено 19 квалітетів (*ступенів точності*): 0,1; 0; 1, 2, 3, 4, 5, ..., 17. При цьому допуски за

квалітетами 0,1; ... , 4 (дуже висока точність) використовуються для виготовлення кінцевих мір довжини, калібрів, вимірювальних інструментів та ін.;

квалітети 5, 6, ... , 11 – для допусків на розміри спряжених елементів деталей;

квалітети 12, 13, ... , 17 – для вільних (не спряжених) розмірів (наприклад, для квалітетів 5, 6, 13 і 17 число a має відповідні значення 7, 10, 250 і 1600).

Нульова лінія – лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладають відхилення розмірів при графічному зображенні полів допусків і посадок. Якщо нульова лінія розміщена горизонтально, то додатні відхилення відкладають угору від неї, а від’ємні – вниз.

Розташування поля допуску T відносно нульової лінії (номінального розміру) позначається однією або двома латинськими літерами – прописними для отворів і малими – для валів (наприклад, $\varnothing 20H7$ – отвір діаметром 20 мм, поле допуску відповідає за розташуванням літері H , а за величиною 7 квалітетові точності; $\varnothing 20h7$ – поле допуску діаметру вала).

Встановленням допусків (граничних відхилень) на розміри деталі одночасно розв’язуються дві задачі – регламентується потрібна точність їх виготовлення і визначається характер з’єднання спряжених співвісних поверхонь деталей (отвору і вала) – посадка. Характер посадки (рис. 17.2) залежить від співвідношення полів допусків валу й отвору і визначається величиною зазорів (розмір отвору більше розміру вала) або натягів (розмір вала більше розміру отвору), які при цьому виникають. Таким чином утворюються *рухомі, нерухомі і перехідні посадки*. При цьому ЄСДП передбачає утворення посадок у системі отвору і посадок у системі вала.

При утворенні посадок *в системі отвору* в якості основного елемента розглядається отвір, який для усіх посадок має розташування поля допуску відносно нульової лінії, що відповідає літері H ($EI = 0$, $ES > 0$ – у тіло отвору відповідно до квалітету точності).

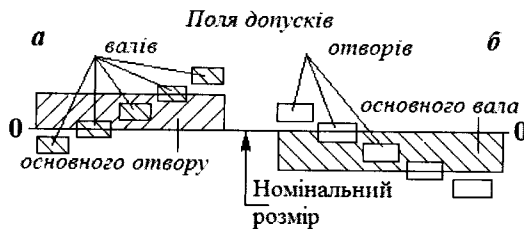


Рис. 17.2. Приклади посадок в системі отвору *a* і системі вала *б*

Посадка – характер з'єднання двох деталей, що визначається різницею їхніх розмірів до складання.

Наприклад, посадка $\text{Ø}20\text{H}7/\text{g}6$ – номінальний діаметр 20 мм, поле допуску отвору відповідає за розташуванням літері *H*, за величиною – 7 квалітету точності, вала – літері *g* за 6 квалітетом точності. Граничні розміри отвору та вала для посадки $\text{Ø}25\text{E}8/\text{f}7$ наведені на рис. 17.3.

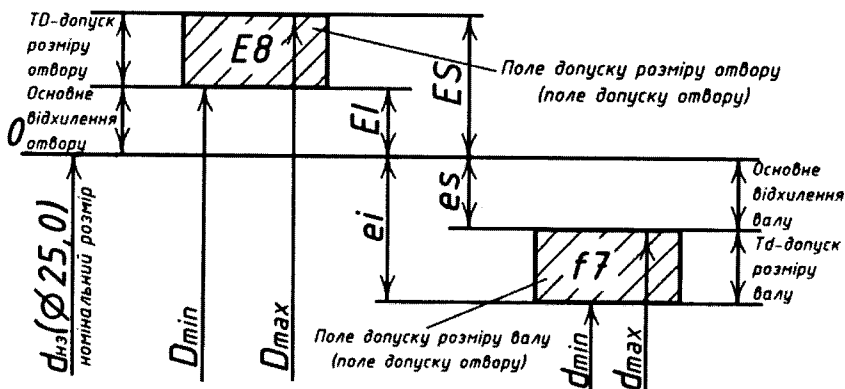


Рис. 17.3. Граничні розміри отвору і вала, що визначають поля допуску

17.3. Системи утворення посадок. Основні відхилення розмірів

Під час складання двох спряжених деталей розрізняють охоплюючу та охоплювану поверхні. Хоча не всі такі поверхні є

циліндричними, охоплюючи поверхню умовно називають **отвором**, а охоплювану – **валом**.

Отже, **вал** – термін, що умовно вживається для позначення зовнішніх (охоплюваних) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

Отвір – термін, що умовно вживається для позначення внутрішніх (охоплюючих) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

Зазор – різниця розмірів отвору і вала до складання, якщо розмір отвору більший за розмір вала.

Натяг – різниця розмірів вала і отвору до складання, якщо розмір вала більший за розмір отвору.

Ступінь рухомості двох деталей визначається зазором, а *міцність* їх з'єднання – натягом.

Розрізняють дві системи утворення посадок – систему отвору та систему вала.

Системою отвору називають сукупність посадок, в яких граничні відхилення даного розміру отворів однакові для всіх посадок, а різні посадки досягаються шляхом граничних відхилень розмірів валів див. рис. 17.2, а. **Системою вала** називають сукупність посадок, в яких граничні відхилення валів однакові, а різні посадки досягаються шляхом зміни граничних відхилень отворів рис. 17.2, б.

Найчастіше використовують систему отвору, оскільки вона більш економічна і потребує меншої кількості різальних інструментів.

Посадки вибирають в залежності від призначення і умов роботи обладнання і механізмів, їх точності, умов збирання. Посадки для зовнішнього і внутрішнього кільця підшипників кочення наведені на рисунку 17.4.

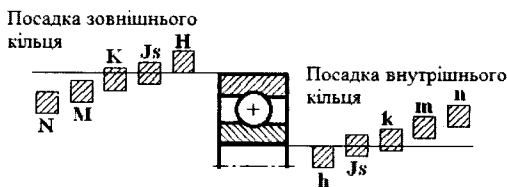


Рис. 17.4. Посадки для зовнішнього і внутрішнього кільця підшипників

Основні відхилення розмірів

Основне відхилення – одне з двох граничних відхилень (верхнє або нижнє), що визначає положення поля допуску щодо нульової лінії (рис. 17.3). В стандартній системі допусків таким є відхилення, що ближче до нульової лінії.

Розташування поля допуску відносно нульової лінії прийнято позначати літерою (або двома літерами) латинського алфавіту – великими для отвору (*D, E, F, G, H, J, K, M, N, P, R, S*), і малими (*d, e, f, g, h, j, k, m, n, p, r, s*) для валу.

Величини верхнього і нижнього граничних відхилень на кресленнях можуть вказуватися трьома способами:

1) умовними позначеннями, що складаються із літери і **цифри**, яка означає *квалітет*, наприклад:

$$12e8, \quad 20h9; \quad 52H7;$$

2) числовими значеннями, відхилення можуть мати однакові або різні знаки, наприклад:

$$12_{-0,059}^{-0,032}, \quad 20_{(-0,052)}, \quad 52^{(+0,030)};$$

3) комбінованим способом – одночасним позначенням поля допуску та цифрових значень відхилень (в дужках):

$$12e8\left(\begin{smallmatrix} -0,032 \\ -0,059 \end{smallmatrix}\right), \quad 20h9\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,052 \end{smallmatrix}\right), \quad 52H7\left(\begin{smallmatrix} +0,030 \\ 0 \end{smallmatrix}\right).$$

17.4. Позначення допусків і посадок на кресленнях

Допуски і посадки на кресленнях позначаються у вигляді літер, що вказують на основне відхилення, і цифр, які показують номінальний розмір і квалітет. Причому, отвір в системі отвору завжди має основне відхилення – *H*, а вал в системі валу має основне відхилення – *h*. Щоб мати рухоме з'єднання деталей, треба призначати *посадки із зазором*. При цьому слід використовувати поля допусків валів від *a* до *h* для посадок в системі отвору і поля допусків отворів від *A* до *H* для посадок в системі вала.

Перехідні посадки призначені для утворення нерухомих з'єднань, що підлягають періодичному розбиранню та складанню. Вони можуть бути утворені при використанні

полів допусків валів від j_s до n при виконанні з'єднань в системі отвору і полів допусків отворів від J_s до N , якщо з'єднання здійснюється в системі вала. У таких з'єднаннях для запобігання відносного руху деталей слід передбачати фіксуючі пристрої – штифти, шпонки та ін.

Посадки з натягом використовують для утворення нерухомих нероз'ємних з'єднань деталей (рис. 17.5, *а* – до запресовування, *б* – після запресовування). Їх утворюють за допомогою полів допусків валів від p до zc (система отвору) та полів допусків від P до ZC (система вала).

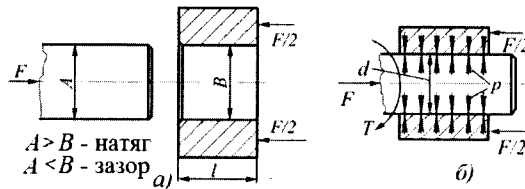


Рис. 17.5

За рахунок натягу ці посадки дозволяють забезпечити з'єднання без використання додаткових кріпильних пристроїв.

17.5. Елементи теорії точності

Вивчення структури, кінематики і динаміки механізмів здійснюється з припущеннями, що розміри та форма ланок механізму є абсолютно точними. В дійсності на роботу механізму впливають похибки виготовлення ланок і зборки механізмів. Для механізмів, що використовуються при автоматизації виробничих процесів, а також механізмів вимірювальних приладів точність є основним показником їх якості.

Теорія точності механізмів вирішує дві задачі:

- *пряма* – полягає у визначенні точності окремих деталей на основі заданої точності роботи всього механізму.

- *зворотна* – полягає в розрахунку результуючої точності механізму за заданими конструктивними вимогами та вимогами точності до окремих ланок механізму, а також оцінюється сумарний вплив окремих складових похибок механізму для визначення загальної неточності.

Точність механізму характеризується відхиленнями, що виникають в реально виготовленому механізмі, від заданого закону руху його ланок. Ці відхилення називаються похибками.

Для оцінки похибки порівнюють закони руху дійсного (реально виконаного механізму) та ідеального (теоретичного) механізму, який не містить неточностей в розмірах, конфігурації ланок і абсолютно відтворює заданий закон руху.

Розрізняють такі основні *типи похибок*:

- похибка положення механізму;
- похибка переміщення;
- похибка швидкості та прискорення.

Відхилення від теоретичних законів руху ланок реальних механізмів відбуваються з таких *основних причин*:

технологічних, схематичних,
експлуатаційних, температурних.

Найбільш суттєвими є технологічні похибки, які розділяються на:

- відхилення розміру;
- відхилення форми;
- відхилення взаємного розміщення;
- шорсткість.

Відхилення форми деталей. Згідно стандарту до відхилень форми деталей з плоскими поверхнями, що підлягають спряженню, належать від *прямолінійності* та *площинності* (рис. 17.6).

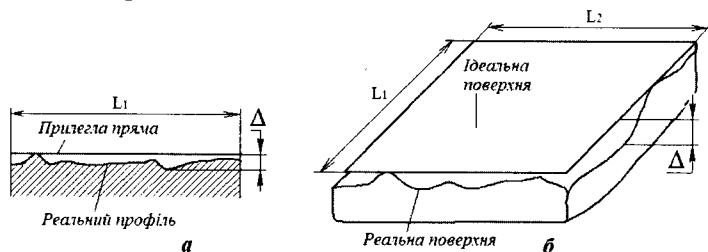


Рис. 17.6. Відхилення форми деталей із плоскою поверхнею

Відхилення від прямолінійності (рис. 17.6,а) – найбільша відстань Δ від точок реального профілю до прямої що прилягає в межах нормованої ділянки.

Відхилення від площинності (б) – найбільша відстань Δ від точок реальної поверхні до площини що прилягає в межах нормованої ділянки.

Циліндричні поверхні можуть мати відхилення форми в поперечному і в поздовжньому перерізах. У поперечному перерізі можливе відхилення контуру поверхні від правильного кола – *некруглість*, частковими видами якої є *огранка* та *овальність*, що характеризується різницею $d_{max} - d_{min}$.

У поздовжньому перерізі циліндричних поверхонь можливі такі відхилення форми: *бочкоподібність*, *вгнутість*, *сідлоподібність* та *конусність* (рис. 17.7).

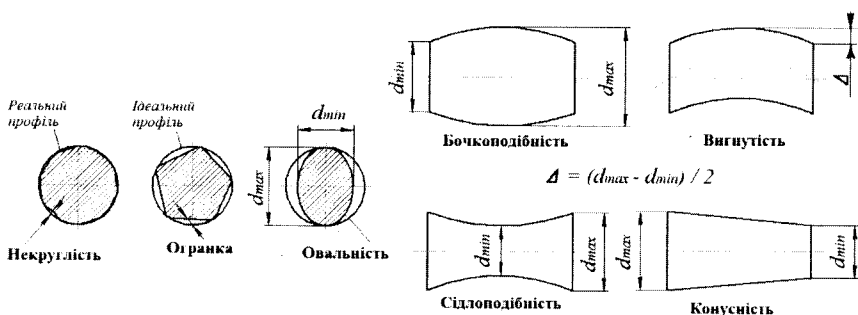


Рис. 17.7. Відхилення форми деталей із циліндричними поверхнями

Граничні відхилення форми циліндричних поверхонь обмежуються полями допусків на діаметр цих поверхонь.

Відхилення розміщення поверхонь. Стандарт передбачає такі відхилення розміщення поверхонь деталей:

- а) для площин: *непаралельність, не перпендикулярність*;
- б) для циліндричних поверхонь: *не співвісність, радіальне та торцеве биття*;
- в) для осей: *перекіс осей, відхилення від правильного розміщення осей, що перетинаються, та мимобіжних осей*.

Умовні позначення на кресленнях. Граничні відхилення та розміщення поверхонь позначаються на кресленнях згідно з стандартом. Знаки умовного позначення допусків форми та розміщення поверхонь наведені в табл. 17.1.

Таблиця 17.1. Знаки видів допусків форми та розміщення поверхонь

Група допуску	Вид допуску	Знак
Допуск форми	Прямолінійності	—
	Площинності	
	Круглості	○
	Циліндричності	
	Профілю поздовжнього перерізу	≡
Допуск розміщення	Паралельності	//
	Перпендикулярності	⊥
	Нахилу	∕
	Співвісності	◎
	Симетричності	≡
	Позиційний	⊕
	Перетинання осей	×
Сумарні допуски форми і розміщення	Радіального биття	
	Торцевого биття	
	Биття в заданому напрямку	
	Повного радіального биття	
	Повного торцевого биття	
	Допуск форми заданого профілю	
	Допуск форми заданої поверхні	

На кресленнях знак та числове значення відхилення вписують у прямокутну рамку (рис. 17.8), розділену на дві або три частини. В першій частині (ліворуч) зазначають знак допуску, в другій – числове значення граничного відхилення в міліметрах, а в третій – літерне позначення бази (*A*, *B*, *V*, *I*) або

іншої поверхні. Базис позначаються затіненим рівнобічним трикутником або великою літерою. Напрямок відрізка лінії зі стрілкою повинен відповідати напрямку вимірювання відхилення.

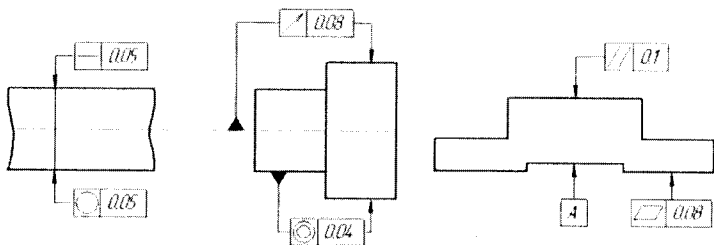


Рис. 17.8. Позначення граничних відхилень форми деталей

Відхилення від номінальної величини параметра повинні прораховуватися та проставлятися на робочих кресленнях деталей.

Точність деталей вузлів і механізмів являється одним з основних параметрів любого технічного об'єкта, під якою розуміють відхилення від номінальної величини параметра. Ці характеристики повинні прораховуватися та проставлятися на робочих кресленнях деталей (рис. 17.9).

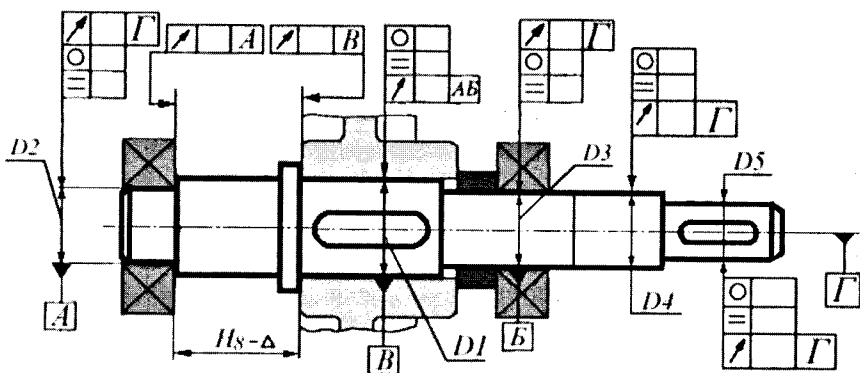


Рис. 17.9. Приклад постановки груп допусків

17.6. Шорсткість поверхонь

Згідно із стандартом (ДСТУ 2413) шорсткість поверхні оцінюється такими параметрами:

Ra – середнє арифметичне відхилення профілю;

Rz – висота нерівностей профілю;

R_{max} – найбільша висота нерівностей профілю;

S_m – середній крок нерівностей;

S – середній крок місцевих виступів профілю;

T_p – відносна опорна довжина профілю.

На рис. 17.10 показано профілограму поверхні та її параметри. Середнє арифметичне відхилення профілю Ra в межах базової довжини l :

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (17.5)$$

де n – число обраних точок профілю в межах базової довжини;
 y_i – відстань між i -ою точкою профілю та середньою лінією m .

Параметр Rz – сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших впадин профілю в межах базової довжини:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i\min}| \right). \quad (17.6)$$

Поверхні, що призначені для з'єднань по посадках, повинні мати параметр шорсткості Ra у межах 3,2 – 0,20 мкм.

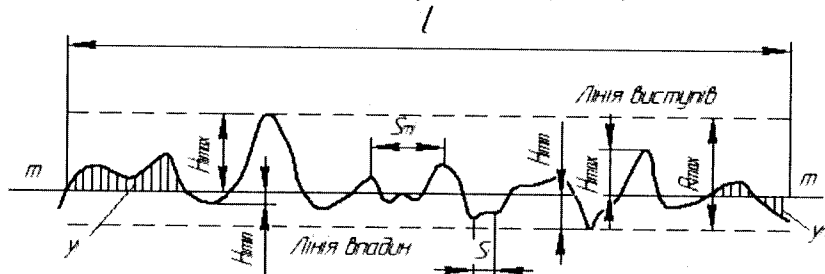


Рис. 17.10. До визначення параметрів шорсткості поверхонь деталей

Для позначення шорсткості поверхні на кресленнях деталей використовують один з таких знаків:

- ✓ – вид механічної обробки конструктором не встановлюється;
- √ – поверхня утворена зніманням шару матеріалу (обточування, фрезерування, шліфування);
- √ – необроблена поверхня або оброблена без знімання шару матеріалу (кування, штампування, прокатування).

Значення параметра шорсткості вказують так: для параметра Ra – без символу, наприклад $\sqrt{1.6}$, а для параметра Rz – із символом, наприклад $\sqrt{Rz10}$.

Вибираючи параметри шорсткості поверхонь, що вимагають механічної обробки, треба враховувати технологічні можливості різних методів обробки, наприклад, для:

- попереднього *обточування* деталі із зовнішньою циліндричною поверхнею параметр шорсткості Ra – 6,3;
для чистового обточування 6,3; 3,2; 1,6;
тонкого обточування 0,8; 0,4;
- попереднього *шліфування* зовнішньої циліндричної оброблюваної поверхні 0,8; чистового 0,8; 0,4;
тонкого 0,4; 0,2; 0,1;
- чистового *стругання* чистового плоскої оброблюваної поверхні 6,3; 3,2; тонке 1,6; 0,8;
- *свердління* внутрішньої оброблюваної поверхні 6,3; 3,2.

Запитання для самоконтролю

1. Наведіть основні терміни допусків і посадок, що вони означають.
2. Які є системи утворення посадок, яка між ними різниця?
3. Що означає основне відхилення розміру?
4. Які існують посадки?
5. Наведіть позначення на кресленнях допусків форми та розміщення.
6. Як оцінюють шорсткість поверхні?
7. Як позначають шорсткість поверхні на кресленнях?

18.1. Особливості використання приводів

Історія розвитку техніки обумовила обертальний рух як основну форму передачі і використання механічної енергії у приводах машин і механізмів. Не дивлячись на те, що є немало прикладів використання машин без обертального руху (парові машини), обертальний рух отримав найбільш широке розповсюдження. Причини цього приховуються в основному у простоті, компактності, високому ККД, безперервності і рівномірності руху передаточних механізмів, або інакше – механічних передач.

Класична будова технологічної машини з електромеханічним приводом передбачає в її складі електричний двигун (ЕД), передавально-перетворювальні механізми (ППМ) і виконавчий (робочий) орган машини, або декілька робочих органів, механічні характеристики яких наведені на рис. 18.1.

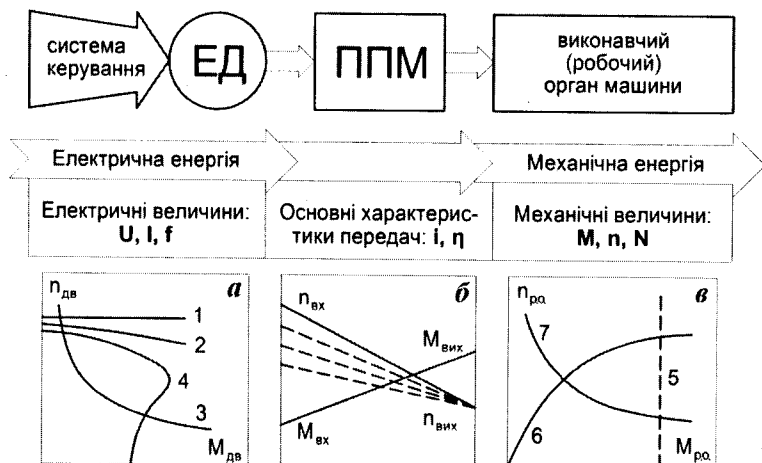


Рис. 18.1. Класична будова машини та механічні характеристики
а) електродвигунів: 1 – синхронного, 2, 3 – постійного струму з незалежним та послідовним збудженням, 4 – асинхронного;
б) трансформація параметрів у передачах;

- в) робочих органів виробничих механізмів:
5 – підйому, 6 – вентилятора, насоса;
7 – металорізального верстата.

У якості приводів машин у промисловому виробництві знаходять використання *електроприводи* (електромеханічні), *гідроприводи*, та *пневмоприводи*. Вони забезпечують прямолінійний або обертальний рух деталей та вузлів, їх піднімання та опускання, рух з навантаженням, підтримання заданої швидкості переміщення та прискорення, позиціонування, комбінування виробничих процесів тощо. Суттєвою особливістю усіх згаданих приводів є те, що на початковому своєму етапі всі вони мають у якості перетворення електричної енергії у механічну – електродвигун, з відповідною подальшою трансформацією у інші види механічної енергії. Кожний з цих приводів має свої переваги та недоліки. Так, наприклад, за даними «Takis» (EUR9701/M/12/4), отримання стиснутого повітря є неефективним і дорогим процесом, оскільки тільки 10 % корисної енергії витрачається на отримання повітря (решта 90 % перетворюється у тепло), а його вартість у 15 разів перевищує вартість на електропривод. Крім того, за досягнення стиснутим повітрям кінцевого призначення затрати на кількість ефективної роботи можуть стати ще вищими через втрати на тертя, відсутність належної герметичності системи тощо.

Тому при проектуванні (виборі) обладнання слід враховувати специфічні особливості приводів, орієнтовні споживчі характеристики яких наведені у таблиці 18.1.

Серед приводів (див. класифікацію додаток 11) найбільш широке використання має електропривод з використанням різноманітних передач та інших елементів що забезпечують передачу обертального руху із кінематичними та силовими трансформаціями у потрібних напрямках. З точки зору затрат на використання такого приводу важливим є зменшення значення динамічних складових обертального та інших можливих видів руху, які ґрунтуються на передаванні енергії у формі роботи.

Таблиця 18.1.

<i>Параметри</i>	<i>Електроприводи</i>	<i>Гідроприводи</i>	<i>Пневмоприводи</i>
Затрати на енергопостачання	Низькі	Високі	Дуже високі
Передача енергії	На не обмеженні відстані зі швидкістю світла	На відстані до 100 м. Швидкість до 6 м/с, передача сигналів – до 100 м/с	На відстані до 1000м. Швидкість – до 40 м/с., передача сигналів – до 40 м/с
Накопичення енергії	Ускладнене	Обмежене	Легко здійснюване
Лінійне переміщення	Ускладнено, дорого, низькі зусилля	Просто, великі зусилля, добре регулювання швидкості	Просто, невисокі зусилля, швидкість залежить від навантаження
Обертальний рух	Просто, можна забезпечити великі потужності	Просто, високий обертальний момент, невисокі обороти	Просто, невисокий обертальний момент, висока швидкість обертання
Робоча швидкість виконавчого механізму	Залежить від конкретних умов	До 0,5 м/с	2,5 м/с і вище
Зусилля	Високі, не допускаються перенавантаження	До 3000 кН, захищені від перенавантаження	До 30 кН, захищені від перенавантаження
Точність позионування	Плюс-мінус 1 мкм і вище	До плюс-мінус 1 мкм	До 0,1 мм
Жорсткість	Висока при використанні механічних проміжних елементів	Висока, так як олива практично рідина, що не стискається	Низька, так як газ стискається
Втрати і їх наслідки	Відсутні	Створюють забруднення, при їх наявності пожаронебезпечні	Шкоди, окрім втрат енергії майже немає, вибухобезпечні
Вплив навколишнього середовища	Практично нечутливі до зміни температур	Чутливі до зміни температур	Практично не чутливі до коливань температур

Підвищення енергетичної доцільності приводу, яке оцінюється співвідношенням корисно використаної частини енергії і величиною вхідного енергетичного потоку, тобто коефіцієнтом корисної дії, може дати зростання досконалості приводу за рахунок різноманітних факторів, в тому числі і використання всіх заходів, що направленні на зменшення незворотних енергетичних витрат, зокрема зменшенням силової взаємодії усіх ланок приводу, тощо.

18.2. Класифікація приводів машин та устаткування

За енергією, яка використовується, розрізняють привод:

- механічний (зубчата, фрикційна, ланцюгова, пасова передача),
- гідравлічний,
- пневматичний,
- електричний.

Електроприводи за способом розподілу механічної енергії можна розділити на три основні типи: *груповий електропривод; індивідуальний і взаємопов'язаний.*

Індивідуальний привод в порівнянні з трансмісійним і груповим має низку переваг: виробничі приміщення не загромождають важкими трансмісіями і передавальними пристроями; поліпшуються умови роботи і підвищується продуктивність праці внаслідок полегшення управління окремими механізмами, зменшення запиленості приміщень; знижується травматизм обслуговуючого персоналу. Крім того, індивідуальний електропривод відрізняється більш високими енергетичними показниками.

Класифікація електроприводів

За **видом руху** електроприводи можуть забезпечити: обертальний односпрямований рух, обертальний реверсивний та поступальний реверсивний рух.

Обертальний односпрямований, а також реверсивний рух здійснюється електродвигунами звичайного виконання. Поступальний рух може бути отримано шляхом використання електродвигуна обертального руху звичайного виконання

спільно з використанням механізму (кулісного, гвинтового, рейкового і т. п.), або застосування електродвигуна спеціального виконання для поступального руху (так звані лінійні електродвигуни, магнітогідродинамічні двигуни).

За **ступенем керованості** електропривод може бути:

1) *нерегульований* – для приведення в дію виконавчого органу робочої машини з однією робочою швидкістю, параметри приводу змінюються тільки в результаті збурюючих впливів;

2) *регульований* – для створення змінної або незмінної швидкості виконавчого органу машини, параметри приводу можуть змінюватися під впливом керуючого пристрою;

3) *програмно-керований* – керований відповідно до заданої програми;

4) *слідкуючий* – автоматично відтворює переміщення виконавчого органу робочої машини з певною точністю відповідно до довільно мінливих задач сигналів;

5) *адаптивний* – автоматично обирає структуру або параметри системи керування при зміні умов роботи машини з метою вироблення оптимального режиму.

За **родом передавального пристрою** буває:

1) *редукторний*, в якому електродвигун передає обертальний рух передавальному пристрою, який містить редуктор;

2) *без редукторний*, в якому здійснюється передача руху від електродвигуна або безпосередньо робочому органу, або через передавальний пристрій, що не містить редуктор.

За **рівнем автоматизації**:

1) *неавтоматизований* електропривод, в якому управління ручне; в даний час такий привід зустрічається рідко, переважно в установках малої потужності побутової та медичної техніки і т. п.;

2) *автоматизований* електропривод, керований автоматичним регулюванням параметрів;

3) *автоматичний* електропривод, в якому керуючий вплив

виробляється автоматичним пристроєм без участі оператора.

Два останніх типи електропривода знаходять застосування в переважній більшості випадків.

Нарешті, **за родом струму** використовуються електроприводи постійного та змінного струму.

Сучасний електропривод складається з електричного двигуна, електронного перетворювача електричної енергії та системи автоматичного керування. За допомогою електроприводів приводяться до руху майже всі механізми на підприємствах, транспортні засоби, побутова техніка. Трамваї та тролейбуси, потяги, верстати та підйомні крани, пароплави та автомобілі, вентилятори та кондиціонери, пральні машини та холодильники, принтери та годинники, сканери та дисководи обладнані електроприводами. Різноманітні електроприводи (від крихітки, який обертає стрілки годинника, до гіганта розміром в два поверхи, що рухає потужний прокатний стан) споживають разом понад 60 % енергії, виробленої усіма електростанціями України. Без електроприводів неможливе сучасне автоматизоване виробництво.

18.3. Структура сучасного електроприводу

Принципова схема сучасного електроприводу представлена на рис. 18.1.1.

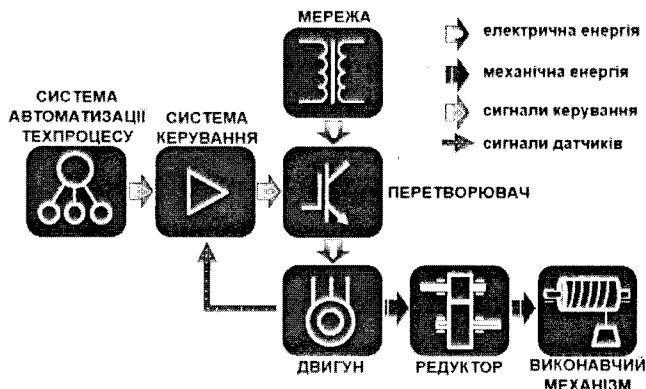


Рис. 18.1.1. Структура електроприводу

Мережа електропостачання – є джерелом електричної енергії.

Перетворювач електричної енергії використовується для керування потоком електричної енергії, що поступає від мережі до двигуна. Керуючи електричною енергією, перетворювач дозволяє керувати швидкістю двигуна.

Сучасні перетворювачі виготовляються на базі потужних напівпровідникових елементів.

Система керування входить до складу перетворювача і являє собою мікропроцесорну систему, запрограмовану спеціальними законами стабілізації швидкості двигуна.

Двигун – це перетворювач електричної енергії в механічну. Окрім класичних двигунів, вал яких виконує обертальний рух, існують лінійні двигуни, рухлива частина яких рухається лінійно.

Редуктор використовується для зміни параметрів механічної енергії (зменшення швидкості та підвищення крутного моменту).

Виконавчий механізм – механізм, який безпосередньо виконує корисну роботу (підйом вантажу, рух транспорту, обертання вентилятора тощо).

Система автоматизації – комп'ютеризований пристрій, який керує роботою виконавчого механізму. Керування відбувається шляхом розрахунку завдання на поточну швидкість. Завдання на швидкість подається на систему керування перетворювача електричної енергії.

18.4. Структура гідроприводу

Гідравлічний привод – сукупність гідроапаратури і гідроліній для приведення в дію робочих органів машин та механізмів за допомогою потенціальної енергії рідини, що перебуває під тиском. При цьому енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини.

Гідропривод є свого роду «гідрравлічною вставкою» між приводним двигуном і навантаженням (машиною або механізмом) та виконує ті ж функції, що і механічні передачі (редуктор, пасова передача, кривошипний механізм тощо).

Базовими елементами гідроприводу є *насос* і *гідродвигун*.

Насос є джерелом гідрравлічної енергії, а *гідродвигун* – її споживачем, тобто перетворює гідрравлічну енергію в механічну.

Управління рухом вихідних ланок гідродвигунів здійснюється або за допомогою регулюючої гідроапаратури: дроселів, гідророзподільників та ін., або шляхом регулювання самого гідродвигуна і/або насоса.

Також, обов'язковою складовою частиною гідроприводу є гідролінії – жорсткі та гнучкі трубопроводи якими рідина переміщається у гідросистемі.

Для підтримання роботи гідроприводу у переважній більшості гідросистем встановлюється *допоміжна апаратура*: масляні фільтри, системи охолодження, гідроакумулятори, гідробаки та ін.

Види гідроприводів

За *принципом роботи* гідроприводи бувають об'ємними (гідростатичними), гідродинамічними і змішаними:

- у гідродинамічних приводах використовується в основному кінетична енергія потоку рідини;
- у об'ємних гідроприводах використовується потенційна енергія тиску робочої рідини;
- у змішаних гідроприводах поєднуються властивості перших двох видів.

За *характером руху вихідної ланки* гідродвигуна гідрравлічні приводи поділяються на:

- гідроприводи обертового руху (гідродвигуном служить *гідромотор*);
- гідроприводи поступального руху (гідродвигуном служить у переважній більшості *гідроциліндр*);
- гідроприводи поворотного руху (гідродвигуном служить *поворотний гідродвигун*).

За *схемою циркуляції рідини* у приводі:

- гідропривод із замкнутою схемою циркуляції, у якому робоча рідина від гідродвигуна одразу повертається у всмоктувальну гідролінію насоса;
- гідропривод з розімкненою системою циркуляції, у якому робоча рідина знаходиться у гідробаку і постійно контактує з атмосферою.

Гідропривод із замкнутою циркуляцією робочої рідини компактний, має невелику масу і допускає велику частоту обертання ротора насоса без небезпеки виникнення кавітації, оскільки в такій системі у всмоктувальній лінії тиск завжди вищий за атмосферний. До недоліків слід віднести погані умови для охолодження робочої рідини, а також необхідність зливу робочої рідини та заповнення гідросистеми при заміні або ремонті гідроапаратури.

Переваги розімкненої схеми – хороші умови для охолодження і очищення робочої рідини. Проте такі гідроприводи громіздкі і мають велику масу, а частота обертання ротора насоса обмежується швидкостями руху робочої рідини, що допускаються (з умов безкавітаційної роботи насоса), у всмоктуючому трубопроводі.

За можливостями і *видом регулювання* гідропривод може бути нерегульованим і регульованим, останній у свою чергу буває:

- об'ємного регулювання;
- дросельного регулювання.

За *задачами регулювання*, гідроприводи бувають:

- стабілізаційні;
- слідкувальної дії;
- програмного керування.

Переваги гідроприводів

Значне поширення гідроприводів у різних галузях зумовлюється низкою істотних переваг, до яких у першу чергу належать:

- можливість отримання великих сил та обертальних моментів при порівняно малих розмірах та масі гідродвигунів;
- передача великих потужностей при малій масі гідроприводу;
- плавність рухів вихідних ланок;
- можливість безступінчастого регулювання швидкості у широкому діапазоні;
- мала інерційність;
- простота керування та автоматизації;
- висока експлуатаційна надійність та стійкість до перевантажень;
- простота реалізації основних видів рухів: обертального, зворотно-поступального і зворотно-поворотного.

Недоліки гідроприводів

При незаперечних високих якостях гідравлічного приводу слід відзначити і властиві йому недоліки:

- гідроприводи поступаються електричним у відстані транспортування енергії від джерела до споживача та швидкості передачі командних сигналів;
- у гідроприводах актуальним є питання забезпечення герметичності порожнин, що знаходяться під тиском;
- чутливість до в'язкості робочої рідини, котра у свою чергу залежить від температури;
- нижчий ККД у порівнянні з механічними передачами у приводах.

Застосування гідроприводів

Гідропривод застосовується для здійснення як головних, так і допоміжних рухів і приводу робочих органів технологічних машин та роботів-маніпуляторів, затискних, фіксуючих, транспортних пристроїв.

Широко застосовують гідроприводи в літальних апаратах.

Порівняння аналогій функцій гідравлічних та механічних приводів наведено на рис. 18.2.

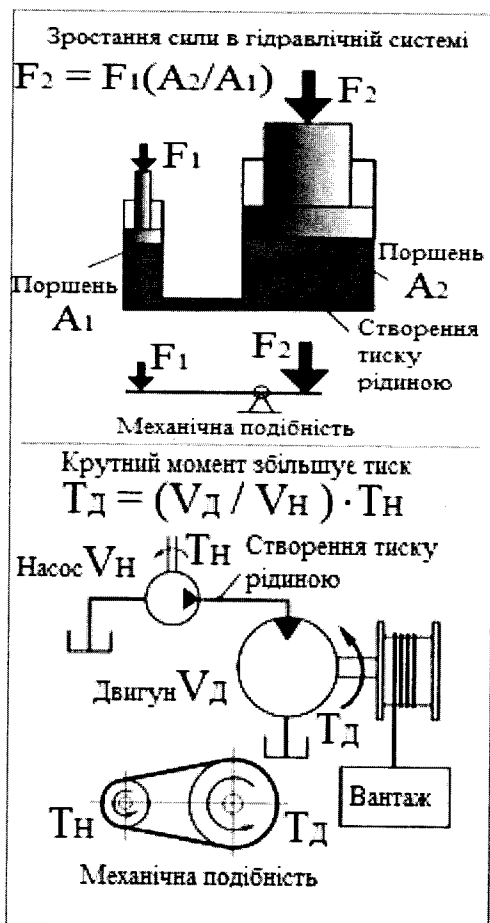


Рис. 18.2. Аналогії функцій гідравлічних та механічних приводів

A – площа поперечного перерізу поршня,
 V – об'єм,
 T – крутний момент,
 F – сила

18.5. Пневмопривод

Пневматичний привод (рис. 18.3) – привод, до складу якого входить пневматичний механізм з одним чи більше об'ємними пневмодвигунами, призначений для передавання, керування та розподілу енергії робочим газом під тиском. Класифікація пневматичного приводу наведена у додатку 12.

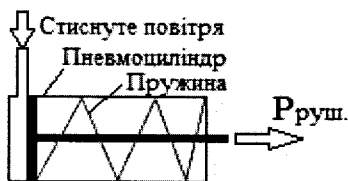


Рис. 18.3. Схема пневматичного приводу односторонньої дії

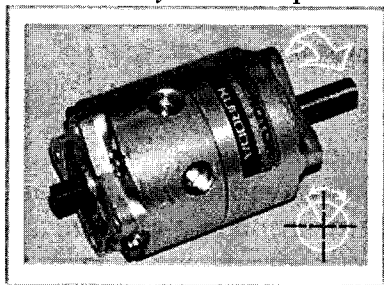
В залежності від характеру руху вихідної ланки пневмодвигуна (вала чи штока), і відповідно, характеру руху робочого органу пневмопривод може бути обертальної, поворотної або лінійної зворотно-поступальної дії.

Пневмоприводи обертальної дії

До цієї групи входять пневмоприводи, які у якості двигуна використовують *пневмодвигуни* з обертальним рухом вихідного вала – *пневмомотори*. Практичне застосування знайшли пластинчасті, шестеренні та поршневі пневмомотори.

Пневмоприводи поворотної дії

У цих приводах використовуються поворотні *пневмодвигуни* із зворотно-обертальним рухом вихідної ланки -



поворотного вала, що має обмежений кут повороту (рис. 18.4). У залежності від конструкції вони можуть бути шибєрними або поршневими, плунжерними, мембранними у поєднанні з різними передачами (важільними, зубчасто-рейковими і т.п.).

Рис. 18.4. Вигляд пневмодвигуна поворотної дії

Пневмоприводи лінійної зворотно-поступальної дії

Сюди відносяться приводи що базуються на *поршневих* та *плунжерних пневмоциліндрах*, *мембранних* та *сильфонних камерах* з прямолінійним зворотно-поступальним рухом вихідного штока. Вони можуть бути одно та двосторонньої дії, двох та багатопозиційними, одноступеневими і телескопічними.

У пневмоприводах односторонньої дії рухомий елемент (*поршень*, *плунжер*, *опорний диск мембрани*) переміщується під дією тиску повітря тільки в одному напрямку. Зворотний хід виконується за рахунок дії пружини, сили тяжіння чи за допомогою іншого приводу. В приводах двосторонньої дії рухомий елемент переміщується тиском повітря як в прямому, так і в зворотному напрямках.

Переваги пневмоприводу

- на відміну від гідроприводу – відсутність необхідності повертати робоче тіло (повітря) назад до компресора;
- менша вага робочого тіла в порівнянні з гідроприводом і менша вага виконавчих пристроїв у порівнянні з електричними;
- простота конструкцій і висока надійність, а також простота обслуговування;
- можливість спростити систему за рахунок використання як джерело енергії балона із стислим газом, є системи, де тиск в балоні досягає 500 МПа;
- простота і економічність, обумовлені дешевизною робочого газу;
- висока швидкість спрацьовування і великі частоти обертання пневмомоторів (до декількох десятків тисяч обертів за хвилину);
- пожегобезпечність і нейтральність робочого середовища, що забезпечує можливість застосування пневмоприводу в шахтах і на хімічних виробництвах;
- порівняно з гідроприводом – здатність передавати пневматичну енергію на великі відстані (до декількох кілометрів);

- на відміну від гідроприводу, пневмопривод менш чутливий до зміни температури довкілля внаслідок меншої залежності ККД від витоків робочого середовища (робочого газу), тому зміна зазорів між деталями пневмообладнання і в'язкість робочого середовища не створюють серйозного впливу на робочі параметри пневмоприводу; це робить пневмопривод зручним для використання в гарячих цехах металургійних підприємств.

Недоліки пневмоприводу

- нагрівання і охолодження робочого газу в процесі стискування в компресорах і розширення в пневмомоторах; цей недолік обумовлений законами термодинаміки, і призводить до наступних проблем:

- обмерзання пневмосистем;

- конденсація водяної пари з робочого газу, і у зв'язку з цим необхідність його осушення;

- висока вартість пневматичної енергії в порівнянні з електричною (приблизно у 3-4 рази), що важливо, наприклад, при використанні пневмоприводу в шахтах;

- нижчий ККД, ніж у гідроприводу;

- низькі точність спрацювання і плавність ходу, складність забезпечення заданого закону руху вихідної ланки пневмодвигуна;

- погані умови змащування поверхонь тертя рухомих елементів пневматичних пристроїв та потреба захисту від корозії;

- можливість вибухового розриву трубопроводів і виробничого травматизму, через що в промисловому пневмоприводі застосовуються невеликі тиски робочого газу (звичайний тиск в пневмосистемах не перевищує 1 МПа, хоча відомі пневмосистеми з робочим тиском до 7 МПа – наприклад, на атомних електростанціях), і, як наслідок, зусилля на робочих органах значно менші порівняно з гідроприводом). Там, де такої проблеми немає (на ракетах і літаках) або розміри систем невеликі, тиски можуть досягати 20 МПа і навіть вище.

18.6. Загальні поняття про мехатронний привод

До складу традиційної мехатронної машини входять наступні основні компоненти:

- механічні пристрої, кінцевою ланкою яких є робочий орган;
- блок приводів, що включає силові перетворювачі і силові двигуни;
- пристрої комп'ютерного керування, рівнем для яких є людина, або інша ЕОМ, що входить в комп'ютерну мережу;
- сенсорні пристрої, призначені для збирання і передачі пристрою керування інформації про фактичний стан блоків машини і рух мехатронної системи.

Таким чином, наявність трьох обов'язкових частин: електромеханічної, електронної, комп'ютерної, зв'язаних

енергетичними і інформаційними потоками є першою ознакою, що відрізняє мехатронну систему (рис. 18.5).

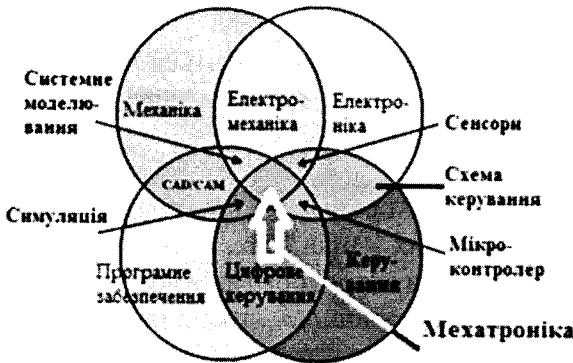


Рис. 18.5.
Склад мехатронної системи (МС)

Для фізичної реалізації мехатронної системи теоретично необхідно 4 основних функціональних блоки (рис. 18.6):

- *інформаційно-електричний* функціональний перетворювач (ФП), що знаходиться у прямому ланцюзі виконавчого механізму (ВМ) і який включає в себе контролер керування рухом і силовий електричний перетворювач,
- *електромеханічний* ФП, що знаходиться в прямому ланцюзі ВМ і включає в себе електродвигун і механічний передавальний пристрій,

- *електро-інформаційний* ФП, що знаходиться в ланцюгу зворотного зв'язку ВМ і включає в себе датчики напруги і струму силового перетворювача,

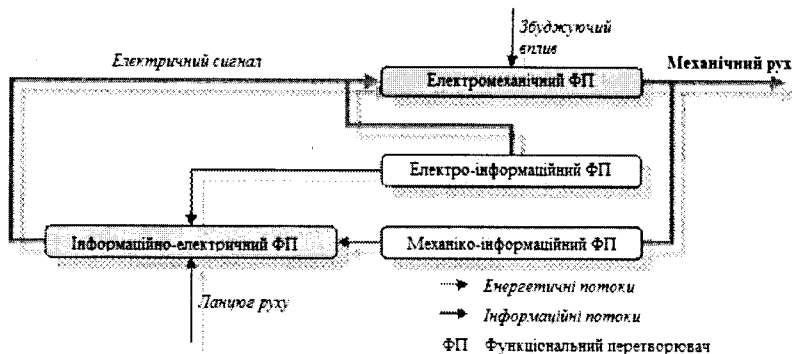


Рис. 18.6. Блок-схема мехатронної системи

- *механіко-інформаційний* ФП, що знаходиться в ланцюгу зворотного зв'язку ВМ і включає в себе датчики переміщення, швидкості, прискорення, моменту, сили.

Якщо робота обладнання основана на гідравлічних, пневматичних або комбінованих процесах, то необхідні відповідні перетворювачі і датчики зворотного зв'язку.

Мехатроніка є навчально-технічною дисципліною, яка вивчає побудову електромеханічних систем нового покоління, що мають принципово нові якості і, часто, рекордні параметри. Зазвичай мехатронна система є об'єднанням власне електромеханічних компонентів з новітньою силовою електронікою, які керуються за допомогою різних мікроконтролерів, ПК або інших обчислювальних машин. При цьому система в істинно мехатронному підході, не дивлячись на використання стандартних компонентів, будується якомога більш монолітно, конструктори стараються об'єднати всі частини системи в одне без використання зайвих інтерфейсів між модулями. Це дає скорочення масо габаритних показників, підвищення надійності системи і інші переваги. Люба система, що керує групою приводів може вважатися мехатронною.

Інколи система містить принципово нові з конструкторської точки зору вузли, такі як електромагнітні підвіси, що замінюють звичайні підшипникові вузли.

Узагальнена схема мехатронної системи з комп'ютерним керуванням руху наведена на рис. 18.7.

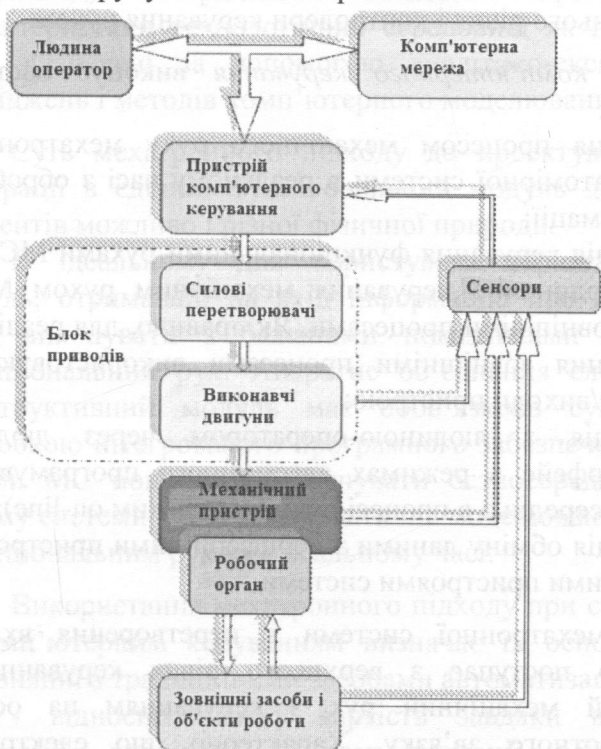


Рис. 18.7. Узагальнена схема мехатронної системи з комп'ютерним керуванням руху

Електромеханічна частина включає механічні ланки і передачі, робочий орган, електродвигуни, сенсори і додаткові електротехнічні елементи (гальма, муфти). Механічне влаштування призначено для перетворення руху ланок в потрібні рухи робочого органу.

Електронна частина складається з мікроелектронних пристроїв, силових перетворювачів і електроніки вимірюючих ланцюгів.

Сенсори призначені для збору даних про фактичний стан зовнішнього середовища і об'єктів робіт, механічного пристрою і блоку приводів з подальшою первинною обробкою і передачею цієї інформації в пристрій комп'ютерного керування (ПКК).

До складу ПКК мехатронної системи зазвичай входять комп'ютер верхнього рівня і контролери керування рухом.

Пристрій комп'ютерного керування виконує наступні основні функції:

- керування процесом механічного руху мехатронного модуля або багатомірної системи в реальному часі з обробкою сенсорної інформації;

- організація керування функціональними рухами МС, яка передбачає координацію керування механічним рухом МС і супровідними зовнішніми процесами. Як правило, для реалізації функції керування зовнішніми процесами використовуються дискретні входи/виходи пристрою;

- взаємодія з людиною-оператором через людино-машинний інтерфейс в режимах автономного програмування (off-line) і безпосередньо в процесі руху МС (режим on-line);

- організація обміну даними з периферійними пристроями, сенсорами і іншими пристроями системи.

Задачею мехатронної системи є перетворення вхідної інформації, що поступає з верхнього рівня керування, в цілеспрямований механічний рух з керуванням на основі принципу зворотного зв'язку. Характерно, що електрична енергія (рідше гідравлічна або пневматична) використовується в сучасних системах як проміжна енергетична форма.

Розглядаючи узагальнену структуру машин з комп'ютерним керуванням, орієнтованих на задачі автоматизації технологічного процесу слід відмітити їх зв'язок із зовнішнім середовищем, яке створює збуджуючий вплив на робочий орган. Прикладами таких впливів можуть служити сили опору (різання, пресування, переміщення, контактні сили і моменти сил при перемішуванні, тощо).

Зовнішні середовища можна розділити на два основних класи: *детерміновані* і *не детерміновані*. До детермінованих

відносять середовища, для яких параметри збуджуючих впливів і характеристики об'єктів робіт можуть бути заздалегідь визначені з необхідною для проектування МС степінню точності. Деякі середовища є не детерміновані по своїй природі (наприклад, екстремальні випадки окремих процесів). Характеристики технологічних середовищ як правило можуть бути визначені за допомогою аналітико-експериментальних досліджень і методів комп'ютерного моделювання.

Суть мехатронного підходу до проектування полягає в інтеграції в єдиний функціональний модуль двох або більше елементів можливо і різної фізичної природи.

В ідеальному для користувача варіанті мехатронний модуль, отримавши на вхід інформацію про мету керування, буде виконувати з бажаними показниками якості заданий функціональний рух. Апаратне об'єднання елементів в один конструктивний модуль має обов'язково супроводжуватися розробкою інтегрованого програмного забезпечення. Програмні засоби МС повинні забезпечувати безпосередній перехід від задуму системи через її математичне моделювання до керування функціональним рухом в реальному часі.

Використання мехатронного підходу при створенні машин з комп'ютерним керуванням визначає їх основні переваги в порівнянні з традиційними засобами автоматизації:

- відносно низьку вартість завдяки високій степені інтеграції, уніфікації і стандартизації всіх елементів і інтерфейсів;

- високу якість реалізації складних і точних рухів внаслідок використання методів інтелектуального керування;

- високу надійність, довговічність і перешкодозахищеність;

- конструктивну компактність модулів (до мініатюризації в мікромашинах),

- покращені масогабаритні і динамічні характеристики машин внаслідок спрощення кінематичних ланцюгів;

- можливість комплектування функціональних модулів у складні системи і комплекси під конкретні задачі виробництва.

Один із основних принципів мехатронного підходу до створення виконавчих механізмів нового покоління полягає у *переносі функціонального навантаження* від механічних вузлів до інтелектуальних (електронних, комп'ютерних і інформаційних) компонентів, які значно легше перепрограмувати під нові задачі і в даний час відносно недорогі. До переліку таких задач відносяться зміна і розширення діапазонів регулювання швидкостей, прискорень і моментів, що розвиваються виконавчими механізмами; координація керування просторовим переміщенням певного виконавчого пристрою з керуванням різними зовнішніми пристроями, наприклад, конвеєрами і завантажувальними пристроями.

Для інтелектуальних мехатронних пристроїв характерний принцип *модульності*. Класичними стандартними модулями, з яких можуть бути виконані інтелектуальні модулі (електромашинні) ІМ, є наступні:

1. *Двигун* – електричний двигун, що перетворює електричну енергію в механічну. До таких модулів відносяться асинхронні трифазні двигуни, виконавчі асинхронні мікродвигуни, виконавчі двигуни постійного струму, синхронні шагові двигуни.

2. *Силовий перетворювач* – джерело електричної енергії для двигуна, що керується. Вхід і вихід у цих модулях електричний; до їх переліку відносять випрямлячі, які керуються, широтно-імпульсні перетворювачі, перетворювачі частоти, електронні і магнітні підсилювачі потужності змінного струму.

3. *Передаючі пристрої* – механічні пристрої для з'єднання вала двигуна з органом об'єкта керування, що регулюється. Вхід і вихід у таких модулях механічний; до їх переліку відносяться муфти, кінематичні механізми типу редукторів і гальмівні пристрої.

4. *Датчик* – вимірвальний перетворюючий пристрій для перетворення механічних величин (швидкості, переміщення) в електричний сигнал. В якості вимірвачів швидкості і переміщення в датчиках широко використовують тахогенератори, поворотні трансформатори, сельсини.

5. *Контролер* – мікропроцесорна система, призначена для керування силовим перетворювачем з метою реалізації потрібного режиму роботи двигуна, відповідно потрібного закону переміщення органу об'єкта керування, що регулюється. Вхід і вихід таких модулів електричний; обмін інформацією контролера з силовим перетворювачем, датчиком і, при необхідності, вище розміщеною керуючою ЕОМ здійснюється на основі стандартних інтерфейсів.

Об'єднання модулів КОНТРОЛЕР + СИЛОВИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ + ДВИГУН + МЕХАНІЗМ + ДАТЧИК при наявності необхідного програмного забезпечення КОНТРОЛЕРА і представляє собою *інтелектуальний мехатронний виконавчий механізм* (ІМВМ).

Першими мехатронними модулями електромашинних ВМ стали модулі руху типу «мотор-редуктор», які представляють собою компактне конструктивне об'єднання електродвигуна і редуктора. Зменшуються габаритні розміри ВМ, відсутність з'єднувальних муфт спрощується монтаж і наладка ВМ, покращуються його динамічні характеристики і властивості точності. Подальше конструктивне об'єднання цих модулів з пристроями датчиків, що вимірюють швидкості і переміщення привело до створення *мехатронних модулів руху* для інтелектуальних ВМ.

Класифікація приводів виконавчих механізмів мехатронної системи показана на рис. 18.8.



Рис. 18.8

Автоматизація технологічних процесів і виробництв неможлива без використання різних приводів, які включають в себе: виконавчі механізми, що визначаються технологічним процесом, двигуни і систему керування двигунами. В приводах систем керування МС (технологічних машин, машин-автоматів МА, тощо) використовують виконавчі двигуни, що значно відрізняються по фізичним ефектам.

Реалізація таких фізичних ефектів як *магнетизм* (електродвигуни), *гравітація* у вигляді перетворення гідравлічних і повітряних потоків в механічний рух; *електроліз* (ємкісні двигуни) в сукупності з новітніми досягненнями в галузі мікропроцесорної техніки дозволяє створювати сучасні приводні системи (ПС) з покращеними технічними характеристиками.

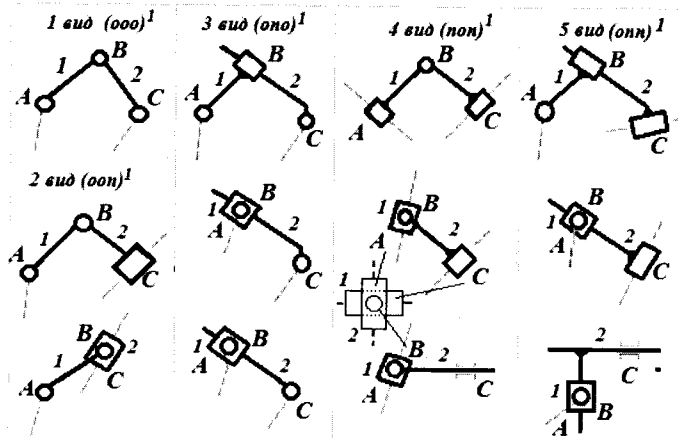
Зв'язок силових параметрів привода (крутний момент, зусилля) з кінематичними параметрами (кутова швидкість вихідного вала, швидкість лінійного переміщення штока ВМ) визначається механічними характеристиками електро-, гідро-, пневмо- і інших приводів, в сукупності або окремо вирішуючи задачі руху (робочого, холостого ходу) механічної частини МС (технологічного обладнання). При цьому, якщо вимагається регулювання вихідних параметрів машини (силових, швидкісних, енергетичних), то механічні характеристики двигунів (приводів) мають доцільно видозмінюватися в результаті керування пристроями регулювання, наприклад, рівня напруження живлення, струму, тиску, витрат рідини або газу.

Простота формування механічних рухів безпосередньо з електричної енергії в приводних системах з електричним двигуном, тобто в електромеханічних системах ЕМС, зумовлює ряд переваг такого приводу перед гідравлічними і пневматичними приводами. В даний час електродвигуни постійного і змінного струму виготовляються від десятих долей вата до десятків мегават, що дозволяє забезпечити попит на них (за потрібною потужністю) для вирішення різноманітних задач промисловості.

Запитання для самоконтролю

1. Призначення приводу та його складові.
2. Види приводів.
3. Складові електромеханічного приводу.
4. Переваги та недоліки електромеханічного приводу.
5. Які складові електромеханічного, гідравлічного, пневматичного приводу?
6. Переваги та недоліки гідравлічного приводу.
7. Особливості використання пневматичного приводу.
8. Переваги та недоліки пневматичного приводу.
9. Наведіть класифікацію електромеханічного приводу.
10. В чому полягає відмінність мехатронного приводу від звичайних приводів?
11. Які складові мехатронної системи?
12. В чому полягає задача мехатронної системи?
13. Наведіть узагальнену схему мехатронної системи з комп'ютерним керуванням руху.
14. Який принцип мехатронного підходу для створення виконавчих механізмів нового покоління?
15. Які складові інтелектуального мехатронного виконавчого механізму?

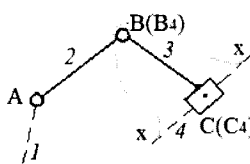
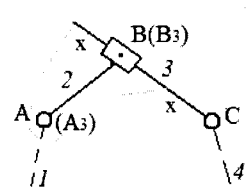
Модифікація груп Ассур II класу другого порядку



Примітка. ¹*o, n* – обертальна, поступальна кінематичні пари.

Кінематичний аналіз груп Ассур II класу методом планів

Вид, конфігурація групи, рівняння для побудови планів швидкостей і для визначення кутових швидкостей	Рівняння для побудови планів прискорень і для визначення кутових прискорень
<p style="text-align: center;">1</p> <p>1 вид</p> $\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} & \vec{V}_{BA} \perp AB \\ \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} & \vec{V}_{BC} \perp BC \end{cases}$ $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}; \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{BC}$	<p style="text-align: center;">2</p> $\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t; & \vec{a}_{BA}^t \perp AB \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t; & \vec{a}_{BC}^t \perp BC \end{cases}$ $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB; \quad a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot BC$ $\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^t}{BC}$

1	2
<p>2 ВИД</p>  $\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; & \vec{V}_{BA} \perp AB \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{C_4} + \vec{V}_{BB_4}; \end{cases}$ $\vec{V}_C = \vec{V}_{C_4} + \vec{V}_{CC_4}; \quad \vec{V}_{CC_4} = \vec{V}_{BB_4}$ $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}; \quad \omega_3 = \omega_4$	$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r; & \vec{a}_{BA}^r \perp AB \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B_4} + \vec{a}_{BB_4}^k + \vec{a}_{BB_4}^r; \end{cases}$ $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB; \quad a_{BB_4}^k = 2 \omega_4 \cdot V_{BB_4}$ $\vec{a}_C = \vec{a}_{C_4} + \vec{a}_{CC_4}^k + \vec{a}_{CC_4}^r$ $a_{CC_4}^k = a_{BB_4}^k; \quad a_{CC_4}^r = a_{BB_4}^r$ $\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4$
<p>3 ВИД</p>  $\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A_3A}; & \vec{V}_{A_3A} \parallel xx \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{A_3C}; & \vec{V}_{A_3C} \perp AC \end{cases}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_{B_3} + \vec{V}_{BB_3}; \quad \vec{V}_{BB_3} = \vec{V}_{AA_3}$ $\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_{A_3C}}{AC}; \quad \vec{V}_{AA_3} = -\vec{V}_{A_3A}$	$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_A + \vec{a}_{A_3A}^k + \vec{a}_{A_3A}^r; & \vec{a}_{A_3A}^r \parallel xx \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{A_3C}^n + \vec{a}_{A_3C}^r; & \vec{a}_{A_3C}^r \perp AC \end{cases}$ $a_{A_3A}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{A_3A}; \quad a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB$ $\vec{a}_B = \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{BB_3}^k + \vec{a}_{BB_3}^r$ $a_{BB_3}^k = a_{AA_3}^k = -a_{A_3A}^k$ $a_{BB_3}^r = a_{AA_3}^r = -a_{A_3A}^r; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3C}^r}{AC}$

1	2
<p>4 вид</p> <p> $\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_{B_1} + \bar{V}_{BB_1}; & \bar{V}_{BB_1} \parallel xx \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{B_4} + \bar{V}_{BB_4}; & \bar{V}_{BB_4} \parallel yy \end{cases}$ $\bar{V}_A = \bar{V}_{A_1} + \bar{V}_{AA_1}; \quad \bar{V}_{AA_1} = \bar{V}_{BB_1}$ $\bar{V}_C = \bar{V}_{C_4} + \bar{V}_{CC_4}; \quad \bar{V}_{CC_4} = \bar{V}_{BB_4}$ $\omega_2 = \omega_1; \quad \omega_3 = \omega_4$ </p>	$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{BB_1}^k + \bar{a}_{BB_1}^r; & \bar{a}_{BB_1}^r \parallel xx \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{B_4} + \bar{a}_{BB_4}^k + \bar{a}_{BB_4}^r; & \bar{a}_{BB_4}^r \parallel yy \end{cases}$ $a_{BB_1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{BB_1}; \quad a_{BB_4}^k = 2\omega_4 \cdot V_{B_4}$ $\bar{a}_A = \bar{a}_{A_1} + \bar{a}_{AA_1}^k + \bar{a}_{AA_1}^r; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_1$ $\bar{a}_{AA_1}^k = \bar{a}_{BB_1}^k; \quad \bar{a}_{AA_1}^r = \bar{a}_{BB_1}^r$ $\bar{a}_C = \bar{a}_{C_4} + \bar{a}_{CC_4}^k + \bar{a}_{CC_4}^r; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4$ $\bar{a}_{CC_4}^k = \bar{a}_{BB_4}^k; \quad \bar{a}_{CC_4}^r = \bar{a}_{BB_4}^r$
<p>5 вид</p> <p> $\begin{cases} \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_A + \bar{V}_{AA_3}; & \bar{V}_{AA_3} \parallel xx \\ \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_4} + \bar{V}_{AA_3}; & \bar{V}_{AA_3} \parallel yy \end{cases}$ $\bar{V}_B = \bar{V}_{B_3} + \bar{V}_{BB_3}; \quad \bar{V}_{BB_3} = \bar{V}_{AA_3}$ $\bar{V}_C = \bar{V}_{C_4} + \bar{V}_{CC_4}; \quad \bar{V}_{CC_4} = \bar{V}_{AA_3}$ $\omega_2 = \omega_3 = \omega_4$ </p>	$\begin{cases} \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_A + \bar{a}_{AA_3}^k + \bar{a}_{AA_3}^r; & \bar{a}_{AA_3}^r \parallel xx \\ \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_4} + \bar{a}_{AA_3}^k + \bar{a}_{AA_3}^r; & \bar{a}_{AA_3}^r \parallel yy \end{cases}$ $a_{AA_3}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{AA_3}; \quad \bar{a}_{CC_4}^k = \bar{a}_{AA_3}^k$ $a_{AA_3A_4}^k = 2 \cdot \omega_4 \cdot V_{AA_3A_4}; \quad \bar{a}_{CC_4}^r = \bar{a}_{AA_3A_4}^r$ $\bar{a}_C = \bar{a}_{C_4} + \bar{a}_{CC_4}^k + \bar{a}_{CC_4}^r$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B_3} + \bar{a}_{BB_3}^k + \bar{a}_{BB_3}^r$ $\bar{a}_{BB_3}^k = \bar{a}_{AA_3}^k = -\bar{a}_{AA_3A_4}^k;$ $\bar{a}_{BB_3}^r = \bar{a}_{AA_3}^r = -\bar{a}_{AA_3A_4}^r$ $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4$

Модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів

Матеріал	Модуль пружності, МПа		Коефіцієнт Пуассона μ
	E , МПа	G , МПа	
Сталі	$(2,0... 2,2) \cdot 10^5$	$(8,0... 8,1) \cdot 10^4$	0,24...0,30
Чавун сірий, білий	$(1,15... 1,6) \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^4$	0,23...0,27
Мідь	$(1,1... 1,3) \cdot 10^5$	$(4,0... 4,9) \cdot 10^4$	0,31...0,34
Бронза	$1,15 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^4$	0,32...0,35
Латунь	$(0,91... 0,99) \cdot 10^5$	$(3,5... 3,7) \cdot 10^4$	0,32...0,42
Алюміній	$0,69 \cdot 10^5$	$(2,6... 2,7) \cdot 10^4$	0,32...0,36
Дуралюмін	$0,71 \cdot 10^5$	$2,7 \cdot 10^4$	-
Свинець	$0,17 \cdot 10^5$	$0,70 \cdot 10^4$	0,42
Скло	$0,56 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^4$	0,25
Мармур	$0,56 \cdot 10^5$	-	-
Бетон	$(0,15... 0,23) \cdot 10^5$	-	0,16...0,18
Каучук	$0,00008 \cdot 10^5$	-	0,47
Текстоліт	$(0,06... 0,1) \cdot 10^5$	-	-
Дерево вздовж, поперек волокон	$(0,1... 0,12) \cdot 10^5$ $(0,005... 0,01) \cdot 10^5$	$0,055 \cdot 10^4$ -	- -

Границі міцності деяких матеріалів

Матеріал	Границя міцності, $\sigma_{мц}$ МПа, при	
	розтягуванні	стисканні
Чавун сірий: звичайний	140 - 180	600 - 1000
мілко зернистий	210 - 250	до 1400
Текстоліт	85 - 100	130 - 250
Фанера	130	115
Сосна вздовж волокон (при 15 % вологості)	80	40
Камінь граніт	3	120 - 260
Бетон	-	5 - 35

Механічні характеристики деяких матеріалів

Матеріал	Характеристика				
	E , ГПа*	σ_m , МПа	σ_s , МПа	δ , %	ψ , %
Сталь Ст.3	200	240/240	450/-	26	50
Сталь 15	200	230/230	350/-	28	55
Сталь 45	200	360/360	610/-	16	45
Сталь 30ХГСА	200	950/950	1200/-	13	50
Чавун СЧ15-32	150	-	150/640	0,6	-
Мідь пруткова	110	250/250	320/-	15	45
Дюралюмін Д16	75	240/240	420/-	18	-
Текстоліт	30	75/115	127/168	1,5	-

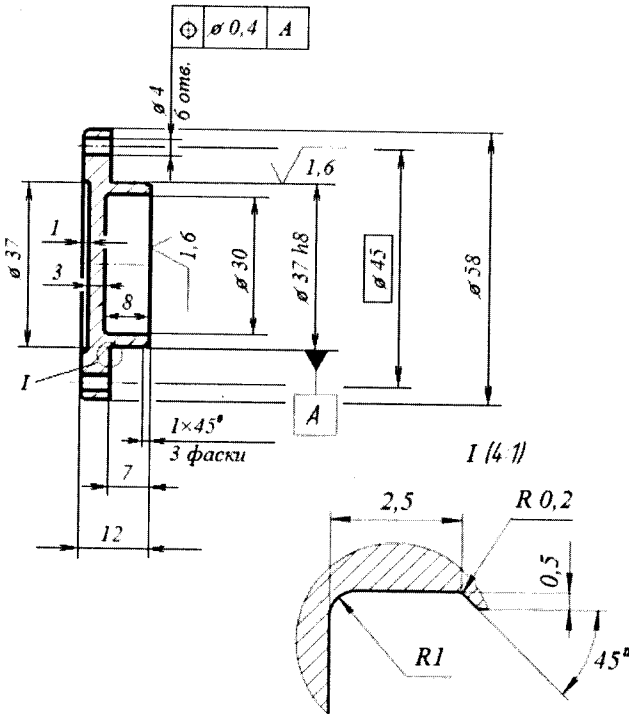
Примітка. В знаменнику вказана відповідна характеристика при стисканні.

*1 ГПа = 10^9 Па = 10^6 МПа.

Триботехнічні характеристики матеріалів вкладишів підшипників ковзання

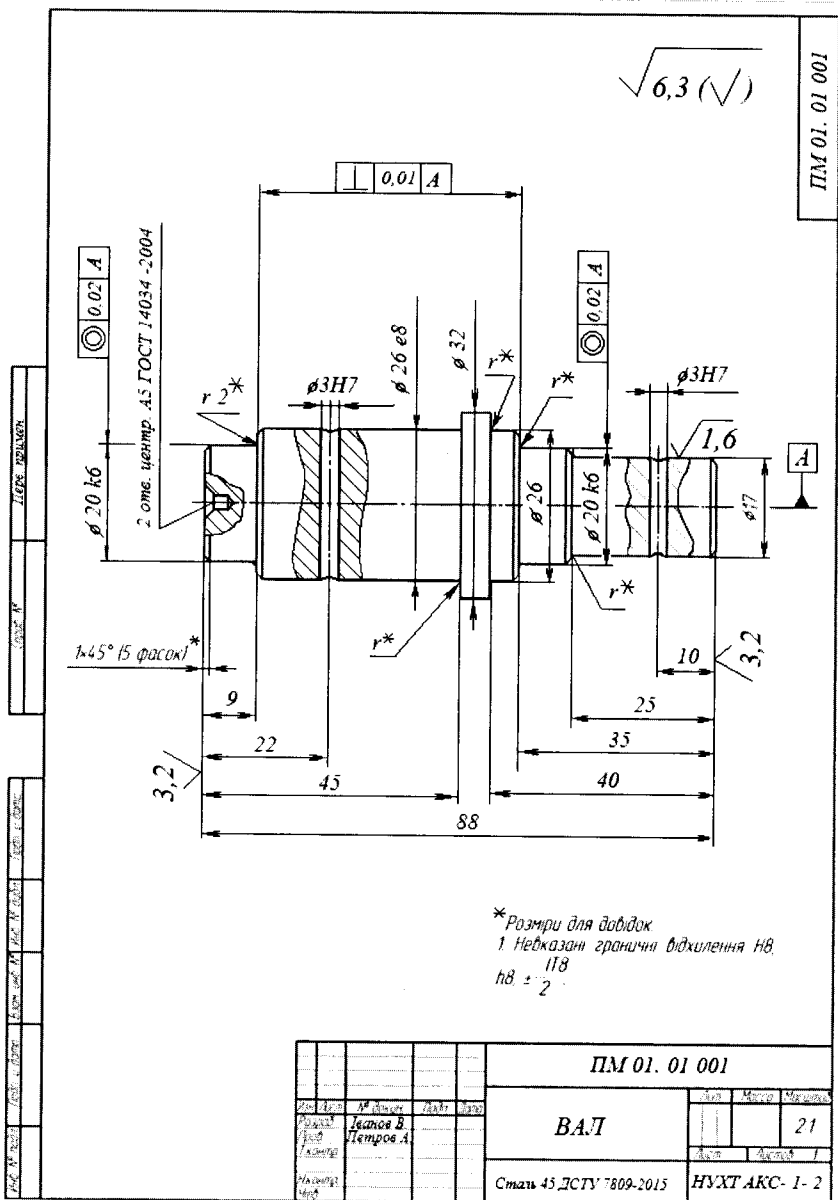
Матеріал вкладиша	Тиск [p], МПа	Значення [p·v], МПа·м / с
Чавун АЧК-1	0,5	2,5
Чавун АЧВ-2	12	12
Бронза БрА9Ж3	15	12
Бабіт Б16	15	10

√ 6.3 (✓)

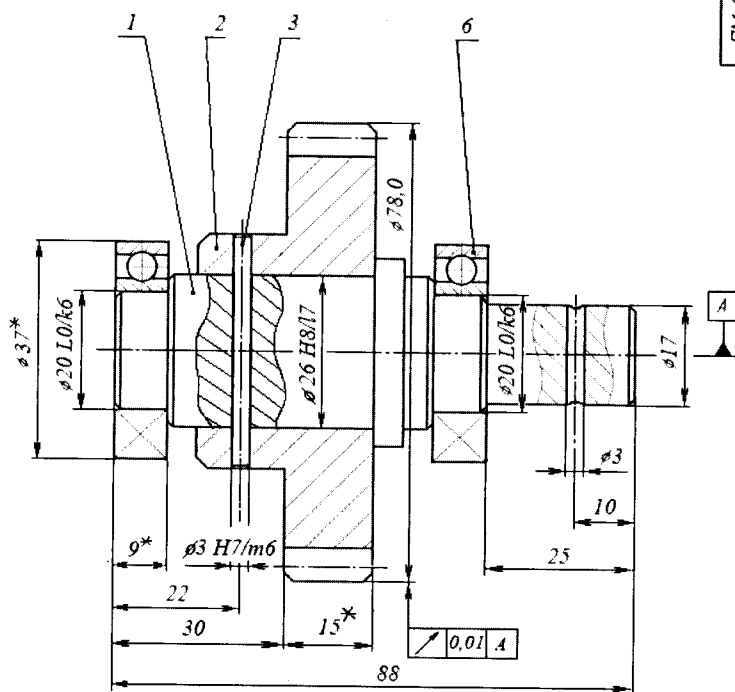


1. Невказані радіуси 2мм тах
2. Невказанні межові відхилення розмірів поверхнь отворів $+t_2$, валів $-t_2$, інших $\pm t_2/2$; поверхнь $\sqrt{\pm t_3/2}$ по ГОСТ 25670-83

Лист	№ докум	Подп	Дата	ПМ 01.01.012		
Кришка	Іванов В.			Лист	Масса	Масштаб
Петров А.						11
І контр				Лист	Листов 1	
Нконтр				СЧ18 ДСТУ 1412-2008		НУХТ АКС - 1 - 2
Утв				Копіювал		Формат А4



ПМ 01.01.000 СК

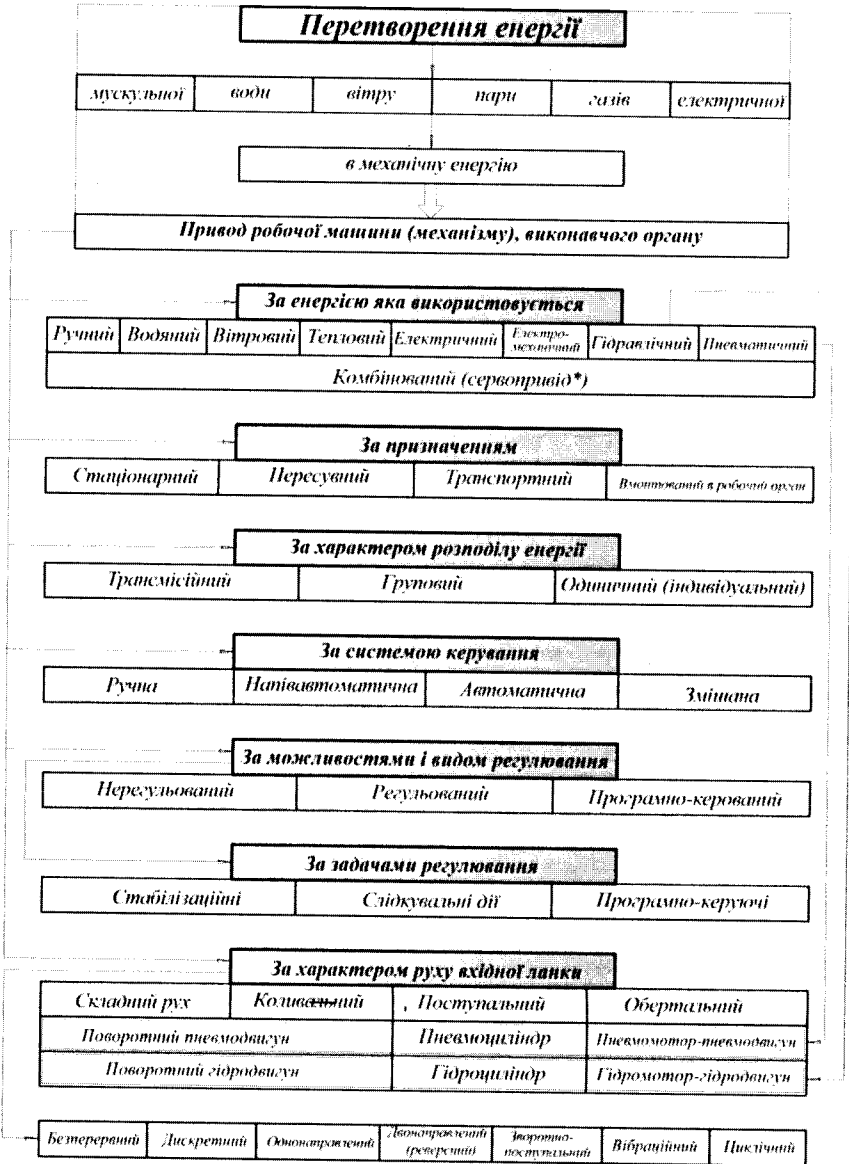


* Розміри для довідок.
 1. Невказані граничні відхилення НВ,
 НВ, ± 2

Зроблено	Лисенко В. В.
Перевірено	Петров А. А.
Вибрано	
Затверджено	
Дата	

				ПМ 01.01.000 СК		
Лист	Маса	Механізм				
		21				
Ведучий вал						
			Лист 1 / Листів 1			
			НУХТ АКС-1-2			
			Формат А3			

Перед. примеч.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						Документация			
Серия №		А4			ПМ 01.01.000 СК	Складальные кресления	1		
						Детали			
			1		ПМ 01.01.001	Вал	1		
			2		ПМ 01.01.002	Шестерня	1		
			3		ПМ 01.01.003	Штифт	1		
						Стандартные изделия			
Листы и детали			6			Подшипник 1000904 ГОСТ 8338-15	2		
Листы и детали									
Взам. инв. №									
Инв. № д/ф									
Листы и детали									
Инв. № л/д									
Разработ		Лист	№ док-м	Подп.	Дата	ПМ 01.01.000 СП			
Проект		Иванов В.	Петров А.			Ведущий вал			
Норматив						Лист	Лист	Листов	
Читб							1	1	
							НУХТ АКС-1-2		
							Копировал		
							Формат А4		



Класифікація приводів машини



Класифікація пневматичного приводу

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

- Аксіоми механіки, 12
Вал, 159
Вектор прискорення, 26
- швидкості, 25, 26
Взаємозамінність, 175
Вісь, 159
В'язі, 17
Габаритне креслення, 117
Гіпотеза, 75
Група Ассура, 49, 56
Деталь, 114
Деформація, 77, 79
- абсолютна, 82
- відносна, 82
- згину, 96
- змінання, 91, 128
- зрізу, 92, 128
- зсуву, 90
- кручення, 92
- розтягування та стискання, 82
Динаміка, 35
Діаграма розтягування, 85
Допуск, 176, 185
Жорсткість, 74, 84, 91, 94
Закон Гука, 83, 91, 93
- динаміки основний, 35
Збіжні сили, 18
З'єднання, 120
- заклепкові, 120
- зварні, 124
- різьбові, 125
- шліцьові, 129
- шпонкові, 128
- штифтові, 130
Імпульс сили, 38
Квалітет, 177
Кількість руху, 38
Кінематика, 24
Кінематична пара, 44, 47
- схема, 53
Кінематичний ланцюг, 44
Кінетична енергія, 39, 40
ККД, 71, 126
- загальний, 133
Коефіцієнт Пуассона, 82, 215
- тертя, 70
Комплекс, 114
Комплект, 114
Конструювання, 110
Коромисло, 45, 51
Креслення деталі, 117
Кривошип, 51
Кулачок, 60
Куліса, 51
Ланка, 44, 47
Машина, 43
Метод перерізів, 18, 78
Механізм, 44
- важільний, 44
- зубчастий, 45
- кулачковий, 45
- фрикційний, 45
Момент відцентровий, 23
- згину, 98
- інерції осьовий, 23
- кількості руху, 41
- крутний, 79, 93, 94, 131
- пари сил, 19
- полярний, 23
- сил інерції, 65
- сили, 15, 16
- статичний, 22
Моменти опору, 106
Муфта, 171
Навантаження, 76
Напруження, 80, 83
- дотичне, 81
- нормальне, 81
Передаточне число, 131, 135, 158

- Передача, 131, 134
 - зубчаста, 135
 - конічна, 142
 - ланцюгова, 46, 149
 - пасова, 152
 - фрикційна, 157
 - черв'ячна, 145
- Підшипник ковзання, 163
 - кочення, 167
- План положень, 54
 - прискорень, 59
 - швидкостей, 55, 59
- Повзун, 51
- Посадка, 178, 179
- Потужність, 42, 133
- Привод, 189
 - гідравлічний, 195
 - електричний, 192
 - індивідуальний, 192
 - мехатронний, 203
 - пневматичний, 200
- Принцип Д'Аламбера, 37, 66
 - Сен-Венана, 76
- Прискорення, 26, 30
 - доосьове, 31
 - Коріюліса, 33
 - кутове, 29, 58
 - обертальне, 31
- Проектування, 110
- Редуктор, 135, 195
- Рівновага, 9, 19, 21, 78
- Робота сили, 41
- Розмір, 175
 - граничний, 176
 - дійсний, 176
 - номінальний, 176
- Рух, 24, 35, 27
 - абсолютний, 33
 - відносний, 32
 - обертальний, 29
- Рух переносний, 33
 - плоско-паралельний, 32
 - рівнозмінний, 28
 - рівномірний, 28
 - складний, 32, 33
- Сила, 10, 76
 - внутрішня, 18, 63, 78
 - корисного опору, 63
 - поперечна, 98
 - рушійна, 63
 - тертя, 65, 68
- Складальна одиниця, 114
- Складальне креслення, 117
- Специфікація, 117
- Статика, 10
- Стійкість, 74
- Стояк, 47
- Схема, 117
- Теорема Жуковського, 67
 - зачеплення, 137
 - Коріюліса, 33
- Теорії міцності, 102
- Тертя, 65, 68, 69
 - ковзання, 65
 - кочення, 65, 70
- Траєкторія руху, 25
- Умова міцності, 84, 92, 95, 102, 122, 123
- Формула Ейлера, 30, 40
 - Журавського, 101
 - Чебишева, 49, 51
- Чистий зсув, 90
- Шатун, 51
- Швидкість, 25
 - абсолютна, 55
 - відносна, 55
 - колова, 132
 - кутова, 29, 56
 - лінійна, 30
- Шорсткість, 187
- Штовхач, 60

ЛІТЕРАТУРА

1. Бондаренко А. А. Теоретична механіка: підруч. Ч.1: Статика. Кінематика. / А. А. Бондаренко, О. О. Дубінін, О. М. Переяславцев. – К.: Знання, 2004. – 599 с.
2. Павлище В. Т. Прикладна механіка: навч. посіб. / В. Т. Павлище, Є. В. Харченко, А. Ф. Барвінський, Ю. Г. Горшнев. – Львів. «Інтелект-захід», 2004. – 368 с.
3. Ройзман В. П. Прикладна механіка. Опір матеріалів: навч. посіб. / В. П. Ройзман. – К.: Центр навч. Літ., 2004. – 124 с.
4. Гуліда Е. М. Прикладна механіка: підруч. / Е. М. Гуліда, Л. Ф. Дзюба, І. М. Ольховий. – Львів: Видавництво «Світ», 2007. – 384 с.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
6. Подураев Ю. В. Мехатроника. Основы, методы, применение. / Ю. В. Подураев. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 256 с.
7. Карнаухов Н. Ф. Электромеханические и мехатронные системы. / Н. Ф. Карнаухов. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 320 с.
8. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник / (за ред. проф. Соколенка А. І.) – К : Люксар, 2005. – 252 с.
9. Соколенко А. И. Справочник специалиста пищевых производств / А. И. Соколенко, А. И. Українець, В. Л. Яровой и др.; Под ред. А. И. Соколенко. – К.: Артэк, 2001. – 304 с.
10. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т., Т. 1 / В. И. Ануриев; 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И. Н. Жестковой – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с.
11. Бирюков Б.Н. В удивительном мире машин: учебн. пособ. / Б.Н. Бирюков. – О.: Наука и техника, 2012. – 296 с.

Навчальне видання

Костюк Володимир Степанович
Валіулін Геннадій Романович
Костюк Євген Володимирович

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

Навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів

Редактор
Дизайн обкладинки
Комп'ютерна верстка *Є.В. Костюк*

Підп. до друку 24.04.2018

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 13,17.
Обл.-вид арк. 17,1. Наклад 500 пр.
Зам. № 171-12В

ТОВ «Видавничий дім «КОНДОР»
Свідоцтво серія ДК № 5352 від 23.05.2017 р.
03067, м. Київ, вул. Гарматна, 29/31
тел./факс (044) 408-76-17, 408-76-25
www.condor-books.com.ua