

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет
Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА
для студентів

галузі знань: 14 «Електрична інженерія» спеціальності:
141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»
освітнього ступеня: першого (бакалаврського)

Підготувала: к.т.н., доц. Солоня Олена Василівна

1. Опис навчальної дисципліни

Найменування показників	Галузь знань, напрям підготовки, освітньо-кваліфікаційний рівень	Характеристика навчальної дисципліни	
		денна форма навчання	заочна форма навчання
Кількість кредитів – 6	Галузь знань 14 – «Електрична інженерія»	Нормативна	
Частин – 2	Спеціальність 141 – «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»	Рік підготовки:	
Індивідуальне науково-дослідне завдання		2-й	2-й
Загальна кількість годин – 180		Семестр	
		3-й	3-й
		Лекції	
Тижневих годин для денної форми навчання: аудиторних – 30 самостійної роботи студента – 28	Освітній ступінь – перший (бакалаврський)	30 год.	6
		Практичні, семінарські	
		28 год.	4
		Лабораторні	
		- год.	-
		Самостійна робота	
		122 год.	170
	Індивідуальні завдання: год.		
	Вид контролю: Іспит		

Структура навчальної дисципліни

Назви змістових модулів і тем	Кількість годин											
	денна форма						Заочна форма					
	усього	у тому числі					усьог о	у тому числі				
		л	п	лаб	інд	с.р.		л	п	лаб	інд	с.р.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Частина 1												
Тема 1. «Вступ у «Теоретичну механіку». Статика твердого тіла».	12	2	2			8	14	2				12
Тема 2: «Вступ у «Теорію механізмів і машин	16	2	4			10	14	2				12
Тема 3: «Кінематичне дослідження механізмів»	16	4	4			8	12					12
Тема 4:«Основні відомості з теорії зачеплення»	14	2	2			10	14		2			12
Тема 5:«Багатоланкові зубчасті механізми»	8	2				6	12					12
Тема 6:«Вступ у динамічний аналіз»	12	2				10	12					12
Тема 7:«Дослідження руху машинного агрегату»	12	2	2			8	12					12
Всього за частиною 1	90	16	14			60	90	4	2			84
Частина 2												
Тема 8:«Основи теорії машин та сучасного машинобудування»	16	4				12	14					14
Тема 9: «Загальні принципи конструювання деталей машин»	12	2	4			6	14	2				12
Тема 10:«Редуктори»	10		4			6	12					12
Тема 11:«Передачі з гнучкою ланкою та фрикційні передачі»	10	2				8	12					12
Тема 12:«Роз’ємні з’єднання деталей машин»	12	2				10	12					12
Тема 13. Нероз’ємні з’єднання деталей машин	10	2				8	12					12
Тема 14. «Деталі для обслуговування обертового руху»	20	2	6			12	14		2			12
Всього за частиною 2	90	14	14			62	90	2	2			86
Всього годин за навчальну дисципліну	180	30	28			122	90	6	4			170

Лекція №1 (2 год.)

Тема 1: «Вступ у «Теоретичну механіку». Статика твердого тіла»

- 1.1. Предмет та загальні поняття «Теоретичної механіки».
- 1.2. Основні задачі та аксіоми «Статики».
- 1.3. В'язі. Реакції в'язей.
- 1.4. Момент сили відносно точки.

1.1. Предмет та загальні поняття «Теоретичної механіки».

Механіка – це наука про найпростіші форми руху матерії.

Теоретична механіка – частина механіки, в якій вивчаються найбільш загальні закони руху і взаємодії матеріальних тіл.

В механіці розглядається механічний рух – рух матеріальних об'єктів у просторі і часі.

Інші види рухів: фізичний, хімічний, біологічний, суспільний.

Мета теоретичної механіки – практичне застосування загальних законів механічного руху.

Механічним рухом називається переміщення тіла по відношенню до іншого тіла, яке відбувається у просторі і часі.

Теоретична механіка складається з трьох розділів: статика, кінематика, динаміка.

Статикою називається розділ механіки, в якому вивчаються методи перетворення систем в еквівалентні системи і встановлюються умови рівноваги сил, які прикладені до твердого тіла.

Кінематикою називається розділ механіки, в якому вивчається рух матеріальних тіл в просторі з геометричної точки зору, поза зв'язком з силами, які викликають цей рух.

Динамікою називається розділ механіки, в якому вивчається рух матеріальних тіл в просторі в залежності від діючих на них сил.

Розрахункова схема – це ідеалізація як конструкції, так і її навантаження.

Матеріальна точка – тіло, яке має масу, але розмірами якого можна нехтувати (скорочено – точка).

Механічна система – сукупність матеріальних точок, рух і положення яких взаємопов'язані (скорочено – система).

Абсолютно тверде тіло – система матеріальних точок, відстань між якими є незмінною і які безперервно заповнюють деяку частину простору (скорочено – тіло).

В залежності від виду задачі і умов одне і те саме тіло можна прийняти і за точку, і за механічну систему, і за тверде тіло.

Сила – міра механічної взаємодії між тілами, внаслідок якої тіла змінюють швидкості або деформуються або одночасно і те, і інше.

Сила характеризується:

1. Точкою прикладання (т. А);
2. Напрямом;
3. Величиною (модулем).

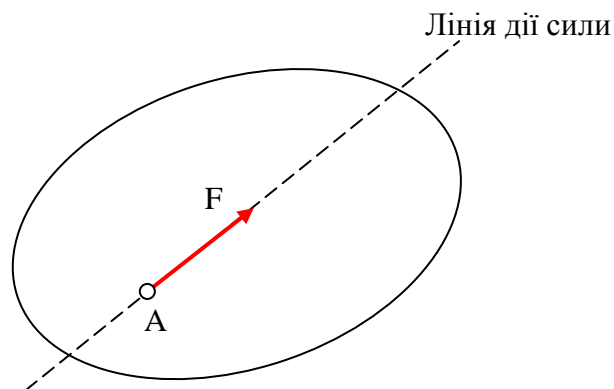


Рис. 1.1

Розрахункова схема – це ідеалізація як конструкції, так і її навантаження.

Одиниці виміру сили 1 Ньютон (Н) або 1 кілоНьютон (кН).

Розмірність сили:

$$[\text{сила}] = ([\text{маса}] \cdot [\text{довжина}]) / [\text{час}]^2;$$

$$1 \text{ Н} = (1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м})/1 \text{ с}^2.$$

Зосереджена сила – це сила, прикладена до тіла у точці.

Розподілені сили – це сили, що діють по лінії або поверхні.

Сили, що входять до складу системи, називаються складовими системи сил.

Система сил – сукупність усіх сил, що діють на тіло або систему.

Системи сил бувають:

1. Система сил, що лежать на одній прямій;
2. Плоска паралельна;
3. Плоска збіжна;
4. Плоска довільна;
5. Просторова паралельна;
6. Просторова збіжна;
7. Просторова довільна;
8. Плоска система пар сил;
9. Просторова система пар сил.

Еквівалентна система сил – це система сил, на яку можна замінити початкову систему, не порушуючи при цьому стану твердого тіла.

Зрівноважена система сил – система, яка еквівалентна нулю.

Рівнодійна (сила) – це така сила, яка діє на тіло або систему так, як і задана система сил.

Зрівноважувальна сила – це сила, яка за модулем дорівнює рівнодійній, але протилежна їй за напрямом.

Результуюча (сила) – це сила, яка дорівнює векторній (геометричній) сумі сил, що діють на систему.

Рівновага матеріальної точки або твердого тіла – це стан, за якого вони залишаються у спокої або рухаються рівномірно і прямолінійно.

1.2. Основні задачі та аксіоми «Статики».

В статиці розглядають дві основні задачі:

1. Задача про зведення системи сил до найпростішого вигляду.
2. Дослідження умов рівноваги.

В основі статки лежить ряд істин, які називаються аксіомами і які відображають властивості сил, що діють на тіло або систему тіл.

Аксіома – це положення або твердження, яке приймається без доведення.

I Аксіома (Аксіома про дві сили)

Для рівноваги системи двох сил, які діють на тіло, необхідно, щоб ці сили діяли вздовж однієї прямої, були однакові за величиною і протилежні за напрямом (рис. 1.2).

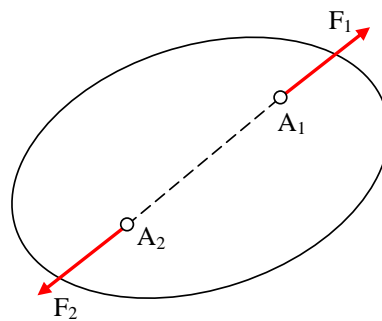


Рисунок 1.2

Ця аксіома справедлива тільки для абсолютно твердого тіла.

II Аксіома (Аксіома про приєднання і виключення сил, що урівноважуються)

Якщо до твердого тіла, яке знаходиться під дією певної системи сил, прикласти систему сил, взаємно урівноважуються, або виключити таку систему сил, то утвориться система сил, еквівалентна заданій системі (рис. 1.3).

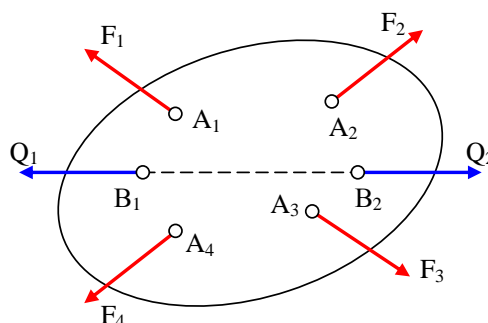


Рис. 1.3

Наслідок: не змінюючи кінематичного стану абсолютно твердого тіла, силу можна переносити вздовж лінії її дії, зберігаючи незмінним її модуль і напрямок (рис.1.4).

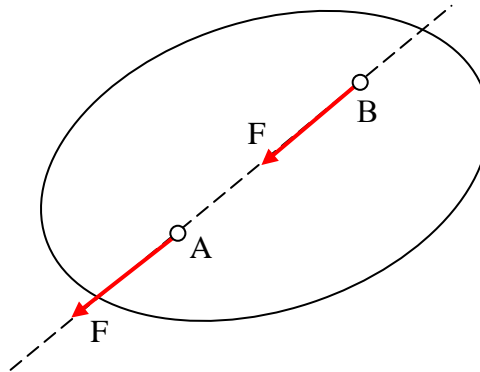


Рис. 1.4

III Аксіома (Аксіома про паралелограм сил)

Рівнодіюча двох сил, які перетинаються, прикладена в точці їх перетину і є діагоналлю паралелограма, побудованого на цих силах (рис.1.5).

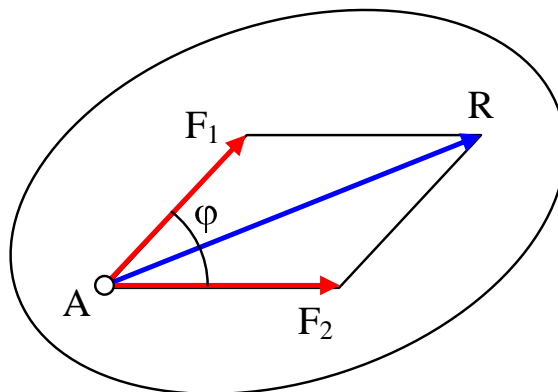


Рис. 1.5

Геометрична рівність:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2.$$

Модуль рівнодіючої сили:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \varphi}.$$

Векторне складання сил називається графічним методом. Якщо відбувається знаходження рівнодійної більш, ніж двох сил, то зручніше використовувати аналітичний метод – метод проекцій.

IV Аксіома (Аксіома рівності дії і протидії)

Всякі дії відповідає рівна і протилежно направлена протидія.

IV Аксіома (Аксіома збереження рівноваги сил, прикладених до

деформуємого тіла, коли воно стає твердим)

Якщо деформуємо тіло, яке знаходиться під дією даних сил в стані рівноваги, стане абсолютно твердим, то його рівновага не порушиться.

IV Аксіома (Аксіома в'язей)

Поведінка тіла не зміниться, якщо в'язі відкинути, а їх дію замінити відповідними реакціями в'язей.

1.3. В'язі. Реакції в'язей.

В'язь – це тіло, що накладає обмеження на поведінку тіла, що розглядається.

Між тілом і в'яззю виникають сили взаємодії (за IV аксіомою).

Сила, з якою тіло діє на в'язь називається силою тиску на в'язь, або активною силою.

Сила, з якою в'язь діє на тіло, називається реакцією в'язі.

Між тілом і в'яззю виникають сили взаємодії (за IV аксіомою).

Сила, з якою тіло діє на в'язь називається силою тиску на в'язь.

Сила, з якою в'язь діє на тіло, називається реакцією в'язі.

Незважаючи на велику кількість фізично існуючих в'язей, більшість з них може бути зведена до наступних типів.

Ідеально гладка поверхня

Якщо сила тертя, що виникає між тілом та поверхнею (площиною) в'язі незначна, і при розгляданні реакції поверхні нею можна знехтувати, то поверхня в'язі називається ідеально гладкою.

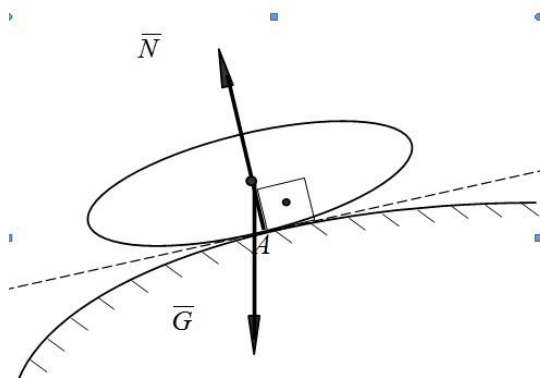


Рис. 1.6

Якщо тіло спирається на ідеально гладку поверхню (рис.1.6), то реакція такої поверхні або площини напрямлена перпендикулярно до їх спільної дотичної і виникає в точці дотику.

Ідеальна нитка

В'язь (рис.1.7), що виконана у вигляді гнучкої нерозтяжної нитки (мотузки, каната, троса, ланцюга), не дає тілу віддалятися від точки підвісу нитки за напрямом AM .

Таким чином, реакція \bar{T} (\bar{T}_1 , \bar{T}_2) натягнутої нитки буде напрямлена вздовж нитки до точки її підвісу.

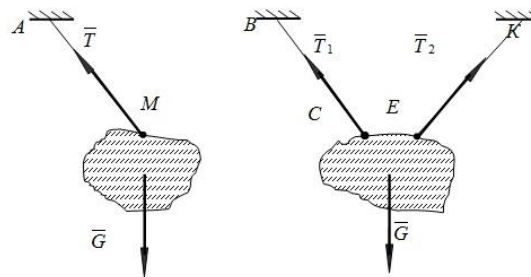


Рис. 1.7

Реакції опор балок

Балкою називається матеріальне тіло, поперечними розмірами якого можна знехтувати в порівнянні з довжиною.

Циліндрична шарнірно-нерухома опора

Циліндричною шарнірно-нерухомою опорою (циліндричним шарніром) називається таке з'єднання двох тіл, яке допускає обертання обох тіл навколо їх загальної осі A (рис.1.8), або тільки одного з них відносно другого.

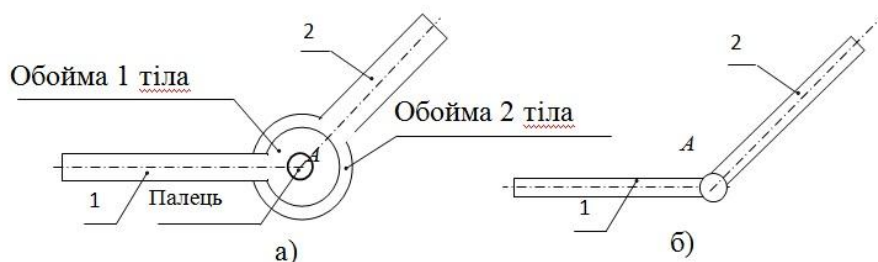


Рис. 1.8

На рис.1.8,а схематично показана конструкція циліндричного шарніра, а на рис. 1.8,б його умовне зображення на схемі. Шарнірно-нерухома опора перешкоджає будь-якому поступальному руху тіла, але надає йому можливість вільно обертатися навколо осі шарніра A .

Центр шарніра є точкою прикладення опорної реакції \bar{R}_A , величина і напрям якої невідомі.

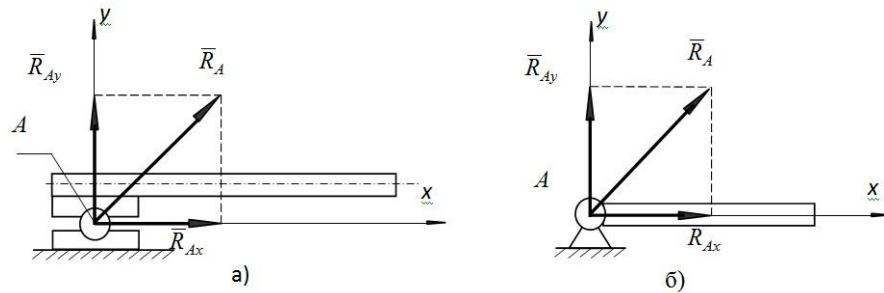


Рис. 1.9

Реакцію \bar{R}_A можна розкласти на дві складові \bar{R}_{Ax} і \bar{R}_{Ay} за осями обраної системи координат (рис.1.9). Одну з осей координат доцільно напрямляти уздовж осі балки.

Циліндрична шарнірно-рухома опора

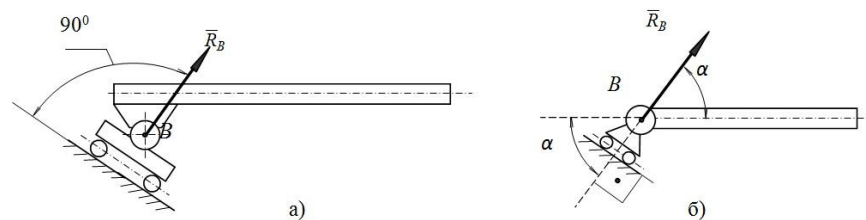


Рис. 1.10

Шарнірно - рухома опора відрізняється від шарнірно-нерухомої тим, що та її частина, яка спирається на опорну поверхню, не закріплена жорстко, а поставлена на котки. Таке закріплення не перешкоджає переміщенню системи по лінії кочення котків (рис.1.10).

На рис. 1.10,а схематично показана конструкція шарнірно-рухомої опори, а на рис. 1.10,б її умовне зображення на схемі.

Якщо не враховувати тертя котків, то реакція рухомої опори \bar{R}_B буде напрямлена перпендикулярно до площини кочення котків і проходить через вісь B шарніра.

Жорстке защемлення

Нехай балка AB своїм кінцем жорстко замурована в стінку (рис. 1.11). Таке закріплення не допускає ні поступального руху балки, ні обертального. Якщо на балку діють зовнішні сили, то в точці защемлення виникає як реакція \bar{R}_A , так і додаткова пара сил з моментом защемлення M_3 .

Модуль та напрям реакцій \bar{R}_A і моменту M_3 невідомі. Рекомендується розкласти реакцію \bar{R}_A на дві складові \bar{R}_{Ax} і \bar{R}_{Ay} , за осями обраної системи координат. Момент защемлення M_3 рекомендується приймати додатним, тобто напрямленим проти ходу годинникової стрілки.

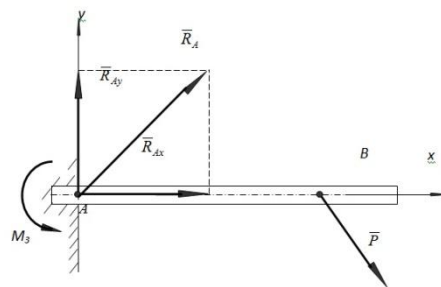


Рис. 1.11

Реакція невагомego ідеального стержня

На рис.1.12 показано закріплення тіла G за допомогою кронштейна, який складається з стержнів, вагою яких можна знехтувати.

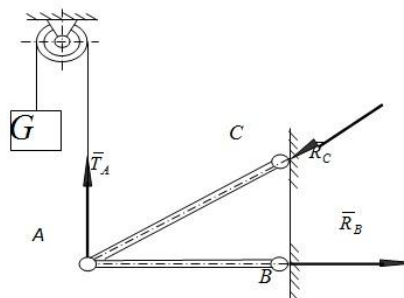


Рис. 1.12

Ці сили можуть як розтягувати (\bar{R}_B) так і стискувати (\bar{R}_C) стержень.

У кожного з стержнів на кінцях закріплені шарніри (A, B, C), якими стержні з'єднуються між собою або приєднуються до інших елементів конструкції.

Оскільки вагою стержнів і силами тертя в шарнірах нехтують, то на кожен із стержнів будуть діяти дві зрівноважені сили, які прикладені до шарнірів і напрямлені вздовж прямої, що проходить через центри шарнірів.

1.4. Момент сили відносно точки.

Алгебраїчним моментом сили відносно точки називається добуток величини сили на довжину перпендикуляра, що опущений з точки, відносно якої визначається момент, на лінію дії сили.

Позначається момент сили відносно точки наступним чином:

$$m_O(\vec{F}) = \pm Fh.$$

Точка O , відносно якої записується момент, називається центром моменту.

Перпендикуляр h , який опущений з точки O на лінію дії сили, називається плечем сили відносно точки O (рис. 1.13).

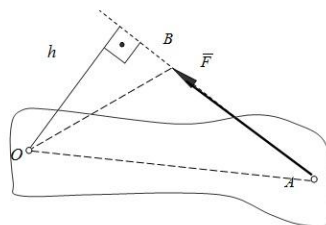


Рис. 1.13

Момент вважається додатним, коли сила намагається повернути площину креслення навколо центра моменту проти ходу годинникової стрілки і від'ємним, коли в протилежному напрямі.

Момент сили відносно точки можна розглядати і як подвоєну площу $\triangle AOB$, вершиною якого є центр моменту, а основою – вектор сили, момент якої визначається:

$$m_O(\vec{F}) = \pm 2S_{\triangle AOB}.$$

Розмірність моменту сили в системі одиниць СІ – $H \cdot m = Дж$ (Джоуль), в технічній системі одиниць – $кГм$ ($1кГм = 9,81 Дж$).

Парою сил називається система двох паралельних сил, які рівні за модулем, напрямлені в протилежні боки і не лежать на одній прямій (рис. 1.14).

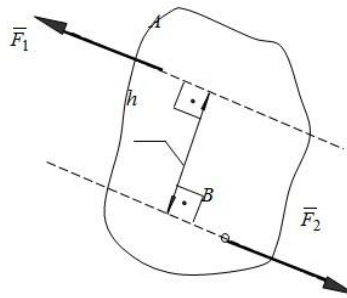


Рис. 1.14

Найкоротша відстань h між лініями дії цих сил називається плечем пари.

Оскільки дві сили, що складають пару рівні за модулем, напрямлені в протилежні боки і не лежать на одній лінії дії, то тверде тіло, до якого прикладена пара сил, не знаходиться в рівновазі. Пара сил намагається повернути тверде тіло, до якого вона прикладена.

Мірою дії пари сил є алгебраїчна величина, яку називають моментом пари. Момент пари за модулем дорівнює добутку величини однієї з сил на плече пари:

$$m \llcorner \vec{F}_1, \vec{F}_1' \curvearrowright = \pm F_1 \cdot h,$$

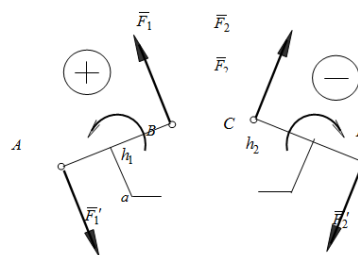


Рис. 1.15

Якщо пара сил обертає площину креслення (рис. 1.15) проти ходу годинникової стрілки, (\vec{F}_1, \vec{F}_1') , то момент пари додатний, а якщо за ходом, (\vec{F}_2, \vec{F}_2') – то від'ємний.

Теорія пар на площині зводиться до 4-х теорем:

Теорема 1. Алгебраїчна сума моментів сил, що складають пару, відносно довільної точки площини, в якій діє пара, не залежить від вибору цієї точки і дорівнює моменту пари.

Ця теорема пояснює, чому при обчисленні моментів сил відносно будь якої точки в рівняння моментів додається момент пари, що діє на об'єкт рівноваги.

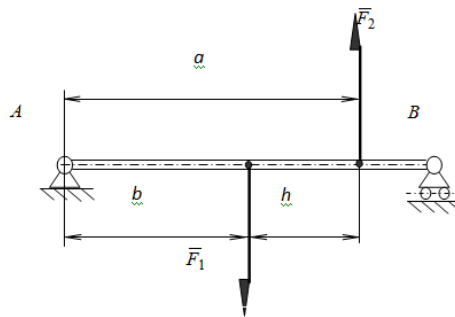


Рис. 1.16

Нехай на балку AB діє пара сил \vec{F}_1, \vec{F}_2 з плечем h (рис. 1.16).

Момент пари дорівнює:

$$m(\vec{F}_1, \vec{F}_2) = F_1 h = F_2 h.$$

Обчислимо суму моментів сил пари відносно точки A :

$$m_A(\vec{F}_1) + m_A(\vec{F}_2) = F_1 a - F_2 b.$$

Оскільки $F_1 = F_2$ і $a - b = h$, то:

$$m_A(\vec{F}_1) + m_A(\vec{F}_2) = F_1(a - b) = F_2 h.$$

При розв'язуванні задач такі викладки робити не треба, а в рівняння моментів сил треба додати момент пари з відповідним знаком “+” або “-”.

Теорема 2. Не порушуючи стан твердого тіла, пару сил можна переносити в площині її дії в будь яке місце.

Теорема 3. Пари сил, моменти яких рівні – еквівалентні, тобто чинять на тіло однакову дію.

Теорема 4. При додаванні декількох пар сил на площині знаходиться рівнодіюча пара, момент якої дорівнює алгебраїчній сумі моментів пар, що додаються.

Лекція №2 (2 год.)

Тема 2: «Вступ у «Теорію механізмів і машин»

2.1. З історії науки

2.2. Предмет та задачі «Теорії механізмів і машин».

2.3. Машина та класифікація машин.

2.4. Кінематичний ланцюг. Структура та класифікація механізмів.

2.5. Принцип створення механізмів. Група Ассура

2.1. З історії науки

Механіка - одна з найдавніших наук. Відомості про перші механізми губляться в глибині століть. Перші з них - це майстерно виконані штучні механізми - пастки для відлову звірів, про що свідчать рисунки на скелях і стінах печер (кам'яний вік).

Прості механізми (важелі, гвинти, клини, зубчасті та інші) були відомі з давніх часів. Поступово йшов процес їх дослідження, вдосконалення та впровадження в практику з метою полегшити працю людини, підвищити продуктивність праці.

Як наука теорія механізмів і машин виникла в кінці XVIII ст., коли почався бурхливий розвиток промисловості в Англії, Франції, Німеччині. Потреби машинного виробництва спонукали до розвитку науки. Її подальшому розвитку, ТММ нерозривно пов'язаний з розвитком машинного способу виробництва.

Про внесок видатних вчених у науку про механізми буде сказано в етапах викладу курсу ТММ. Відмітимо тільки, що радянська школа спеціалістів в області теорії механізмів і машин була визнана в усьому світі.

Розвиток науки і освіти в Україні в області ТММ пов'язаний з іменами таких відомих вчених як С.Н. Кожевников, Я.Л. Геронімус, О.С. Кореняко, Л.І. Цехнович, А.Ф. Попов, К.В. Тір та інші.

2.2. Предмет та задачі «Теорії механізмів і машин».

Теорія механізмів і машин – це наука про загальні методи дослідження механізмів і машин та про наукові основи їх проектування.

В літературі можна зустріти інші визначення. ТММ – наука, що вивчає загальні методи дослідження (теоретичні та експериментальні) механізмів і машин та проектування їх схем незалежно від конкретного призначення.

ТММ – наука про аналіз та синтез механізмів, механіку машин. Підкреслимо, методи ТММ придатні для дослідження та проектування будь-яких механізмів і не залежать від технічного призначення машини, приладу чи апарата. Наприклад, механізм двигуна внутрішнього згоряння, механізм, кривошипного преса та лісопильної рами (не дивлячись на різне призначення та повну несхожість зовнішнього вигляду) мають в основі один і той же кривошипно-повзунний механізм. Це дає можливість застосовувати загальні методи їх дослідження та проектування. Один і той самий механізм для перетворення обертового руху, виконаний у вигляді зубчастих коліс, може застосовуватись в автомобілях, верстатах і годинниках, тому можна при дослідженні механізмів з різним функціональним призначенням застосовувати загальні методи, що базуються на основних принципах сучасної механіки.

ТММ – наукове підґрунтя для створення нових машин. Проектування механізмів являє собою складну комплексну проблему, розв'язок якої розбивається на декілька етапів. В ТММ переважно розглядаються задачі першого етапу проектування, за допомогою яких розробляються кінематичні схеми механізмів, що відтворюють потрібний закон руху. Зрозуміло, що всі наступні етапи проектування базуються на першому визначальному етапі. Тому важко переоцінити роль ТММ як теоретичної основи проектування машин.

Більше всього ТММ ґрунтується на теоретичній механіці. Нагадаємо, механіка – наука про механічний рух та взаємодію матеріальних тіл.

Механіку прийнято ділити на теоретичну та прикладну. Вони діалектично взаємопов'язані.

ТММ – наука, що вивчає структуру (будову), кінематику та динаміку механізмів і машин у зв'язку з їх аналізом та синтезом. Задачі ТММ дуже різноманітні, але найважливіші з них можна згрупувати за двома проблемами:

–аналіз-дослідження існуючих механізмів та машин;

–синтез-проекування нових механізмів і машин.

2.3. Машина та класифікація машин.

Машина– це пристрій, що виконує механічні рухи для перетворення енергії матеріалів та інформації з метою заміни або полегшенім фізичної та розумової праці людини.

В ТММ основною ознакою машини, що відрізняє її від інших пристроїв, є наявність механічного руху. З точки зору функцій, що виконують машини, їх можна поділити на наступні класи: енергетичні машини; технологічні (робочі) машини; транспортні машини; інформаційні машини; кібернетичні машини.

Енергетичною машиною називається машина, що призначена для перетворення будь-якого виду енергії у механічну (і навпаки). У першому випадку вона називається машина-двигун, в другому випадку машина-генератор.

В технологічних машинах (металообробні верстати та комплекси, ковальсько-пресове обладнання, прокатні стани, ливарне обладнання і т, ін.) змінюється форма, розміри, властивості, стан вихідних матеріалів та заготовок.

Колективом кафедри ЗТД та ОП запропоновано цілий ряд технічних рішень для модернізації існуючих конструкцій вібраційних машин, особливої уваги заслуговує Керований електромеханічний вібропривод

(Автори: М.І. Стадник, Л.В. Ярошенко, О.В. Солона, Р.В. Чубик).
(Детальніше на слайді презентаційного матеріалу).

Крім того розроблено та запатентовано Вібраційний млин (Автор: Солона О.В.). В якому створюється безперервний рух робочого середовища в порожнині робочої камери по замкнутій спіральній траєкторії, що значно інтенсифікує процес помелу матеріалу.

Також розроблено і запатентовано вібродискову дробарку (Купчук І.М.), що дає можливість подрібнення матеріалу із показником вологовмісту, більшим за базисні норми без істотного зменшення продуктивності процесу, та низьку вартість виготовлення цього технологічного обладнання.

З допомогою транспортних машин та пристроїв відбувається переміщення вантажів, інструментів, людей та інших об'єктів у просторі з погрібною швидкістю.

Інформаційні машини— машини для одержання та перетворення інформації.

Кібернетична машина— це машина, що замінює або імітує різні механічні, фізіологічні або біологічні процеси, що притаманні людині і живій природі, та яка має елементи штучного інтелекту.

Зазначимо, що двигуна і робочу машину, що з ним з'єднана, називають машинним агрегатом. Часто до складу машинного агрегату входять передавальні механізми.

2.4. Кінематичний ланцюг. Структура та класифікація механізмів.

Виконання машиною своїх функцій зв'язане з передачею та перетворенням механічного руху. Носієм руху в машинах є механізми. Механізми-основа кожної машини. *Механізм* - спеціально створена система твердих тіл, що рухомо з'єднані і які рухаються певним, потрібним чином відносно одного з них, яке прийняте за нерухоме.

Основними ознаками механізмів є рухомість ланок (твердих тіл), визначеність (погодження) їх рухів. Більшість механізмів виконують функцію перетворення механічного руху твердих тіл. *Механізм* - це система твердих тіл, що рухомо з'єднані між собою, яка призначена для перетворення руху одного чи кількох тіл у потрібні рухи інших тіл.

Структура механізму – це його будова. Будовою механізму визначаються такі його важливі характеристики, як види виконуваних рухів, способи їх перетворення, число ступенів вільності.

Основними структурними елементами механізму є ланки (тверді тіла) та кінематичні пари (рухомі з'єднання твердих тіл). Тобто, з точки зору ТММ, будь-який механізм чи машина складаються лише з ланок, які з'єднані між собою кінематичними парами.

Усі механізми та машини складаються з окремих деталей. Нагадаємо, деталь – це виріб, виготовлений без застосування складальних операцій, як правило, з цілого шматка матеріалу (або з окремих частин зварюванням), тому не може бути розібрана на простіші без руйнування.

Під час роботи машини існують деталі, які рухаються як одне ціле відносно інших деталей. Тому з ТММ має місце таке поняття як ланка.

Одна деталь або сукупність декількох деталей, які утворюють одну жорстку систему тіл і не мають рухів одне відносно іншого, представляють собою ланку. Отже, кожна ланка може складатись з однієї або декількох деталей, що утворюють нерухомі з'єднання.

Ланки механізму рухомо з'єднані між собою. Рухоме з'єднання двох ланок, що дотикаються, називають кінематичною парою.

Точки, лінії, поверхні ланки, якими вона стикається (з'єднується) з іншою ланкою, утворюючи кінематичну пару, називають елементами кінематичної пари. Кінематична пара при взаємодії елементів допускає відносний рух ланок.

Для того, щоб елементи кінематичної пари перебували у постійному дотику (ланки в механізмі повинні бути постійно з'єднані між собою), пара повинна бути замкнена.

За характером замикання кінематичні пари поділяють на пари з силовим (за рахунок сил ваги, пружності, тиску рідини, газу і т.ін.) та геометричним (за рахунок конструктивних форм ланки) замиканням.

Класифікація кінематичних пар.

За характером з'єднання ланок кінематичні пари поділяють на дві групи: нижчі та вищі. До нижчих відносяться пари, у яких ланки стикаються по поверхні, а до вищих – якщо елементами кінематичної пари є тільки лінії або точки. При цьому лінійний або точковий контакт розуміють як початковий – при дотиканні ланок, без зусиль, а під навантаженням ланки, які утворюють вищу пару, будуть дотикатись по деякій дійсній поверхні, яка називається прямою контакту.

Кінематичні пари класифікують за числом (S) умов зв'язку (обмежень), які накладає пара на рух однієї ланки відносно іншої, рідше – за числом (H) ступенів вільності у відносному русі ланок. Число ступенів вільності у відносному русі ланок визначає вид пари за рухомістю. Розрізняють кінематичні пари одно-, дво-, три-, чотири-, і п'яти-рухомі.

Число ступенів вільності механічної системи називають число незалежних її можливих переміщень.

В загальному випадку для абсолютно твердого тіла, що вільно рухається в просторі, число ступенів вільності дорівнює шести.

Це означає, що на рух вільного тіла не накладено ніяких обмежень.

Кінематичні пари накладають обмеження на рух ланок, «змушують» їх рухатись певним чином, виконувати потрібні, задані рухи. Або, інакше, для того, щоб ланка механізму рухалась певним чином, її рух необхідно обмежити кінематичною парою.

Входження ланки в кінематичну пару з іншою ланкою накладає на їх відносний рух певні обмеження – умови зв'язку (в'язі) S .

Отже, число S умов зв'язку, що накладають кінематичні пари на відносний рух ланок, може змінюватися в межах від 1 до 5, тобто $1 \leq S \leq 5$. Число ступенів вільності ланки, що входить до кінематичної пари, дорівнює:

$$H = 6 - S.$$

Клас кінематичної пари визначається числом умов зв'язку; його можна знайти з рівності:

$$S = 6 - H.$$

Номер класу пари збігається з числом S умов зв'язку. Оскільки число умов зв'язку може змінюватися в межах від 1 до 5, то число класів кінематичних пар дорівнює п'яти.

Відмітимо, що в плоских механізмах можуть бути лише кінематичні пари IV та V класів.

Відзначимо, що перевагою нижчих кінематичних пар, у порівнянні з вищими, є можливість передачі великих зусиль. Дія сил у нижчих парах розподіляється на більшу площу, у зв'язку з чим питомий тиск і стирання суттєво менші. Такі кінематичні пари є технологічнішими. Перевагою вищих пар є можливість відтворення самих найрізноманітніших законів руху вихідної ланки та зменшення тертя при застосуванні кінематичних з'єднань.

Основні види механізмів та їх структурні схеми.

Механізми поділяють, в першу чергу, на механізми з нижчими парами та механізми з вищими парами. Крім того, всі механізми можна поділити на плоскі та просторові (визначення плоских та просторових механізмів аналогічне до визначення плоских та просторових кінематичних ланцюгів).

Найбільш розповсюджені механізми з нижчими парами – важільні, клинові та гвинтові; з вищими парами – кулачкові, зубчасті, фрикційні, мальтійські та храпові (заскочкові). Нижче наведено приклади основних механізмів (їх схем), що застосовують у різних машинах.

Важільні механізми – це механізми, в яких ланки утворюють лише обертові, поступальні, циліндричні або сферичні кінематичні пари.

Плоскі важільні механізми(механізми, які мають тільки обертові та поступальні пари). Ці механізми знайшли широке застосування в машино- та приладобудуванні завдяки можливості забезпечення потрібного перетворення руху при простоті геометричної форми ланок та елементів кінематичних пар. Перевагами таких механізмів є висока технологічність виготовлення, можливість виконання шарнірних з'єднань на вальницях котіння, здатність передавати відносно великі зусилля, довговічність та надійність у роботі.

Кривошипно-повзунний механізм— один із найпоширеніших, застосовується в поршневих машинах (двигунах внутрішнього згоряння, компресорах, помпах), у кувальних машинах та пресах, лісопильних рамах, приладах та ін. Цей механізм служить для перетворення обертового руху кривошипа 1 в поступальний рух повзуна 3, чи навпаки (ланка 2 – шатун, ланка 4 - стояк) – рисунок 2.1а.

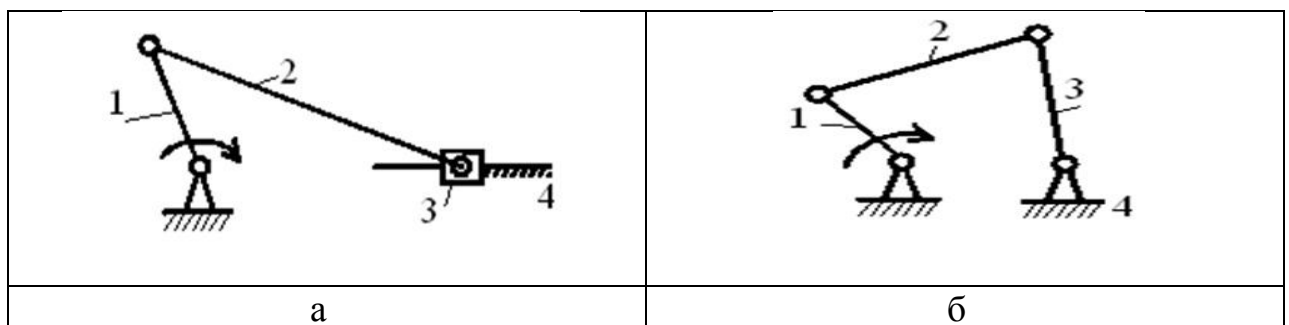


Рис. 2.1

Зазначимо, що в назвах низки механізмів відображені їх конструктивні ознаки та назви (характер руху) вхідної та вихідної ланок. Механізми, які мають тільки обертові пари, називають шарнірними.

Шарнірний чотириланковик(ланки з'єднані лише обертовими парами) служить для перетворення одного виду обертового руху в інший. В залежності від розмірів ланок може бути кривошипно-коромисловим, двокривошипним або двокоромисловим механізмом; застосовується у пресах та кувальних машинах, конвеєрах, прокатних станах, порталних кранах, у приводі коліс тепловозів, електровозів, вагових механізмів і т.ін.

Кулісний механізм призначений для перетворення одного виду неперервного обертового руху ланки 1 - кривошипа в інший, ланки 3 - куліси, або обертового руху в поступальний - ланки 5 - повзуна. Ланка 2 - повзун, який в кулісних механізмах називається кулісним каменем. Особливістю кулісних механізмів є прискорений зворотній хід куліси. Такі чотири - та шестиланкові кулісні механізми застосовують у строгальних і довбальних верстатах, поршневих помпах та компресорах, гідроприводах (куліса з каменем являє собою циліндр 3 з поршнем зі штоком 2,) і т. ін. В кулісному механізмі, в залежності від розмірів ланок, куліса може виконувати коливальний, обертовий рух або рухатись поступально. (відповідно до презентації)

Відмітимо, що в сучасному машинобудуванні найширше застосовують плоскі механізми. Механізми зі складними структурно-кінематичними схемами в більшості випадків, за основну перетворювальну рух частину мають один з розглянутих вище типів механізмів.

Просторові механізми з нижчими парами. Просторові важільні механізми в багатьох випадках забезпечують виконання потрібного виду руху точніше та меншим числом ланок у порівнянні з плоскими механізмами, тобто дозволяють уникнути застосування складних структурних схем: забезпечують передачу руху між осями довільно розміщеними в просторі.

Зазначимо, що у курсі ТММ детальніше вивчаються три основні типи механізмів: плоскі важільні, зубчасті, кулачкові механізми.

У *фрикційному* механізмі передача обертового руху здійснюється за допомогою сил тертя. Найпростіша циліндрична фрикційна передача складається зі стояка та двох циліндричних коліс 1, 2, які робочими поверхнями притиснуті настільки, що сила тертя, яка виникає між ними, дає змогу їм передавати рух. Однією із важливіших переваг фрикційних передач є можливість плавного безступінчастого регулювання передатного відношення. Лобова фрикційна передача, в

якій ролик *I* може встановлюватися на різних відстанях від осі обертання ланки забезпечує плавну зміну кутової швидкості і напряму обертання вихідної ланки.

У машинобудуванні та приладобудуванні застосовують велику кількість різноманітних механізмів, загальна кількість їх обчислюється тисячами. Розглянуті вище механізми найтипівіші.

Об'єм конспекту не дозволяє детальніше зупинитись на цьому питанні. Тим більше, що даний матеріал є оглядовий, з яким легко ознайомитись самостійно за рекомендованою літературою.

2.5.Принцип створення механізмів. Група Ассура

У сучасному машинобудуванні особливо поширені плоскі механізми, ланки яких входять в кінематичні пари IV і V класів. Розглянемо принципи їх структурної класифікації.

Структурна класифікація Ассура-Артоболевського є однією з найраціональніших класифікацій плоских механізмів. Перевагою цієї класифікації є те, що вона пов'язується з методами кінематичного та динамічного дослідження механізмів. Класифікація універсальна, охоплює усі існуючі і можливі нові механізми; визначає напрямки дослідження механізмів, вказує шляхи утворення нових механізмів.

В основі її лежить основний принцип створення механізмів, сформульований в 1914 р. Л.В. Ассуром. Ним був запропонований метод створення механізмів шляхом послідовного нашарування кінематичних ланцюгів, що мають певні структурні властивості: *будь-який механізм може бути створений шляхом послідовного приєднання до однієї (чи декількох) початкових ланок та стояка кінематичних ланцюгів з нульовим ступенем вільності*. Такі кінематичні ланцюги з нульовим ступенем вільності називають *структурними групами* або *групами Ассура*, а початкову ланку та стояк - *механізмом I класу*.

Таким чином, *будь - який механізм можна отримати послідовним приєднанням до механізму I класу (одного чи декількох) груп Ассура*.

Структурною групою Ассура називається кінематичний ланцюг, приєднання якого до механізму не змінює ступеня вільності механізму.

Існують інші визначення, наприклад: кінематичний ланцюг, число ступенів вільності якого відносно елементів його зовнішніх кінематичних пар дорівнює нулю, називають групою Ассура, якщо з нього не можна виділити простіші кінематичні ланцюги, що задовільняють цій умові. Отже, основною ознакою групи Ассура є рівність нулю її ступеня вільності, $W_{Gr} = 0$.

Сукупність стояка та початкової ланки, що утворюють кінематичну пару V класу, умовно називають механізмом I класу (найпростішим, початковим механізмом); число механізмів I класу дорівнює числу ступенів вільності механізму.

Отже, механізми I класу являють собою найпростіші дволанкові механізми, що складаються з рухомої ланки та стояка, що з'єднані між собою або однією обертовою, або - поступальною кінематичною парою V класу; ступінь вільності механізму I класу рівний одиниці. Механізми I класу, що мають обертову пару, досить поширені в техніці. Це механізми таких машин як електродвигуни, генератори, турбіни, вентилятори, відцентрові помпи і т.ін.

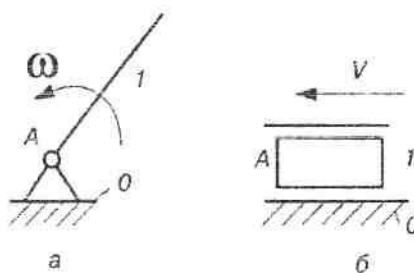


Рис.3

Усі складніші можуть бути отримані шляхом приєднання до механізмів I класу додаткових кінематичних ланцюгів - структурних груп Ассура.

Очевидно, щоб створити новий механізм з одним ступенем вільності, $W=1$ (з іншими властивостями), до механізму I класу треба приєднати лише такі кінематичні ланцюги, які мають $W=0$, тобто групи Ассура.

При розгляді питань класифікації механізмів зручно обмежитися розглядом механізмів, у яких всі вищі пари IV класу попередньо замінені відповідними кінематичними ланцюгами, що утворені лише кінематичними парами V класу, $p_4=0$. Тоді, для структурних груп Ассура, справедлива рівність

$$W_{Gr} = 3n - 2p_5 = 0$$

дістанемо співвідношення $p_5 = \frac{3}{2}n$. Оскільки кількість кінематичних пар завжди ціле число, то кількість ланок в групі Ассура завжди парна; умові відповідають лише такі співвідношення ланок і кінематичних пар, що входять у групу Ассура;

Зауважимо, що групи Ассура можуть мати лише парне число ланок, бути дво-, чотири-, шестиланковими і т.ін. Задаючись співвідношеннями ланок і кінематичних пар, можна дістати різні групи Ассура.

Клас механізму в цілому визначається найвищим класом групи, яка входить до його складу. Зазначимо, визначаючи клас механізму потрібно вказати, яка з його ланок є початковою, оскільки в залежності від її вибору може змінюватися клас механізму.

Структурний аналіз механізму належить проводити шляхом розбивки його на структурні групи Ассура та механізми I класу у послідовності, зворотній до утворення механізму.

Лекція № 3, Лекція № 4 (4 год.)

Тема 3: «Кінематичне дослідження механізмів»

3.1. Задачі та методи кінематичного дослідження.

3.2. План механізму.

3.3. Дослідження кінематики механізму методом кінематичних діаграм.

3.4. Дослідження кінематики механізму методом планів швидкостей і прискорень.

3.5. Дослідження кінематики механізму аналітичним методом.

3.1. Задачі та методи кінематичного дослідження

Кінематикою називається розділ механіки, в якому вивчається рух тіл у просторі та часі без урахування їх інертності (мас) і діючих на них сил. Кінематичне дослідження механізму, тобто дослідження руху ланок з точки зору структури (будови) механізму без врахування сил, що обумовлюють цей рух, полягає, в основному, в розв'язку трьох наступних задач:

- визначення положень, переміщень ланок механізму і траєкторій окремих точок ланок;

- визначення швидкостей характерних точок і кутових швидкостей ланок;

- визначення прискорень характерних точок та кутових прискорень ланок.

Траєкторії, швидкості та прискорення точок і кутові швидкості та прискорення ланок механізму є найважливішими кінематичними характеристиками руху.

Кінематичне дослідження полягає у визначенні названих кінематичних характеристик за заданим законом руху початкової (вхідної) ланки та кінематичною схемою.

Закон руху початкової ланки, якщо вона виконує обертальний рух, в загальному випадку задають у вигляді рівняння $\varphi = \varphi(t)$, що виражає залежність кута її повороту (узагальненої координати) від часу. При поступальному русі початкової ланки цей закон може бути заданий у вигляді рівняння $s = s(t)$ що виражає залежність переміщення вхідної ланки від часу.

Функції переміщення $\varphi = \varphi(t)$, $s = s(t)$ можуть бути також задані графічно. У деяких інженерних задачах закон руху може бути заданий у вигляді функцій швидкості $\omega = \omega(t)$, $v = v(t)$ або прискорення $\varepsilon = \varepsilon(t)$, $a = a(t)$.

Кінематичне дослідження механізмів виконують графічними, графоаналітичними, аналітичними і експериментальними методами. В ТММ широке розповсюдження отримали графічні та графоаналітичні методи. Це зумовлено тим, що ці методи універсальні (їх можна застосовувати для механізмів будь-якої структури), досить прості і наочні; в той час, як аналітичні методи призводять до дуже громіздких формул і складних результатів. Для більшості практичних задач точність цих методів достатня. В свою чергу, графічні методи неефективні, коли необхідна висока точність і коли необхідно провести великий об'єм побудов. В даний час, завдяки широкому розповсюдженню ЕОМ, приділяють все більшу увагу аналітичним методам. З допомогою цих методів дослідження можна виконати з будь-якою ступенем точності. Крім того, суттєвим є те, що аналітичні методи дозволяють встановити взаємозв'язок кінематичних характеристик з його метричними параметрами, тобто розмірами ланок; результати аналітичного дослідження зручні для програмування та реалізації на ЕОМ, особливо з використанням сучасних систем комп'ютерної математики (Mathcad, Mathematica, Maple, MATLAB та інших).

Знання кінематичних параметрів необхідне для оцінки роботи існуючих машин, або ж для практичного використання при конструюванні нових. Наприклад, траєкторії окремих точок механізму потрібні для визначення ходу ланок, для з'ясування можливого їх зіткнення з іншими ланками, окреслення габаритів картерів і корпусів машин. Для виконання

силового розрахунку механізму необхідно визначити сили інерції та опір рухові ланок, для чого повинні бути відомі їх швидкості та прискорення. За кінематичними параметрами конструктор робить висновок про те, наскільки успішно виконана одна з основних задач проектування механізму - вибрана кінематична схема.

3.2. План механізму.

Функція положень механізму. Функцією положень будь-якої ланки механізму називають залежність координати, що відображає положення даної ланки, від узагальненої координати і геометричних параметрів механізму. Функція положень вихідної ланки є функцією положення механізму.

Отже, функція положень є геометричною характеристикою механізму, яка не залежить від закону руху початкової ланки (часу, абсолютних значень швидкостей ланок і т.ін.) і визначається лише структурною схемою механізму та розмірами його ланок. Також відзначимо, що функція положень навіть для найпростіших важільних механізмів виражається складними рівняннями. Однак одержати її у графічній формі розміткою траєкторій неважко. Зупинимося на цій задачі нижче.

Визначення переміщень, положень ланок і траєкторій, що описують окремі точки ланок, тобто розв'язання першої основної задач кінематики, можна виконати графічними або аналітичними методами. Досить широко використовується графічний метод - за допомогою побудови планів механізму.

Зображення кінематичної схеми механізму у вибраному масштабі при відповідному положенні початкової ланки називається планом механізму. Графічне розв'язування задач теорії механізмів потребує зображення різноманітних фізичних величин (шляху, довжин ланок, швидкостей, прискорень, сил і т. ін.) у вигляді ліній тієї чи іншої довжини. Для цього користуються масштабним коефіцієнтом.

Масштабний коефіцієнт (масштаб) є відношення дійсного значення зображуваної величини до довжини відрізка, який цю величину зображує на кресленні. Масштаб позначається літерою μ з індексом того параметра, який зображується графічно.

$$\mu_x = \frac{x}{ab} \frac{\text{— деяка}}{\text{— довжина}}$$

Масштаб має розмірність: у чисельнику - розмірність зображуваної величини, а у знаменнику - мм (розмірність довжини відрізка на кресленні). Таким чином, масштаб довжини - це відношення натурального розміру ланки в метрах до довжини відрізка в міліметрах, який зображує цю ланку на кресленні (плані механізму), $\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} \frac{м}{мм}$, де l_{AB} - справжній розмір; AB - масштабний розмір на кресленні.

При виборі масштабу рекомендують дотримуватися стандартних креслярських масштабів, а також міркувань зручності підрахунків та наочності зображення. Наприклад, масштабу $M1:1$ відповідає масштабний коефіцієнт $\mu_l = 0,001 м/мм$, масштабу $M1:2$ відповідає $\mu_l = 0,002 м/мм$ і т.ін.

Для побудови планів механізму повинні бути задані розміри всіх його ланок, а якщо будується одне конкретне положення механізму і положення початкової ланки.

У русі більшості механізмів спостерігається періодичність, при цьому усі кінематичні параметри механізмів змінюються періодично. Тому, зазвичай, при дослідженні механізмів будують ряд послідовних положень механізму. При виконанні курсових проектів, як правило, кінематична схема механізму будується для 8-12 положень.

Послідовність побудови планів механізму:

- вибирають масштаб побудови μ_l ;
- знаходять довжини відрізків, якими на кресленні зображатимуться ланки ($\mu_l = \frac{l_{AO_1}}{AO_1}$, отже $AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}$, $BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}$, $O_1C = \frac{l_{O_1C}}{\mu_l}$);
- перш за все, на креслення наносять положення нерухомої ланки

(намічаються нерухомі точки механізму, наносяться, при наявності, нерухомі напрямні);

- викреслюють задане положення початкової ланки. Якщо будується n планів механізму, то знаходять початкові ("мертві", крайні) положення механізму i , відповідно, початкової ланки;

- лише після цього викреслюють групи Ассура в порядку їх приєднання при утворенні механізму.

Наголосимо, що доцільно за початкове положення механізму (кривошипа) вибрати те, яке відповідає одному з крайніх положень вихідної ланки (ланки, до якої прикладена сила корисного опору, або рушійна сила). У кривошипно-повзунному механізмі чи шарнірному чотириланковику (або якщо вони лежать в основі розглядуваних механізмів) вихідна ланка перебуватиме у крайніх положеннях, коли кривошип накладатиметься на шатун, або витягуватиметься в одну лінію з ним. У кулісному механізмі вихідна ланка перебуватиме у крайніх положеннях, коли кривошип AB і куліса утворять прямий кут.

Зазначимо, що з двох крайніх положень механізму за початкове вибирають те, що відповідає початку робочого ходу. Оскільки в більшості машин робочий хід здійснюється повільніше (рівномірніше) ніж холостий, то він відповідає руху кривошипа з одного крайнього положення до іншого через більший з центральних кутів. Більший з центральних кутів, що описує кривошип при русі механізму з одного крайнього положення до другого, називається *кутом робочого ходу*.

На планах механізму, у разі необхідності, можна побудувати траєкторії, що описують окремі точки ланок. Траєкторії різних точок шатуна мають різноманітну форму, оскільки шатун здійснює плоскопаралельний рух. Траєкторії точок, що розміщені на ланках, які здійснюють плоскопаралельний рух, називають *шатунними кривими*. Точність побудованої траєкторії залежить від вибраного числа положень механізму і масштабу μ_1 .

3.3. Дослідження кінематики механізму методом кінематичних діаграм.

Побудова діаграм переміщення. При дослідженні механізмів будують діаграми лінійних або, при колиальному русі ланки, кутових переміщень. Розглянемо побудову графіка $s_B(t)$ переміщень повзуна B кривошипно-повзунного механізму (рис. 3.1):

– викреслюють 12 рівновіддалених за кутом повороту кривошипа планів механізму в масштабі $\mu_l, \frac{м}{мм}$; за початок відріку прийнято нижнє крайнє положення повзуна;

– будують прямокутну систему координат. На осі абсцис відкладають відрізок l , що в масштабі μ_t , зображає період T одного оберту кривошипа, тобто $\mu_t = \frac{T}{l}, \frac{с}{мм}$;

– ділять відрізок l на 12 рівних частин. Від точок поділу 1, 2, 3, ... 11, паралельно осі ординат, відкладають відрізки 1-1', 2-2', 3-3', ... , які у вибраному масштабі μ_s зображають переміщення повзуна від крайнього нижнього положення.

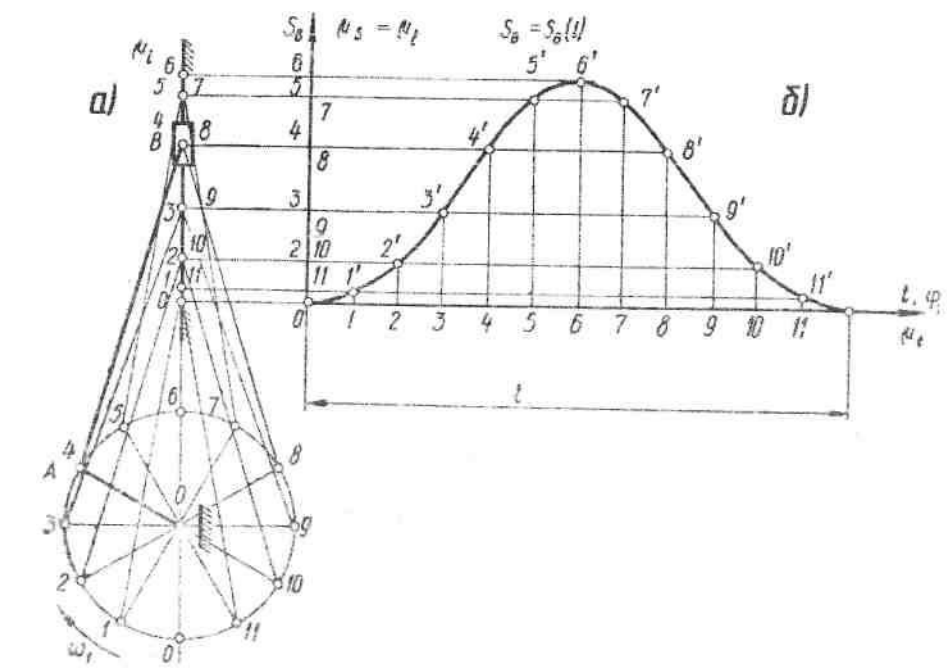


Рис. 3.1

Якщо переміщення відкладаються безпосередньо з планів механізму, то $\mu_s = \mu_l$.

З'єднавши одержані точки $0, 1', 2', \dots, 11'$ плавною кривою, отримують діаграму переміщень повзуна, $s_B(t)$. Оскільки у задачах кінематики прийнято рух кривошипа рівномірним (за однакові проміжки часу він повертається на рівні кути), то можна вважати, що по осі абсцис відкладено і час t і кут повороту кривошипа φ_1 . Тобто графік $s_B(t)$ одночасно є графіком $s_B(\varphi_1)$, який представляє собою функцію положення механізму. Масштаб μ_φ цього графіка буде: $\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$, або $\mu_\varphi = \frac{360^\circ}{l}, \frac{\text{град}}{\text{мм}}$.

Якщо один з кінематичних параметрів механізму заданий у вигляді графіка чи таблиці значень, то в цьому випадку ефективними є графічні або чисельні методи диференціювання та інтегрування. Зазначимо, що при експериментальному дослідженні такі графіки викреслюються за допомогою самописних приладів.

Задачі дослідження закономірності зміни переміщень, швидкостей і прискорень за повний цикл (період) руху досліджуваного механізму простіше розв'язуються за допомогою кінематичних діаграм (графіків руху).

В практичних задачах ТММ кожна кінематична діаграма—це графічне зображення зміни одного з кінематичних параметрів ланки: переміщення, швидкості або прискорення як функції від часу або переміщення початкової ланки механізму (як функції від узагальненої координати). Наприклад, у випадку кривошипно-повзунного механізму для т.В повзуна це залежності $s_B(t), v_B(t), a_B(t)$ або $s_B(\varphi_1), v_B(\varphi_1), a_B(\varphi_1)$. Якщо дослідженню підлягає i -та ланка механізму, яка здійснює обертальний рух, то можна побудувати діаграми $\varphi_i(t), \omega_i(t), \varepsilon_i(t)$, або $\varphi_i(\varphi_1), \omega_i(\varphi_1), \varepsilon_i(\varphi_1)$.

Розглядуваний метод дозволяє при заданій будь-якій з цих діаграм без значних зусиль отримати інші. Методом кінематичних діаграм часто

користуються для наочності та виявлення можливих помилок при обчисленні. Переваги цього методу – легкість і те, що результатом є наочне графічне зображення зміни одного з кінематичних параметрів руху від часу, чи узагальненої координати. Варто мати на увазі, що методи графічного диференціювання та інтегрування не завжди можуть забезпечувати достатню точність результатів.

Зазначимо, що до графічного диференціювання та інтегрування необхідно деколи звертатись навіть у тих випадках, коли кінематична функція задана аналітично, але не має достатньо простих формул для визначення похідної чи інтеграла.

3.4. Дослідження кінематики механізму методом планів швидкостей і прискорень.

Методи графічного диференціювання та інтегрування при всій їх простоті та наочності не розв'язують повністю питання кінематики. Діаграми переміщень, швидкостей та прискорень дають лише скалярні кінематичні величини, а напрями векторів цих величин невідомі. Цього недоліку позбавлений графоаналітичний метод, що ґрунтується на побудові планів швидкостей та прискорень (*векторний спосіб*); метод в достатній мірі розроблений, точний і зручний у практичному застосуванні, особливо, коли треба визначити швидкості і прискорення для конкретного положення

Теоретичні основи побудови планів швидкостей і прискорень розглядаються в курсі теоретичної механіки. За основу цього методу взята можливість розкласти складний рух точки або ланки на простіші, шляхом введення додаткової (рухомої) системи відліку. Залежності між кінематичними характеристиками абсолютного, переносного та відносного рухів точки (ланки) записуються у векторній формі та представляються у вигляді планів швидкостей та прискорень. Плани викреслюються у відповідних масштабах, що дозволяє отримати числові значення кінематичних характеристик.

Планом швидкостей (прискорень) механізму називають креслення, на якому зображені у вигляді напрямлених відрізків вектори, які у масштабі визначають модуль та напрям швидкостей (прискорень) різних точок ланок для даного положення механізму. План швидкостей (прискорень) механізму є сукупністю планів швидкостей (прискорень) окремих ланок, що побудовані з одного полюса, спільного для всі ланок.

Кінематичний аналіз механізму проводиться у такому порядку:

- спочатку визначаються кінематичні параметри початкової ланки;

- далі виконується кінематичне дослідження окремих структурних груп Ассура в послідовності їх приєднання до початкової ланки при утворенні механізму. При цьому, кожна ланка механізму розглядається як така, що здійснює плоский рух; необхідно визначити швидкість і прискорення щонайменше двох її точок. Цими точками є центри шарнірів обертальних пар і однойменні точки елементів поступальних кінематичних пар. Як сказано, побудова планів виконується по структурних групах в порядку їх приєднання, починаючи з початкової ланки. У цьому випадку у кожній групі Ассура будуть відомі швидкості та прискорення зовнішніх кінематичних пар, якими приєднується дана група. Дослідження кожної групи повинно розпочинатись з визначення кінематичних параметрів внутрішньої пари, яка є спільною для ланок, що утворюють цю пару. Потім, при потребі, визначаються кінематичні параметри інших характерних точок групи та кутові швидкості і прискорення ланок.

При кінематичному аналізі механізму спочатку будується план швидкостей, а потім план прискорень.

Плани швидкостей та прискорень початкової ланки. Зазвичай, початкова ланка механізму здійснює обертальний рух (рис. 3.2, а). Швидкість v_a точки A перпендикулярна до кривошипа OA (напряmlена по дотичній до траєкторії т. A) і спрямована у бік його обертання. Зобразимо швидкість точки A деяким вектором, відкладеним з довільної точки p_v , яку приймаємо за полюс плану швидкостей (рис. 3.2, б). Цей вектор перпендикулярний допрямої OA і

напрявлений в бік обертання кривошипа, в кінці вектора поставимо точку a . Довжина відрізка $p_v a$ може бути прийнята довільною. Переважно вона вибирається при визначенні масштабу $\mu_v = \frac{v_a}{p_v a}, \frac{m/c}{mm}$, з урахуванням рекомендацій з вибору масштабів; модуль швидкості т. A визначається за формулою $v_a = \omega l_{OA}$, m/c , для визначення кутової швидкості користуються формулою $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, c^{-1}$; де n - частота обертання. Аналогічні міркування проводять, при потребі, відносно будь-якої іншої точки кривошипа. Звичайно, швидкості та прискорення точок, що належать осі обертання, дорівнюють нулю і, відповідно, на планах вони знаходяться в полюсі (т. O, S). Отже, вектор $\overline{p_v a}$ представляє собою план швидкостей початкової ланки для положення, що визначається кутовою координатою φ_1 .

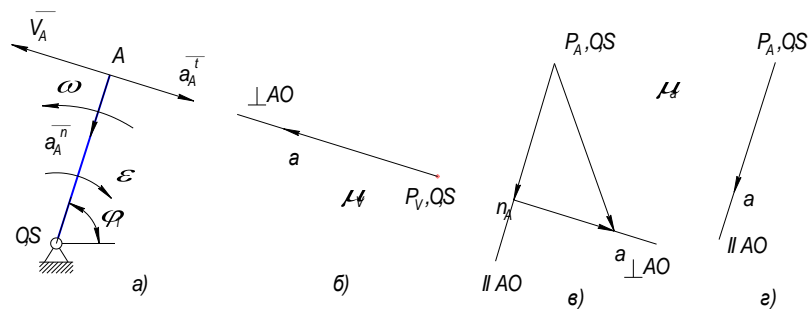


Рис. 3.2

Відмітимо, що зображення точок ланок (для розглядуваного прикладу O, S, A) на плані швидкостей позначаються малими літерами (o, s, a).

На рис. 3.2, в, зображений план прискорень початкової ланки. Він побудований за відомими співвідношеннями:

– повне прискорення т. A при обертальному русі ланки дорівнює геометричній сумі нормального і дотичного (тангенціального) прискорень,

$$\overline{a}_A = \overline{a}_A^n + \overline{a}_A^t;$$

– модуль нормального прискорення т. A , $a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}$;

– модуль дотичного прискорення т. A , $a_A^t = \varepsilon_1 l_{OA}$.

Масштаб плану прискорень визначається за формулою $\mu_a = \frac{a_A^n}{p_a n_A}, \frac{м/с^2}{мм}$,

попередньо задавшись довжиною відрізка $p_a n_A$, що зображує \bar{a}_A^n нормальне прискорення на плані. Приймавши довільну точку p_a за полюс плану прискорень, відкладемо вектор \bar{a}_A^n у вигляді відрізка $p_a n_A$. При цьому вектор нормального прискорення, яке ще називають доцентровим, направлений по радіусу обертання до центра кривини траєкторії, $\bar{a}_A^n // AO$, має напрям від точки A до O . Далі визначають $n_A a = \frac{a_A^t}{\mu_a}$ - довжину відрізка, що зображає \bar{a}_A^t дотичне прискорення на плані прискорень. Вектор дотичного прискорення направлений по дотичній до траєкторії руху (перпендикулярно радіусу обертання) в бік напрямку кутового прискорення $\varepsilon, \bar{a}_A^t \perp AO$. Відкладаємо з точки n_A плану відрізок $n_A a$ і отримуємо вектор $\overline{p_a a}$ повного прискорення точки A .

Відзначимо, що переважно в задачах кінематики приймається, що початкова ланка обертається рівномірно ($\omega = const$), тобто $\varepsilon = 0$, а отже $\bar{a}_A^t = 0$, і $\bar{a}_A = \bar{a}_A^n$. У цьому випадку план прискорень має вигляд, зображений на рис. 3.2, з.

Плани швидкостей та прискорень при складному русі ланки.

Складним рухом ланки (точки) називається такий рух, при якому ланка одночасно бере участь у двох або більше рухах. Рух, що здійснює ланка (точка) по відношенню до рухомої системи відліку називається відносним рухом. Рух, що здійснює рухома система відліку по відношенню до нерухомої системи називається переносним рухом. Рух, що здійснює ланка (точка) по відношенню до нерухомої (основної) системи відліку, називається абсолютним або складним.

Нагадаємо теореми про додавання швидкостей та прискорень точки в її складному русі: абсолютна швидкість v_a точки дорівнює векторній сумі її переносної v_e і відносної v_r швидкостей, тобто

$$\overline{v_a} = \overline{v_e} + \overline{v_r}.$$

Дана теорема ще носить назву паралелограма або трикутника швидкостей. Абсолютна швидкість знаходиться шляхом побудови паралелограма швидкостей. Вектори $\overline{v_a}, \overline{v_e}, \overline{v_r}$ швидкостей мають напрямки по дотичній до відповідної траєкторії. Абсолютне прискорення a_a довільної точки ланки дорівнює векторній сумі переносного a_e відносного a_r і коріолісового a_c прискорень, тобто

$$\overline{a_a} = \overline{a_e} + \overline{a_r} + \overline{a_c}.$$

Якщо переносний рух поступальний, то абсолютне прискорення точки дорівнює геометричній сумі двох прискорень: переносного та відносного. В свою чергу, при відносному обертальному русі прискорення a_r можна розкласти на два прискорення

$$\overline{a_a} = \overline{a_e} + \overline{a_r} = \overline{a_e} + \overline{a_r^n} + \overline{a_r^t}.$$

Методика побудови планів швидкостей та прискорень для двоповодкових груп полягає у складанні аналогічних векторних рівнянь для кожної ланки та спільному їх графічному розв'язку.

Для прикладу розглянемо групу Ассура ІІ класу ІІ порядку першого виду (рис. 3.3). Швидкості точок A і C (якими група приєднується до механізму) відомі. Знайдемо швидкість точки B , яка є спільною для ланок 2 та 3. Для цього рух ланки 2 розкладаємо на переносний поступальний зі швидкістю v_A точки A і відносний обертальний рух навколо цієї точки зі швидкістю v_{AB} . Для ланки 3 аналогічно - на переносний поступальний зі швидкістю v_C т. C і відносний обертальний - навколо точки C зі швидкістю, v_{BC} . Скориставшись теоремою про додавання швидкостей точки в її складному русі, запишемо вектори рівняння, що зв'язують швидкості точок B , A та C

$$\overline{v_B} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}},$$

$$\overline{v_B} = \overline{v_C} + \overline{v_{BC}}$$

Інколи, для наочності, праві частини співвідношень прирівнюють

$$\underline{\overline{v_A} + \overline{v_{BA}}} = \underline{\overline{v_C} + \overline{v_{BC}}}.$$

Зазначимо, що такі векторні рівняння розв'язуються графічно, якщо вони містять не більше двох невідомих параметрів. Розглядувана група Ассура може бути приєднана лише до початкової ланки та стояка чи до раніше приєднаних (і відповідно розглянутих) груп Ассура, кінематичні параметри яких вже відомі. Отже, параметри переносного руху будуть визначеними. Вектори відносних швидкостей $\vec{v}_{BA}, \vec{v}_{BC}$ вобертальному русі відомі лише за напрямком - перпендикулярні до відповідної ланки (по дотичній до траєкторії руху).

Відзначимо, що при аналізі векторних рівнянь часто прийнято підкреслювати вектор двома рисками, якщо він відомий як за величиною, так і за напрямком, і однією - якщо тільки за величиною або напрямком.

Графічний розв'язок рівняння наведено на рис 3.3б у вигляді плану швидкостей.

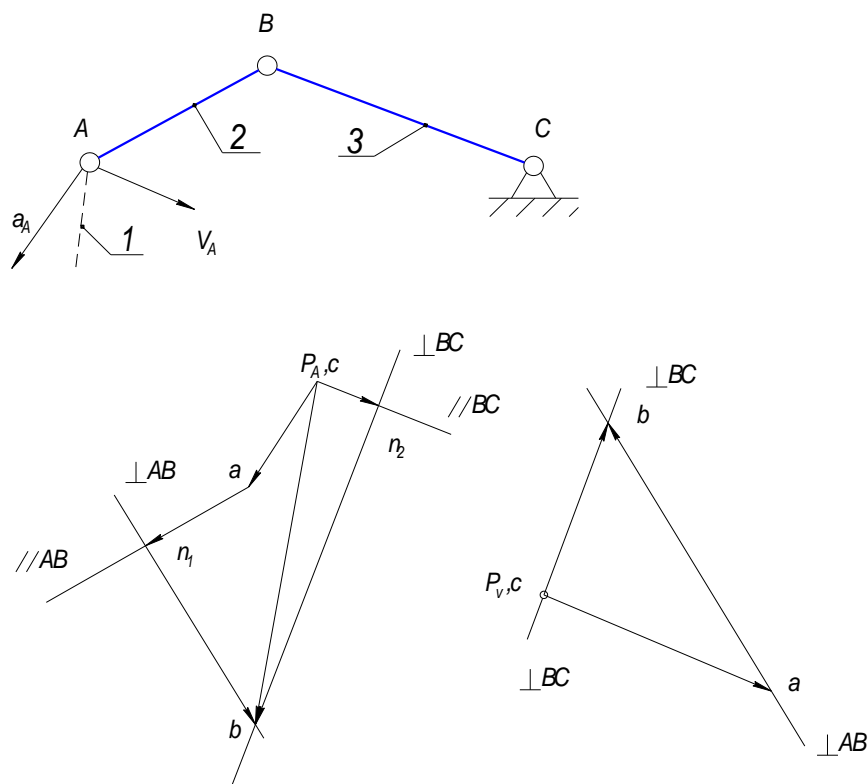


Рис. 3.3

Рівняння, які використовуються при побудові плану прискорень, відрізняються лише тим, що невідомі відносні прискорення точки у обертальному русі розкладають на складові:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{AB} + \vec{a}_{AB}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC} + \vec{a}_{BC}$$

Виконаємо графічне додавання векторів згідно з рівняннями. З довільної точки p_a полюса плану прискорень відкладаємо, в масштабі μ_a , вектор відомого прискорення т. А. З кінця цього вектора, точка а, відкладемо вектор \vec{a}_{AB}^n нормального прискорення точки В навколо т. А. Нормальне прискорення напрямлене по лінії АВ до центра обертання - точки А. Модуль його порахований після побудови плану швидкостей за формулою $a_{BA}^n = \omega^2 \cdot l_{BA}$. Довжина відрізка, який зображає \vec{a}_{AB}^n на плані прискорень, дорівнює $an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$. Через його кінець (точку n_1) проводимо лінію дотичного прискорення a_{BA}^t , направлено перпендикулярно до АВ.

Розглянемо друге рівняння. З полюса p_a ($a_c = 0$) відкладемо вектор, який зображає \vec{a}_{BC}^n нормальне прискорення, у вигляді відрізка $p_a n_2 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}$ ($\vec{a}_{BC}^n \parallel BC$, має напрям від точки В до А). Через його кінець (n_2) проведемо лінію-напрямок дотичного прискорення $a_{BC}^t \perp BC$ до перетину з лінією напрямком прискорення a_{BA}^n . Точка перетину в цих ліній визначить величину та напрямок прискорень точки В та величини дотичних прискорень (у масштабі μ_a).

Розглянуті положення використовуються при побудові планів швидкостей і прискорень плоских механізмів. Розглянемо методику побудови планів швидкостей та прискорень механізмів II класу.

Основні властивості плану швидкостей та прискорень.

- 1) Усі точки механізму, швидкості (прискорення) яких дорівнюють нулю, на плані швидкостей (прискорень) знаходяться в полюсі.
- 2) Усі вектори, що виходять з полюса плану швидкостей (прискорень), є векторами абсолютних швидкостей (прискорень).
- 3) Усі вектори плану, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей (прискорень), є векторами відносних швидкостей (прискорень). Вимірявши відповідні відрізки (в мм) на плані швидкостей (прискорень) та

помноживши їх на масштаб μ_a (μ_v), знаходимо дійсні (за модулем) значення швидкостей (прискорень).

4) Для плану швидкостей та прискорень дійсна теорема подібності.

3.5. Дослідження кінематики механізму аналітичним методом

Широке розповсюдження ЕОМ з різноманітним програмним забезпеченням сприяє все більшому застосуванню аналітичних методів кінематичного дослідження. З великої кількості праць з аналітичного розв'язку задач кінематики, якщо розглядати лише загальні методи, які можна застосувати для будь-яких механізмів, виділяють два їх різновиди: метод замкнених векторних контурів, розроблений В.А.Зінов'євим, та метод перетворення координат (матричний метод), запропонований Ю.Ф. Морошкіним.

Аналітичне розв'язування задач кінематики просторових механізмів рекомендують виконувати методом перетворення координат. Застосування цього методу дає змогу визначати кінематичні параметри звичайними алгебричними методами із застосуванням матриць. Перевага матричної форми запису полягає, головним чином, у застосуванні формул множення матриць.

Аналітичне дослідження плоских механізмів зручніше виконувати методом замкнених векторних контурів.

Метод замкнених векторних контурів. Метод полягає у тому, що кінематичні параметри визначаються у вигляді аналітичних залежностей, що одержують, якщо представити схему механізму замкненими векторними контурами, утвореними ланками цього механізму. Вихідними даними є структурна схема механізму, розміри ланок та залежності узагальнених координат механізму від часу. Якщо останні не задано, то рівняння записують як функції узагальнених координат, тобто визначають кінематичні передатні функції.

Суть методу замкнених векторних контурів полягає в наступному:

- ланки механізму зображають у вигляді векторів, які утворюють на схемі механізму один або декілька замкнених векторних контурів (відповідно до кількості груп Ассура);
- складають векторні рівняння замкненості кожного контуру;
- вибирають прямокутну систему координат та проектують рівняння замкнутості контурів на осі вибраної системи координат.

В результаті отримують аналітичні залежності положення ланок від узагальнених координат механізму та його розмірів, тобто функцію положень ланок механізму;

- диференціюють двічі за часом рівняння замкненості контурів у проекціях на осі x, y та отримують, відповідно, систему рівнянь для визначення швидкостей та прискорень ланок механізму. Якщо диференціюють по узагальненій координаті – отримують, відповідно, рівняння для визначення аналогів швидкостей та прискорень.

- визначають координати, проекції швидкостей та прискорень характерних точок механізму. Визначають модулі швидкостей та прискорень цих точок.

Деякі рекомендації щодо застосування методу замкнених векторних контурів:

- напрямок векторів слід вибирати так, щоб вони вказували послідовність побудови схеми механізму. Спочатку у вигляді вектора зображають початкову ланку механізму. Початок цього вектора – нерухома точка (центр шарніра). Вектори, що зображають ланки в групах Ассура, рекомендують напрямляти до внутрішньої кінематичної пари. Напрямок векторів на нерухомій ланці вибирають довільно;
- записуючи умови замкненості векторних контурів, треба враховувати знаки векторів. Для цього користуються правилом обходу: обходячи кожний векторний контур схеми у довільно вибраному напрямі, векторам, напрям яких збігається з напрямом обходу, присвоюють знак

плюс i , навпаки, для векторів, що мають напрям проти напрямку обходу, присвоюють знак мінус;

– прямокутну систему координат зв'язують зі стояком. За початок відліку можна прийняти центр шарніру, що з'єднує початкову ланку зі стояком. Якщо у механізмі є нерухома напрямна для повзуна, то одну з осей координат доцільно проводити паралельно до цієї напрямної.

Зазначимо, якщо механізм утворює декілька замкнених векторних контурів, то послідовність їх розгляду визначається послідовністю приєднання.

Методику одержання розрахункових залежностей розглянемо на прикладі кривошипно-повзунного механізму двоступінчастого двоциліндрового повітряного компресора, структурна схема якого зображена на рис. 3.4, *а*. Задані розміри всіх ланок та частота обертання n_I кривошипа I . Необхідно визначити усі кінематичні параметри ланок та їх характерних точок (центрів мас) S_3, S_5 .

Представимо схему механізму у вигляді двох замкнутих векторних контурів: $OABO$ та $OCDO$ (рис. 3.4, *б*). У кожен контур входить структурна група Ассура другого класу: $\Pi(2, 3)$ та $\Pi(4, 5)$, Ланки механізму зобразимо у вигляді векторів $\vec{l}_1, \vec{l}'_1, \vec{l}_2, \vec{l}_4$, положення повзунів 3, 5 визначатиметься векторами \vec{l}_3, \vec{l}_5 .

Складемо векторні рівняння замкнутості контуру

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_3,$$

$$\vec{l}'_1 + \vec{l}_4 = \vec{l}_5.$$

Рівняння спроектуємо на осі вибраної прямокутної системи координат xOy (за початок відліку якої прийнято центр шарніра O , а вісь Oy направлено вздовж напрямної повзунів) та запишемо рівняння проєкцій:

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0;$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_3,$$

$$l_1 \sin(\varphi_1 + \pi) + l_4 \sin \varphi_4 = 0;$$

$$l_1 \cos(\varphi_1 + \pi) + l_4 \cos \varphi_4 = l_5,$$

де l_1, l_2, l_4 , – відповідно довжини ланок 1, 2, 4; l_3, l_5 , – відповідно відстані між центром шарніра O та центрами шарнірів B, D повзунів; φ_1 – узагальнена координата механізму (кут повороту кривошипа); φ_2, φ_4 – відповідно кути повороту ланок 2, 4.

Відлік кутів φ_i , які визначають положення ланок, проводимо від додатного напрямку осі Oy за рухом годинникової стрілки (в напрямку обертання кривошипа). Отже, для визначення величини та напрямку кута повертаємо вісь Oy за годинниковою стрілкою доти, доки стрілка осі Oy не зіллється зі стрілкою вектора. Це й буде позитивним напрямом кута.

Розв'язуючи системи відносно невідомих φ_2, l_3 та φ_4, l_5 отримаємо аналітичні залежності положень ланок 2, 3, 4, 5 від узагальненої координати, тобто функції положень ланок. Так для першого контуру, з першого рівняння системи (2.8) одержимо:

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_2}\right),$$

а з другого рівняння отримаємо

$$l_3 = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \left[\arcsin\left(-\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_2}\right) \right].$$

Для другого контуру всі викладки аналогічні.

Диференціюючи систему за часом,

$$l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_2 \omega_2 \cos \varphi_2 = 0,$$

$$-l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2 \sin \varphi_2 = v_3$$

Вираз для кутової швидкості шатуна 2, та лінійної швидкості повзуна 3:

$$\omega_2 = -\frac{l_1 \omega_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}$$

$$v_3 = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 + l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2$$

У випадку, коли закон руху початкової ланки невідомий, визначають аналоги швидкостей та прискорень, продиференціювавши системи рівнянь за узагальненою координатою.

Для визначення прискорень двічі диференціюємо за часом систему, що приводить до рівнянь

$$-l_1\omega_1^2 \sin \varphi_1 - l_2\omega_2^2 \sin \varphi_2 + l_2\varepsilon_2 \cos \varphi_2 = 0,$$

$$l_1\omega_1^2 \cos \varphi_1 + l_2\omega_2^2 \cos \varphi_2 - l_2\varepsilon_2 \sin \varphi_2 = a_3$$

Кутове прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_2 = \frac{l_1\omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_2\omega_2^2 \sin \varphi_2}{l_2 \cos \varphi_2}.$$

Підставивши значення ε_2 в рівняння, можна визначити лінійне прискорення повзуна 3.

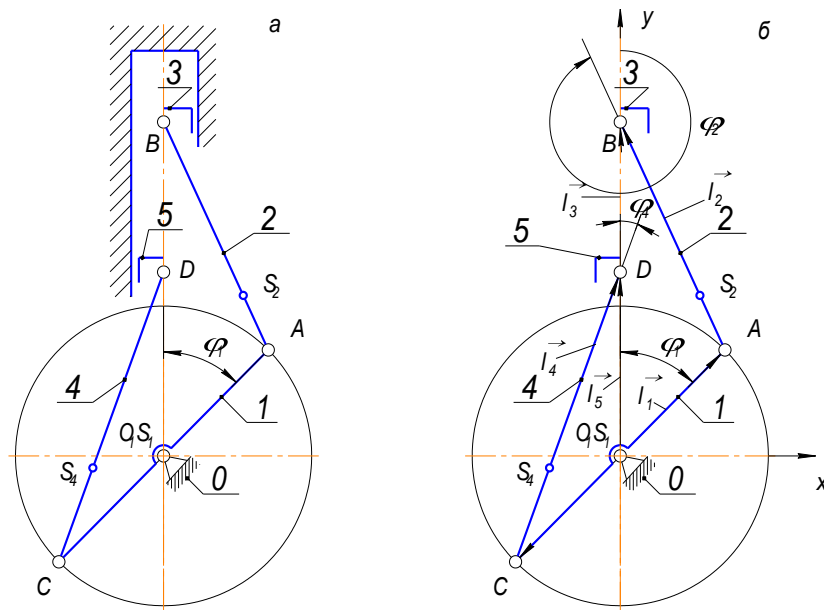


Рис. 3.4

Координати будь-якої характерної точки механізму, її швидкість та прискорення визначають, використовуючи рівняння проєкцій даної точки на осі координат. Наприклад, для т. S_2 будемо мати

$$x_{S_2} = l_1 \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2,$$

$$y_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2.$$

Модулі швидкостей та прискорень цієї точки знаходяться за відомими формулами

$$v_{S_2} = \sqrt{\dot{x}_{S_2}^2 + \dot{y}_{S_2}^2}, \quad a_{S_2} = \sqrt{\ddot{x}_{S_2}^2 + \ddot{y}_{S_2}^2},$$

Розрахункова схема механізму для якої буде розроблено алгоритм кінематичного аналізу в програмному середовищі Mathcad представлена на рисунку 3.5.

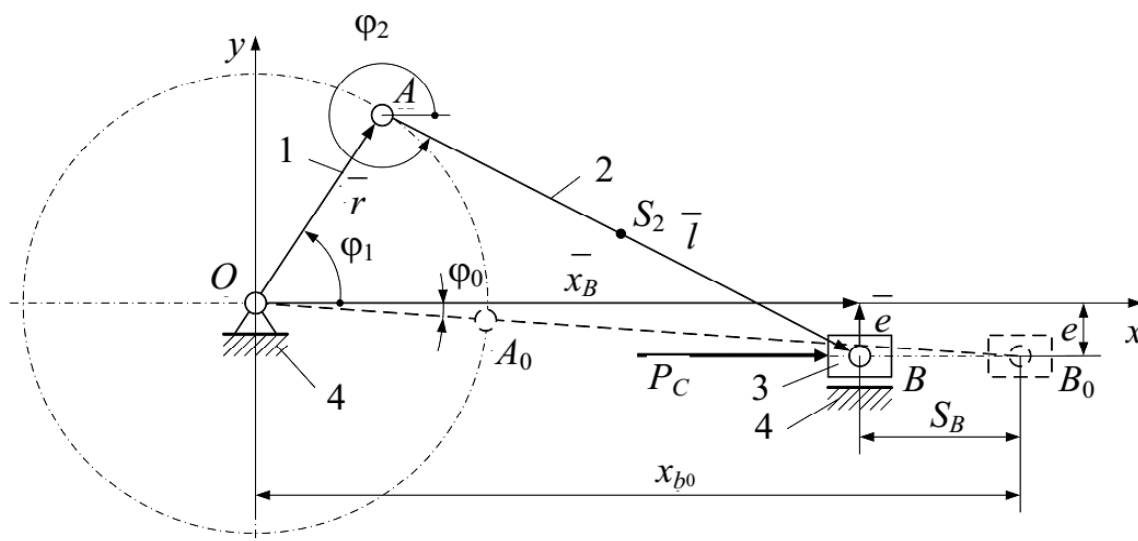


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема

Значення вихідних даних (параметрів), що відображені в програмному середовищі Mathcad представлені на рисунку 3.6.

Кількість положень механізму	$N := 12$	
Довжина ланок механізму	$r := 0.09$	m
	$l := 0.28$	m
Ексцентриситет	$e := 0.05$	m
Кутова швидкість кривошипа	$w1 := 12$	$\frac{\text{rad}}{\text{sec}}$
Моменти інерції ланок	$J1 := 0.012$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
	$J2 := 0.088$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Маси ланок	$m2 := 11.2$	kg
	$m3 := 33.5$	kg
Сила корисного опору	$P_c := 400$	N
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta := 0.03$	

Рисунок 3.6 – Вихідні параметри до кінематичного аналізу механізму в Mathcad

Аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів досліджуваного механізму представлені на рисунку 3.7.

$$l_{AS2} := 0.5 \cdot l$$

$$\phi_0 := \arcsin\left(\frac{e}{1+r}\right) \quad \phi_0' := \pi + \arcsin\left(\frac{e}{1+r}\right) \quad \phi_1 := \phi_0, \left(\phi_0 + \frac{2 \cdot \pi}{N}\right) .. (2 \cdot \pi + \phi_0)$$

$$b_0 := \sqrt{(1+r)^2 - (e)^2}$$

$$\Delta\phi_1 := \frac{2 \cdot \pi}{N}$$

$$\phi_2(\phi_1) := 2 \cdot \pi + \arcsin\left(\frac{e - r \cdot \sin(\phi_1)}{1}\right) \quad \phi_2'(\phi_1) := \frac{d}{d\phi_1} \phi_2(\phi_1) \quad \phi_2''(\phi_1) := \frac{d^2}{d\phi_1^2} \phi_2(\phi_1)$$

$$x_A(\phi_1) := r \cdot \cos(\phi_1) \quad x_A'(\phi_1) := -r \cdot \sin(\phi_1)$$

$$y_A(\phi_1) := r \cdot \sin(\phi_1) \quad y_A'(\phi_1) := r \cdot \cos(\phi_1)$$

$$x_B(\phi_1) := r \cdot \cos(\phi_1) + l \cdot \cos(\phi_2(\phi_1)) \quad x_B'(\phi_1) := \frac{d}{d\phi_1} x_B(\phi_1) \quad x_B''(\phi_1) := \frac{d^2}{d\phi_1^2} x_B(\phi_1)$$

$$x_{S2}(\phi_1) := x_A(\phi_1) + l_{AS2} \cdot \cos(\phi_2(\phi_1)) \quad x_{S2}'(\phi_1) := \frac{d}{d\phi_1} x_{S2}(\phi_1) \quad x_{S2}''(\phi_1) := \frac{d^2}{d\phi_1^2} x_{S2}(\phi_1)$$

$$y_{S2}(\phi_1) := y_A(\phi_1) + l_{AS2} \cdot \sin(\phi_2(\phi_1)) \quad y_{S2}'(\phi_1) := \frac{d}{d\phi_1} y_{S2}(\phi_1) \quad y_{S2}''(\phi_1) := \frac{d^2}{d\phi_1^2} y_{S2}(\phi_1)$$

$$v_{S2}'(\phi_1) := \sqrt{x_{S2}'(\phi_1)^2 + y_{S2}'(\phi_1)^2} \quad a_{S2}''(\phi_1) := \sqrt{x_{S2}''(\phi_1)^2 + y_{S2}''(\phi_1)^2}$$

$$v_{S2}(\phi_1) := w_1 \cdot v_{S2}'(\phi_1) \quad a_{S2}(\phi_1) := w_1^2 \cdot a_{S2}''(\phi_1)$$

$$w_2(\phi_1) := \phi_2'(\phi_1) \cdot w_1 \quad \varepsilon_2(\phi_1) := w_1^2 \cdot \phi_2''(\phi_1)$$

$$v_B(\phi_1) := x_B'(\phi_1) \cdot w_1 \quad s_B(\phi_1) := b_0 - x_B(\phi_1) \quad a_B(\phi_1) := w_1^2 \cdot x_B''(\phi_1)$$

Рисунок 3.7 – Аналітичні залежності для кінематичного аналізу механізму в програмному середовищі Mathcad

В результаті обробки вихідних параметрів (рис. 3.6) з використанням аналітичних залежностей (рис. 3.7) будуть отримані масиви даних (рис. 3.8) та графічні залежності (рис. 3.9-3.11) основних кінематичних параметрів від кутової координати кривошипа 1 (рис. 3.5).

$w_2(\phi_1) =$	$\varepsilon_2(\phi_1) =$	$v_B(\phi_1) =$	$a_B(\phi_1) =$	$s_B(\phi_1) =$
-3.906	4.686	0.13	-17.375	0.723
-3.248	25.013	-0.578	-13.906	0.733
-1.784	40.999	-1.012	-5.617	0.769
0.179	46.709	-1.072	2.45	0.816
2.089	38.744	-0.856	6.771	0.859
3.427	21.652	-0.526	8.036	0.889
3.927	0.875	-0.163	8.662	0.904
3.47	-22.135	0.24	9.939	0.903
2.002	-44.303	0.699	10.72	0.882
-0.204	-53.354	1.107	6.86	0.842
-2.328	-40.907	1.202	-3.198	0.79
-3.624	-17.979	0.828	-13.342	0.744
-3.906	4.686	0.13	-17.375	0.723

Рисунок 3.8 – Числові значення кінематичних параметрів точок і ланок механізму від кутової координати ϕ_1

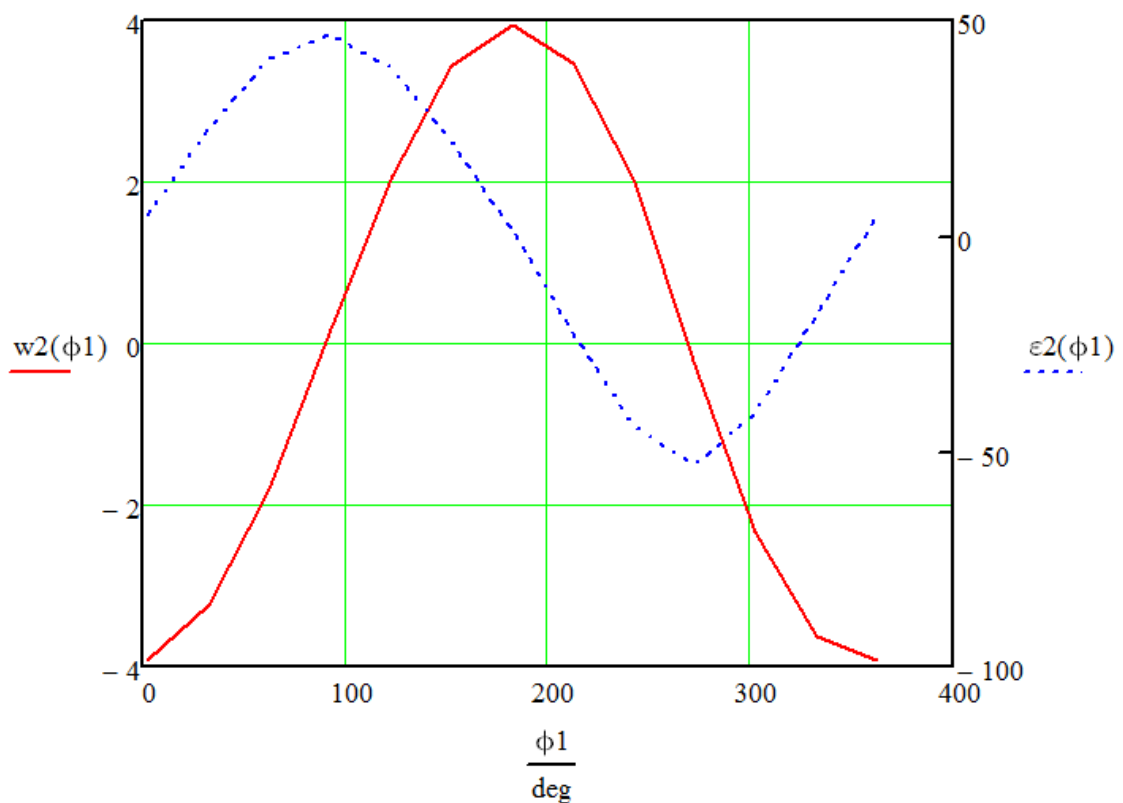


Рисунок 3.9 – Залежність кутової швидкості (ω_2) та кутового прискорення (ε_2) шатуна 2 від кутової координати (ϕ_1) кривошипа 1

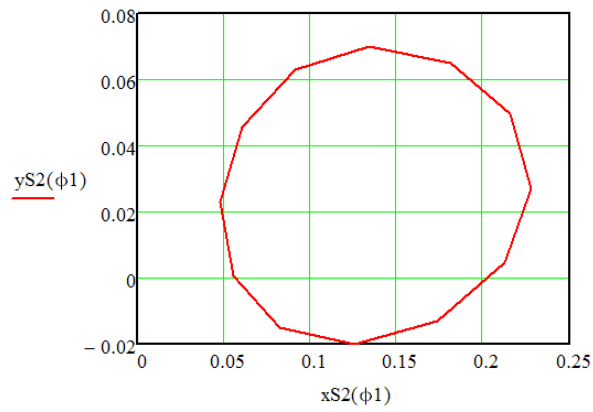
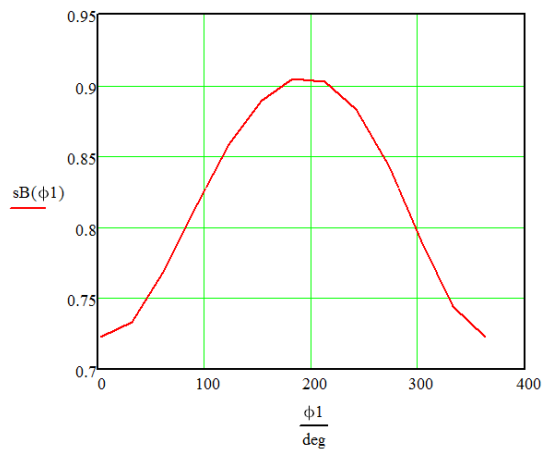
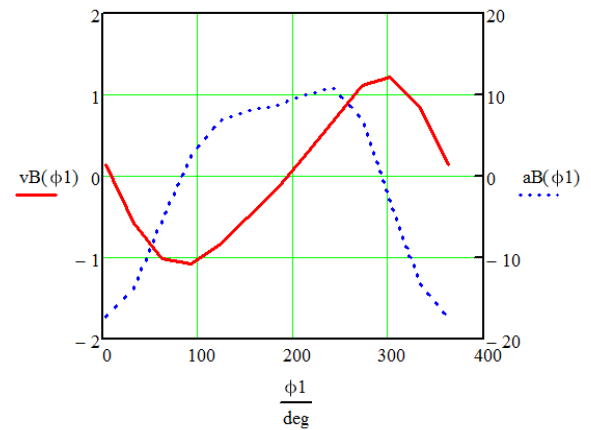


Рисунок 3.10 – Траєкторія центра мас (s_2) шатуна 2



а)



б)

Рисунок 3.11 – Залежність кінематичних параметрів повзуна 3 від кутової координати кривошипа 1: а) переміщення (x_B); б) швидкість (v_B) та прискорення (a_B).

Лекція № 5 (2 год.)

Тема 4: «Основні відомості з теорії зачеплення»

4.1. Основні поняття та задачі синтезу зубчастих зачеплень.

4.2. Геометричні параметри зубчастого колеса.

4.3. Властивості евольвенти.

4.4. Властивості евольвентного зачеплення.

4.1. Основні поняття та задачі синтезу зубчастих зачеплень.

Зубчасте зачеплення – це вища кінематична пара, яка утворена послідовно взаємодіючими елементами двох ланок.

Зубчаста передача – це триланковий зубчастий механізм, який складено з двох зубчастих коліс і стояка. Рухомими ланками зубчастого механізму є зубчасті колеса, які утворюють зі стояком нижчу кінематичну пару, а між собою – вищу.

Елементами цієї вищої кінематичної пари є бокові поверхні зубців. Лінія перетину бокових поверхонь зубців із площиною, перпендикулярною до осі обертання колеса, називається профілем зубця.

Менше з двох коліс називається шестірнею, більше – колесом. Шестірні присвоюється індекс 1, колесу – 2.

За формою колеса бувають круглі, конічні та еліптичні.

Задача синтезу зубчастого зачеплення полягає в проектуванні елементів вищої кінематичної пари зубчастого зачеплення, тобто, профілів зубців, відповідно до заданих умов. Умовами синтезу є:

1. Положення осей обертання (паралельні, пересічні, перехресні).
2. Задане передаточне відношення.
3. Якісні показники зачеплення (коефіцієнти перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).
4. Експлуатаційні умови (плавність і безшумність роботи, міцність, довговічність тощо).

Залежно від положення осей валів, між якими здійснюється передача обертowego руху, зубчасті передачі поділяються на три типи:

- передачі циліндричними зубчастими колесами між паралельними валами;

- передачі конічними зубчастими колесами між валами, осі яких перетинаються;

- передачі гіперболоїдними зубчастими колесами між валами, осі яких перехрещуються.

Найпростішими та найпоширенішими є зубчасті передачі з прямозубими циліндричними колесами, у яких зубці розміщені паралельно вісі колеса, хоча вони і застосовуються при порівняно невеликих кутових швидкостях і не дуже великих навантаженнях.

Передаточне відношення – це відношення кутової швидкості ведучої ланки (шестірні) до кутової швидкості веденої ланки (колеса):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Коефіцієнт перекриття ε_α показує скільки пар профілів зубціводночасно знаходяться в зачепленні. Характеризує плавність і безшумність роботи передачі. Значення знаходиться в межах від 1,1 (необхідний мінімум) до 2,0 для прямозубих зубчастих передач.

Коефіцієнти відносного ковзання λ характеризують зношування бокових поверхонь зубців за рахунок наявності в зачепленні тертя ковзання. У полюсі зачеплення коефіцієнти відносного ковзання дорівнюють нулю, отже, профілі перекочуються один по одному без ковзання.

Коефіцієнт питомого тиску θ використовується при розрахунку зубчастих коліс на контактну міцність.

4.2. Геометричні параметри зубчастого колеса

Основні геометричні параметри зубчастих коліс розглянемо на прикладі циліндричних прямозубих зубчастих коліс (рис. 4.1). Уся

термінологія та визначення відповідають ГОСТ 16531-83.

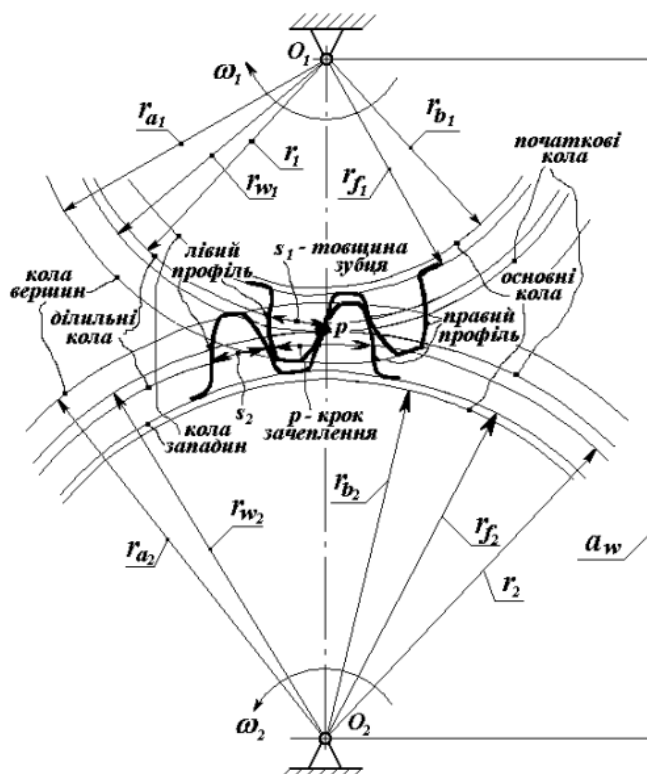


Рис. 4.1

Міжосьова відстань a_w – це відстань між центрами обертання зубчастих коліс 1 і 2.

Ділильне коло – це базове коло, відносно якого визначаються геометричні параметри зубчастого колеса. $r_{w1,2}$ – радіуси ділильних кіл шестірні та колеса.

Основне коло – це геометричне місце центрів кривизни профілю зубця.

$r_{b1,2}$ – радіуси основних кіл шестірні та колеса.

Крок зачеплення– це відстань по ділильному колу між однойменними профілями сусідніх зубців.

Позначимо: p – крок зачеплення; z – число зубців колеса; d – діаметр ділильного кола.

Тоді, довжина ділильного кола:

$$p \cdot z = \pi \cdot d \text{ .}$$

Виразимо d :

$$d = \frac{P}{\pi} \cdot z.$$

Відношення кроку до числа π називають модулем зачеплення m .

Це найважливіша характеристика зубчастих коліс. Модуль зачеплення вимірюється в міліметрах і є величиною стандартною (ГОСТ 9563-60).

Отже, модуль зачеплення – це кількість міліметрів ділильного кола, що припадає на один зуб.

Ділильне коло ділить зубець на дві частини: ділильну ніжку та ділильну головку.

Таблиця 4.1

Основні геометричні параметри

Назва параметра	Позначення та формула
Діаметр (мм): ділильного кола	$d=mz$
кола вершин	$d_a=m(z+2)$
кола западин	$d_f=m(z-2,5)$
кола основного	$d_b=d \cdot \cos \alpha$
Крок (мм) по ділильному колу	$p=\pi m$
по основному колу	$p_b=\pi m \cdot \cos \alpha$
Товщина (мм) зуба по ділильному колу	$S=0,5 \cdot \pi \cdot m$
Ширина (мм) западини по ділильному колу	$e=0,5 \cdot \pi \cdot m$
Висота (мм): ніжки зуба	$h_f=1,25 \cdot m$
головки зуба	$h_a=m$
зуба	$h=2,25 \cdot m$

4.3. Властивості евольвенти.

Для побудови профілів зубців циліндричних зубчастих коліс, що використовуються в машинобудуванні, найперше застосовується евольвентний профіль. Евольвентою кола називається крива, центри кривизни якої лежать на колі. Евольвента утворюється прямою (називається твірною прямою), яка перекочується без ковзання по колу (називається основним колом).

На рис. 2 показані основні параметри евольвенти кола.

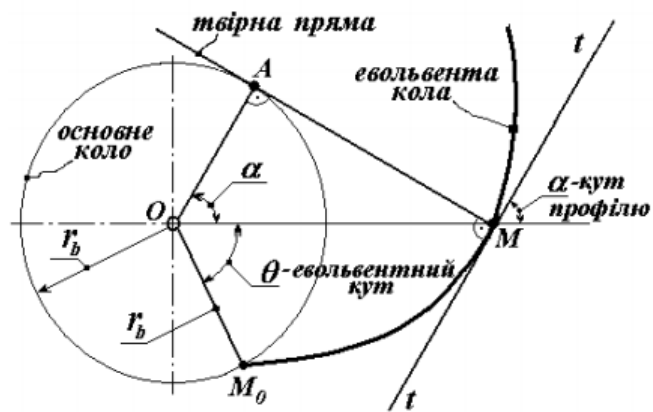


Рис. 4.2

Кут профілю α – це гострий кут між дотичною до евольвенти в точці M і радіусом-вектором евольвенти OM.

Евольвентний кут θ – це кут, утворений початковим радіусом-вектором евольвенти OM₀ та її поточним радіусом OM.

Широке використання евольвенти при проектуванні профілів зубців пояснюється низкою важливих властивостей як самої евольвенти, так і евольвентного зачеплення.

Властивості евольвенти:

1. Дотична до основного кола є нормаллю до евольвенти в точці перетину з нею.
2. Точка дотику нормалі до евольвенти з основним колом є центром кривизни евольвенти.
3. Відстань по нормалі між еквідистантними (рівновіддаленими) евольвентами дорівнює довжині дуги основного кола між основами евольвент.
4. Із збільшенням радіуса основного кола кривизна евольвенти зменшується і при $r_b = \infty$ евольвента вироджується в пряму лінію.

4.4. Властивості евольвентного зачеплення.

1. Профіль зубця другого колеса, спряжений із евольвентним профілем

першого, є евольвентним.

2. Профіль зубця, спряжений із прямолінійним профілем другого елемента, який переміщується поступально, є евольвентним.

3. Евольвентне зачеплення допускає змінювання міжосьової відстані в межах, що не порушує умови:

$$\varepsilon_a \geq 1,1.$$

4. Евольвентне зачеплення забезпечує передачу обертального руху зі сталим передаточним відношенням.

Доповнення до четвертої умови: при змінюванні міжосьової відстані передаточне відношення не змінюється, а змінюється величина радіусів початкових кіл і кут зачеплення.

Лекція № 6 (2 год.)

Тема 5: «Багатоланкові зубчасті механізми»

5.1. Зубчасті механізми з нерухомими осями коліс(рядові з'єднання).

5.2. Зубчасті механізми з рухомими осями коліс.

5.1. Зубчасті механізми з нерухомими осями коліс(рядові з'єднання).

Складні зубчасті механізми – це механізми, до яких входять більше двох зубчастих коліс. Складні механізми передач крім, ведучої та веденої ланок, мають проміжні ланки, що обертаються навколо своїх осей.

Складні зубчасті механізми поділяються на механізми передач з нерухомими та рухомими осями коліс.

Складні механізми передач з нерухомими осями можна поділити на окремі ступені, кожна з яких являє собою дві рухомі ланки, що утворюють вищу пару; крім того, вони утворюють зі стояком ще й нижчі пари. Таким чином, бувають прості – одно-, і складні – багатоступінчасті зубчасті передачі; в більшості випадків двох- або трьохступінчасті.

Застосування складних ступінчастих механізмів обумовлене:

- великими передатними відношеннями;
- розміщенням осей вхідної та вихідної ланок на значній відстані одна від одної (при 2-х ланках механізми передач мали б дуже великі габарити);
- потребою змінити знак передатного відношення.

Загальне передаточне відношення багатоланкового механізму дорівнює добутку передаточних відношень окремих механізмів, що входять до його складу (рис. 5.1):

$$U_{1j} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(j-1)j}$$

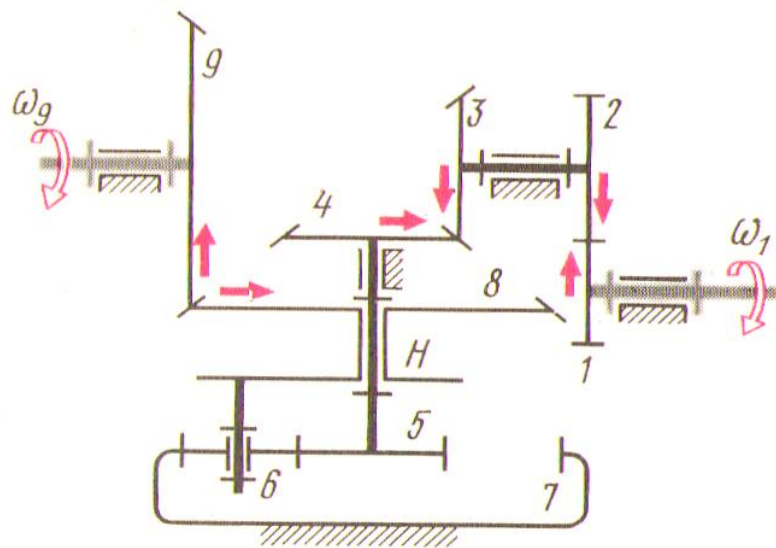


Рис. 5.1

Складні зубчасті передачі із нерухомими осями, за способом компоновки поділяють дві групи:

- рядні;
- ступінчасті.

Рядні зубчасті механізми являють собою послідовне з'єднання кількох пар одиничних зубчастих коліс.

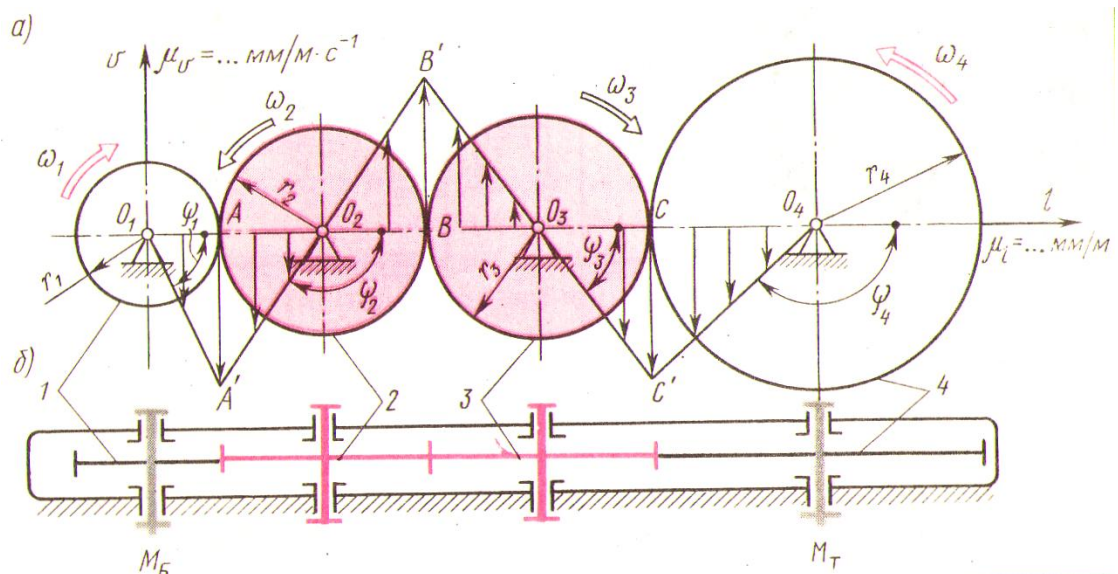


Рис. 5.2

При зовнішньому зачепленні передаточне відношення має знак «-», при внутрішньому – «+».

Передаточне відношення механізму:

$$U_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1}$$

В загальному випадку передаточне відношення:

$$U_{ij} = \frac{\omega_i}{\omega_j} = (-1)^t \frac{z_j}{z_i}$$

Де t – кількість зовнішніх зачеплень.

Рядове зачеплення з паразитними колесами характеризується тим, що на кожному з проміжних валів розміщено лише одне колесо.

Для здійснення передачі руху між валами, які розміщені на великій відстані або, якщо потрібно, щоб ведений вал обертався в тому ж самому напрямі, що й ведучий, на проміжних валах закріплюють по одному колесу, які не впливають на передатне відношення. Ці колеса називаються паразитними, а весь ряд – паразитним.

Таким чином, число зубців паразитних коліс не впливає на абсолютну величину передатного відношення. Паразитні колеса впливають лише на його знак.

Проміжні колеса застосовують для передачі обертання з одного валу на інший при великій міжосьовій відстані, а також для зміни напрямку обертання веденого валу.

Число зубців проміжних коліс не впливає на абсолютну величину передатного відношення, але ці колеса витрачають на тертя певну потужність тому проміжні колеса називаються паразитними.

Якщо за умовами роботи передачі необхідно мати велике передатне відношення, то передача руху від ведучого вала до веденого здійснюється за допомогою кількох проміжних зубчастих зачеплень.

На кожному проміжному валу закріплюються по два зубчастих колеса, з яких одне ведуче, а інше – ведене; одне входить у зачеплення з колесом на попередньому валу, друге – на наступному. У такій передачі кожний проміжний вал з'єднується з попереднім і наступним парою коліс. Таким

чином, на першому ведучому буде закріплено одне колесо. На кожному з проміжних валів – по два колеса і на останньому веденому – одне колесо.

Таке з'єднання зубчастих коліс називається ступінчастою зубчастою передачею.

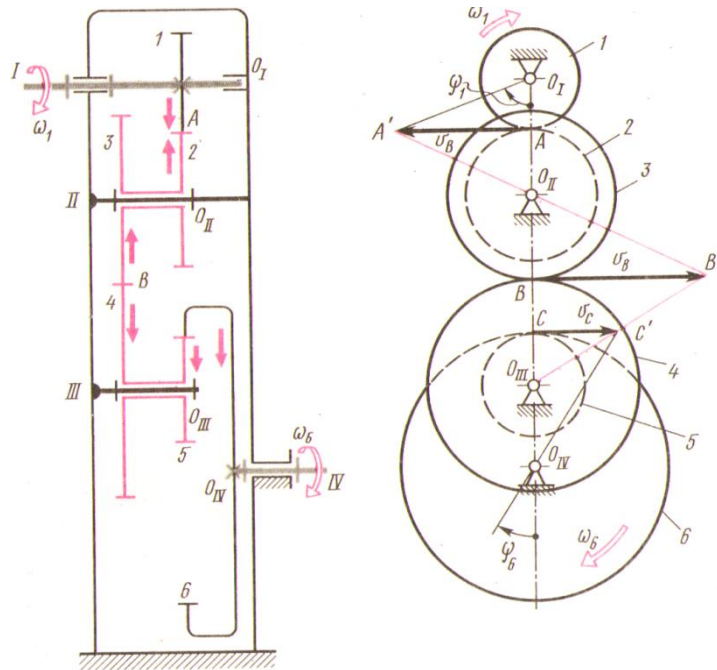


Рис. 5.3

Передаточне відношення механізму:

$$U_{16} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \left(+\frac{z_5}{z_6}\right)$$

В загальному випадку передаточне відношення ступінчастого механізму:

$$U_{16} = (-1)^t \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_i}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{(j-1)}}$$

5.2. Зубчасті механізми з рухомими осями коліс.

У розглянутих зубчастих механізмах геометричні осі всіх коліс не змінюють положення у просторі. Можливі й такі зубчасті механізми, у яких геометричні осі одного чи кількох коліс переміщуються у просторі. До числа

зубчастих механізмів відносять так звані диференціальні та планетарні механізми. Іноді їх називають епіциклічними механізмами.

Епіциклічною передачею називають механізм, складений з зубчастих (фрикційних) коліс, одне або кілька з яких виконують складний обертальний рух, що складається з обертального руху навколо власної осі і разом з віссю – навколо зчепленого з ним зубчастого колеса (від слів “епіцикл” – коло, центр якого рівномірно рухається по іншому колу). Ці механізми можна поділити на планетарні механізми, що мають одну ступінь вільності і диференціальні що мають два й більше ступенів вільності.

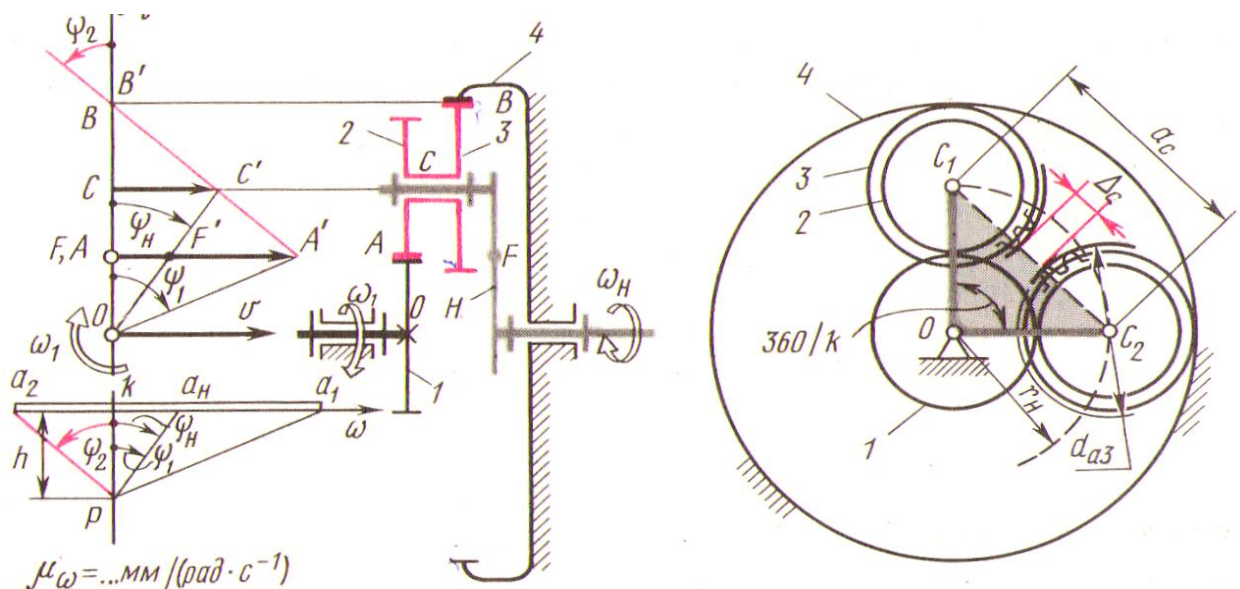


Рис. 5.4

В планетарному механізмі колеса, 1 і 4 називають центральними, при чому, колесо 1 (зовнішнє зачеплення) – сонячне, колесо 4 (внутрішнє зачеплення) – коронне (опорне). Колеса 2 і 3 з рухомою віссю – сателітами. Осі сателітів розміщуються на ланці, яка має назву – водило (водило завжди рухома ланка).

Передаточне відношення планетарного механізму:

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)}$$

Планетарні зубчасті механізми мають 1 ступінь вільності $W=1$.

Диференціальний зубчастий механізм не має нерухомих зубчастих коліс, ступінь його рухомості $W=2$ і більше. В механізмі показує, скільком ланкам диференціала необхідно надати незалежні рухи, щоб отримати визначеність рухів інших ланок.

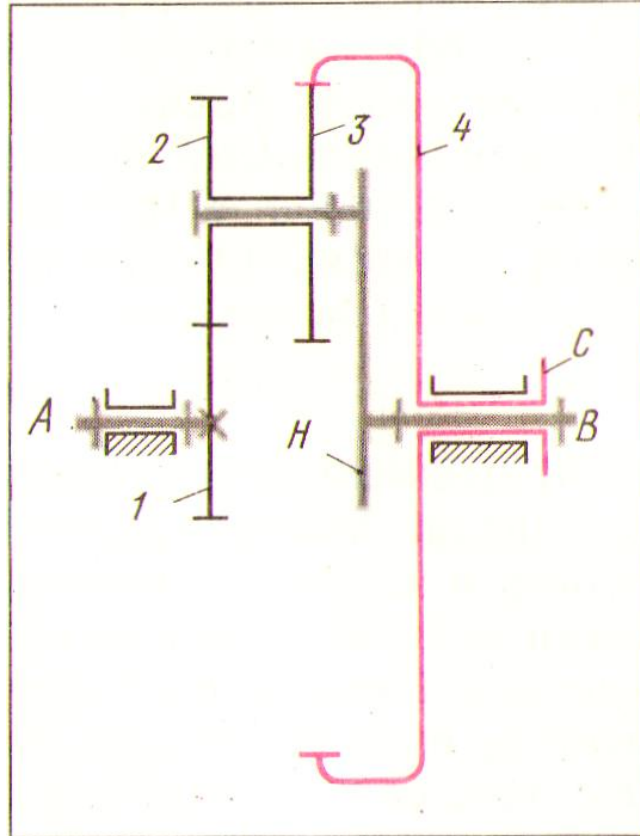


Рис. 5.5

Для визначення кутових швидкостей і переміщень використовують формулу:

$$\frac{\varphi_1 - \varphi_H}{\varphi_i - \varphi_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_i - \omega_H} = U_{li}^{(H)} .$$

Лекція № 7 (2 год.)

Тема 6: «Вступ у динамічний аналіз»

6.1. Основні задачі динамічного аналізу.

6.2. Класифікація сил.

6.3. Механічна характеристика машини.

6.1. Основні задачі динамічного аналізу.

У кінематиці дослідження руху ведеться тільки з врахуванням будови механізмів та геометричних співвідношень між розмірами ланок.

Передбачається, що рух вхідних ланок відомий. Рух вихідних ланок вивчається в залежності від заданого руху вхідних ланок. За цих умов сили, які діють на ланки механізму, не враховуються.

Динаміка вивчає дійсний рух механізмів з урахуванням усіх факторів, що на нього впливають. Динамікою називається розділ механіки, у якому вивчається рух матеріальних тіл під дією сил. Розрізняють дві основні задачі динаміки:

- визначення сил, які діють на ланки механізмів за заданим законом руху, та встановлення способів зменшення динамічних навантажень, що виникають при русі механізмів;
- визначення дійсного закону руху механізмів під дією прикладених до нього сил та встановлення способів забезпечення заданих режимів руху механізму.

Перша задача має назву силового аналізу механізмів, а друга – динаміки механізмів.

У динаміку входять і ряд інших задач, що мають важливе технічне значення: тертя у кінематичних парах; механічний коефіцієнт корисної дії механізмів; теорія коливань з механізмах та віброзахист машин і т. ін.

Крім цього у динаміці можна виділити два класи задач – аналіз механізмів і машин та синтез механізмів і машин за заданими динамічними умовами.

6.2. Класифікація сил.

Сили (моменти), прикладені до ланок, можна поділити на групи.

1. Рушійні сили. Створюються двигунами, які здійснюють перетворення якогось виду енергії (теплової, електричної, гідравлічної) у механічну роботу. Вони здійснюють позитивну роботу за час своєї дії або за один цикл. Рушійні сили збільшують кінетичну енергію машини і прикладені до ланок механізму, що називаються ведучими; з напрямом швидкості точок прикладання утворюють гострі кути, зокрема ці кути можуть дорівнювати і нулю

2. Сили опору. Здійснюють від'ємну роботу за час своєї дії, або за один цикл. Вони діляться на сили корисного (виробничого, технологічного) опору та сили шкідливого опору – опір середовища (повітря, чи якогось іншого і газу, рідини), в якому рухаються ланки механізму. Сили опору середовища переважно малі у порівнянні з іншими силами і в задачах курсу ТММ не враховуються. Особливе місце посідає шкідливий опір у кінематичних парах – тертя. Тертя в механізмах розглядатимемо окремо.

Сили корисного опору – це сили, для подолання яких створено машину. Ці сили напрямлені проти переміщення точок їх прикладання - з напрямом швидкості точок прикладання утворюють тупі кути, або, зокрема, кути, що дорівнюють 180° : сили опору зменшують кінетичну енергію машини.

3. Сили тяжіння (ваги) окремих ланок та сили пружності пружин. На деяких ділянках руху механізму ці сили можуть здійснювати як додатну, так і від'ємну роботу (у випадку сил тяжіння в залежності від того, чи піднімається, або опускається центр ваги ланки). Але за повний кінематичний цикл робота даних сил дорівнює нулю, оскільки точки їх прикладання рухаються циклічно. Сили тяжіння ланок завжди напрямлені

вертикально вниз (до центра тяжіння землі); модуль цих сил обчислюється за відомою формулою $G = mg$, де g – прискорення вільного падіння. Врахування цих сил не викликає труднощів. Сили пружності пружин визначаються за їх характеристиками чи за коефіцієнтами жорсткості.

4. Сили взаємодії між ланками механізму, тобто сили, що діють у кінематичних парах. Ці сили являють собою реакції на дію активних сил. Згідно третього закону Ньютона реакції завжди взаємообернені. Їх нормальні складові роботи не виконують, в той час як дотичні складові тобто сили тертя здійснюють від'ємну роботу.

Сили перших трьох груп відносяться до категорії активних, вони переважно відомі. Ці сили прикладені до механізму ззовні, а тому є зовнішніми. Сили четвертої групи – реакції, якщо розглядати механізм в цілому, є внутрішніми силами. Реакції наперед невідомі. Вони залежать від активних сил та від прискорень ланок механізму.

Найбільший вплив на закон руху механізму чинять рушійні сили та сили корисного опору. Їх величина та характер дії визначається робочим процесом машини чи приладу, в яких використаний даний механізм. Ці сили можуть бути постійними, але в більшості випадків вони є функціями кінематичних параметрів – переміщення, швидкості або часу. Рушійні сили та сили опору звичайно визначають експериментальним шляхом за допомогою відповідних приладів (індикаторів, динамометрів, різних давачів і т.п.) для ряду положень механізму за цикл його роботи. Вивчення робочих процесів та їх характеристик є задачею відповідних спеціальних наукових дисциплін та виходить за рамки курсу ТММ, а тому при розв'язуванні задач дані сили вважають відомими і заданими у вигляді так званих механічних характеристик.

6.3. Механічна характеристика машини.

Механічною характеристикою машини називають функціональну залежність силового параметру від часу чи його кінематичного параметру,

представлену графічно, масивом чисел або аналітично.

Розглянемо механічні характеристики деяких машин, двигунів та технологічних машин.

Характеристики сил, що залежать від швидкості. На рис 6.1 а, б показано механічні характеристики для електродвигунів постійного струму з паралельним і послідовним збудженнями; на рис. 6.2, а зображена механічна характеристика асинхронного електродвигуна трифазного струму – залежність крутного моменту від кутової швидкості ротора. Робочою частиною характеристики є ділянка ab . При деякому значенні кутової швидкості ω , що відповідає номінальному моменту M_n двигуна і номінальній швидкості ω_n , двигун розвиває максимальну потужність. Кутова швидкість при якій $M_o = 0$, називається синхронною; з цією швидкістю ротор обертається при марноході. Наприклад, точка O діаграми визначає початковий пусковий момент M_o двигуна при нульовій кутовій швидкості

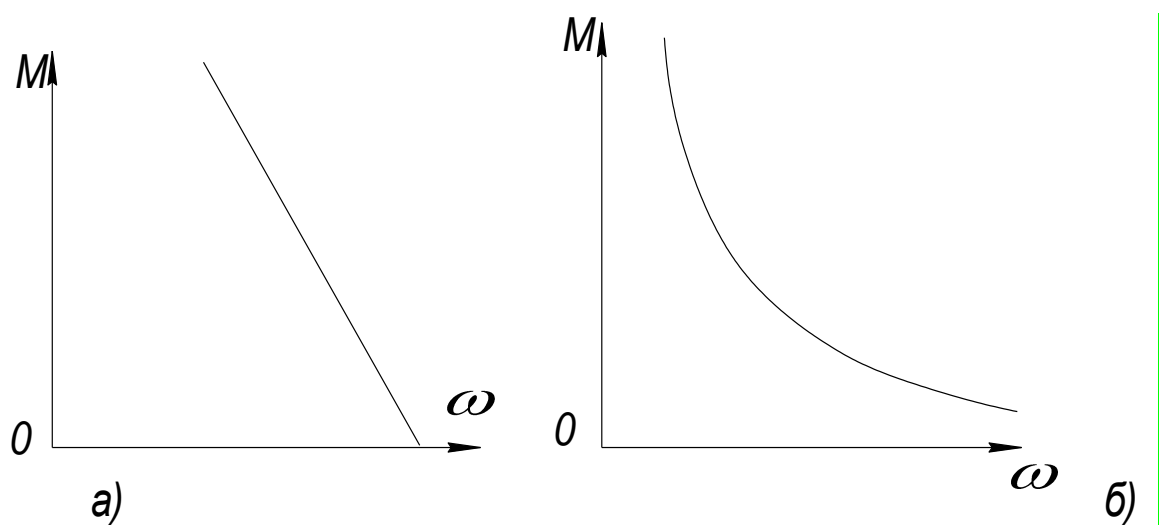


Рис. 6.1

Від швидкості залежать сили та моменти, що діють у таких робочих машинах як електрогенератори, вентилятори, відцентрові помпи і т ін. (Рис. 6.2). Відмітимо, що при зображенні механічних характеристик дотримуються наступного правила знаків: силу і момент враховують

додатними, якщо на розглядуваній ділянці шляху (лінійній чи кутовій) вони виконують додатну роботу.

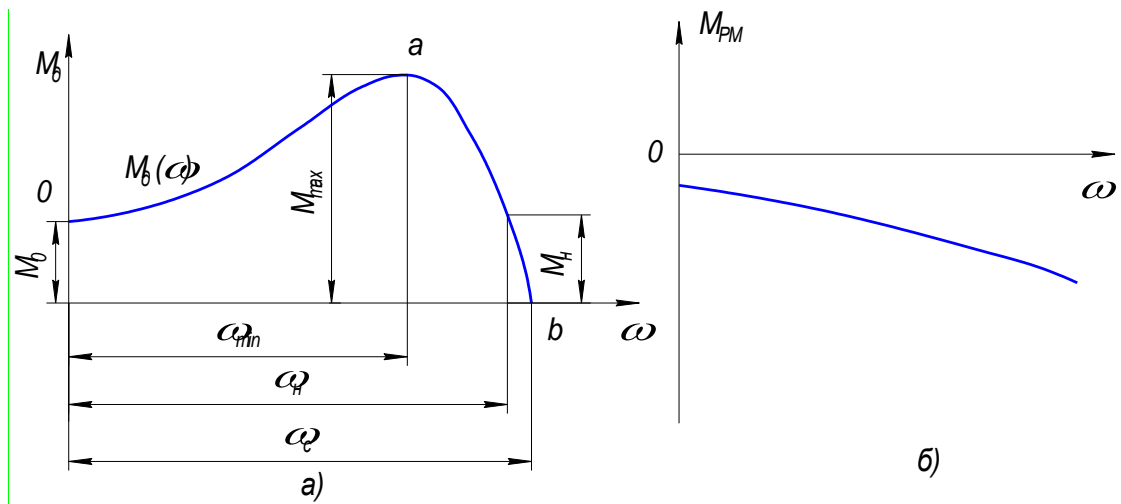


Рис. 6.2

Характеристики сил, що залежать від переміщення. На рис. 6.3 показана схема механізму двотактного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) та його механічна характеристика – залежність сили тиску газів F_g на поршень від його переміщення. Зазначимо, що для ДВЗ механічна характеристика частіше представляє собою залежність тиску газів у циліндрі від переміщення поршня і називається індикаторною діаграмою. Якщо подача палива в ДВЗ не змінюється, то при наступних обертах початкової ланки I механічна характеристика повторює свою форму.

Робота сили F_d графічно зображується площею, що обмежена кривою $F_d(s_c)$. У розглядуваному випадку додатна площа більша, ніж від'ємна. Таким чином робота сили F_d за повний цикл буде додатною. Отже, сила F_d є рушійною, хоча вона міняє знак.

Сили, що залежать тільки від переміщення, діють у багатьох інших машинах та приладах: поршневих помпах та компресорах, стругальних, фрезерних, довбальних верстатах і талі. На рис. 6.4, а подається механічна характеристика стругального верстата у вигляді прямої, що виражає залежність сили різання P , прикладеної до різця, від переміщення різця S .

Уряді машин дія активних сил робочого процесу на робочі органи машини є короткочасна і здійснюється лише на малій ділянці траєкторії робочого органу. Це має місце, наприклад, у ковальських пресах, відбійних молотках, машинах для забивання паль і т. ін. Робочі процеси такого роду називають ударними або імпульсними. Типова характеристика ударного процесу показана на рис. 6.4, б.

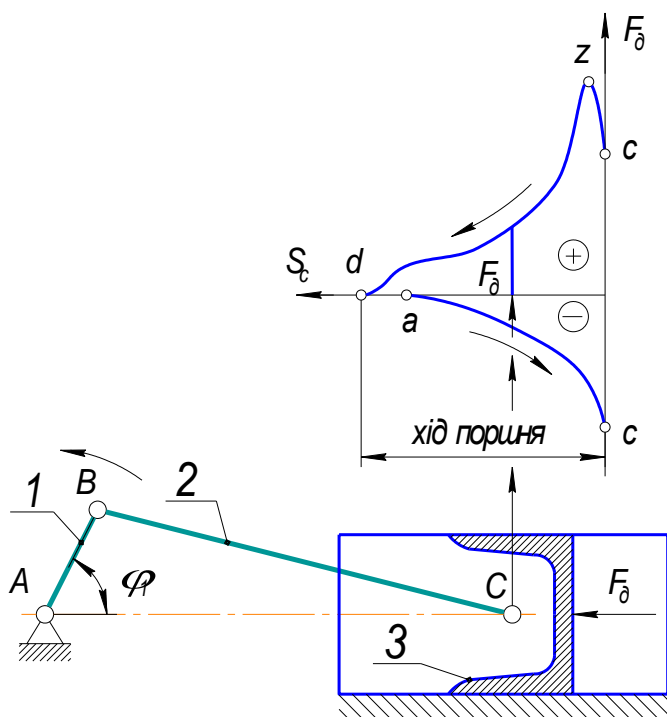


Рис.6.3

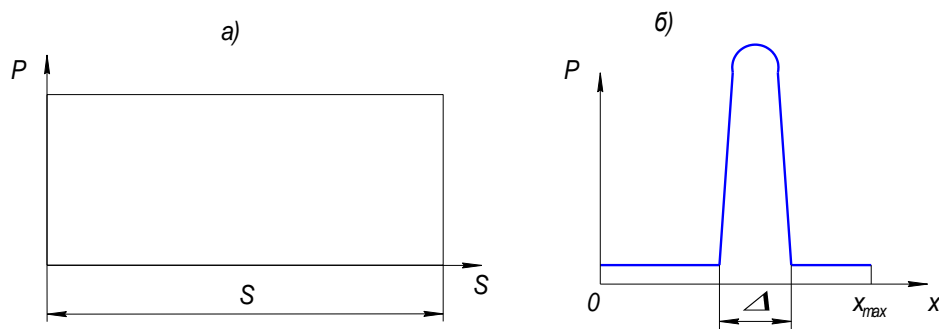


Рис. 6.4

Отже, маючи механічну характеристику машини, можна безпосередньо отримати величину сили чи моменту в конкретних положеннях механізму, або при різних швидкостях чи в заданий момент часу.

Наведені механічні характеристики машин-двигунів та робочих машин є типовими.

Лекція № 8 (2 год.)

Тема 7: «Дослідження руху машинного агрегату»

7.1. Динамічна модель машинного агрегату.

7.2. Зведення сил та мас.

7.3. Рівняння руху механізму.

7.4. Усталений режим. Нерівномірність руху механізму.

7.1. Динамічна модель машинного агрегату

Вивчення закону руху механізму машинного агрегату під дією заданих сил є однією з основних задач динаміки. Для розв'язку цієї задачі не обхідно скласти рівняння руху системи і розв'язати його відносно невідомого кінематичного параметра. При визначенні закону руху задач може бути суттєво спрощена, якщо перейти до динамічної моделі.

Вивчення динаміки машини повинно починатися з вибору її динамічної моделі. Вибір динамічної моделі того чи іншого об'єкта залежить у першу чергу, від мети дослідження, від характеру задачі, що розглядається.

Машинний агрегат – це, переважно, сукупність машини-двигуна механізму передач та робочої машини. Це, як правило, багатоланкова система, навантажена багатьма силами та моментами, прикладеними де різних ланок. На рис. 6.1, як приклад, приведена силова установка, в якій ДВЗ приводить в рух через зубчасту передачу вал робочої машини – відцентрової помпи. До ланок машинного агрегату під час руху прикладені різні сили: рушійна сила F_d , сила корисного опору – момент M_{pm} , сили тяжіння, в усіх кінематичних парах діють сили тертя. Характер дії цих сил різний: деякі залежать від положення чи швидкості ланок, інші постійні. При цьому кожна ланка має свою масу, момент інерції. Своїми діями прикладені сили надають механізму той чи інший закон руху. Визначення закону руху такої складної багатоланкової системи становить непросту задачу.

У той же час для механізму, що має один ступінь вільності, задачу можна вважати розв'язаною, якщо буде відомий закон руху однієї ланки, яка таким чином буде початковою. Закон руху інших ланок і точок механізму після цього можна без значних зусиль визначити методами кінематичного аналізу.

Викладене наводить на думку замінити весь складний багатоланковий механізм однією умовною рухомою ланкою. Виберемо за таку ланку I (рис. 7.1, *а*) та виділимо її разом зі стояком (рис. 7.1, *б*). До умовної ланки пред'явимо такі вимоги: нехай її момент інерції $I_{зв}$ і момент сил $M_{зв}$, якими вона навантажена, будуть такими, що закон руху умовної ланки буде повністю співпадати з законом руху ланки I заданого механізму, тобто для будь-якого моменту часу буде справедливим рівняння $\omega_1 = \omega_m$, де ω_1 , – кутова швидкість кривошипу I заданого механізму, ω_m , – кутова швидкість умовної ланки (моделі).

Це означає, що умовна ланка зі стояком є своєрідною динамічною моделлю машинного агрегату. Таким чином, якщо визначити закон руху цієї простої моделі (рис. 7.1, *б*), то автоматично стане відомим дійсний закон руху початкової ланки заданого механізму. Зазначимо, якщо заданий механізм має кривошип то його доцільно вибрати за рухому ланку динамічної моделі.

Побудова динамічної моделі машинного агрегату полягає в заміні заданого багатоланкового механізму, навантаженого довільною системою сил та моментів, простою динамічною моделлю (рис. 7.1, *б*) – однієї умовною рухомою ланкою зі стояком. При цьому, всі сили і моменти, що прикладені до заданого механізму, замінені, як правило, одним зведеним моментом, що прикладений до умовної ланки. Отже $M_{зв}$ є еквівалентом до всього навантаження, прикладеного до машинного агрегату. Так само маси всіх ланок замінені моментом інерції умовної ланки – зведеним моментом інерції $I_{зв}$.

Таким чином, побудова динамічної моделі полягає в зведенні сил – визначенні $M_{зв}$ і в зведенні мас – визначенні $I_{зв}$. При цьому, щоб динамічна

модель була адекватна заданому механізму, необхідно (слідую з рівняння Лагранжа II роду, принципу можливих переміщень), щоб при зведенні сил була витримана умова рівності елементарних робіт всіх сил і моментів, прикладених до ланок реального механізму, ізведеної сили; при зведенні мас – умова рівності кінетичних енергій мас реального механізму і зведеного моменту інерції моделі.

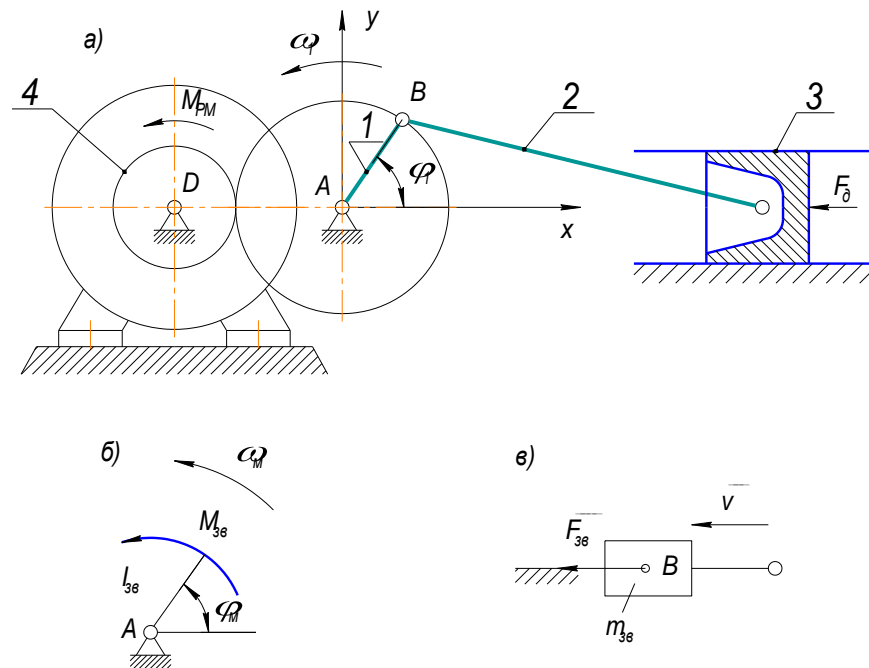


Рисунок 7.1

Наголосимо: побудова динамічної моделі дає змогу, розв'язуючи задачу динаміки, розглядати не весь складний машинний агрегат з багатьма ланками, що мають різні маси та на які діють різні сили, а одну умовну ланку з однією еквівалентною масою (чи моментом інерції) із прикладеною до неї, як правило, однією силою (чи моментом).

Зазначимо, що в загальному випадку розрізняють дві динамічні моделі: з розподіленою масою (рис. 7.1, б), та із зосередженою масою (рис. 7.1, в). Остання застосовується, переважно, якщо в складі механізму немає жодної ланки, що здійснює обертальний рух.

7.2. Зведення сил та мас

При дослідженні руху механізму зручно замінити усі сили та моменти, звівши їх до однієї ланки, еквівалентною з точки зору динаміки, силою чи моментом сил. При цьому необхідно, щоб елементарна робота на розглядуваному можливому переміщенні, або потужність, що розвивається замінюючою силою чи моментом, була рівна, відповідно, сумі елементарних робіт або потужностей, що розвивають сили та моменти, які прикладені до ланок механізму на цьому ж переміщенні

Сили чи моменти, що задовольняють цій умові, називають зведеними силами та моментами. Ланка, до якої зводяться сили та моменти (маси), називається ланкою зведення, а точка прикладання зведеної сили – точкою зведення. Зазвичай за ланку зведення приймають ту ланку, за узагальненою координатою якої проводяться дослідження механізму. Частіше це початкова ланка, головний вал робочої машини або вихідний вал машини-двигуна.

Для визначення зведеної сили чи моменту може бути використана рівність

$$P_{36} = \sum_1^n P_i, \quad (7.1)$$

де P_{36} – потужність, що розвиває зведена сила чи зведений момент; $\sum_1^n P_i$ – сумарна потужність усіх сил та моментів, що підлягають зведенню.

Потужність P_{36} може бути представлена як

$$P_{36} = M_{36}\omega, \text{ або } P_{36} = F_{36}V_B, \quad (7.2)$$

де M_{36} – зведений момент; ω – кутова швидкість ланки зведення; F_{36} – величина зведеної до точки B сили; V_B – швидкість точки зведення (рис. 6.1, в).

Права частина рівності (4.1) в розгорнутому вигляді може бути представлена:

$$\sum_1^n P_i = \sum_i^n \left[F_i v_i \cos \alpha_i + M_i \omega_i \right], \quad (7.3)$$

де F_i, M_i – сила і момент, які прикладені до i -ої ланки; v_i – швидкість точки

прикладання сили F_i ; α_i – кут, утворений силою F_i та вектором швидкості v_i ; кутова швидкість i -ої ланки.

З рівнянь (4.2) та (4.3) отримуємо

$$M_{3B} = \sum_1^n \left(F_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega} + M_i \frac{\omega_i}{\omega} \right), \quad (7.4)$$

$$F_{3B} = \sum_1^n \left(F_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{v_B} + M_i \frac{\omega_i}{v_B} \right). \quad (7.5)$$

Зустрічається таке визначення: зведеним моментом (силою) називають момент (силу), що умовно прикладений до ланки зведення, миттєва потужність якого дорівнює сумі миттєвих потужностей усіх сил і моментів, що діють на ланки механізму.

Наголосимо, що при заданих силах F_i та моментах M_i визначення зведеного моменту чи зведеної сили не являє значних труднощів і може бути легко проведене, наприклад, якщо для кожного досліджуваного положення механізму буде побудований план швидкостей.

Зазначимо, що деколи окремо зводять рушійні сили, сили опору, сили ваги і т.ін. Формули (4.4), (4.5) залишаються справедливими в усіх випадках, потрібно лише вказати, які сили зводяться.

Зведення мас. Заміна мас рухомих ланок механізму зведеною масою, зосередженою в довільно вибраній точці ланки зведення, або зведеним моментом інерції виконується на основі еквівалентності миттєвих значень, кінетичних енергій моделі T_{mod} та всього механізму $T_{мех}$:

$$T_{mod} = T_{мех}.$$

Кінетична енергія плоского механізму для будь-якого його положення дорівнює сумі кінетичних енергій усіх його рухомих ланок T_i в загальному випадку може бути представлена у вигляді

$$T_{мех} = \sum_1^n T_i = \sum_1^n \left(\frac{I_{s_i} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i v_{s_i}^2}{2} \right),$$

де I_{s_i} – момент інерції i -ої ланки відносно осі, що проходить через центр мас s_i перпендикулярно площині руху; ω_i – кутова швидкість i -ої ланки; m_i – маса

i - ої ланки; v_{s_i} – швидкість центру мас i - ої ланки.

Вирази кінетичної енергії $T_{\text{мод}}$ для ланки зведення, або точки зведення:

$$T_{\text{мод}} = \frac{I_{3B}\omega^2}{2}, \text{ або } T_{\text{мод}} = \frac{m_{3B}v_B^2}{2}. \quad (7.6)$$

У відповідності з умовою динамічної еквівалентності механізму та моделі отримаємо

$$\frac{I_{3B}\omega^2}{2} = \sum_1^n \left(\frac{I_{s_i}\omega_i^2}{2} + \frac{m_i v_{s_i}^2}{2} \right),$$

або

$$\frac{m_{3B}v_B^2}{2} = \sum_1^n \left(\frac{I_{s_i}\omega_i^2}{2} + \frac{m_i v_{s_i}^2}{2} \right), \text{ звідки}$$

$$I_{3B} = \sum_1^n \left\{ I_{s_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_{s_i}}{\omega} \right)^2 \right\}, \quad (7.7)$$

$$m_{3B} = \sum_1^n \left\{ I_{s_i} \left(\frac{\omega_i}{v_B} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_{s_i}}{v_B} \right)^2 \right\}. \quad (7.8)$$

Зустрічаються такі визначення: – зведеним моментом інерції називається такий умовний момент інерції, кінетична енергія якого у кожному розглядуваному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх його ланок;

– зведена маса являє собою таку умовну масу, зосереджену в деякій точці зведення, кінетична енергія якої в кожному розглядуваному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх його ланок.

Зведені сила та маса згідно рівнянь (7.4)–(7.8) залежать від співвідношень, відповідно, швидкостей ланок механізму до швидкості ланки зведення та квадратів цих відношень. Ці співвідношення, в загальному випадку, залежать тільки від положення механізму, але вони будуть однаковими при будь-якому законі руху механізму. Отже, зведена сила і маса, як правило, є величинами змінними, періодичними функціями, які залежать від узагальненої координати механізму.

З викладеного робимо висновок, що модель, якою замінюється механізм, є умовним тілом тому, що в загальному випадку її момент інерції (маса) є змінними, тоді як реальні фізичні тіла мають постійні моменти інерції (маси). Лише в окремих випадках, коли передатне відношення механізму є сталим (наприклад, зубчасті, фрикційні механізми, шарнірний паралелограм та інші), зведений момент інерції постійний.

Таким чином, оскільки $I_{зв}$, $M_{зв}$ не залежать від закону руху, зведення мас та сил можна виконувати і не знаючи законів руху механізму. Отже, розв'язуючи задачі динаміки, цілком можливо (і потрібно) спочатку побудувати динамічну модель механізму, виконавши зведення сил та мас, а потім вже знаходити закон її руху.

7.3. Рівняння руху механізму

Для визначення законів руху початкових ланок за заданими силами використовуються рівняння, що називаються рівняннями руху механізму. Число цих рівнянь дорівнює числу ступенів рухомості механізму. Рівняння руху механізму можуть бути представлені в різних формах. Для механізмів з одним ступенем вільності одна з найпростіших форм рівнянь отримується на основі теореми про зміну кінетичної енергії: зміна кінетичної енергії механізму на деякому переміщенні дорівнює сумі робіт усіх сил, що діють на ланки механізму на цьому самому переміщенні. Цей закон подають у вигляді рівняння:

$$T - T_0 = \sum A, \quad (7.9)$$

де T – кінетична енергія механізму в довільному положенні; T_0 – кінетична енергія механізму в положенні, що приймається за початкове; $\sum A$ алгебраїчна сума робіт усіх сил і моментів, що прикладені до механізму на деякому переміщенні.

Роботу здійснюють усі активні сили і моменти та сили тертя у всіх кінематичних парах механізму.

Рівняння руху в енергетичній формі. Зведемо усі сили і моменти механізму з одним ступенем вільності до однієї ланки зведення, тобто замінимо розглядуваний механізм його динамічною моделлю. Оскільки все навантаження, прикладене до моделі, виражається зведеним моментом $M_{3\phi}$, то права частина рівняння (4.9) дорівнює

$$\sum A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3\phi} d\varphi, \quad (7.10)$$

а саме рівняння (4.9), враховуючи (4.6), можна записати у вигляді

$$\frac{I_{3B}\omega^2}{2} - \frac{I_{3B}\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3\phi} d\varphi. \quad (7.11)$$

Рівняння (4.11) називають рівнянням руху механізму в енергетичному виді, або в формі рівняння кінетичної енергії. Загалом верхня межа фінтегрування в (4.11) вважається змінною.

Якщо все навантаження, що прикладене до механізму, залежить тільки від його положення (і не залежить від ω), то рівняння (4.10) розв'язується безпосередньо відносно шуканої величини ω

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3\phi} d\varphi}{I_{3B}} + \frac{I_{3B_0}}{I_{3B}} \omega_0^2}. \quad (7.12)$$

При заданих функціях I_{3B} , $M_{3\phi}$ і відомій швидкості ω_0 в початковий момент, рівняння (4.12) дозволяє визначити значення ω при різних переміщеннях ланки зведення. Таким чином можна отримати дійсний закон руху механізму.

Якщо дослідження механізму починається з моменту пуску (тобто $\omega_0 = 0$), то (7.12) набуде вигляду

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3\phi} d\varphi}{I_{3B}}}.$$

Аналогічно (4.11) можна представити рівняння руху механізму, якщо всі сили і маси зводяться до вибраної точки зведення B :

$$\frac{m_{3B} v_B^2}{2} - \frac{m_{3B_0} v_{B_0}^2}{2} = \int_{s_0}^s F_{3B} ds. \quad (7.13)$$

Рівняння руху в диференційній формі. Рівняння руху механізму в енергетичній формі (4.11) використовується, переважно, у випадках коли зведені силові фактори залежать від положень ланок. В інших випадках використовується диференціальне рівняння руху механізму, яке можна отримати, продиференціювавши рівняння (4.11) по координаті φ .

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I_{3B} \omega^2}{2} \right) = M_{3B},$$

або, враховуючи, що в загальному випадку змінною величиною є не тільки ω , але й I_{3B} , після нескладних перетворень одержимо:

$$I_{3B} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2 dI_{3B}}{2d\varphi} = M_{3B}. \quad (7.14)$$

Рівняння (4.14) називається рівнянням руху в диференційній формі, оскільки шукана змінна величина – кутова швидкість ω початкової ланки, знаходиться під знаком похідної.

У випадку, коли досліджуваний механізм має $I_{3B} = const$, то рівняння (4.14) спрощується і має вигляд

$$I_{3B} \frac{d\omega}{dt} = M_{3B}.$$

Для визначення кутового прискорення початкової ланки розв'яжемо: рівняння (4.14) відносно $\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{M_{3B}}{I_{3B}} - \frac{\omega^2}{2I_{3B}} \frac{dI_{3B}}{d\varphi}$$

Похідна $\frac{dI_{3B}}{d\varphi}$ обчислюється чисельним диференціюванням на ЕОМ, або графічним диференціюванням, якщо це не можливо зробити аналітично.

Одним із напрямків наукової роботи кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці є аналіз та синтез нових конструкцій вібраційних машин та їх вузлів.

Так, на рис. 1 представлена принципова схема помольної камери

вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом завантаження (Пат. 43792 А Україна, В 02С19/16, Солон О.В., Берник П.С.).

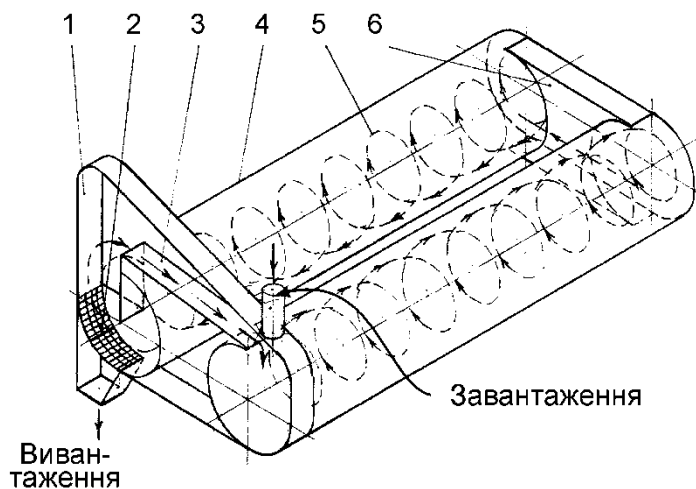


Рис. 1. Принципова схема помольної камери вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом завантаження:

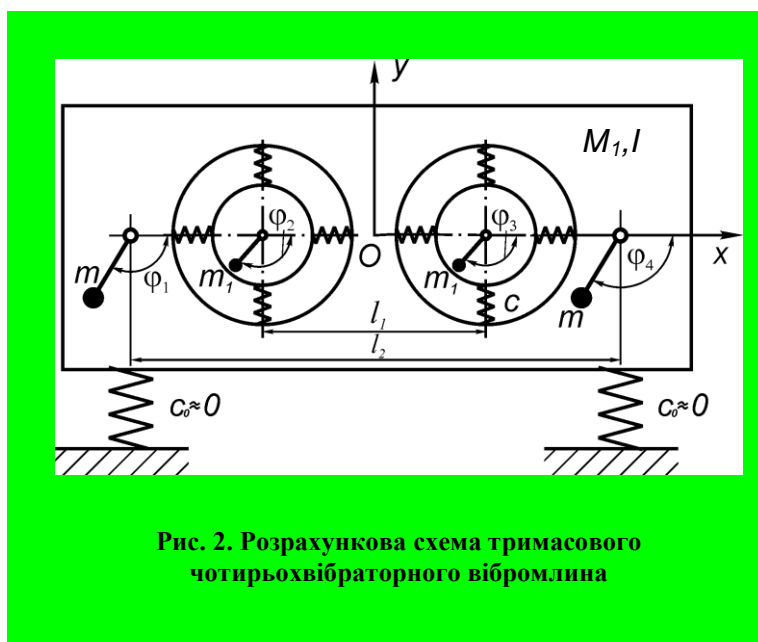
1-перевантажувальний жолоб; 2 – транс-портний лоток; 3 – вивантажувальна решітка; 4 – помольна камера; 5 – траєкторія руху завантаження; 6 – перехідний жолоб.

Робочий орган являє собою замкнуті за допомогою перевантажувального 6 і перехідного жолобів 4 помольні камери, які заповнені завантаженням. Під дією вібраційного поля завантаження 5 в лівій помольній камері 4 піднімається по вертикальному жолобу 1 і перетікає транспортним лотком 2 в праву помольну камеру. Подрібнений матеріал просіюється через вивантажувальну решітку 3 на вихід із млина, а робочі тіла відводяться до передньої частини правої помольної камери в зону завантаження подрібненого матеріалу. В передній частині правої помольної камери внаслідок безперервного переходу по жолобу 1 і транспортному лотку 2 утворюється збільшений рівень завантаження, сюди також надходить і подрібнюваний матеріал, а у задній її частині, внаслідок переходу частини завантаження в ліву помольну камеру – знижений рівень. В лівій помольній камері внаслідок відбору завантаження в передній частині утворюється понижений її рівень, а в задній, внаслідок притоку

завантаження із правої помольної камери – збільшений. Таким чином в сполучених між собою помольних камерах утворюється просторово-циркуляційний рух завантаження по замкнутій гвинтовій траєкторії.

Динамічна схема дослідження вібраційного млина наведена на рис. 2.

Робоча камера (контейнер) вважається абсолютно жорстким твердим тілом, встановленим на нерухомій основі за допомогою достатньо м'яких пружних елементів. На камері, симетрично відносно вертикальної осі, за допомогою пружних елементів жорсткістю c встановленні два додаткових однакових твердих тіла, маса кожного з яких дорівнює M_2 . Камера приводиться в коливальний рух за допомогою чотирьох дебалансних віброзбуджувачів, встановлених на відстані l_1 і l_2 . Осі обертання всіх віброзбуджувачів лежать в горизонтальній площині, яка проходить через центр маси камери і додаткових тіл. Кожен віброзбуджувач оснащений індивідуальним приводом.



За узагальнені координати системи прийнято: x , y і φ , що відповідають горизонтальному, вертикальному і кутовому переміщенню камери, а також

x_1, y_1 і x_2, y_2 – координати, що відповідають горизонтальним і вертикальним переміщенням першого і другого додаткових тіл.

Диференціальні рівняння руху вібраційного млина при рівномірному обертанні віброзбуджувачів будуть мати вигляд:

$$M_1 \ddot{y} + c_y y - y_1 + c_y y - y_2 = -F \left[\sin \omega t + \alpha_1 + \sin \omega t + \alpha_4 \right];$$

$$M_1 \ddot{x} + c_x x - x_1 + c_x x - x_2 = F \left[\cos \omega t + \alpha_1 + \cos \omega t + \alpha_4 \right];$$

$$I \ddot{\varphi} + cl_1 l_1 \varphi + y_1 + cl_1 l_1 \varphi - y_2 = Fl_2 \left[\sin \omega t + \alpha_1 - \sin \omega t + \alpha_4 \right];$$

$$M_2 \ddot{x}_1 - c_x x - x_1 = F_1 \cos \omega t + \alpha_2 ;$$

$$M_2 \ddot{x}_2 - c_x x - x_2 = F_1 \cos \omega t + \alpha_3 ;$$

$$M_2 \ddot{y}_1 - c_y y - y_1 + cl_1 \varphi = -F_1 \sin \omega t + \alpha_2 ;$$

$$M_2 \ddot{y}_2 - c_y y - y_2 - cl_1 \varphi = -F_1 \sin \omega t + \alpha_3 ,$$

де $F = mr\omega^2$, $F_1 = m_1 r_1 \omega^2$ – амплітуди змушуючої сили, яка розвивається кожним віброзбуджувачем m, r ; m_1, r_1 і – маси й ексцентриситети віброзбуджувачів, встановлених відповідно на контейнері і додаткових тілах.

Запишемо частотне рівняння

$$c - M_2 p^2 - M_1 M_2 p^2 - 2c M_2 - c M_1 p^2 = 0 .$$

У результаті знаходимо $p_1 \approx 0$, $p_2^2 = \frac{c}{M_2}$, $p_3^2 = \frac{c}{M^*}$, де $M^* = \frac{M_1 M_2}{2M_2 + M_1}$.

Рішення диференціальних рівнянь, що відповідає усталеним вимушеним коливанням, може бути записане у формі:

$$x = A_1 \left[\cos \omega t + \alpha_1 + \cos \omega t + \alpha_4 \right] + A_3 \left[\cos \omega t + \alpha_2 + \cos \omega t + \alpha_3 \right],$$

$$x_1 = A_2 \left[\cos \omega t + \alpha_1 + \cos \omega t + \alpha_4 \right] + A_4 \cos \omega t + \alpha_2 + A_5 \cos \omega t + \alpha_3 ,$$

$$x_2 = A_2 \left[\cos \omega t + \alpha_1 + \cos \omega t + \alpha_4 \right] + A_5 \cos \omega t + \alpha_2 + A_4 \cos \omega t + \alpha_3 ,$$

$$\varphi = -A_{10} \left[\sin \omega t + \alpha_1 - \sin \omega t + \alpha_4 \right] - A_5 \left[\sin \omega t + \alpha_2 - \sin \omega t + \alpha_3 \right],$$

$$y = -A_1 \left[\sin \omega t + \alpha_1 + \sin \omega t + \alpha_4 \right] - A_3 \left[\sin \omega t + \alpha_2 + \sin \omega t + \alpha_3 \right],$$

$$y_1 = A_6 \sin \omega t + \alpha_1 + A_7 \sin \omega t + \alpha_4 + A_8 \sin \omega t + \alpha_2 + A_9 \sin \omega t + \alpha_3 ,$$

$$y_2 = A_7 \sin \omega t + \alpha_1 + A_6 \sin \omega t + \alpha_4 + A_9 \sin \omega t + \alpha_2 + A_8 \sin \omega t + \alpha_3 .$$

де A_i – амплітуда коливань.

Роль потенціальної функції відіграє середнє за період значення функції Лагранжа $L = T - \Pi$ коливальної частини системи.

$$D = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} T - \Pi \, dt = D_1 \cos \alpha_1 - \alpha_4 + D_2 \cos \alpha_2 - \alpha_3 + D_3 \cos \alpha_1 - \alpha_2 + \\ + D_4 \cos \alpha_3 - \alpha_4 + D_5 \cos \alpha_1 - \alpha_3 + D_6 \cos \alpha_2 - \alpha_4 + C_1,$$

де C_1 – не залежна від кутів α_s величина, D_i – постійні коефіцієнти, що залежать від параметрів системи.

Прирівнюючи до нуля похідні $\frac{\partial D}{\partial \alpha_s}$, одержимо рівняння для визначення

значень постійних α_s у можливих синхронних рухах

$$\left. \begin{aligned} D_1 \sin \alpha_1 + D_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + D_5 \sin(\alpha_1 - \alpha_3) &= 0, \\ D_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_3) - D_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + D_6 \sin \alpha_2 &= 0, \\ D_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_3) - D_4 \sin \alpha_3 + D_5 \sin(\alpha_1 - \alpha_3) &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Рівнянням можуть задовольняти п'ять наступних комбінацій фаз α_s :

$$\begin{aligned} 1) \alpha_1^* = \alpha_2^* = \alpha_3^* = 0; \quad 2) \alpha_1^* = 0; \alpha_2^* = \alpha_3^* = \pi; \quad 3) \alpha_1^* = \alpha_2^* = \pi; \alpha_3^* = 0; \\ 4) \alpha_1^* = \pi; \alpha_2^* = \alpha_3^* = 0; \quad 5) \alpha_1^* = \alpha_2^* = 0; \alpha_3^* = \pi. \end{aligned}$$

Однак найбільший практичний інтерес представляють симетричні коливання, тобто три перші комбінації фаз.

Аналіз умов мінімуму функції D аналітичним шляхом, внаслідок великої громіздкості коефіцієнтів D_i , досить складний. Тому дослідження проведені на ЕОМ.

7.4. Усталений режим. Нерівномірність руху механізму

Усталеним рухом називається такий рух, при якому швидкість початкової ланки (узагальнена швидкість) є періодичною функцією часу. На рис. 7.2 показано для усталеного руху приклад залежності швидкості руху початкової ланки механізму від часу t . Як бачимо, кутова швидкість

періодично коливається відносно деякого постійного середнього значення.

Нерівномірність ходу машини є наслідком двох факторів: зміни упродовж циклу миттєвих значень зведених моментів рушійних сил і сил опору; періодичної зміни зведеного моменту інерції механізму.

Нерівномірність обертання оцінюється коефіцієнтом нерівномірності

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}},$$

де $\omega_{\max}, \omega_{\min}, \omega_{cp}$ – відповідно максимальна, мінімальна та середня за цикл швидкість.

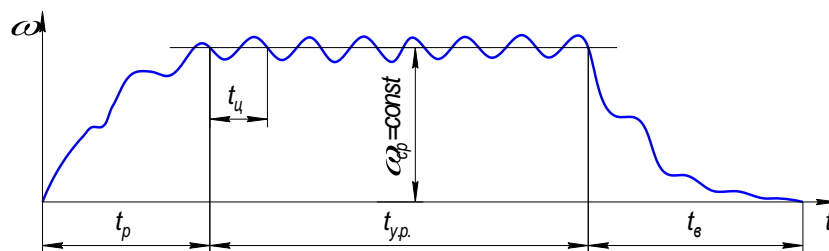


Рисунок 7.2

Величина ω_{cp} рахується за Формулою $\omega_{cp} = \frac{\pi n}{30}$, у якій n – частота обертання початкової ланки.

Коефіцієнт нерівномірності характеризує розмах коливань швидкості по відношенню до її середнього значення. Очевидно, що чим менше δ , тим рівномірніше рухається початкова ланка.

Для кожного виду машин є своя допустима величина коефіцієнта нерівномірності $\delta_{\text{доп}}$ встановлена практикою. Значення допустимих коефіцієнтів нерівномірності руху наведено у технічних довідниках; так для помпи 1/5–1/30: для металообробних верстатів 1/20–1/50, для ДВЗ 1/50–1/100, для електричних генераторів змінного струму 1/200–1/300, для авіаційних двигунів та турбогенераторів 1/200 і менше.

Коефіцієнт нерівномірності є величина досить мала, що дозволяє прийняти середню величину кутової швидкості рівного середньому арифметичному з її максимального і мінімального значень.

Звичайно, при проектуванні механізму задаються наперед бажаними для механізму значеннями коефіцієнта нерівномірності руху та середньої швидкості обертання головного вала.

В усталеному режимі працюють дуже багато машин. Найкращі умови для роботи таких машин – абсолютно рівномірне обертання їх головного вала. Як відомо, у загальному випадку швидкість початкової ланки механізму при усталеному русі є змінною величиною. Коливання швидкості початкової ланки за час усталеного руху бувають двох різних типів: періодичні та неперіодичні.

Періодичними коливаннями швидкостей машини називаються коливання при яких швидкості всіх ланок машини в усіх їхніх положеннях мають цілком певні цикли, після закінчення яких ці швидкості набувають щоразу своїх початкових значень.

Неперіодичні коливання швидкостей залежать від різних причин: раптової зміни корисних або шкідливих опорів, включення в машину додаткових мас і т.п. Раптова зміна навантаження на машину спричиняє раптове збільшення або зменшення швидкості головного вала машини і, оскільки ці коливання не мають певного циклу, то вони називаються неперіодичними. У більшості машин спостерігаються обидва види коливань швидкості.

Коливання швидкості обох типів небажані як з точки зору динаміки машини, так і виконання нею технологічного процесу. Коливання швидкості спричиняють у кінематичних парах додаткові динамічні тиски, що знижують *ККД* машини, довговічність та надійність її роботи.

Оскільки коливання швидкості повністю усунути необхідно по можливості їх зменшити.

Задача про регулювання швидкостей під час усталеного руху машини або механізму має суттєве практичне значення в техніці, оскільки в більшості машин цей час є робочим часом її руху, тобто проміжком часу, протягом якого машина долає виробничі опори.

Динаміка цін на енергетичні паливні ресурси зумовлює сільськогосподарських товаровиробників до пошуку альтернативних способів забезпечення виробничих потужностей електричною енергією[1]. Найбільш перспективним виглядає використання автономних джерел енергії на основі вітру, як найбільш дешевого і поширеного джерела енергії.

Оскільки вітер має імпульсний характер, протягом короткого проміжку часу змінюється досить велика кількість разів, провали вітрового навантаження в вітроенергетичній установці доцільно заміщати швидкодіючим пристроєм, наприклад, маховиком.

Енергія (Дж), що запасасться на маховику, залежить від його кутової швидкості, маси і геометричних розмірів і визначається за формулою [2, 3]:

$$E = \frac{J \omega^2}{2}, \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість маховика, рад / с; J – момент інерції маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

В загальному випадку, момент інерції маховика зі стальним ободом визначається за формулою[2, 3]:

$$J = \frac{m r^2}{2}, \quad (2)$$

де m – маса маховика, кг; r – радіус маховика, м.

Як видно з (1) та (2) момент інерції та, як наслідок, кінетична енергія, що може бути накопичена на маховику характеризується квадратичною залежністю від його радіуса та кутової швидкості. Маса ж має прямопропорційний вплив на енергетичну характеристику. Як відомо, кутова швидкість яку може розвивати маховик обмежується вимогами міцності конструкції, максимальною швидкістю вітру та номінальним значенням кількості обертів ротора асинхронного генератора, а маса m – металоємністю, то одним із шляхів підвищення енергоємності E є збільшення радіуса маховика. Варто зазначити, що також має деякі обмеження: вимоги до габаритних розмірів, складність балансування при великих значеннях параметра r , складність виготовлення та експлуатації.

Крім того, значне збільшення моменту інерції маховика ускладнює його розгін та зупинку, що є неприпустимим при застосуванні останнього у якості механічного акумулятора кінетичної енергії вітроенергетичної системи автономного електропостачання з імпульсним характером вітрового навантаження. Таким чином, при великих значеннях інерційності, може виникнути ситуація, коли маховик спричиняє гальмування вітродвигуна та роботу асинхронного генератора в режимах нижче номінального, як наслідок це призведе до зменшення ККД вітроелектростанції.

При надлишковому вітровому навантаженні, низькі значення моменту інерції можуть спричинити ситуацію, коли енергоємність маховика менша за надлишок, що створюється вітродвигуном, а генератор працює в режимі перевантаження, тобто вище номінального значення.

Враховуючи вищесказане, одним із перспективних варіантів стабілізації роботи вітроенергетичної системи автономного електропостачання є застосування механічного акумулятора маховикового типу, конструктивне виконання якого дає можливість безступеневої зміни радіуса в режимі реального часу, тобто забезпечується можливість адаптивного керування значенням моменту інерції J , а як наслідок, енергоємністю E .

На базі лабораторії «Теорії механізмів і машин» була запропонована конструкція маховика з чотирма інерційними елементами, що розташовані опозитно один відносно одного та рівновіддалені від осі обертання (рис. 1) [4].

У такому випадку момент інерції даного механічного акумулятора визначається із залежності [2]:

$$J_M = \sum_{i=1}^n m_i \cdot e_i^2, \quad (3)$$

де m_i – маса i -го елемента, кг; e_i – відстань від центра мас i – го елемента до осі обертання, м.

Тоді енергоємність даного маховика можна визначити як:

$$E_M = \frac{4m_E \cdot e_E^2 \cdot \omega_M^2}{2} \Rightarrow 2m_E \cdot e_E^2 \cdot \omega_M^2, \quad (4)$$

де m_E – маса одного інерційного елемента, кг; e_E – відстань від центра мас елемента до осі обертання, м.

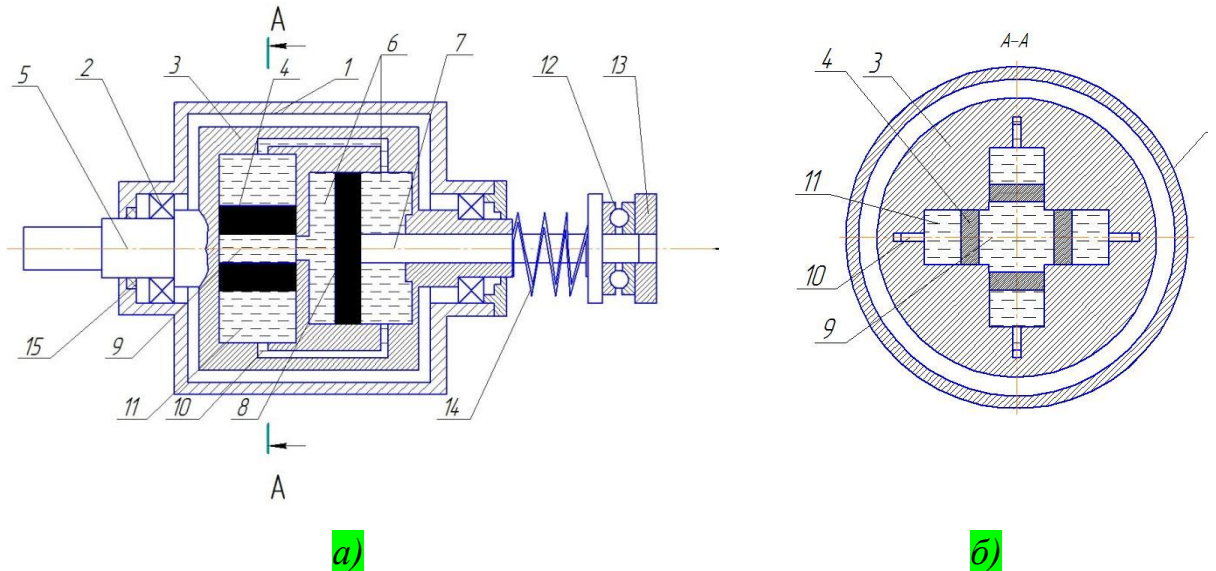


Рисунок 1 – Маховик: а) – Принципова схема; б) переріз за А-А:

1 – корпус; 2 – опори; 3 – основа; 4 – інерційні елементи; 5 – приводний вал; 6 – гідроциліндр; 7 – шток; 8 – поршень; 9, 11 – порожнина; 10 – канали; 12 – упорний підшипник; 13 – натискний пристрій; 14 – пружина; 15 – ущільнення.

При прикладанні сили F до натискного пристрою 13 відбувається стиснення пружини 14 та переміщення штока 7 з поршнем 8 ліворуч, що зумовлює стиск та подачу робочої рідини з лівої частини робочої камери гідроциліндра 6 в порожнину 9 та відповідно переміщення інерційних елементів 4 від осі обертання до периферії. Водночас це призводить до витіснення робочої рідини з порожнини 11 та подачі її через канали 10 в праву частину робочої камери гідроциліндра 7. При знятті сили F натискного пристрою 13 під дією пружини 14, шток 7 з поршнем 8 рухається в зворотному напрямку, що призводить до перерозподілу об'ємів робочої рідини та переміщення інерційних елементів від периферії до осі обертання [4].

При запуску вітродвигуна маховик потрібно налаштувати на мінімальне значення моменту інерції ($e_E = \min$). При надлишку вітрового навантаження до натискного пристрою прикладають силу F , збільшуючи момент інерції до значення коли кількість обертів вітродвигуна буде рівна номінальній кількості обертів генератора ($n_{ВД} = n_{Г}$). У випадку провалу вітрового навантаження запас кінетичної енергії маховика, деякий проміжок часу, забезпечуватиме роботу асинхронного генератора у номінальному режимі. Для нівеляції гальмівного ефекту при частковому зменшенні сили вітру, потрібно зняти силу F з натискного пристрою, до моменту, поки генератор не вийде на номінальний режим роботи.

Лекція № 9, Лекція № 10 (4 год.)

Тема 8: «Основи теорії машин та сучасного машинобудування»

8.1. Основні поняття та визначення.

8.2. Еволюція механізації та автоматизації виробництва.

8.3. Структура машин.

8.4. Системи керування машин-автоматів.

8.5. Маніпулятори.

8.6. Промислові роботи.

8.1. Основні поняття та визначення.

Технологічні процеси та операції. Встановлену послідовність операцій зміни положень, форми і стану поверхні та структури сировини (матеріалу) або напівфабрикатів, які необхідні для одержання готової продукції з відповідними технологічними властивостями, називають технологічним процесом. Технологічні процеси, які виконуються за допомогою відповідних механізмів машин, на відміну від ручних, називаються машинними.

Слід розрізняти машинні технологічні процеси, які виконуються механізмами, і апаратні технологічні процеси—хімічні, теплові, електричні, ультразвукові тощо. У сучасних технологічних машинах ті та інші процеси часто виконуються разом. Наприклад, при переробці пластмас у виробі проходить нагрівання форми і вихідного матеріалу струмами високої частоти та здійснюється пресування пуансоном. При литві під тиском здійснюються нагрів розплаву електронагрівачами, нагнітання рідкої маси поршнем і охолодження відливки та форми охолоджуючими пристроями.

Під технологічною операцією розуміють певну закінчену однорідну частину технологічного процесу виробництва, яка виконується одними і тими ж робочими знаряддями або робочими органами. Технологічні операції за своїм характером ділять на основні, допоміжні, контрольні та операції керування.

Основними називають такі технологічні операції, в процесі яких здійснюється безпосередня обробка сировини або напівфабрикатів (наприклад, різання металу, його пластична деформація — штамповка або ковка, тощо).

Допоміжними називають операції, які пов'язані з установкою та зняттям виробів (подача, базування, затискання заготовок і зняття обробленого виробу, переміщення виробів у процесі обробки та після неї). При контрольних операціях здійснюється перевірка відповідності виконання технологічного процесу технічним вимогам, які ставляться до нього (правильності базування, точності обробки тощо).

Операції керування містять у собі операції настройки механізмів, пуск і зупинка машини, коректування технологічного процесу.

Технологічні операції можуть здійснюватися як послідовно (одна за одною), так і паралельно (суміщенням за часом). Технологічні процеси можуть включати різні комбінації як послідовних, так і паралельних операцій, що раціонально чергуються у просторі та часі.

8.2. Еволюція механізації та автоматизації виробництва.

У сучасних машинах можуть бути автоматизовані як окремі операції, так і весь технологічний процес. Це залежить від ступеня механізації та автоматизації виробництва. У табл. 1 наведено основні етапи цього процесу.

На першому етапі для механізації основних технологічних операцій були розроблені різні механізми, причому механізація однієї основної операції приводила до створення одно-операційної машини.

Другим важливим кроком було комплексне використання механізмів для виконання певного технологічного процесу, яке привело до створення робочих машин. Крім класу робочих виробничих машин, розробляються транспортні машини і машини-двигуни. Останні перетворюють інші види енергії в механічну роботу, необхідну для

приведення у рух робочих машин. Об'єднання машини-двигуна за допомогою передаточних механізмів із виконавчими механізмами привело до створення машинного агрегату.

Таблиця 8.1

Етапи механізації та автоматизації виробництва	
Етап розвитку	Розв'язувана задача
Механізм	Виконання і перетворення рухів для механізації однієї
Робоча машина	Механізація основних технологічних операцій
Машинний	Об'єднання механізмів робочої машини і двигуна
Напівавтомат	Додаткова механізація допоміжних технологічних операцій
Машина-автомат	Додаткова автоматизація операцій контролю та керування
Промисловий робот	Автоматизація допоміжних процесів
Автоматична лінія	Додатково введені та автоматизовані транспортні засоби між окремими машинами-автоматами і загальна система
Автоматизоване виробництво	Додатково автоматизоване керування всім виробничим процесом із використанням ЕОМ, створення гнучкого

Деякі із інноваційних розробок співробітників кафедри ЗТД та ОП увійшли до збірника МОН «Інноваційні розробки університетів і наукових установ МОН (2018 рік)». (Детальніше на слайді презентаційного матеріалу.)

Робочі машини, в яких всі операції виконуються відповідними механізмами без участі людини, називають машинами-автоматами. У цьому випадку роль людини зводиться до періодичної наладки механізмів, усунення неполадок у їх роботі, обслуговування і спостереження за нормальною роботою автоматів. Якщо хоч одна операція в робочому циклі здійснюється вручну, то ця машина не є автоматом, а напівавтоматом (в такій машині людина, як правило, здійснює подачу заготовки, знімає готовий виріб тощо).

Вершиною механізації та автоматизації виробництва є автоматизоване виробництво, в якому на базі сучасних ЕОМ автоматизоване керування всім виробничим циклом. Використання в системах керування ЕОМ дає змогу програмувати технологічний процес у залежності від стану обладнання і навколишнього середовища, виду продукції тощо, тобто створювати гнучке автоматизоване виробництво, що є дуже важливим в умовах технічного прогресу, частій зміні виробів.

Робочі та виконавчі органи машини. Пристрої, які безпосередньо виконують технологічні операції (різці, пуансони, затискачі, стрічки транспортерів, вимірювальні датчики тощо), називаються робочими органами. Рухомі деталі та вузли, на яких закріплені робочі органи або вироби, що обробляються, називаються виконавчими органами технологічних машин.

Виконавчі механізми. Механізми, які надають робочим органам рух, необхідний для виконання технологічного процесу, називаються виконавчими механізмами. Залежність між переміщеннями вхідної та вихідної ланок у будь-якому виконавчому механізмі виражається функціями положення або , де — кут повороту вхідної ланки; або — відповідно лінійні або кутові переміщення вихідної ланки механізму.

Механізм, що виконує основну операцію механічного процесу, а якщо усі операції рівноцінні — основну частину корисної роботи, прийнято називати основним, а його вхідну ланку, що здійснює обертовий рух, — головним валом. Якщо вхідна ланка виконавчого механізму здійснює один оберт за цикл і є в той же час вхідною для усіх або ряду виконавчих механізмів, її називають розподільним валом (РВ). Один і той самий вал у деяких машинах може бути одночасно головним і розподільним.

8.3. Структура машин.

Розглядаючи будову будь-якої машини або машинного агрегату незалежно від їх призначення, можна переконатися, що варіанти кінематичних схем окремих вузлів можуть бути різними, але в склад машини (машинного агрегату) входить ряд принципово необхідних механізмів або окремих машин. У найпростішому випадку в склад машини повинні входити такі основні групи структурних елементів:

- 1) двигун;
- 2) передаточні механізми;
- 3) виконавчі механізми.

Як двигуни в машинах використовують парові машини, двигуни внутрішнього згорання, електро-, пневмо- або гідродвигуни з керуючими засобами. В машинах-автоматах найбільшого використання одержали електродвигуни, які можуть бути керовані (синхронні) і некеровані (асинхронні). При роботі гідродвигуна (силового гідроциліндра чи гідротурбіни) обов'язковими елементами є насос, що приводиться в рух асинхронним двигуном, трубопроводи і керуючі пристрої; пневмодвигуни, як правило, живляться стиснутим повітрям із загальної магістралі або від пристрою (компресора), розташованого за межами машини автомата.

Передаючі механізми служать для передачі й перетворення руху від двигунів до виконавчих механізмів. Як правило, двигун і передаючий механізм конструктивно об'єднують в один вузол, який називають приводом. При цьому залежно від типу двигуна розрізняють: механічний (некерований електродвигун), електричний, гідравлічний і пневматичний приводи. У багатьох випадках кілька механічних приводів мають один електричний двигун.

Виконавчі механізми машин-автоматів забезпечують рухи робочих органів згідно з вимогами технологічного процесу.

Допоміжні механізми містять у собі різні типи механізмів, які виконують підготовчі операції технологічного процесу: подачу заготовок чи чергової порції матеріалу, встановлення і закріплення заготовки, поворот її на певний кут і фіксацію в процесі обробки, знімання і видачу готової продукції.

Контрольні механізми здійснюють контроль за ходом виконання технологічного процесу. У разі відхилення процесу від заданих умов вони вносять відповідні корективи в роботу машини-автомата. Наприклад, при відхиленні геометричних розмірів оброблюваного виробу від заданих внаслідок спрацювання робочого органа механізм контролю вмикає механізми, що здійснюють підналагодження робочого

органа. Автоматизація операцій контролю здійснюється за допомогою спеціальних слідкуючих систем чи пристроїв (датчиків), які дають інформацію про хід технологічного процесу, і, порівнюючи її із заданою програмою, передають системі керування. Якщо відхилення контрольованого параметра перевищує допустиму програмою величину, то система керування автоматично регулює умови технологічного режиму, підтримуючи задані програмою умови. Отже, здійснення функцій автоматичного контролю і керування проводиться за допомогою зворотного зв'язку.

Механізми регулювання і керування забезпечують перебіг технологічного процесу за заданою програмою і ступенем точності. Регулюванню піддаються такі параметри, як швидкість, зусилля (тиск), температура, вологість тощо.

8.4. Системи керування машин-автоматів.

Загальні відомості про системи керування. Сучасні машини автомати у своєму складі мають систему різних механізмів, які забезпечують необхідні рухи ланок, пов'язані з перетворенням енергії, стану, властивостей, або положення об'єктів і матеріалів, з керуванням, контролем і регулюванням рухів виконавчих органів машини. Такі системи механізмів бувають досить складними. Для виконання машиною того чи іншого технологічного процесу необхідно, щоб рухи ланок механізмів були узгоджені як в часі, так і в просторі. Інакше кажучи, рухи виконавчих органів машин-автоматів повинні виконуватися за відповідною програмою (алгоритмом).

Під програмою роботи механізмів машин-автоматів розуміють сукупність розпоряджень, які забезпечують виконання технологічного процесу. Для автоматичного виконання програми передбачені системи керування машин, які забезпечують узгодженість переміщень усіх виконавчих органів у відповідності із заданою програмою.

Сукупність засобів програмного керування, які служать для вироблення за заданою програмою керуючих дій на виконавчі органи машини та інші механізми, включають *технічні засоби* (приводи, апарати і пристрої автоматики, вимірювальні датчики, пристрої контролю, адаптації і діагностики, обчислювально-логічні пристрої, засоби зв'язку тощо) і *програмне забезпечення*, які здійснюють організацію процесу керування і реалізацію завдань керування стосовно до кожної системи механізмів.



Рис. 8.1

Наприклад, на рис. 8.1 зображено принципову схему технологічної машини, на якій вказані механізми, що забезпечують функціонування машини і виконання сукупності рухів, необхідних для обробки заготовки (матеріалу) та одержання виробу за заданими параметрами. Розглянемо деякі приклади керування машин.

Керування від копіїв. Керування переміщеннями одного виконавчого органа можна досягти за допомогою окремого механізму, схема і параметри якого вибрані відповідно до заданої програми роботи машини-автомата. Якщо ці програми повинні бути різними при обробці різних виробів, то слід мати механізми зі змінним законом руху вихідної ланки. Наприклад, якщо

треба одержати переміщення виконавчого органа за різними траєкторіями, то використовують механізми зі змінними нерухомими кулачками, які називають копірами.

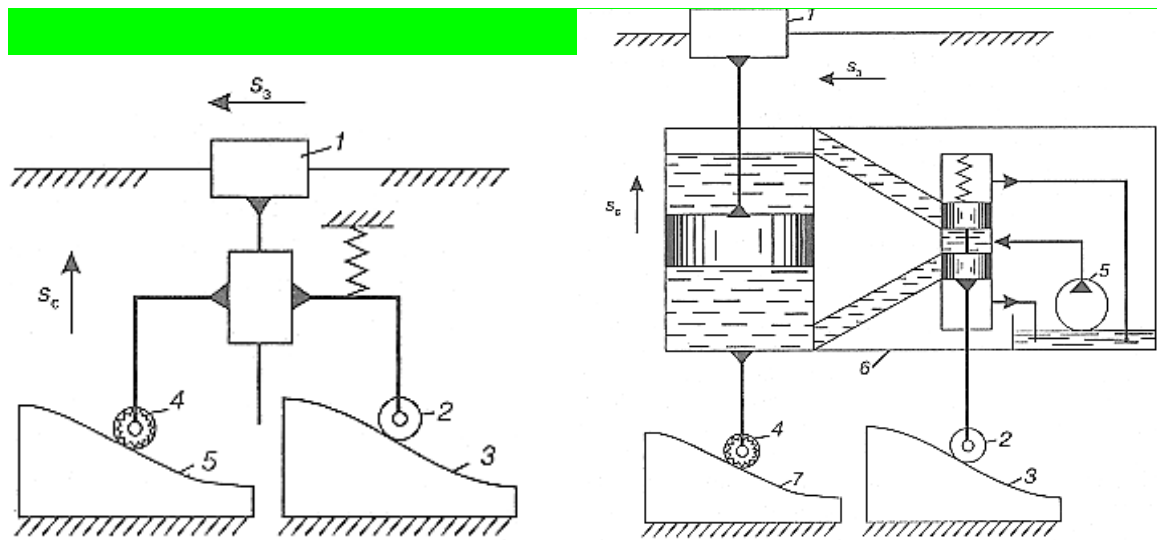


Рис. 8.2

На рис. 2 показано механізм, призначений для керування переміщеннями різального інструменту (фрези або шліфувального круга) при обробці поверхні деталі 5 способом безпосереднього копіювання. Тут повзун *I* одержує в горизонтальному напрямку переміщення, яке називають задавальною подачею.

8.5. Маніпулятори.

Загальні відомості. Принципово новим елементом сучасних технологічних систем є промислові роботи — клас машин автоматів, що мають універсальні виконавчі органи у вигляді механічних “рук”, рух яких здійснюється за відповідною програмою. Головний механічний пристрій промислових роботів — маніпулятор.

Маніпулятором називають технічний пристрій для відтворення робочих функцій руки людини. Перші конструкції маніпуляторів не тільки за призначенням, але й за зовнішнім виглядом нагадували руку людини. На рис. 3 показано схему копіювального маніпулятора, який складається з керуючого (К) і виконавчого (В) механізмів. Обидва механізми цілком

однакові, причому завдяки механічному, електричному, магнітному або якому-небудь іншому зв'язку рухи ланок виконавчого механізму повторюють (копіюють) рухи ланок керуючого механізму.

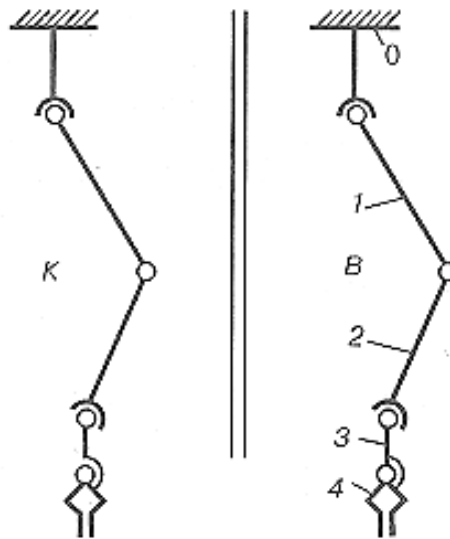


Рис. 8.3

Як видно зі схеми, механізм маніпулятора утворено із просторового незамкнутого кінематичного ланцюга. Ланки цього ланцюга аналогічно з рукою людини мають назву: **0** — корпус, **1** — плече, **2** — передпліччя, **3** — кість або захват, **4** — палець. Кінематична пара, яка утворена плечем і корпусом, або кінематичний ланцюг, що замінює цю пару, називають плечовим суглобом; кінематична пара, яка утворена плечем і передпліччям — ліктевим суглобом; кістю і передпліччям — кистевим суглобом. Ланка **4** (палець) при розгляді структури, кінематики та динаміки маніпулятора об'єднується з ланкою **3**. Тому вважається, що маніпулятор, зображений на рис. 4, складається із стояка (корпусу) і трьох рухомих ланок, які з'єднані між собою двома сферичними парами III класу і однією обертовою парою V класу. Отже, такий механізм дає сім ступенів вільності:

Захват у такому маніпуляторів може зайняти будь-яке положення у просторі в межах, які допускають розміри ланок.

З часом появились маніпулятори з більшим числом ланок і кінематичних пар, і зовнішня схожість з рукою людини стала втрачатися, але

у всіх варіантах збереглось призначення маніпулятора — відтворювати просторові рухи, які подібні рухам руки людини. Копіювальні маніпулятори використовуються тепер у багатьох галузях техніки для виконання операцій в умовах, які виключають можливість перебування людини біля виробу, що обробляється або переміщується (радіоактивність, вакуум, висока температура, підвищений тиск, шкідливе хімічне виробництво тощо).

Види маніпуляторів. Залежно від виду систем керування розрізняють маніпулятори з ручним і автоматичним керуванням. У маніпуляторах з ручним керуванням оператор, діючи на ланки керуючого механізму, приводить у рух ланки виконавчого механізму. У найпростіших випадках передачу руху можна здійснювати за допомогою механічного зв'язку, тобто через зубчасті колеса, троси, важелі тощо. Проте у цьому випадку граничні сили та переміщення виконавчого органа обмежені можливостями оператора. Від цього недоліку вільні маніпулятори, у яких окремі ланки виконавчого механізму приводяться в рух серводвигунами за сигналами, що виробляються при русі ланок керуючого механізму. Крім цього, у маніпуляторах із серводвигунами легко виконується дистанційне керування.

У маніпуляторах з автоматичним керуванням ланки виконавчого механізму одержують рух від серводвигунів, які працюють за даною програмою подібно верстатам з числовим програмним керуванням. Керуючий механізм служить у цьому випадку лише для вироблення програми роботи виконавчого механізму. Всі дії оператора, зв'язані з переміщенням ланок керуючого механізму, перетворюються за допомогою датчиків переміщень в електричні або механічні сигнали та записуються на магнітну стрічку або перфострічку. Одержану програму можна багаторазово використовувати для керування маніпулятором. Маніпулятори з автоматичним керуванням можуть використовуватися не тільки для роботи в шкідливих умовах, але і для механізації одноманітних і втомлюваних операцій при обробці та складанні виробів. У цих випадках маніпулятори з автоматичним керуванням називають промисловими роботами.

Структура маніпуляторів. Маніпулятор, як правило, призначено для виконання багатьох різноманітних рухів, характеристики яких можуть змінюватися не тільки при переході до іншого виду робіт, але і при зміні зовнішніх умов. Іншими словами, маніпулятор є багатоцільовою системою.

Виконавчий механізм будь-якого маніпулятора – це багато ланковий просторовий механізм, який може мати в загальному випадку поступальні, обертові, циліндричні, сферичні та сферичні з пальцем кінематичні пари. Кінематичні схеми незамкнених ланцюгів маніпуляторів та їх рушійні можливості визначаються виглядом і розташуванням кінематичних пар. Для прикладу на рис. 4 показано три кінематичні ланцюги, що застосовуються у маніпуляторах, які вміщують такі кінематичні пари: а) три сферичні з пальцем; б) дві циліндричні і одну сферичну з пальцем; в) дві сферичні з пальцем і одну циліндричну.

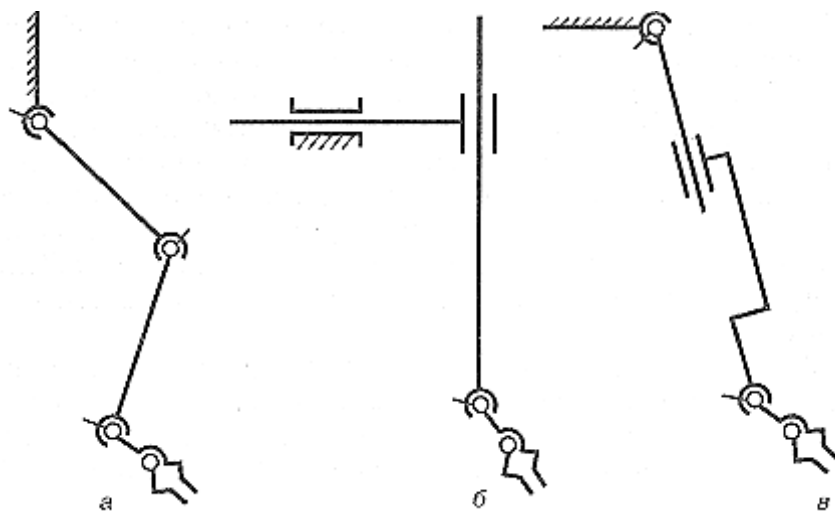


Рис. 8.4

На практиці сферичні і сферичні з пальцем пари внаслідок складності у передачі відносних рухів з керуючого механізму на виконавчий замінюють кінематичними з'єднаннями, які складаються відповідно з трьох та двох пар п'ятого класу з осями, що перетинаються.

Залежно від поставленої задачі маніпулятор повинен забезпечувати різне число ступенів вільності захвату. Наприклад, для відтворення просторового руху захвату в загальному випадку маніпулятор повинен мати

шість ступенів вільності, які можна реалізувати за допомогою семи ланкового незамкнутого кінематичного ланцюга з одними обертовими парами. Якщо ж треба відтворити просторову траєкторію лише одної точки захвату, то необхідне число ступенів вільності зменшується до трьох, тобто з'являються надлишкові ступені вільності. У цьому прикладі закони зміни трьох узагальнених координат визначаються з умов відтворення заданої траєкторії, а решта три — з умови одержання оптимальних значень додаткових критеріїв: швидкодії, мінімуму затрат енергії тощо.

Отже, число ступенів вільності маніпулятора як багатоцільової системи повинно вибиратися відповідно до поставленої задачі, що вимагає максимальної рухомості захвату. При виконанні інших завдань — надлишкові ступені вільності маніпулятора дають змогу оптимізувати кінематичні, динамічні, енергетичні та інші критерії якості процесу маніпулювання. Надлишкові (зайві) ступені вільності називають маневреністю маніпулятора, під якою розуміють його число ступенів вільності при нерухомому захваті. Необхідно лише мати на увазі, що при заданій траєкторії одної точки захвату нерухомою треба вважати лише цю точку.

Маневреність — одна з найважливіших характеристик маніпулятора. Збільшення числа ступенів маневреності маніпулятора розширює свободу дій оператора при виконанні рухів з об'єктом маніпулювання у невеликому робочому об'ємі або в стиснених умовах.

Механічний маніпулятор (рис. 8.5, а) має шість ступенів вільності, але при нерухомому захваті він має ступінь вільності, а отже, і маневреність, що дорівнює нулю, і перетворюється у ферму. Маніпулятор “Mastott 1” (рис. 5, б), що має шість ступенів вільності, при закріпленому захваті також втрачає будь-яку рухливість, перетворюючись у ферму.

Маніпулятор “Рука” (рис. 8.5, в), кінематична схема якого модулює руки людини, має один ступінь маневреності, внаслідок чого він має великі можливості для виконання складних рухів.

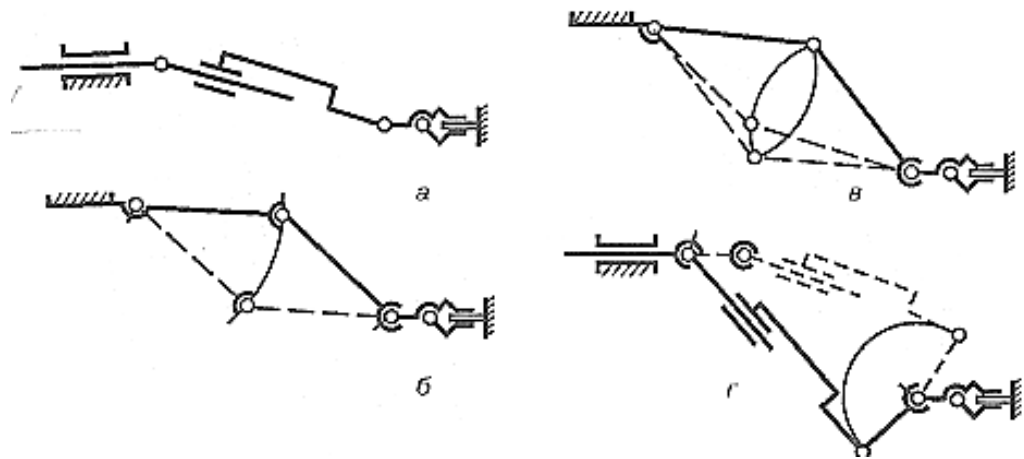


Рис. 8.5

Робочим об'ємом маніпулятора називають об'єм, обмежений поверхнею, що огинає всі можливі положення захвату.

Описані структурні схеми не охоплюють всього різноманіття маніпуляторів нині відомих промислових роботів, а стосуються лише тих, які дістали застосування для виконання порівняно простих технологічних операцій. Для виконання спеціальних робіт, наприклад, при необхідності працювати у стиснених умовах або обходити перешкоди, створюють роботи, що мають руки з великим числом ступенів вільності. Проте при виконанні заданих рухів захвату з об'єктом, що маніпулюється, не обов'язково використовувати весь об'єм. При цьому не всі частини об'єму однаково зручні для виконання заданих рухів захвату. У зв'язку з цим рухи захвату прийнято поділяти на чотири класи.

8.6. Промислові роботи

Промисловий робот— це автоматична машина, стаціонарна або пересувна, що складається з маніпулятора (маніпуляторів) та перепрограмуючого пристрою програмного керування і служить для виконання у виробничому процесі рухів, які властиві руці людини. Промислові роботи відрізняються від звичайних машин автоматів тим, що завдяки наявності незамкнутого кінематичного ланцюга основного механізму з кількома ступенями вільності, вони мають широкий діапазон

різних просторових рухів робочих органів і, як наслідок, можливість швидкого переналагодження на виконання іншої програми. Промислові роботи створюють передумови до переходу до якісно нового рівня автоматизації — впровадження автоматичних виробничих систем, які працюють з мінімальною участю людини, в тому числі створення цехів і заводів-автоматів.

Роботів класифікують за різними ознаками. Промислові роботи залежно від спеціалізації поділяються на універсальні, спеціалізовані та спеціальні.

За способом розміщення роботи бувають наземні, підвісні та вбудовані; за можливістю пересуватися – стаціонарні та рухомі.

Промисловий робот складається з трьох основних частин: виконавчого пристрою, приводів і системи керування.

Виконавчі пристрої. Виконавчим пристроєм промислового робота називають пристрій, який виконує його рушійні функції. У склад виконавчого пристрою входять один або кілька маніпуляторів і пристрій пересування. Робоча ланка маніпулятора несе робочий інструмент або захватний пристрій (захват), призначений для захоплення і утримування об'єкта виробництва або технологічної оснастки. Якщо захоплення і утримування здійснюється відносним переміщенням частин захватного пристрою, то його називають схватом. Крім схватів можуть бути захватні пристрої у вигляді вакуумних присосків, магнітів тощо.

Основною характеристикою виконавчих пристроїв є число ступенів вільності. Три ступеня вільності необхідні для переміщення ланки в будь-яку точку зони обслуговування. Вони називаються переносними. Для орієнтації робочого органу (захвату) необхідні ще три ступеня вільності, які називають орієнтуючими. Крім цього, якщо захватний пристрій виконано у вигляді схвату, то необхідний ще один ступінь вільності для стискання і розтискання пальців схвата. Всього одержуємо сім ступенів вільності. Подальше збільшення ступенів вільності передбачує забезпечення маневреності

маніпулятора, тобто можливості переміщення ланок маніпулятора при нерухомому захваті. Маневреність дає можливість ланкам маніпулятора обходити перешкоди або ж розташовуватися у зручнішій позиції.

Пристрій переміщення додатково дає до трьох ступенів вільності при плоскому русі і до шести — при просторовому.

Отже, при неорієнтованих об'єктах праці виконавчий пристрій промислового робота є просторовий механізм з багатьма ступенями вільності. Найважливіше значення має три переносні ступеня вільності, які визначають зону обслуговування. Види зон обслуговування залежать від кінематичних пар маніпуляторів та їх орієнтації. Найбільше розповсюджені зони обслуговування у вигляді площини, поверхні паралелепіпеда, циліндра і куліб. Видам зони обслуговування відповідають системи координат, в яких визначаються рухи захвату: прямокутна, циліндрична, сферична. Циліндричну зону обслуговування мають звичайно промислові роботи з трьома ступенями вільності, сферичну — промислові роботи з шістьма ступенями вільності, з яких три переносні і три орієнтаційні.

Приводи промислових роботів. Приводи промислових роботів призначені для приведення у рух ланок маніпулятора і переміщення самого робота. Вони можуть бути трьох видів: гідравлічні, пневматичні та електромеханічні. Найбільше розповсюдження мають гідравлічні приводи і дещо менше — пневматичні.

Електромеханічний привод зараз використовується рідше за інші, але в майбутньому його роль зростатиме з появою досконаліших електродвигунів, які не вимагатимуть редукторів, будуть мати малі моменти інерції і підвищену навантажуючу здатність. Використовуються електроприводи як безперервної, так і дискретної дії (крокові двигуни). До переваг електроприводу порівняно з пневмо- та гідроприводом можна віднести відсутність трубопроводів, легкість монтажу та налагодження, простоту в експлуатації. Останнім часом з'явилися уніфіковані електромеханічні модулі (блоки) для окремих видів руху (підйому, повороту тощо). З цих модулів можна скласти

виконавчі пристрої роботів при різних поєднаннях потрібних переміщень захвату. Розробка і випуск уніфікованих модулів, поряд з підвищенням якості спеціальних електродвигунів, будуть сприяти розповсюдженню електроприводу в промислових роботах.

Пневматичний привод використовується, як правило, в промислових роботах невеликої вантажопідйомності. Основні його переваги — простота керування, низька вартість і порівняно великий строк служби. Виконується пневмопривод у вигляді пневмоциліндра, тобто циліндра з поршнем, причому циліндр може бути довгоходовим. Для повороту ланок використовується комбінація пневмоциліндра з рейковою передачею. До недоліків пневмоприводу крім вказаного обмеження за вантажопідйомністю можна віднести трудність регулювання швидкості руху ланок маніпулятора.

Гідравлічний привод використовується для промислових роботів великої вантажопідйомності, а також тоді, коли треба мати плавне гальмування ланок і регулювати їх швидкості руху. Поступальний рух виконується гідроциліндром, а обертовий — поворотним гідромотором (рідко — комбінацією гідроциліндра з рейковою зубчастою передачею). До недоліків гідроприводу слід віднести складність обслуговування і експлуатації (можливі витік мастила, засмічення трубопроводів тощо).

Приводи всіх трьох вказаних типів можуть бути розташовані безпосередньо на рухомих ланках або ж бути винесеними на стояк (корпус робота). У першому випадку одержимо більш просту і жорстку конструкцію, оскільки відсутні складні передаточні механізми з довгими кінематичними ланцюгами. Але при цьому зменшується вантажопідйомність маніпулятора та погіршуються його динамічні характеристики. Крім цього, затрудняється робота у важкодоступних місцях через наявність трубопроводів, шлангів і електроприводів. У другому випадку відкривається можливість використання одного приводного пристрою для керування кількома ланками, але затрудняються проектування, виготовлення і монтаж складного багатоланкового передаточного механізму з декількома ступенями

вільності(наприклад, багатоступінчастого зубчастого конічного диференціала з трубчастими валами).

Системи керування промислових роботів. Системи керування в загальному випадку мають у своєму складі:

а) керуючий пристрій, призначений для формування і видачі керуючих дій виконавчому пристрою відповідно до заданої програми;

б) вимірюваний пристрій, який збирає інформацію про стан промислового роботу та зовнішнього середовища;

в) пристрій зв'язку оператор-робот, який здійснює обмін інформацією між людиною-оператором і керуючим пристроєм.

Всі системи керування промисловими роботами поділяють на дві групи: програмне і адаптивне керування.

Програмним керуванням називають автоматичне керування виконавчим пристроєм за заданою програмою.

Адаптивним керуванням називають автоматичне керування, при якому в процесі керування змінюється алгоритм керування у функції стану зовнішнього середовища та робота. Для реалізації адаптивного керування необхідно, щоб в системі керування була спеціалізована ЕОМ, яка за даними зміни положень і швидкостей точок рухомих ланок або за станом зовнішнього середовища обчислювала поправки до програми керування.

Програмне керування, в свою чергу, поділяється на два види: контурне і позиційне керування.

Контурним керуванням називають програмне керування промисловими роботами, при якому рух його виконавчого пристрою програмується у вигляді траєкторії у робочому просторі з безперервним контролем швидкості руху.

Позиційним керуванням називають програмне керування промисловим роботом, при якому рух виконавчих пристроїв програмується за упорядкованою в часі кінцевою послідовністю точок робочого простору без контролю руху між ними. Частковим випадком позиційного керування є

циклічне керування, при якому в програмі фіксуються лише початкові та кінцеві точки переміщень по кожній координаті.

Циклове керування використовується на тих роботах, які призначені для підйомно-транспортних операцій, пов'язаних з обслуговуванням металорізальних верстатів, пресів, молотів тощо. Вхідні сигнали подаються у блок керування від кінцевих вимикачів, на які натискають змінні упори, встановлені на рухомих ланках маніпуляторів. Замість змінних упорів можуть використовуватися пересувні магніти. Одночасно для точної фіксації встановлюються фіксуючі упори, які жорстко визначають кінець переміщення по кожній координаті. Для реалізації циклового керування використовують релейну систему, оскільки всі вхідні і вихідні сигнали керування мають лише по два значення.

Позиційне керування за багатьма точками або контурне керування, яке розглядається як граничний випадок позиційного керування при збільшенні числа позицій, використовується для виконання технологічних операцій типу зварювання або фарбування. Для реалізації контурного керування необхідно використовувати різні програмоносії подібно тому, як вони використовуються у верстатах з ЧПК.

Три покоління роботів. Залежно від ступеня досконалості системи керування промислові роботи можна поділити на три покоління. Промислові роботи першого покоління мають програмне керування. Вони можуть бути як стаціонарними, так і рухомими; широко використовуються для виконання основних і допоміжних операцій технологічних процесів, у складських роботах тощо.

Промислові роботи другого покоління мають адаптивне керування (з елементами відчуття). Їх вже можна використовувати для виконання операцій, які не можна реалізувати роботами першого покоління (наприклад, захоплення довільно розташованих предметів). Такі роботи дозволяють супервізорне керування, тобто керування позмінно оператором і автоматичною системою, яка діє за вказівкою оператора.

Промислові роботи третього покоління, які ще називають роботами з елементами штучного інтелекту, мають розвинуту систему чутливих (інакше сенсорних) пристроїв, включаючи технічний зір, які дають змогу після обробки одержаної інформації пізнавати образи, давати аналіз стану зовнішнього середовища і навіть приймати деякі рішення щодо складання програм. Такі роботи знаходяться ще в стадії пошукових науково-дослідних робіт.

Пояснимо цей метод на прикладі простого промислового робота з трьома ступенями вільності при циліндричній зоні обслуговування (рис. 8.6) [41]. За узагальнені координати прийнемо циліндричні координати центра мас захвату з вантажем . Крім цього, вважаємо, що поступальні приводи ланок 2 і 3 (наприклад гідроциліндри) створюють рушійні сили F_2 і F_3 , а обертовий привод ланки 1 створює рушійний момент M_1 ; маси ланок 2 і 3 позначимо m_2 і m_3 , а їх сили ваги відповідно G_2 і G_3 , сили тертя в парах 1—2 і 2—3 через . Сили тертя і момент сили тертя в обертовій парі вважаємо сталими і відомими з дослідних даних.

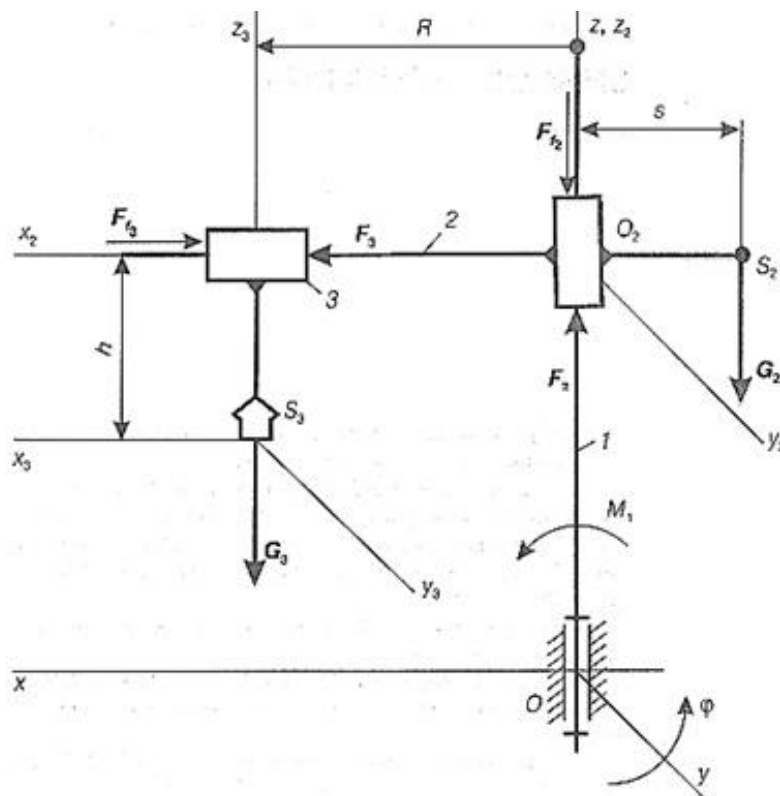


Рис. 8.6

При складанні рівнянь кінетостатичної рівноваги ланки **3** вважаємо, що головний вектор реакції на ланку **3** з боку ланки **2** прикладено в центрі мас S_3 . Тоді головний момент цієї реакції дорівнює нулю, і рівняння проєкцій сил на осі x_3, y_3, z_3 мають вигляд:

$$\begin{aligned} & \dots; \\ & \dots = 0; \\ & \dots \end{aligned}$$

де — перші або другі похідні за часом відповідних величин.

Для ланки **2** одержимо шість рівнянь кінетостатики, які в проєкціях на осі x_2, y_2, z_2 записуються так:

$$\begin{aligned} & \dots; \\ & \dots; \\ & \dots; \\ & \dots; \\ & \dots; \\ & \dots \end{aligned}$$

Лекція № 11 (2 год.)

Тема 9: «Загальні принципи конструювання деталей машин»

9.1. Основні поняття науки про опір матеріалів

9.2. Основні положення та завдання дисципліни «Деталі машин»

9.3. Вимоги, що ставляться до машин та їх деталей

9.4. Короткі відомості про машинобудівні матеріали

9.5. Стандартизація і взаємозамінність деталей машин

9.1. Основні поняття науки про опір матеріалів

Опір матеріалів — це наука про теоретичні і експериментальні методи дослідження елементів машин, конструкцій і споруд на міцність, жорсткість і стійкість.

Під міцністю розуміють здатність матеріалу конструкції і її елементів витримувати прикладене певне навантаження без руйнування.

Розрахунки на міцність конструкції в опорі матеріалів дають можливість визначити оптимальні поперечні розміри її елементів, що витримують задане навантаження, при мінімальних витратах матеріалу.

Проте міцність конструкції ще не гарантує її надійність в цілому. Конструкція може не руйнуватись, але деякі її елементи під дією зовнішнього навантаження можуть так деформуватись, що подальше її використання стає неможливим. Отже конструкцію необхідно розраховувати і на обмеження деформації, тобто проводити розрахунки на жорсткість.

Жорсткістю називають здатність елемента конструкції протидіяти зовнішнім силам з точки зору допустимих розмірів і форми, тобто деформації.

Деякі елементи конструкцій мають особливу форму і працюють під дією характерних навантажень, наприклад тонкі і довгі стержні при стиску. Такі конструкції під навантаженням без будь — яких зовнішніх причин раптово втрачають свою рівновагу (стійкість), викривляються і швидко

руйнуються. При цьому втрата стійкості відбувається при навантаженнях, значно менших від отриманих із розрахунків на міцність і жорсткість. Тому такі конструкції та їх елементи необхідно спеціально розраховувати на стійкість.

Під стійкістю розуміють здатність елементів конструкції зберігати положення рівноваги під дією зовнішніх сил.

Отже, опір матеріалів надає загальні методики інженерних розрахунків несучих елементів машин, конструкцій і споруд на міцність, жорсткість і стійкість для забезпечення їх надійної роботи при мінімальній матеріаломісткості.

Для спрощення розрахунків в опорі матеріалів приймають деякі гіпотези і припущення що до структури і властивостей матеріалів, характеру деформацій, діючих сил і геометрії конструкцій.

1. Гіпотеза про суцільність матеріалу. Тіло вважається суцільним, (тобто неперервним) як до деформації, так і після деформації (без порожнин і розривів).

2. Гіпотеза про однорідність і ізотропність матеріалу. Вважається, що властивості тіла в будь-якій точці і в будь-якому напрямку однакові.

3. Гіпотези плоских перерізів. Плоскі перерізи, проведені в тілі до деформації, залишаються плоскими і після деформації. Вони залишаються нормальними до осі стержня в процесі деформації. Ця гіпотеза справедлива для тіл з довжиною, що перевищує його поперечні розміри (стержень, брус).

4. Гіпотеза ідеальної пружності. Вважається, що матеріали мають властивість повністю відновлювати свою первинну форму і розміри тіл після припинення дії зовнішніх сил.

5. Принцип Сен-Венана. В точках тіла, достатньо віддалених від місця прикладання зовнішніх сил, внутрішні зусилля дуже мало залежать від способу прикладання цих сил. Такий принцип дозволяє замінити одну систему сил статично їй еквівалентною (переміщення сил з верхньої частини балки на нижню, заміна зосередженої сили на групу розподілених і навпаки).

6. Принцип незалежності дії сил (суперпозиції). Ефект від суми впливу дорівнює сумі ефектів від окремого впливу. Згідно з цим принципом переміщення, внутрішні сили і деформації навантаженого тіла вважають незалежними від порядку прикладання сил.

Зовнішні сили, що діють на тіло, як зазначалося, викликають в ньому виникнення внутрішніх сил, які намагаються протидіяти деформації. Для визначення цих внутрішніх сил в перерізах тіла використовують метод перерізів.

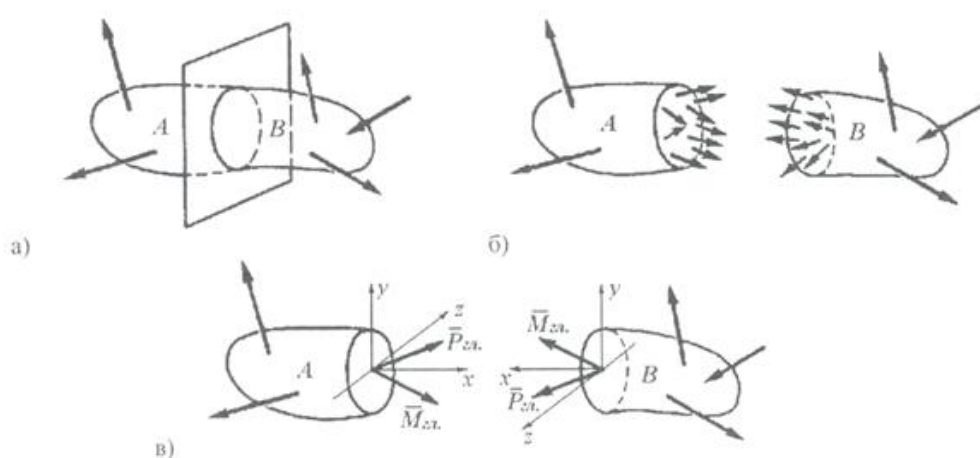


Рис. 9.1

Тіло умовно розсікають площиною на дві частини (рис. 9.1 а). Далі одну із частин тіла відкидають, замінюють її дію на іншу внутрішніми силами, прикладеними в площині перерізу, і розглядають рівновагу частини, що лишилася під дією зовнішніх і внутрішніх сил.

Таким чином, зовнішні сили, прикладені до залишеної частини тіла, врівноважуються внутрішніми силами, діючими в площині переріза тіла (рис. 1 б). Це дозволяє скласти для обої з двох частин тіла (наприклад частини А) в загальному випадку шість рівнянь рівноваги:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z &= 0 \\ \sum M_x &= 0 \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$



Дані рівняння дозволяють визначити статичний еквівалент системи внутрішніх сил, тобто знайти головний вектор і головний момент системи внутрішніх сил (рис. 9.1 в).

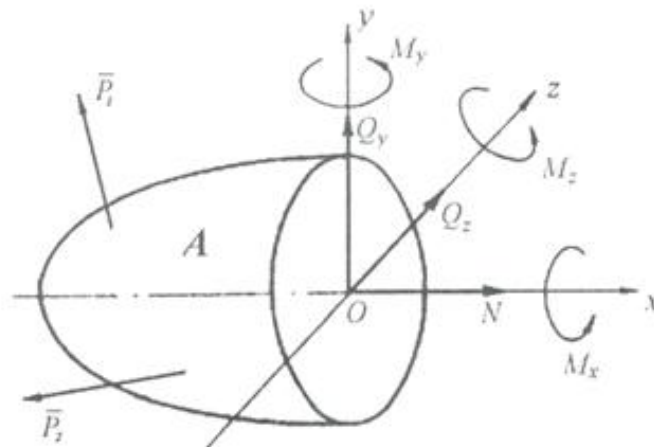


Рис. 9.2

В загальному випадку із шести рівнянь рівноваги в поперечному перерізі тіла визначаються шість складових внутрішніх сил: три сили Q_y , Q_z , N – складові головного вектора, напрямлені вздовж координатних осей, і три моменти M_x , M_y , M_z – складові головного моменту внутрішніх сил (рис. 9.2).

Вказані шість складових внутрішніх сил називаються *внутрішніми силовими факторами*, діючими в перерізі тіла. Кожна з цих складових має свою назву і позначення:

- N – поздовжня (нормальна) сила
- Q_y , Q_z – поперечні сили
- M_x – крутний (скручуючий) момент
- M_y , M_z – згинаючі (згинальні) моменти

Складові внутрішніх силових факторів залежать від характеру навантаження тіла і характеру його деформації (деформованого стану). При різних видах деформації в поперечному перерізі будуть виникати різні внутрішні силові фактори.

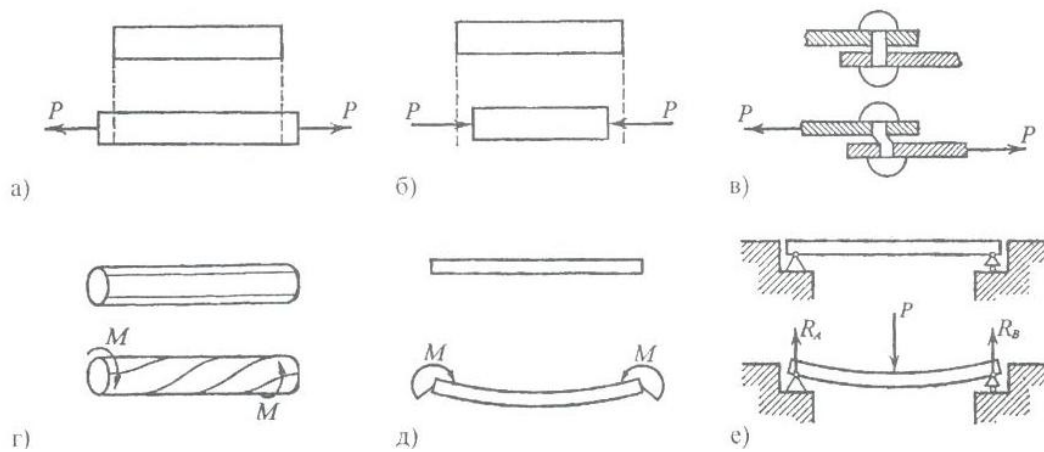


Рис. 9.3

Розглянемо окремі випадки простих деформацій (простого деформованого стану) тіла, коли в його поперечному перерізі виникає лише один внутрішній силовий фактор:

1. Деформація розтягу (або стиску), коли в поперечному перерізі виникає внутрішній силовий фактор — поздовжня сила N , напрямлена по поздовжній осі тіла. Такої деформації зазнають стержні, троси, штоки двигунів, навантажені зовнішніми силами вздовж їх осей (рис. 9.3 а, б).

2. Деформація зсуву або зрізу, коли в поперечному перерізі виникає внутрішній силовий фактор — поперечна сила Q , що лежить в площині перерізу. Така деформація спостерігається в болтах, клепках, зварних швах, де зовнішні сили діють паралельно і протилежно напрямлено, зміщуючи плоскі перерізи елементів з'єднання один відносно одного (рис. 3 в).

3. Деформація кручення, коли в поперечному перерізі виникає внутрішній силовий фактор — крутний момент M , який паралельний цій площині. Таку деформацію маємо, наприклад, у валах, де зовнішні сили утворюють моменти, що діють перпендикулярно до осі вала (рис. 3 г).

4. Деформація чистого згину. При цьому в поперечному перерізі перпендикулярно до нього виникає один внутрішній силовий фактор — згинаючий момент $M_{зг}$, що врівноважує дію зовнішніх згинаючих моментів.

Деформація чистого згину можна отримати від дії на стержень зовнішніх згинаючих моментів (рис. 9.3 д).

При цьому слід зауважити, що в таких конструкціях може відбуватися деформація поперечного згину, коли в поперечному перерізі виникає одночасно два внутрішніх силових фактора — згинаючий момент і поперечна сила від дії зовнішніх моментів і зовнішніх сил.

9.2. Основні положення та завдання дисципліни «Деталі машин»

Деталі машин — це технічна дисципліна, в якій вивчають методи, правила і норми розрахунку та конструювання типових деталей і складальних одиниць машин.

Деталі машин, синтезуючи досягнення математичних і технічних наук з результатами лабораторних досліджень і практики застосування різних машин, є теоретичною основою машинобудування.

Метою деталей машин є вивчення сучасних інженерних методів, правил і норм розрахунку та конструювання (проектування) деталей і складальних одиниць машин загального призначення (болти, гайки, вали, зубчасті колеса, підшипники та ін.).

Завданням деталей машин є отримання навичок розрахунку і конструювання типових деталей і складальних одиниць машин загального призначення, раціонального вибору матеріалу і форми деталей, правильного визначення точності і якості обробки поверхонь, розрахунків на міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість і т. ін., виходячи із заданих умов роботи деталей у машині.

Деталі машин тісно пов'язані з попередніми розділами технічної механіки: теоретичною механікою, теорією механізмів і машин, правила і закони яких дають можливість визначати діючі на деталь сили і закони руху деталей; опором матеріалів, який дає змогу розраховувати деталі на міцність, жорсткість і стійкість. Деталі машин також пов'язані із іншими загальнотехнічними дисциплінами: матеріалознавством, технологією металів

і неметалевих матеріалів, які дають необхідні відомості про раціональний вибір матеріалу деталі та методи її виготовлення, технічним (машинобудівним) кресленням, що дає правила і закони оформлення креслень конструкцій машин, окремих деталей і складальних одиниць.

При проектуванні і виготовленні технічних виробів машинобудування розрізняють наступні їх види: деталь, складальна одиниця, комплекси, комплекти.

Названі вироби, залежно від наявності або відсутності в них складових частин, поділяють на неспецифіковані, тобто такі, що не мають складових частин (деталі), і специфіковані, що складаються з двох (і більше) складових частин (складальні одиниці, комплекси або комплекти).

Деталлю називається виріб, виготовлений з однорідного матеріалу без застосування монтажних і складальних операцій.

Виріб, що складається з кількох частин (деталей), з'єднаних між собою складальними операціями, називається складальною одиницею.

Наприклад, муфта, підшипник, редуктор, коробка передач, зварний корпус.

Два (і більше) специфіковані вироби, не з'єднані складальними операціями, але призначені для виконання взаємопов'язаних експлуатаційних функцій, називаються комплексом. Наприклад, потокова лінія, деревообробний комплекс і т. ін.

Два (і більше) вироби, що не з'єднані складальними операціями і являють собою набір виробів допоміжного характеру, називаються комплектom.

Наприклад, комплект запасних частин, комплект інструменту і приладдя.

У машинобудуванні і народному господарстві застосовується багато різних деталей і складальних одиниць машин. Всю різноманітність деталей (складальних одиниць) машин можна умовно поділити на дві групи: загального призначення і спеціального призначення.

Деталі загального призначення зустрічаються майже у всіх машинах і складають більшість всіх деталей, а деталі спеціального призначення зустрічаються тільки у одному або кількох типах машин.

До деталей загального призначення відносяться:

- з'єднувальні деталі (шпонки, штифти, болти, гвинти, гайки тощо) і з'єднання (зварні, заклепочні, клейові, клинові, шліцьові, шпонкові та ін.);
- передачі обертального руху (фрикційні, пасові, ланцюгові, зубчасті, черв'ячні і т. ін.);
- деталі, що обслуговують передачі (вали, осі, підшипники, муфти).

До деталей спеціального призначення відносяться: шатуни, кривошипи, колінчасті вали, поршні куліси, коромисла, кулачки, ексцентрики, маховики, лопатки і диски турбін, рейки, блоки, гаки і т. ін.

9.3. Вимоги, що ставляться до машин та їх деталей

Сучасний розвиток машинобудування вимагає при проектуванні та виготовленні нових машин і механізмів гармонійності конструкції і раціонального компонування її деталей та складальних одиниць при забезпеченні високих функціональних властивостей.

Виріб повинен бути надійним і точним, міцним і довговічним, бути зручним для монтажу, демонтажу і придатним для ремонту, мати високу продуктивність, відзначатись простотою керування, обслуговування та догляду, мати малі габарити, бути транспортабельним, швидко окупати всі затрати на проектування і виготовлення, а також відповідати вимогам естетичності (художнє проектування і технічний дизайн).

Деталі проекрованої машини повинні задовольняти наступним вимогам: мати достатню міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість, допускати можливість виготовлення з недорогих матеріалів, мати таку конструктивну форму, щоб їх можна було виготовити найпростішими і найпродуктивнішими технологічними процесами.

Тобто, деталі повинні бути технологічними і мати високу надійність (виконувати задані функції із збереженням експлуатаційних показників протягом потрібного ресурсу).

Міцність і довговічність деталей можна підвищити наступним чином:

- використовуючи матеріали з високими фізико-механічними характеристиками (звичайно, застосування таких матеріалів, наприклад високоякісних легованих сталей, обмежується високою їх вартістю);
- конструктивною зміною форми деталі (наприклад, для деталей, які працюють на згин, раціональніше застосовувати кільцевий або двотавровий переріз замість круглого чи прямокутного);
- впровадженням термохімічної обробки або поверхневого пластичного деформування деталі (обкатка поверхні деталі роликami або обдування стальним дробом);
- використання плазменого, іонно-плазменого і газотермічного напilenня поверхонь деталей порошковими матеріалами, що істотно поліпшує антикорозійні властивості і зносостійкість.

Поверхнєве пластичне деформування і напilenня — простий і дуже ефективний спосіб підвищення довговічності деталі. Ресурс таких деталей збільшується в 3 ... 15 разів.

Для зміцнення пружин, ресор, шатунів, зубчастих коліс застосовують дробострумінні пристрої. Для зміцнення осей, валів, плунжерів — спеціальні верстати для обкатки роликami або кульками. Для зміцнення лопаток компресорів і турбін, пружин, валів — гідроабразивні і гідродробострумінні пристрої.

Сформулюємо докладніше вимоги економічного характеру до конструкцій машин, їх складальних одиниць і деталей.

Економічність — це забезпечення мінімальних затрат на придбання матеріалів та обладнання, заміна дорогих матеріалів дешевшими з необхідною міцністю, жорсткістю і зносостійкістю (заміна легованих сталей

вуглецевими або заміна кольорових металів і сплавів пластмасами та синтетичними матеріалами тощо).

Технологічність — це забезпечення швидкого і високоякісного виготовлення деталей, а також монтажу складальних одиниць і всієї машини при мінімальних затратах коштів і часу на технічну підготовку. Технологічні конструкції дають змогу застосовувати прогресивні методи виготовлення і монтажу в умовах підприємства.

Використання деталей і складальних одиниць, які раніше освоєні в працюючих машинах і можуть виконувати відповідні функції в машині нової конструкції.

Уніфікація конструкції — це максимально можлива заміна деталей різної форми і типорозмірів однаковими (болти, гайки, шайби, підшипники, осі, вали, зубчасті колеса, шпонки), а також застосування по можливості однакових діаметрів отворів і валів, розмірів фасок, галтелей; використання однакових класів точності і шорсткості поверхонь; однакових способів зміцнювальної технології (загартування, ціанування, азотування, наклепування тощо).

Спрощення конструкції — це застосування деталей найпростіших форм, виготовлення яких не потребує спеціального обладнання або високої кваліфікації робітника.

9.4. Короткі відомості про машинобудівні матеріали

Для виготовлення деталей машин застосовують різні матеріали — металеві, неметалеві, композиційні. Правильний вибір матеріалу деталі — важливий етап процесу конструювання і виготовлення, від якого в значній мірі залежить вага, габарити, вартість і довговічність машини. Тому загальними передумовами вибору матеріалу деталі є експлуатаційна надійність, технологічність і економічність.

Дуже поширеними в машинобудуванні є метали, які розділяють на чорні і кольорові.

Чорні метали (сталі і чавуни) в машинах займають більше 90 % їх ваги. Вони відносно дешеві, мають високу міцність і жорсткість. Основні недоліки чорних металів — значна питома вага і низька корозійна стійкість.

Сталь (вуглецева і легована) — один із основних матеріалів машинобудування.

Сталь вуглецева звичайної якості, яку поставляють за механічними властивостями, позначається так: Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, ..., Ст6. Нумерують ці сталі в порядку зростання їх твердості, границь міцності і текучості та зниження пластичності.

Сталь вуглецева якісна конструкційна позначається так: Сталь 10, Сталь 15, Сталь 20, ..., Сталь 55 і т. д., де числа 10, 15, 20, ... показують приблизний вміст вуглецю в сотих частках процента. Якісна вуглецева конструкційна сталь з підвищеним вмістом марганцю позначається так: Сталь 15Г, Сталь 20Г, Сталь 50Г і т. д.

Сталь легована конструкційна позначається так: Сталь 15Х, Сталь 35Х, Сталь 40ХНЗА і т. д., де перші дві цифри (15, 35, 40) показують орієнтовний вміст вуглецю в сотих частках процента, а наступні букви і цифри показують легуючий елемент та його орієнтовний процентний вміст. Так, сталь 15Х13Н7С2А містить приблизно 0,15 % вуглецю, 13 % хрому, 7 % нікелю і 2 % кремнію; буква А показує високу якість сталі, тобто зниження до мінімуму шкідливих домішок — сірки і фосфору.

Фізико — механічні властивості сталей можна підвищити застосуванням об'ємної або поверхневої термічної (нормалізація, загартування, відпускання) або хіміко—термічної (цементация, азотування, ціанування) обробки, а також поверхневим зміцненням (дробострумінна обробка, обкатка загартованими роликами).

Чавун широко використовується в машинобудуванні, особливо для виготовлення литих заготовок деталей. За хімічним складом, структурою і технологією виготовлення чавун поділяють на сірий (СЧ 12-28, СЧ 15-32, СЧ 18-36 та ін.), антифрикційний (АСЧ-1, АСЧ-2, АСЧ-3 для сірого чавуну;

АВЧ-1, АВЧ-2 для високоміцного чавуну), високоміцний (ВЧ 45-0, ВЧ 50-1,5 і т. п.), жаростійкий (ЖЧХ-0,8, ЖЧС-5,5 і т. ін.).

Числа, що стоять після буквеного позначення марки чавуну, показують значення його механічних характеристик. Наприклад, для сірого чавуну перше число означає границю міцності при розтягу, друге — при згині (0,1 МПа), для високоміцного чавуну перше число означає $c > l$ (0,1 МПа), а друге — відносне подовження в процентах при розриві.

Кольорові метали (мідь, олово, цинк, магній, хром, свинець, алюміній, титан, срібло, золото, платина) у чистому вигляді в машинобудуванні застосовуються рідко. Їх використовують в основному в вигляді сплавів (латунь — мідно — цинковий сплав, бронза — безолов'яна і олов'яна, алюмінієві і титанові сплави), які мають кращі фізико — механічні властивості, ніж кожен із цих металів окремо. Кольорові метали (за винятком сплавів) використовують для покриття металевих поверхонь з метою захисту матеріалу від корозії (лудіння, цинкування), підвищення поверхневої твердості, зносостійкості й антикорозійних властивостей сталейних деталей (хромування) або підвищення їх жаростійкості (алітування, тобто насичення поверхневого шару сталі алюмінієм). Легкі сплави (особливо титанові) мають високу міцність при малій питомій вазі.

Кольорові метали і сплави значно дорожче чорних, але їх цінні властивості, виправдовують застосування деталей із таких матеріалів в залежності від призначення і умов роботи.

Неметалеві матеріали — дерево, шкіра, бавовняні тканини, гума, скло, азбест, пластмаси, композиційні матеріали.

Серед неметалевих матеріалів все більше застосовуються пластмаси і особливо композиційні матеріали (склопластики, металопластики, біметали, металокераміка та багато інших).

Пластмаси мають невелику питому вагу, хімічну стійкість, водо -, масло — і бензостійкість, високі електроізоляційні властивості, достатню механічну міцність, що не поступається у ряді випадків перед міцністю

сплавів кольорових металів і чавуну, малу трудомісткість переробки в деталі машин та ін. Але недоліком пластмас є їх низька теплостійкість і старіння, що супроводжується поступовою зміною механічних характеристик, кольору і навіть розмірів деталей.

Композиційні матеріали утворюються сполученням різнорідних компонентів і можуть мати певні високі фізико — механічні властивості, притаманні кожному із цих компонентів. Тому розробка і застосування нових композиційних матеріалів з підвищеними експлуатаційними якостями є важливим напрямком розвитку сучасного машинобудування.

Із пластмас та композиційних матеріалів виготовляють корпуси апаратів і машин, баки, цистерни, кузови автомобілів, корпуси суден, шлюпок, яхт, зубчасті колеса, вкладиші підшипників, труби, лопатки компресорів, а також будівельні елементи житлових будинків і промислових споруд.

9.5. Стандартизація і взаємозамінність деталей машин

Весь комплекс вимог до виготовленої сучасної техніки і обладнання може бути виконаний на основі використання принципів стандартизації, уніфікації і взаємозамінності деталей і складальних одиниць машин.

Стандартизацією називається процес встановлення і застосування обов'язкових норм, правил і вимог технічних і якісних характеристик, параметрів, яким повинна відповідати вироблена продукція, її виготовлення, транспортування і зберігання.

Завданням стандартизації як у машинобудуванні, так і інших галузях виробничої діяльності, є дотримання єдиних систем документації, норм і вимог у галузі проектування і виготовлення виробів, визначення єдиної системи показників якості виробів, запровадження єдиних науково-технічних термінів, символів, одиниць вимірювання тощо.

Переважна більшість виробів, що випускаються промисловими і народногосподарськими підприємствами України та іншими країнами близького зарубіжжя стандартизована.

У машинобудуванні, наприклад, стандартизовані:

- позначення загальнотехнічних величин, правила оформлення креслень, числові ряди лінійних розмірів;
- точність і якість поверхні деталей;
- матеріали, їх хімічний склад, основні механічні властивості і термообробка;
- форма і розміри деталей і складальних одиниць масового застосування: болтів, гвинтів,
- конструктивні елементи більшості деталей машин: модулі зубчастих і черв'ячних коліс, діаметри і ширина шківів, конструктивні форми і розміри шліцьових з'єднань і т. ін.

На нестандартні вироби завод-виготовлювач має розробляти окремі технічні умови, які також повинні відповідати вимогам певних стандартів.

Із стандартизацією тісно пов'язана уніфікація деталей і складальних одиниць машин.

Уніфікацією називається доцільне скорочення номенклатури, типорозмірів і конструктивних форм деталей і складальних одиниць, надання їм однаковості з метою можливого застосування і використання в різних машинах та народногосподарських об'єктах.

Зводячи різні види промислових виробів до невеликої кількості певних типів з універсальними можливостями застосування їх у машинобудуванні, уніфікація дає змогу скоротити номенклатурний список виробів, підвищити якість виробів, зменшити затрати виробництва і збільшити можливість взаємозамінності деталей і складальних одиниць однієї машини деталями і складальними одиницями іншої.

Взаємозамінністю називається властивість конструкції складової частини виробу забезпечити можливість її застосовування замість іншої без

додаткової обробки, зі збереженням заданої якості виробу, до складу якого вона входить. Взаємозамінність є важливою рисою сучасного машинобудування, без якої неможливе серійне і масове виробництво.

Таким чином, стандартизація, уніфікація і взаємозамінність створюють сприятливі умови для організації масового виробництва деталей і складальних одиниць на спеціалізованих підприємствах, зменшують трудомісткість і вартість виготовлення, забезпечують підвищення якості і збільшення довговічності деталей; скорочують час конструювання та освоєння нових машин; спрощують ремонт, зводячи його до заміни спрацьованих або тих, що вийшли з ладу, деталей і складальних одиниць новими, стандартними.

Лекція № 12 (2 год.)

Тема 10: «Передачі з гнучкою ланкою та фрикційні передачі»

10.1. Пасові передачі.

10.2. Ланцюгові передачі.

10.3. Фрикційні передачі.

10.1. Пасові передачі

Передача руху, що здійснюється за допомогою гнучкої в'язі за рахунок тертя між пасом і шківом, називається пасовою. Пасова передача складається з двох або більшої кількості шківів і безкінечного паса, надітого на шківів з натягом (рис. 10.1).

Залежно від призначення передачі та взаємного розміщення осей валів пасові передачі класифікують на відкриті з паралельними осями валів і обертанням їхніх шківів в одному напрямі (рис. 10.1, а); перехресні з паралельними осями валів і обертанням шківів у протилежних напрямках (рис. 10.1, б); кутові з осями валів, які схрещуються або перехреснюються (рис. 10.1, в); напівперехресні з перехресними осями валів (рис. 10.1, г).

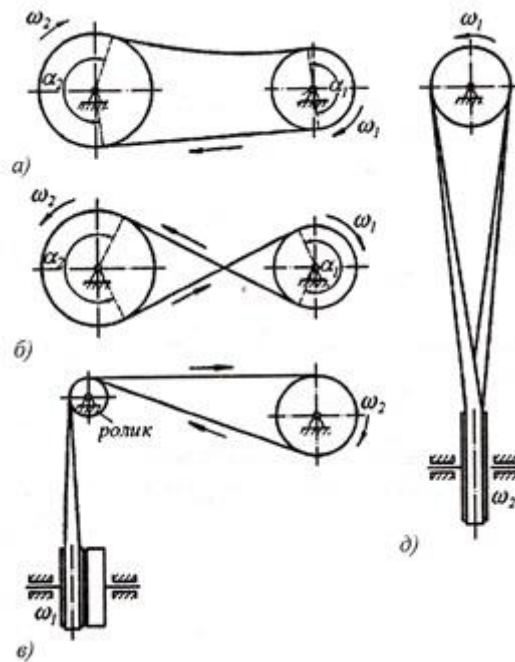


Рис. 10.1

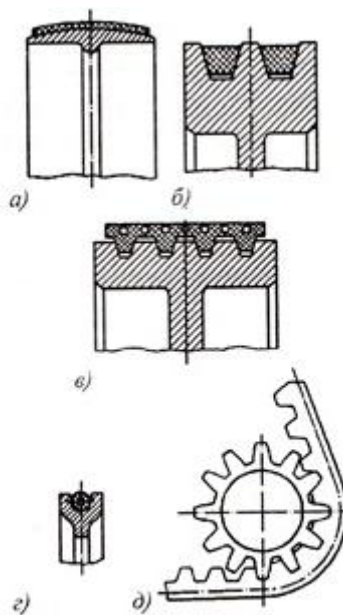


Рис. 10.2

Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють наступні види пасових передач: плоскопасові з прямокутним профілем поперечного перерізу паса (рис. 10.2, а); клинопасові з трапецієвидним профілем поперечного перерізу паса (рис. 10.2, б); поліклинопасові, що мають поздовжні клинові виступи — ребра на внутрішній поверхні паса, які входять у кільцеві клинові канавки шківів (рис. 10.2, в); круглопасові з круглим профілем поперечного перерізу паса (рис. 10.2, г).

Крім названих видів пасових передач у машинобудуванні також широко застосовують передачі із зубчастими пасами (рис. 10.2, д), які забезпечують постійне значення передаточного відношення і добру тягову здатність.

Найбільшого поширення набули відкриті плоско — і клинопасові передачі (клинові, поліклинові зубчасті паси можна застосовувати тільки у відкритих передачах).

Переваги пасових передач:

- можливість передавання енергії на значні відстані: $a_{\max} = 12 \dots 25$ м плоскими пасами і $a_{\max} = 6,0$ м клиновими пасами;
- простота і низька вартість конструкції;

- плавність і безшумність ходу, здатність пом'якшувати удари завдяки еластичності паса і захищати механізм від руйнування при буксуванні і перевантаженні;
- можливість передавати потужності до 50 кВт (рідко до 300 кВт) при коловій швидкості до 30 м/с;
- простота обслуговування і догляду.

Недоліки пасових передач:

- нестале передаточне відношення, яке змінюється залежно від навантаження внаслідок пружного ковзання;
- відносно великі габарити передачі і невисока довговічність паса (особливо у швидкохідних передачах);
- витягування паса в процесі експлуатації передачі приводить до необхідності застосування додаткових натяжних пристроїв або до частого перешивання плоского паса;
- неможливість застосування у вибухонебезпечних приміщеннях внаслідок електризації паса;
- великі навантаження на вали та їх опори (підшипники);

Незважаючи на ці недоліки, пасові передачі широко використовуються в промисловості і народному господарстві. У будь-якій галузі машинобудування і приладобудування можна зустріти плоскопасову або клинопасову передачу: приводи насосів, вентиляторів, транспортерів, приводи комбайнів та інших сільськогосподарських машин; приводи машин у текстильній, автомобільній, тракторній, хімічній, нафтовій та інших галузях промисловості.

Плоскопасові передачі рекомендується застосовувати при високих колових швидкостях, великих міжосьових відстанях та підвищених вимогах до плавності і еластичності роботи передачі.

Клинопасові і поліклинопасові передачі застосовують при порівняно великих передаточних відношеннях, вертикальному і похилому розташуванні

паралельних осей валів, потребі у малогабаритності передачі і менших навантажень на опори валів, передаванні енергії на кілька валів.

Круглопасові передачі призначені в основному для передавання малих потужностей і тому менше поширені (швейні машини, радіоапаратура, прилади, настільні верстати, машини домашнього вжитку).

Тяговим елементом пасових передач є пас, від якості якого залежать довговічність і нормальна робота передачі.

До нього ставляться наступні вимоги: достатня міцність, надійність і довговічність, невисока вартість матеріалу паса, висока тягова здатність та еластичність, відносно високий коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Плоскі приводні паси мають прямокутний поперечний переріз і являють собою гнучку скінчену або рідше безконечну стрічку з прогумованої бавовняної тканини або шкіри.

Шкіряні паси мають високу тягову здатність, пружність і еластичність, але мають також високу вартість.

Зубчасті паси можуть передавати енергію при незмінному передаточному відношенні з високими коловими швидкостями. Ці паси виготовляють з армованого металевим тросом неопрену, значно рідше використовують пластмасу (поліуретан). Для використання в кінематичних механізмах верстатів їх каркас виготовляють із скловолокна або поліамідного шнура.

У поліклинових пасах несучий шар виготовляють у вигляді корд-шнура з хімічних волокон (віскоза, лавсан, скловолокно). Ці паси поєднують достоїнства плоских пасів — монолітність і гнучкість і клинових — підвищене зчеплення з шківом.

Роботоздатність і довговічність пасів залежать від якості тканини, кордної нитки, поліамідних смол і каучуку. Застосування синтетичних матеріалів і сталевих тросів істотно збільшує міцність і довговічність пасів. Нові плівкові паси, що виготовляються із пластмас на основі поліамідних

смола, армованих кордом з капрону або лавсану, мають високу статичну міцність і міцність на втомленість.

Кордтканинні або кордшнурові клинові паси загального призначення стандартизовані і використовуються для вентиляторів автомобілів, тракторів і комбайнів.

Гумотканинні паси при постійних навантаженнях мають добру тягову здатність і пружність при відносно низькій вартості. Тому вони дуже поширені і працюють у широкому діапазоні потужностей (до 50 кВт) зі значними швидкостями (до 30 м/с).

Шківні пасових передач виготовляють із сталі при $v \geq 30$ м/с або із чавуну при менших швидкостях. У швидкохідних передачах рекомендується застосовувати шківні із алюмінієвих сплавів. Найпоширенішим матеріалом для виготовлення шківів є сірий чавун СЧ 12-28 при $v \leq 25$ м/с, СЧ 15-32 і СЧ 21-40 при $v \leq 30$ м/с.

Розглянемо кінематичні і силові співвідношення у пасових передачах.

На рис. 3 представлена схема відкритої передачі, яка складається із двох шківів і плоского паса. Частина паса, що набігає на ведучий шків, називається ведучою (в даному випадку — нижня), а та, що набігає на ведений шків — веденою.

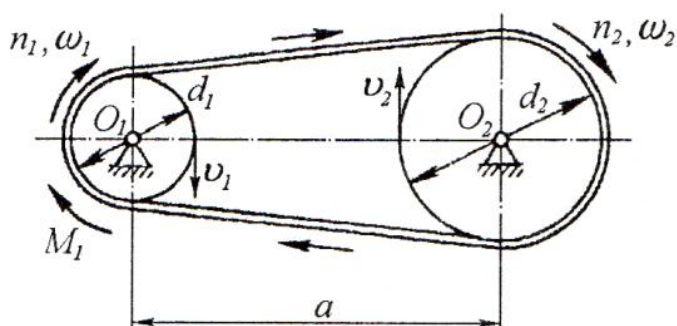


Рис. 10.3

Довжина паса (довжина гнучкої нерозтяжної нитки) визначається за формулою:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 - d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Чим коротшим буде пас, тим частіше він при даній швидкості

додатково деформується при огинанні шківів і тим скоріше вийде з ладу внаслідок втомлюваності.

Тому міжцентрову відстань вибирають із умови втомної довговічності паса за емпіричною формулою:

$$a \approx (0,1 \dots 0,7) \nu,$$

або

$$a \geq (1,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2).$$

Для визначення передаточного числа треба знати колові швидкості ведучого і веденого шківів, які знаходимо через їх відповідні кутові швидкості ω_1 , ω_2 і діаметри d_1 , d_2 шківів:

$$\nu_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}, \quad \nu_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2}.$$

Без пружного ковзання пасу по шківу при однакових лінійних швидкостях шківів ($\nu_1 = \nu_2$) передаточне число (передаточне відношення) передачі дорівнює:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Пружне ковзання в дійсності зменшує кутову швидкість ω_2 , і лінійну швидкість ν_2 веденого шківів. Це зменшення характеризується коефіцієнтом пружного ковзання, який залежить від конструкції передачі, навантаження, матеріалів і приймається в межах

$$\varepsilon = 0,01 \dots 0,03.$$

Враховуючи ковзання, можна записати:

$$\nu_2 = (1 - \varepsilon) \nu_1,$$

а передаточне число буде дорівнювати:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Найменший кут обхвату (кут обхвату малого шківів) визначається співвідношенням:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Для плоскостових передач рекомендовано $\alpha_1 > 150^\circ$, а для клинопасових $\alpha_1 > 120^\circ$. Якщо α_1 , виявиться меншим від рекомендованих значень, треба збільшити міжосьову відстань або встановити натяжний ролик.

Необхідну силу тертя між пасом і шківками, яка забезпечує передачу потрібного (заданого) моменту, досягають попереднім (початковим) натягом паса. При цьому у гілках непрацюючого паса виникає сила F_0 (рис. 10.4, а). Такі самі сили діють і при холостому ході передачі.

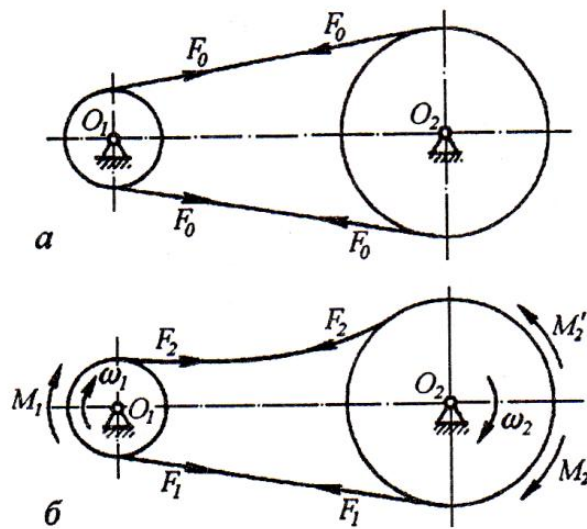


Рис. 10.4

При роботі (навантаженні) пасової передачі, тобто при прикладенні до ведучого вала обертаючого моменту M_1 , а до веденого вала моменту опору M'_2 , який направлений протилежно напрямку ω_2 , сила натягу ведучої частини паса збільшується до значення F_1 , а веденої — зменшується до значення F_2 (рис. 10.4, б).

При цьому колова сила пасової передачі дорівнює:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}$$

Із умови рівноваги (при $\omega_1 = \text{const}$) ведучого шківка:

$$\sum M_{O_1} = 0, \quad F_1 \frac{d_1}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} - M_1 = 0$$

Звідки:

$$F_1 - F_2 = \frac{2M_1}{d_1} = F_1$$

Таким чином, колова сила дорівнює різниці між силами натягу ведучої і веденої частин пасу.

Неоднаковий натяг паса і є причиною його пружного ковзання, яке характерне для всіх пасових передач (крім зубчастих).

Визначимо напруження, що виникають у пасі під час роботи передач. Ці напруження обумовлені згином паса при набіганні на шків, дією відцентрових сил і сил розтягу.

Нормальні напруження від розтягу паса:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_1}{\delta b},$$

де F_1 - сила розтягу ведучої частини паса, $A = \delta b$ - площа поперечного перерізу паса, δ - товщина паса, b - ширина паса.

Нормальні напруження згину в місці набігання пасу на менший шків (ведучий шків діаметром d_1):

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{E\delta}{d_1},$$

де E – модуль поздовжньої пружності паса.

Нормальні напруження від дії відцентрових сил:

$$\sigma_v = q_0 v^2,$$

де q – густина паса (маса 1 м паса із площею перерізу 1 м²).

Максимальні напруження виникають у місці набігання пасу на шків меншого діаметру і дорівнюють:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{зг}} + \sigma_v = \frac{F_1}{\delta b} + \frac{E\delta}{d_1} + q_0 v^2.$$

Треба зауважити, що основним методом розрахунку пасових передач (крім зубчастих) є не розрахунок паса на міцність по максимальним напруженням, а розрахунок передач за тяговою здатністю, який забезпечує високий ККД передачі при достатній довговічності паса. При цьому виходять

із того, що пасова передача повинна передавати максимально можливе колове зусилля без буксування. На відміну від пружного ковзання, яке є нормальним і закономірним явищем пасових передач, буксування є наслідком перевантаження і вважається неприпустимим.

Але із збільшенням F_1 , зростає і ковзання, яке може перерости в буксування, тому що збільшується різниця між силами натягу ведучої і веденої частин пасу ($F_1 = F_1 - F_2$). Провівши заміри F_1 і ε , можна отримати їх графічну залежність і визначити критичну точку початку буксування.

При цьому на практиці зручніше користуватися залежністю між корисним напруженням $k_0 = \frac{F_1}{A}$ (тобто зусиллям F_1 , що приходить на одиницю площі перерізу паса) і коефіцієнтом ковзання ε , яка називається кривою ковзання. Такі криві, отримані експериментально для різних пасів, являються характеристикою їх тягової здатності і є критерієм працездатності пасових передач із тертям.

10.2. Ланцюгові передачі.

Передача руху між двома або кількома паралельними валами, що здійснюється зачепленням за допомогою гнучкого нескінченного ланцюга і зірочок, називається ланцюговою.

У машинобудуванні і народному господарстві існують наступні види ланцюгів: вантажні, які застосовуються для підвішування, піднімання і опускання вантажу в різних підйомно — транспортних механізмах при швидкостях, які не перевищують 0,25...0,5 м/с, тягові, які застосовуються для транспортування вантажів (транспортери, елеватори, ескалатори) при невеликих лінійних швидкостях — до 2..4 м/с, приводні, що використовуються для передавання енергії в широкому діапазоні швидкостей з сталим передаточним відношенням.

Далі будемо розглядати тільки приводні ланцюги (рис. 10.5).

Приводні ланцюги — роликові, втулкові і зубчасті — застосовують у велосипедах, мотоциклах, сільськогосподарських машинах, верстатах, транспортерах, комбайнах, приводах допоміжного механізму прокатного устаткування, приводах підйомно — транспортних машин і т. ін.

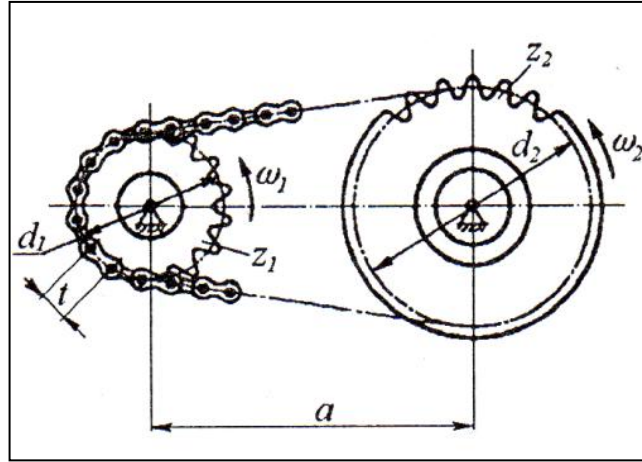


Рис. 10.5

Переваги ланцюгових передач:

- можливість передавати потужності на значні відстані ($a < 8 \text{ м}$) при передаточному відношенні $i \leq 6$;
- порівняно невеликі (менші, ніж у фрикційних і пасових передачах) навантаження на вали та їх опори;
- великий діапазон потужностей: від часток кіловата до сотень кіловат (відомі передачі потужністю до 4000 кВт) і великий діапазон швидкостей: від часток м/с до $30...35 \text{ м/с}$, роликові втулкові ланцюги допускають швидкість до $10... 15 \text{ м/с}$,
- можливість передавати рух одним ланцюгом кільком валам із однаковим або протилежним напрямом обертання;
- високий ККД: $\eta = 0,94...0,98$ (при передаванні повної потужності, старанному догляді і доброму мащенні).

Недоліки ланцюгових передач:

- ланцюгові передачі дорожчі, потребують вищої точності встановлення валів, ніж пасові передачі, і складнішого догляду — мащення,

регулювання;

- складність мащення шарнірів збільшує їх спрацювання, внаслідок чого ланцюг витягується і потребує встановлення натяжних пристроїв, строк служби передачі скорочується;

- основною причиною спрацювання шарнірів (крім недостатнього мащення), шуму, додаткових динамічних навантажень і нерівномірності обертання веденої системи є те, що ланцюг складається з окремих ланок, розташованих на зірочках не по дугах кіл, а по ламаних лініях.

Ланцюгові передачі складаються із ланцюга і зірочки.

Роликові ланцюги (рис. 10.6, а) виготовляють одно — і багаторядними.

Звичайні однорядні роликові ланцюги мають по два ряди зовнішніх і внутрішніх пластин. На вісь, що зароблена у зовнішні пластини, надіта втулка, яка запресована у внутрішні пластини. На втулку насаджений ролик, який вільно обертається і перекочується по зубцям зірочки.

Втулкові ланцюги (рис. 10.6, б) відрізняються від розглянутих тим, що в них немає роликів, тому зносостійкість їх нижча.

Втулкові і роликові ланцюги малих кроків і високої якості виготовлення (ланцюги для нафтової промисловості) при великій кількості зубів зірочки і доброму мащенні допускають швидкість 15...30 м/с. Втулкові ланцюги також установлюються у двигунах автомобілів і працюють при швидкості до 20 м/с.

Зубчасті ланцюги (рис. 10.6, в) застосовують при значних швидкостях — до 25...35 м/с, вони працюють плавно із меншим шумом, менше витягуються, однак важкі і дорогі. Ланцюг складається із набору шарнірно з'єднаних зубчастих пластин особливого профілю, який відповідає профілю зубів зірочки.

Для роликових і втулкових ланцюгів виготовляють зірочки із робочим профілем зуба, окресленого дугою відповідного кола (рис. 10.5). Для зубчастих ланцюгів профілі зубів більш складні і мають прямолінійну робочу ділянку (рис. 10.6, в).

Конструктивні розміри і форма зірочок залежать від параметрів вибраного ланцюга та передаточного відношення, яке лімітує кількість зубів меншої зірочки. Мінімальне число зубів для роликів і втулкових ланцюгів $z_{\min} = 13$, для зубчастих ланцюгів — $z_{\min} = 17$. Правильний вибір профілю і числа зубів меншої (ведучої) зірочки впливає на працездатність і надійність ланцюгової передачі.

Для виготовлення ланцюгових передач використовують вуглецеві (сталь 10, 15, 40, 45, 50) і леговані (сталь 15Х, 15ХА, 12ХНЗА, 20Х, 40Х, 40ХН) термооброблені сталі.

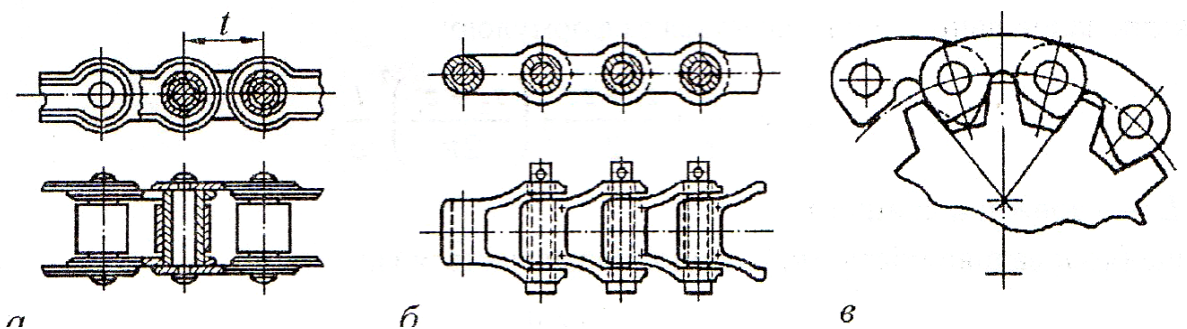


Рис. 10.6

Передаточне число (передаточне відношення) ланцюгової передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

де $\omega_1, \omega_2, n_1, n_2$ — кутові швидкості і частота обертання відповідно ведучого і веденого вала, z_1, z_2 — число зубів ведучої і веденої зірочки.

Треба зауважити, що передаточне число (передаточне відношення) ланцюгової передачі за один оберт ведучої зірочки не лишається сталою величиною, тобто відбувається коливання кутової швидкості веденої ланки. Сталим можна рахувати тільки середнє значення u .

Основним геометричним параметром ланцюга є його крок t — відстань між однойменними точками двох сусідніх ланок ланцюга (рис. 10.6, а). Номінальне значення кроку ланцюгової передачі визначається із розрахунку на зносостійкість по величині тиску в шарнірах ланцюга.

Формула проектного розрахунку кроку t має вигляд:

- для втулкових і роликів ланцюгів

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{M_1 k}{z_1 [p] m}},$$

- для зубчастих ланцюгів

$$t = 3,33 \sqrt{\frac{M_1 k}{z_1 [p] \psi_1}},$$

де M_1 – обертальний момент на ведучому валу, $H \cdot \text{мм}$, k – коефіцієнт навантаження, $[p]$ – допустимий тиск в шарнірах, МПа , m – число рядів ланцюга, $\psi_1 = 2 \dots 8$ – коефіцієнт ширини b ланцюга ($\psi_1 = b/t$).

Коефіцієнт навантаження k дорівнює добутку трьох коефіцієнтів:

$$k = k_1 k_2 k_3,$$

де $k_1 = 1 \dots 1,4$, $k_2 = 1 \dots 1,5$, $k_3 = 1 \dots 1,45$ – межі значень коефіцієнтів, які відповідно враховують характер навантаження, засоби мащення і середню тривалість роботи ланцюга за робочий день.

Отримане значення кроку округляється до найближчого стандартного (бажано меншого) значення.

Міжосьова відстань вибирається в межах $a = (30 \dots 50)t$ при максимальному значенні $a_{\max} = 80t$.

Кількість ланок ланцюга визначається за формулою:

$$L_1 = 2 \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

де $L = tL_1$ – довжина ланцюга.

Лінійна (колова швидкість, м/с) ланцюга визначається як:

$$v = \frac{t z_1 n_1}{60 \cdot 1000}$$

Вибрані ланцюги перевіряють на зносостійкість по допустимому тиску в шарнірах $[p]$:

$$p = \frac{F_1 k}{A} \leq [p]$$

де p – фактичний тиск у шарнірах ланцюга, $F_1 = \frac{N_1}{v}$ – колове зусилля, що передається ланцюгом, N_1 – потужність передачі, k – коефіцієнт

навантаження. A – площа проекції опорної поверхні шарніра ($A = d b$ – для втулкових і роликів ланцюгів, $A = 0,76 d b$ – для зубчастих ланцюгів, d – діаметр осі шарніра, b – ширина ланцюга).

10.3. Фрикційні передачі.

Передачі, в яких рух від одного вала до іншого передається силами тертя, що виникають між робочими поверхнями обертових котків, називають фрикційними.

Для утворення сили тертя, достатньої для передачі заданого моменту від ведучого вала до веденого, у фрикційних передачах застосовують натискні пристрої із використанням сили ваги, пружин, системи важелів тощо.

Залежно від призначення фрикційні передачі поділяють на передачі з умовно сталим передаточним відношенням між валами (передаточне відношення не може бути цілком сталим, оскільки завжди є відносне проковзування котків, яке змінюється залежно від навантаження передачі) з паралельними (рис. 10.7, а, б) і пересічними (рис. 10.7, в) геометричними осями, а також на передачі із змінним передаточним відношенням — варіатори (рис. 10.7, г).

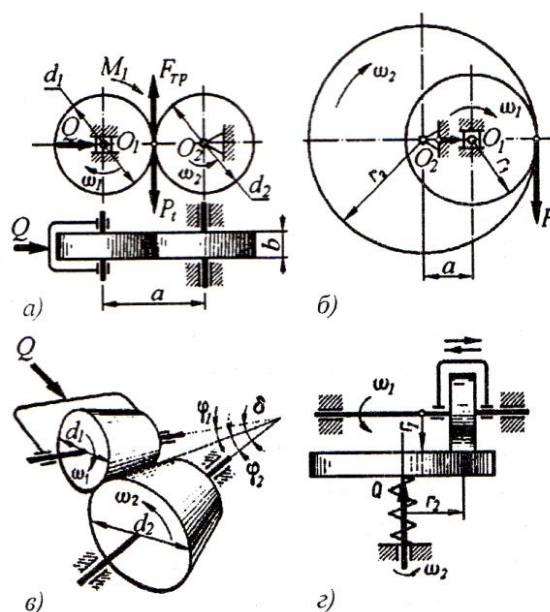


Рис.10.7

Переваги фрикційних передач відносно інших:

- простота конструкції;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість безступінчастого регулювання швидкості, включення і виключення передач без зупинки машини;
- при перевантаженнях відбувається проковзування (буксування) котків, яке захищає механізм привода від руйнування.

Недоліки фрикційних передач:

- несталість передаточного відношення;
- обмеженість потужностей, що можуть ними передаватись — до 10...20 *КВт* (але силові фрикційні передачі із стальними загартованими котками, які працюють у маслі, можуть передавати значно більшу потужність — до 200...300 *КВт*;
- великі навантаження на вали та їх опори (підшипники), що приводить до громіздкості конструкції і великих втрат енергії на подолання тертя в опорах;
- порівняно низький ККД ($\eta = 0,85...0,97$);
- підвищене і часто нерівномірне спрацювання активних (робочих) поверхонь котків.

Через інтенсивне спрацювання активних поверхонь котків та значне їх нагрівання колова швидкість силової передачі не повинна перевищувати 7...10 м/с (при $v \geq 7...10$ м/с котки звичайно працюють у маслі).

У машинобудуванні фрикційні силові передачі з умовно сталим передаточним відношенням використовують дуже рідко. Як приклад можна назвати фрикційні лебідки, які іноді застосовують у буровій техніці. Варіатори широко використовують у різних галузях промисловості, їх часто застосовують у приводах транспортерів, зварювальних і ливарних машинах, металорізальних і інших верстатах.

До матеріалів, що застосовуються для виготовлення фрикційних котків, ставляться такі вимоги: зносостійкість; високий коефіцієнт тертя, що

забезпечує при невеликих силах стиску на стикових активних поверхнях котків достатні сили тертя для передачі заданого моменту; високий модуль поздовжньої пружності для забезпечення достатньої жорсткості котків.

При передаванні порівняно великих моментів для обмеження габаритів передачі фрикційні котки виготовляють із загартованої шарикопідшипникової сталі (сталь ШХ 15). Котки звичайно працюють у масляній ванні. Часто застосовують також котки з чавуну з підвищеною поверхневою твердістю. Чавун може працювати в парі із сталлю.

Для передавання невеликих моментів застосовують матеріали, що мають у парі з сталлю або чавуном підвищений коефіцієнт тертя: дерево, текстоліт, гетинакс, шкіру, гуму, прогумовану тканину, фібру. Перелічені неметалеві матеріали застосовують для робочої поверхні ведучого чавунного або сталюого котка. Ведений коток, як правило, виготовляють з чавуну або сталі без облицювального покриття.

Лекція № 13 (2 год.)

Тема 11: «Роз'ємні з'єднання деталей машин»

11.1. Різьбові з'єднання.

11.2. Шпонкові з'єднання.

11.3. Шліцьові з'єднання.

11.4. Клинові та штифтові з'єднання.

11.1. Різьбові з'єднання.

З'єднання деталей машин і інших технічних виробів може бути нероз'ємними і роз'ємними. Нероз'ємними називаються з'єднання, які неможливо розібрати без руйнування або пошкодження деталей, що його складають. До них відносяться заклепочні, зварні, клейові, паяні та ін.

На відміну від нероз'ємних з'єднань роз'ємні можливо розібрати і знову зібрати без їх руйнування. До них відносяться різьбові, шпонкові, шліцьові та інші.

Різьбові з'єднання, здійснюються різьбовими кріпильними деталями (болтами, гвинтами, шпильками) або безпосереднім згвинчуванням деталей з різьбою. Завдяки зручності складання і розбирання та високій надійності різьбові з'єднання набули великого поширення.

Основою різьбового з'єднання є різьба, яку отримують шляхом вирізання на поверхні деталей канавок по гвинтовій лінії.

Розглянемо, як утворюється гвинтова лінія.

Якщо прямий коловий циліндр огинати прямокутним трикутником (рис. 1) так, щоб точки одного з катетів АС збігалися з відповідними точками кола πd_2 основи циліндра, то гіпотенуза АВ опише на бічній поверхні циліндра гвинтову лінію.

Кут, утворений гіпотенузою АВ, яка є розгорткою гвинтової лінії, і катетом АС (розгортка кола основи циліндра) називається кутом підйому гвинтової лінії. Відстань АВ між двомасусідніми точками гвинтової лінії, які лежать на одній із твірних циліндра, називається кроком гвинтової лінії.

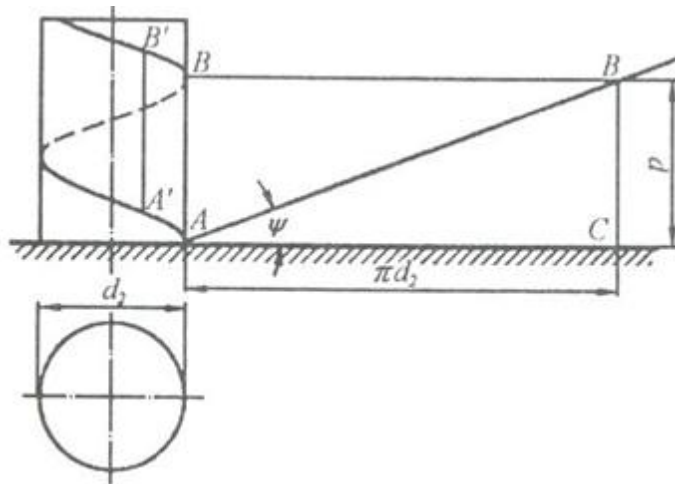


Рис. 11.1

Якщо геометричну фігуру (трикутник, прямокутник, трапецію, сегмент), що лежить в одній площині з віссю циліндра, обертати навколо його осі так, щоб будь — яка з точок основи фігури ковзала по гвинтовій лінії, то контурні лінії заданої фігури опишуть гвинтову поверхню.

Таким чином, різьбою називається поверхня, утворена при гвинтовому русі плоского контуру (трикутника, трапеції і т.д.) по циліндричній або конічній поверхні. Різьба, утворена на циліндричній поверхні, називається циліндричною, а на конічній — конічною.

Циліндр або конус, бічна поверхня якого переходить у гвинтову поверхню, називається гвинтом — циліндричним або конічним. Один оберт різьби (гвинтової лінії) на бічній поверхні циліндра (конуса) називається витком.

Розглянемо основні геометричні параметри різьби.

Контур перерізу різьби в площині, яка проходить через її вісь (вісь гвинта), називається профілем різьби. Очевидно, профілем різьби є та фігура, при гвинтовому русі якої утворюється різьба.

На рис. 2 показано п'ять основних профілів різьби: а — трикутна, б — упорна, в — трапецеїдальна, г — прямокутна, д — кругла.

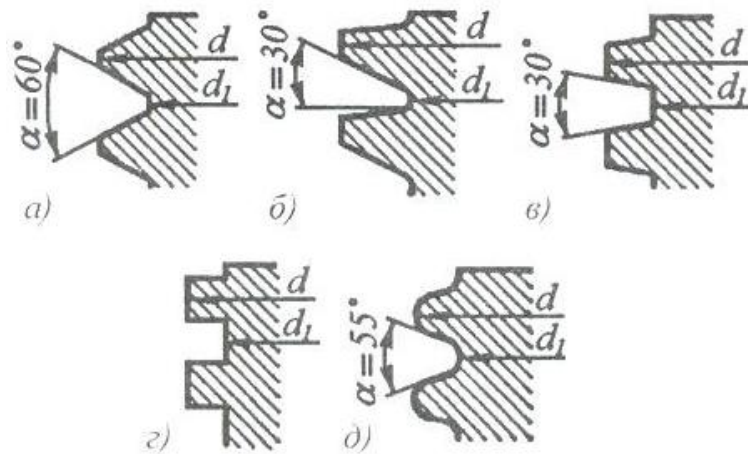


Рис. 11.2

Із них найбільшого поширення набули в машинобудуванні трикутна (кріпильна різьба) і трапецеїдальна (ходова, яка призначена для передавання сили і руху в гвинтах пресів, домкратів, верстатів тощо).

Відстань між сусідніми однойменними бічними сторонами профілю в напрямку, паралельному осі різьби, називається кроком різьби p .

Якщо на видимій частині циліндра (конуса) гвинтова поверхня піднімається зліва направо, то різьбу називають правою (рис. 3, а, в), а якщо справа наліво, то лівою (рис. 3, б).

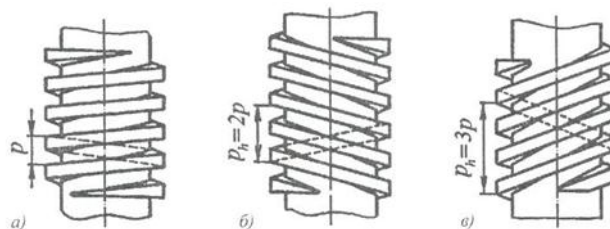


Рис. 11.3

Різьбу нарізують або накатують на циліндричному (конічному) стержні різьбонарізним інструментом (різець, плашка, фреза, гребінка, ролики). Якщо обід основи циліндра (обід торця заготовки для гвинта) поділити на кілька однакових частин (дві, три, чотири і т. ін.) і потім з розмічених точок нарізати різьбу, то на тілі гвинта (болта) утвориться дво — (рис. 11.3, б), три — (рис. 3, в) і чотирьох-західна різьба.

Багатозахідна різьба характеризується кроком p_h і ходом p_h . Відстань між найближчими однойменними бічними сторонами профілю, що належать тій самій гвинтовій поверхні в напрямі осі різьби, називається ходом різьби p_h (рис. 11.3, б, в). Для однозахідної різьби поняття кроку і ходу збігаються (рис. 3, а).

Різьбу також характеризують діаметри: зовнішній d , внутрішній d_1 , і середній d_2 :

$$d_2 = \frac{(d + d_1)}{2}.$$

Під кутом підйому різьби розуміють кут підйому гвинтової лінії на циліндрі з діаметром, який дорівнює середньому діаметру d_2 .

Кут підйому багатозахідної різьби дорівнює:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_h}{\pi d_2}.$$

Залежно від призначення різьби можна поділити на три групи: кріпильна, яка забезпечує міцність з'єднання; кріпильно-ущільнювальна, яка забезпечує міцність і герметичність з'єднання (арматура трубопроводів; з'єднання трубопроводів для рідин, пари і газів), цю різьбу часто роблять конічною; спеціальна, яку застосовують для передавання руху з зовнішнім навантаженням (гвинти вантажопідйомних, натискних пристроїв тощо).

Кріпильна і кріпильно-ущільнювальна різьби, як правило, мають трикутний профіль, який забезпечує високу міцність різьби і найсприятливіші умови для самовідгвинчування.

Різьби трикутного профілю поділяють на два основних типи.

1. Метрична з великим і малим кроком, яка стандартизована для $d = 0,25 \dots 600$ мм, $p = 0,075 \dots 6$ мм, має кут профілю $\alpha = 60^\circ$ і є основною кріпильною різьбою. Циліндричну метричну різьбу з великим кроком позначають буквою M і числом, що відповідає її зовнішньому (номінальному) діаметру, наприклад, M22 для $d = 22$ мм. У позначенні різьби з малим кроком значення кроку вказують співмножником, наприклад M24x2 для $d = 24$ мм, $p = 2$ мм.

Конічну метричну різьбу позначають буквами МК і співмножниками *dір*.

2. Трубна циліндрична різьба для $d = 1/8...6''$ при 28...11 витках на 1'' (один дюйм) з кутом профілю $\alpha = 55^\circ$. Її позначення: 2''Труб для $d = 2''$. За номінальний діаметр трубної різьби d беруть внутрішній діаметр труби (прохід у просвіті) в дюймах ($1'' = 25,4$ мм).

3. Як спеціальні різьби застосовують: трапецеїдальну для $d = 10...640$ мм, $p = 2...48$ мм, $\alpha = 30^\circ$; упорну для $d = 10...600$ мм, $p = 2...48$ мм; нестандартну прямокутну.

Залежно від призначення різьбового з'єднання в машинобудуванні застосовують різні типи кріпильних виробів: болти, гвинти, шпильки, гайки, шайби, параметри і якісні характеристики яких стандартизовано.

Болтом (рис. 11.4, а) називають циліндричний стержень з різьбою і головкою (шестигранною, рідше чотиригранною, півкруглою). Стержень болта з головкою може бути зроблений із шестигранного прутка або іншого профілю, що відповідає профілеві головки болта. Болти застосовують у з'єднаннях, в яких з'єднувані деталі мають відносно невелику товщину.

Гвинт (рис. 11.4, б) — це болт, гайкою якого є одна із скріплюваних деталей. Залежно від розмірів та призначення гвинти (болти) мають різні головки: шестигранні, циліндричні з шліцом під викрутку, потайні, циліндричні напівкруглі, чотиригранні, циліндричні з внутрішнім шестигранником під ключ (рис. 11.5).

Шпилька (рис. 11.4, в) — це циліндричний стержень з гвинтовою нарізкою з обох кінців. Шпильки застосовують у тих випадках, коли болт не можна пропустити крізь занадто товсті деталі або коли необхідно часто виконувати операцію розбирання і збирання конструкції.

Гайка — деталь з різьбовим отвором. Гайка є замикаючим елементом різьбового (болтового) з'єднання. Залежно від призначення гайки мають різну конструктивну форму.

Найбільш поширеними є шестигранні гайки.

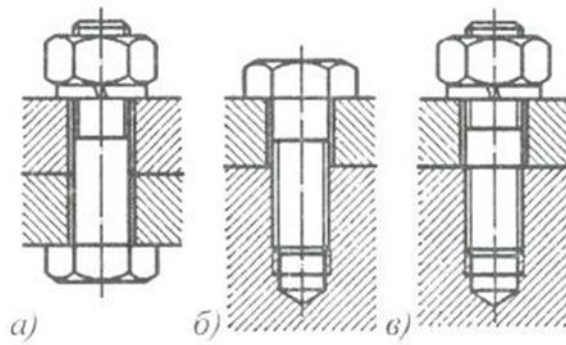


Рис. 11.4

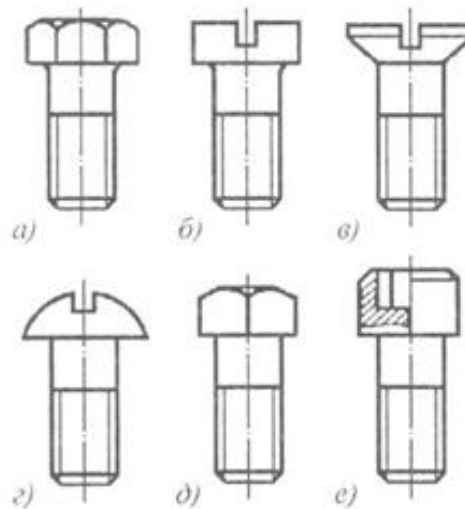


Рис. 11.5

Шайба (підкладна і стопорна) — це деталь невеликої товщини з круглим отвором для вільного проходу болта, гвинта, шпильки.

Підкладну шайбу закладають між з'єднуваною деталлю і гайкою або між деталлю і головкою болта (гвинта) для вирівнювання і зменшення напруження зминання на опорній поверхні деталі і захисту поверхні від пошкодження. Стопорні шайби застосовують, щоб захистити гайки від самовідгвинчування.

Існують також спеціальні болти (гвинти): фундаментні болти для з'єднання машин з фундаментом, розпірні болти для збереження сталої відстані між з'єднуваними деталями, анкерні болти для укріплення станин машин, які працюють з динамічними (ударними) навантаженнями, до фундаменту, відкидні болти для закріплення і вивільнення деталей у з'єднаннях, які часто розбирають, установочні гвинти для закріплення на

вала установочних кілець, невеликих шківів, покажчиків, щоб запобігти зміщенню їх уздовж осі вала при невеликих осьових силах.

11.2. Шпонкові з'єднання.

Шпонковим називають роз'ємне з'єднання складових частин виробу із застосуванням шпонок.

Шпонка — це елемент з'єднання, що встановлюється у пази стикованих деталей і перешкоджає їх відносному повороту або зсуву. Шпонки переважно застосовують для передавання обертового моменту від вала до шківів, зірочки, зубчастого колеса і т. ін. або навпаки.

З'єднання деталей за допомогою шпонок можуть бути напруженими і ненапруженими. З'єднання називають напруженими, якщо в їхніх деталях виникають напруження в процесі складання, тобто до прикладення робочих навантажень. До напружених належать з'єднання клиновими шпонками, які добре сприймають ударні навантаження.

Клинова шпонка (рис. 11.6, а) має форму клина з уклоном верхньої грані 1 : 100 і монтується між валом і деталлю ударами молотка (забивна шпонка) або затягується насаджуваною на вал деталлю (закладна шпонка), що забезпечує напруженість з'єднання. Робочими поверхнями клинових шпонок є верхня і нижня широкі грані.

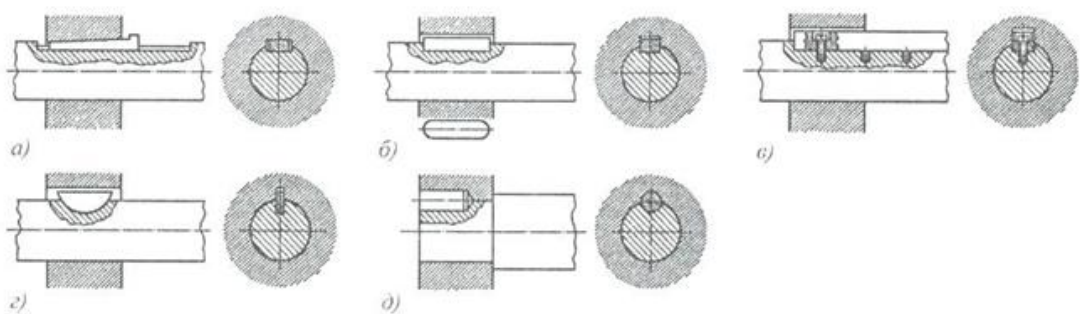


Рис. 11.6

Клинові шпонки застосовують у тихохідних передачах низької точності. При посадці зубчастого колеса, шківів, зірочки, муфти тощо на вал за допомогою клинової шпонки порушується центрування деталі і вала внаслідок зміщення осі отвору деталі відносно осі вала. Це приводить до

порушення нормальної роботи передачі, збільшення биття або перекосу з'єднаних деталей. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють призматичними і сегментними шпонками.

Призматичні шпонки (рис. 11.6, б) бувають зі закругленими торцями, плоскими торцями, одним закругленим і другим плоским торцем. У цих шпонках робочими є бічні грані.

Крім звичайних призматичних шпонок застосовують напрямні шпонки, які кріплять до вала гвинтами (рис. 11.6, в). По цим шпонкам уздовж вала переміщують шестерні коробок передач, рухомі частини кулачкових і фрикційних муфт і т. ін.

Сегментні шпонки (рис. 11.6, г) набули великого поширення в автотракторобудуванні, верстатобудуванні і літакобудуванні завдяки простоті виготовлення і зручності при складанні та розбиранні. Обертальний момент від вала до насадженої деталі (або від деталі до вала) передається бічними гранями шпонки. При передаванні великих моментів можна ставити в ряд по довжині вала дві або три шпонки.

Розміри шпонок регламентовано відповідними стандартами, крім круглої циліндричної і конічної шпонок (рис. 11.6, д).

Переваги шпонкових з'єднань:

- простота і надійність конструкції;
- легкість збирання і розбирання з'єднання;
- порівняно низька вартість.

Недоліки шпонкових з'єднань:

- шпонкові пази істотно ослаблюють міцність стикованих деталей вала і насадженої на нього деталі;
- концентрація напружень, що виникають у зоні шпонкової канавки, знижує опір проти втомленості вала;
- складність забезпечення взаємозамінності призматичних шпонок через припасування або добирання шпонки по пазу (сегментні шпонки з глибоким пазом не мають цього недоліку і тому їх застосовують при

масовому виробництві).

Шпонки виготовляють із сталі Ст5, Ст6, 45, 50, 55, 60 та інших більш міцних марок з границею міцності $\sigma_B \geq 590 \text{ МПа}$.

Розміри шпонки вибирають за таблицями стандарту залежно від діаметра вала і роблять перевірочний розрахунок.

З'єднання, здійснювані за допомогою призматичних або сегментних шпонок, перевіряють переважно на зминання робочих поверхонь шпонки і з'єднуваних деталей за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} = \frac{2M}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{зм}],$$

де F_t – колове зусилля, яке діє на шпонку, M – обертальний момент на валу, d – діаметр вала, $A_{зм}$ – розрахункова площа зминання паза в маточині, h – висота перерізу шпонки, t_1 – глибина паза вала, l_p – робоча довжина шпонки.

Сегментні шпонки на відміну від призматичних крім зминання перевіряють також на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{A_{зр}} = \frac{2M}{db l_p} \leq [\tau_{зр}],$$

де $A_{зр}$ – розрахункова площа зрізу, b – ширина шпонки.

Допустимі напруження при розрахунках шпонкових з'єднань приймаються наступними:

- $[\tau_{зр}] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$ — допустиме напруження на зріз;
- $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 130 \text{ МПа}$ — допустиме напруження на зминання для маточин із сталі;
- $[\sigma_{зм}] = 50 \dots 70 \text{ МПа}$ — із чавуну.

Менші значення допустимих напружень вибирають при нерівномірних і ударних навантаженнях.

11.3. Шліцьові з'єднання.

Шліцьовим називається роз'ємне з'єднання складових частин виробу із застосуванням пазів (шліців) і виступів (зубів). Шліцьове або зубчасте

з'єднання можна розглядати як багатошпонкове, в якому шпонки —зуби виготовлені разом з валом.

У шліцьовому з'єднанні профіль перерізу зубів має прямокутну, евольвентну або трикутну форму.

Найбільш поширені прямокутні (рис. 11.7, а) і евольвентні (рис. 11.7, б) зубчасті з'єднання, які стандартизовані і застосовуються в рухомих та нерухомих з'єднаннях. Останнім часом перевагу віддають евольвентним шліцьовим з'єднанням, оскільки їх можна виготовляти за допомогою устаткування для нарізування зубчастих коліс, а також внаслідок підвищеної міцності цих з'єднань і достатньої точності центрування стичних деталей.

Шліцьові з'єднання з трикутним (рис. 11.7, в) профілем зубів менш поширені, ніж евольвентні і прямокутні, вони не стандартизовані. Завдяки великій кількості низьких зубів їх успішно застосовують у нерухомих з'єднаннях тонкостінних втулок або порожнистих валів, які передають невеликі моменти, а також коли потрібні відносно малі регулювальні повороти деталей.

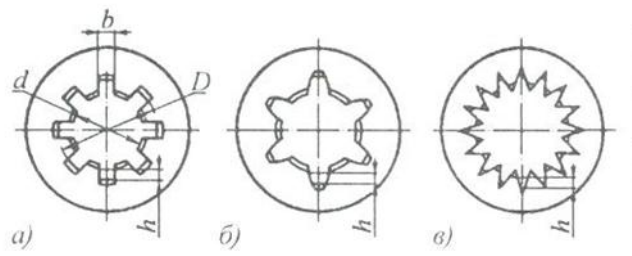


Рис. 11.7

Шліцьові з'єднання можуть бути рухомими (встановлення рухомих шестерень коробок передач верстатів або автомобілів на шліцьовий вал) або нерухомими (нерухоме закріплення деталей на шліцьовому валу).

Стандартом регламентовано три серії з'єднань з прямобічним профілем зубів: легку, в основному для нерухомих і малонавантажених з'єднань; середню, головним чином для рухомих середньонавантажених з'єднань з великою кількістю зубів, причому втулка переміщується по шліцах без

навантаження (коробка передач); важку для передавання великих моментів і пересування втулки під навантаженням.

Переваги шліцьових з'єднань порівняно із шпонковими:

- деталі краще центруються на валах і мають точніший напрям при осьовому переміщенні;
- внаслідок збільшення сумарної робочої поверхні зубів, зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по колу вала міцність з'єднання, особливо при динамічних навантаженнях, істотно підвищується.

Усе це забезпечує велике поширення шліцьових з'єднань в автотракторній промисловості, верстатобудуванні, авіабудуванні та ін.

Недоліком шліцьових з'єднань є складність технології їх виготовлення і висока вартість. Шліцьові з'єднання вибирають за таблицями стандартів залежно від діаметра вала. Вибране шліцьове з'єднання перевіряють на зминання активних поверхонь зубів і пазів за наступними формулами.

Для прямобічних шліців:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} = \frac{2M}{h(D-d)l_p \cdot z} \leq \sigma_{зм}^{\text{доп}}$$

де F_t – колове зусилля, яке діє на шпонку, M – обертальний момент на валу, D і d – зовнішній і внутрішній діаметр шліців, $A_{зм}$ – розрахункова площа зминання зубів, h – висота зуба, l_p – робоча довжина зуба, z – кількість зубів з'єднання.

11.4. Клинові та штифтові з'єднання.

Клиновим називається роз'ємне з'єднання складових частин виробу із застосуванням деталі, яка має форму клина.

Клинові з'єднання можна поділити на установочні та силові.

Установочні (рис. 11.8, а) клинові з'єднання призначені для регулювання і встановлення потрібного відносного положення деталей, а силові (рис. 11.8, б, в) — для міцного їх з'єднання. В свою чергу силові клинові з'єднання поділяють на ненапружені і напружені.

Ненапружені (рис. 11.8, в) клинові з'єднання (до прикладення зовнішніх навантажень у деталях цього з'єднання напружень немає) застосовують при односторонніх навантаженнях.

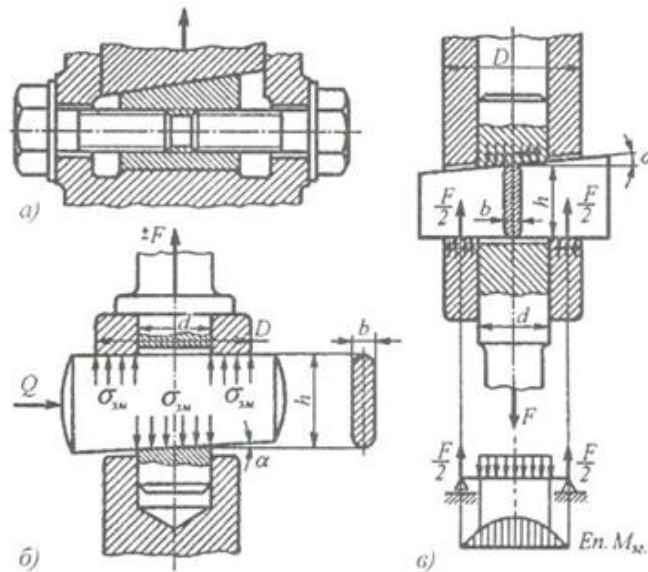


Рис. 11.8

Найбільшого поширення набули напружені (рис. 11.8, б) клинові з'єднання (клин запресовується в отвір з'єднуваних деталей з деякою силою, що спричинює напруження до прикладення зовнішнього навантаження), які забезпечують достатню надійність у режимі змінних навантажень.

Силові клини застосовують для з'єднання тяг, рознімних маховиків, поршневих штоків з повзунами, вкладишів та ін. Для забезпечення самогальмування приймають, що кут клина в силових клинових з'єднаннях дорівнює 1:100, 1:40 або 1:30, а в установочних—1:10, 1:6 або 1:4.

Переваги силових клинових з'єднань:

- простота конструкції, складання і розбирання;
- відносна дешевизна;
- можливість передавати значні навантаження.

Недоліки:

- ослаблення з'єднуваних деталей отвором під клин;
- відносна складність обробки отворів;
- необхідність індивідуального припасування клина до отвору.

Штифтовим називається роз'ємне з'єднання складових частин виробу із застосуванням штифта. При цьому штифти можуть бути циліндричними, конічними або фасонними.

На рис. 11.9 показано різновиди штифтових з'єднань: за допомогою циліндричного штифта (а), конічного штифта (б, в), конічного розвідного штифта (г).

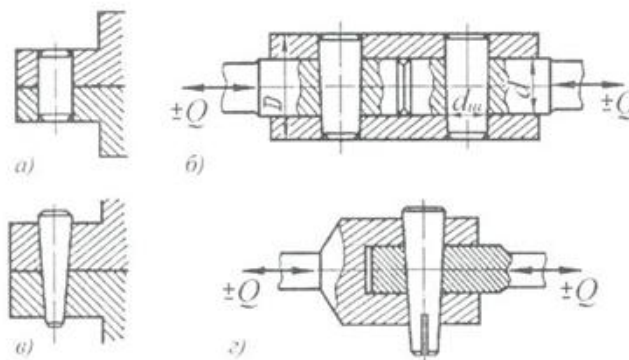


Рис. 11.9

Циліндричні і конічні штифти застосовують як установочні (рис. 11.9, а, в) або для передавання відносно невеликих навантажень (рис. 11.9, б, г).

Великого поширення набули гладкі конічні (конусність 1:50) і фасонні (циліндричні і конічні з видавленими або насіченими канавками, штифти, які забезпечують центрування з'єднуваних деталей і надійне самогальмування.

При передаванні поперечного навантаження штифт працює на зріз і зминання і тому його розраховують на умову міцності зрізу і зминання.

Лекція № 14 (2 год.)

Тема 12. Нероз'ємні з'єднання деталей машин

12.1. Заклепочні з'єднання.

12.2. Зварні з'єднання.

12.3. Клейові та інші нероз'ємні з'єднання.

12.1. Заклепочні з'єднання.

Заклепочне з'єднання здійснюється за допомогою клепок — конструктивних елементів, які, як правило, являють собою металеві стержні циліндричної форми із закладною головкою на кінці.

Для утворення заклепочного шва стержень заклепки треба ввести в отвори, продавлені або просвердлені в з'єднуваних деталях, і ударами молотка або тисненням спеціальних клепальних машин за допомогою обтискачів розклепати виступаючий кінець заклепки (утворити замикаючу головку).

Переваги заклепочних з'єднань:

- висока міцність і надійність з'єднання;
- простота контролю якості з'єднання;
- можливість з'єднання деталей із будь — яких матеріалів;
- незмінність фізико — хімічних властивостей матеріалів деталей з'єднання у процесі клепання;
- висока працездатність при ударних і повторно — змінних навантаженнях.

Недоліки заклепочних з'єднань:

- неповне використання матеріалу з'єднуваних деталей внаслідок ослаблення їх заклепочними отворами;
- складність технологічного процесу виготовлення клепаних конструкцій;
- важкість з'єднання деталей складної конструкції;

- з'єднання деталей у стик потребує застосування спеціальних накладок, що призводить до додаткового збільшення маси конструкцій.

Усі ці недоліки дуже істотні, тому вони привели до різкого скорочення застосування заклепкових з'єднань і заміни їх зварними, паяними та клейовими з'єднаннями.

Заклепки застосовують у з'єднаннях, для яких методи зварювання і склеювання розроблено недостатньо або вони малоефективні; у з'єднаннях деталей з різнорідних матеріалів, кольорових металів і сплавів, де нагрівання деталей недопустиме через короблення або відпускання; в особливо відповідальних з'єднаннях (унікальні ферми залізничних мостів та ін.); у з'єднаннях, які працюють при великих ударних і вібраційних (авіація) навантаженнях, та ін.

Заклепки виготовляють із каліброваних прутків на спеціальних верстатах-автоматах. Найпоширеніші заклепки із сталі Ст2, Ст3, 10, 15, мідних та алюмінієвих сплавів.

За формою головки розрізняють заклепки з напівкруглою головкою, які найбільш поширені (рис. 12.1, а), з потайною (рис. 12.1, б), напівпотайною (рис. 12.1, в), плоскою (рис. 12.1, г) головками. У деяких галузях машинобудування застосовують трубчасті і вибухові заклепки.

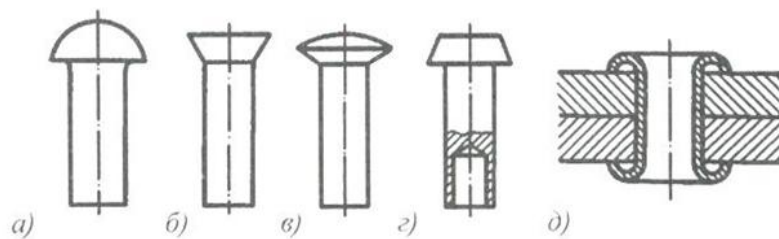


Рис. 12.1

Вибухові заклепки (рис. 12.1, г) застосовують при неможливості утворення замикаючої головки звичайними способами (за допомогою клепальної машини або молотка). Трубчасті заклепки, або заклепки-пістони (рис. 12.1, д), в основному застосовують для з'єднання неметалевих матеріалів (шкіра, фібра, прогумована тканина).

За функціональним призначенням заклепочні з'єднання класифікують на міцні і щільні, від яких потрібна не тільки міцність, а і герметичність з'єднання. Заклепки щільних швів ставлять у гарячому стані, при остиганні вони щільніше притискують поверхні з'єднуваних деталей. На сьогоднішній час щільні шви майже повністю замінені зварюванням.

За конструктивними ознаками заклепочні з'єднання бувають напусківі (рис. 12.2, а), з однією (рис. 12.2, б) і двома (рис. 12.2, в) накладками; однорядні, дворядні (рис. 12.2, г), трирядні і т.д.

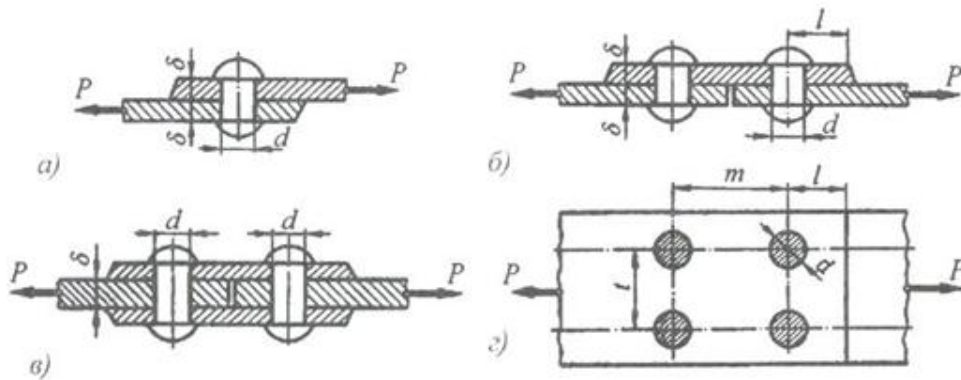


Рис. 12.2

Незважаючи на складну залежність між силами, напруженнями і деформаціями в заклепковому шві, заклепки розраховують тільки на зріз і зминання, а з'єднані деталі — тільки на розтяг (стиск) по ослабленому отворами перерізу.

При розрахунку приймають такі допущення: навантаження рівномірно розподілено між усіма заклепками; концентрацію напружень біля отворів не враховують; тиски між бічною поверхнею заклепки і стінкою отвору (напруження зминання) вважають розподіленими рівномірно; напруження зрізу приймають розподіленими рівномірно по поперечному перерізу заклепки. Розрахункові формули на міцність заклепочного з'єднання мають наступний вигляд. Міцність заклепок на зріз:

$$\tau_{зр} \frac{P}{A_{зр} n i} \leq [\tau_{зр}]$$

де $A_{зр} = \frac{\pi d^2}{4}$ — площа зрізу однієї заклепки, n — кількість заклепок у з

єднанні, i – кількість площин зрізу однієї заклепки.

Міцність з'єднання на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{A_{зм} n} \leq [\sigma_{зм}]$$

де $A_{зм} = d \delta_{\min}$ — площа зминання однієї заклепки, δ_{\min} — найменша товщина з'єднаних деталей, n — кількість заклепок у з'єднанні.

Міцність з'єднаних листів на розтяг (стиск):

$$\sigma_p = \frac{P}{A_p n} \leq [\sigma_p] A_p$$

де A_p — розрахункова площа у небезпечному перерізі розтягнутого (стиснутого листа), n — кількість отворів у небезпечному перерізі листа.

Із умови рівномірності з'єднання крок заклепочного шва приймають $t = (3 \dots 6) d$, відстань між рядами заклепок — $(2 \dots 3) d$, де d — діаметр заклепки.

12.2. Зварні з'єднання.

У сучасному машинобудуванні і будівництві великого поширення набули нероз'ємні з'єднання, які здійснюються за допомогою зварювання.

Зварювання — технологічний процес утворення нероз'ємного з'єднання деталей за допомогою місцевого сплавлення або деформування із метою утворення міцних зв'язків між атомами і молекулами.

На сьогоднішній день існує понад 60 методів зварювання, які поділяються на дві основні групи: зварювання плавленням (газове, аргонодугове, високочастотне, дугове та ін.) і зварювання пластичним деформуванням (холодне, газопресове, контактне, стикове, точкове та ін.).

Газове зварювання — зварювання плавленням, при якому джерелом теплоти є високотемпературне полум'я горючих газів (ацетилену, водню) в струмені кисню. За допомогою газового зварювання можна зварювати тонку листову сталь, чавун, кольорові метали і сплави. Полум'я газового пальника використовують також для різання металів.

Контактне зварювання — зварювання, при якому зварювані деталі розігріваються теплотою, що виділяється при проходженні електричного струму через місце контакту з'єднаних деталей, доводяться до пластичного стану і механічно здавлюються.

Електродугове зварювання — зварювання, при якому між електродом, що є присадним металом, і зварюваними деталями утворюється електрична дуга, в зоні якої формується шов внаслідок плавлення електрода.

Крім перелічених видів зварювання застосовують і інші: електрошлакове — при великій товщині з'єднаних деталей (до 2 м), ковальське, термічне, атомно-водневе, ультразвукове, тертям, електронно-променево, дифузне, плазмове, світловим промінням та ін.

Пластмаси зварюють у струмені гарячого повітря або гарячим металевим лезом, струмами високої частоти, ультразвуком.

Електродугове зварювання можна виконувати вручну і автоматично. При автоматичному зварюванні непокритий електродний дріт безперервно подається в зону зварювання і дуга горить під шаром шлаку (флюсу), що забезпечує високу якість шва. Крім того, автоматичний метод зварювання в 10...20 раз продуктивніший від ручного.

Основні переваги зварних з'єднань по відношенню до заклепочних:

- економія матеріалу (зварні конструкції в середньому легші від клепаних на 20...25 %);
- щільність з'єднань (в клепаних котлах та інших резервуарах, що перебувають під тиском);
- можливість з'єднувати деталі будь-яких криволінійних профілів довільної товщини;
- зменшення витрат праці у зв'язку із виключенням операцій розмітки і свердління або продавлювання отворів;
- менша собівартість;
- безшумність технологічного процесу зварювання і можливість автоматизації.

Основні недоліки зварних з'єднань:

- можливість порушення фізико-хімічних властивостей з'єднаних деталей у зоні зварювання;
- висока концентрація напружень у зоні зварних швів, обумовлена як геометрією зварюваних деталей і самих швів, так і можливими дефектами зварювання.

Концентрація напружень знижує міцність з'єднання, особливо при ударних і вібраційних навантаженнях.

При електродуговому зварюванні в залежності від взаємного розташування деталей, що зварюються розрізняють стикові, напусткові, таврові і кутові з'єднання.

Стикове з'єднання (рис. 12.3, а) двох деталей, які розташовані в одній площині (на одній поверхні), є найраціональнішим видом зварного з'єднання.

Стикові з'єднання характеризуються високою міцністю і надійністю при всіх видах навантажень.

У напусткових з'єднаннях (рис. 12.3, б) з'єднувані деталі розташовані паралельно і частково перекривають одна одну.

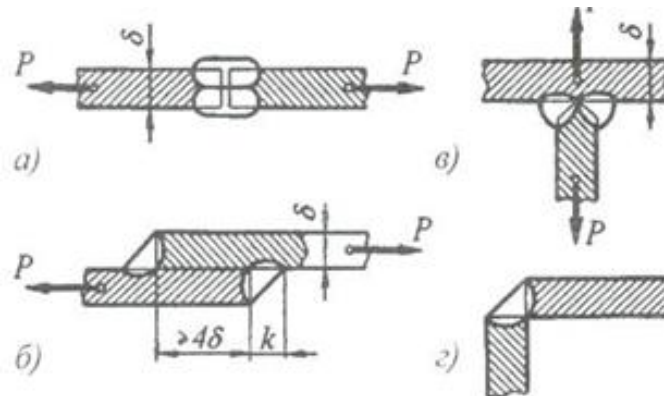


Рис. 12.3

Таврове з'єднання (рис. 12.3, в) — це зварне з'єднання, в якому до бічної поверхні однієї деталі виробу примикає під кутом і приварена торцем інша деталь

Кутове з'єднання (рис. 12.3, г) двох деталей, розташованих під будь-яким кутом (найчастіше 90°) і зварених у місці примикання їх країв,

застосовують для виготовлення захисних засобів, тари та інших виробів, деталі яких сприймають невеликі навантаження. Кутові і таврові з'єднання відзначаються простотою виконання і економною витратою матеріалу.

За формою підготовки кромки листів розрізняють зварні з'єднання із відбортованими кромками (рис. 12.4, а), без скошених кромки (рис. 12.4, б, в) і зі скошеними кромками (рис. 12.4, г), односторонні (рис. 12.4, б) і двосторонні (рис. 12.4, в, г).

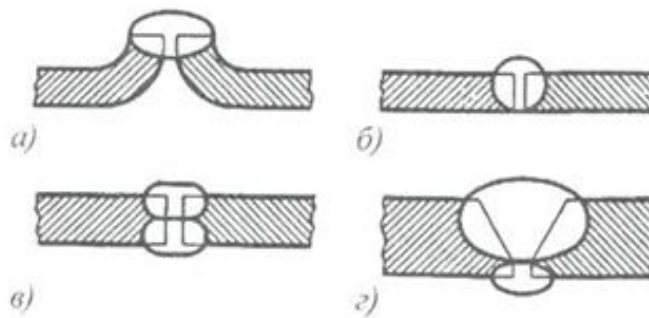


Рис. 12.4

Зварні шви також поділяються за протяжністю — на неперервні і переривчасті; по положенню у просторі — на нижні, горизонтальні, вертикальні і стельові; за зовнішньою формою — на плоскі (рис. 12.5, а), увігнуті (рис. 12.5, б) і опуклі (рис. 12.5, в).

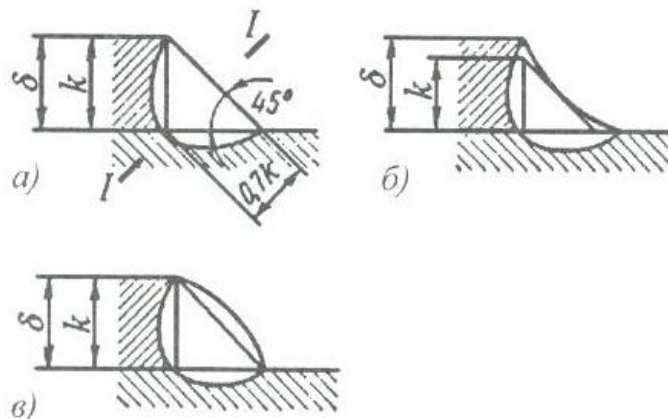


Рис. 12.5

Треба відмітити, що раціональнішими є шви плоского і угнутого профілів. Угнутий профіль особливо доцільний при динамічних навантаженнях, так як забезпечує знижену концентрацію напружень. При ручному зварюванні звичайно застосовуються опуклі шви.

Основним критерієм працездатності швів зварних з'єднань є їх міцність. Незважаючи на нерівномірність розподілу напружень по периметру шва, при розрахунках зварних з'єднань на міцність концентрацію напружень не враховують. Такий розрахунок умовний, однак виправданий практикою експлуатації.

Стикові зварні з'єднання розраховують тільки за нормальними напруженнями розтягу (стиску):

$$\sigma'_{p.c} = \frac{P}{S} \leq [\sigma'_{p.c}]$$

P – зовнішня сила розтягу (стиску) з'єднання, S – товщина елементів з'єднання, l – довжина шва, $[\sigma'_{p.c}]$ – допустиме напруження матеріалу шва

Напусткові зварні з'єднання розраховують тільки на зріз за дотичними напруженнями τ'_{zp} .

Таким чином, розрахункову площу зрізу шва при його сумарній довжині / визначають із виразу:

$$A_{zp} = 0,7kl$$

де k – катет шва.

При цьому рівняння міцності зварного шва на зріз має вигляд:

$$\tau'_{zp} = \frac{P}{A_{zp}} \leq [\tau'_{zp}]$$

Допустимі напруження зварних швів приймають залежно від допустимого напруження основного металу конструкції, способу зварювання та характеристики електродів. Орієнтовано для сталевих конструкцій при статичному навантаженні:

$$[\tau'_{zp}] = (0,9 \dots 1,0) [\sigma_p],$$

$$[\sigma'_c] = [\sigma_p],$$

$$[\sigma'_p] = (0,6 \dots 0,65) [\sigma_p].$$

Значення допустимого напруження при розтягу залежить від границі текучості σ_T основного матеріалу (з'єднуваних деталей) і допустимого коефіцієнту запасу міцності $[n]$:

$$\sigma_p \leq \frac{\sigma_T}{[n]}.$$

12.3. Клейові та інші нероз'ємні з'єднання.

Клейовим називається нероз'ємне з'єднання, яке отримують методом склеювання деталей із однорідних або неоднорідних матеріалів (сталі, чавуну, алюмінію та його сплавів, міді, латуні, скла, мармуру, пластичних мас, синтетичних матеріалів, тканин, гумових виробів, шкіри і т. ін.).

Склеювання деталей із металевих матеріалів, матеріалів органічного та неорганічного походження засновано на утворенні міцних зв'язків між молекулами клейової плівки і поверхнями деталей.

Такий вид з'єднання перспективний і постійно вдосконалюється.

Основні переваги клейових з'єднань:

- корозійна і бензо- та маслостійкість;
- зменшення маси конструкції порівняно з іншими видами з'єднань;
- невисока концентрація напружень у місці з'єднання;
- можливість з'єднання практично будь — яких конструкційних матеріалів, однорідних і неоднорідних;
- можливість з'єднання деталей практично будь — якої форми поверхонь склеювання;
- герметичність і достатня надійність з'єднання;
- висока втомна міцність, яка перевершує в ряді випадків міцність паяних і зварних з'єднань;
- відсутність короблення з'єднуваних деталей;
- значно менша, ніж при зварюванні і клепанні, собівартість;
- міцність і щільність з'єднання.

Основні недоліки клейових з'єднань.

- «старіння», тобто зниження міцності з'єднання з часом;
- низька теплостійкість — міцність з'єднання порушується при порівняно невисоких температурах 60...100 °С. (деякі марки клеїв на основі елементоорганічних і неорганічних полімерів задовільно працюють при $t = 1000\text{ С}$, але не мають достатньої еластичності);
- невисокий опір проти розтягу і зсуву, особливо в разі нерівномірного відриву;
- необхідність старанного зачищення і припасування поверхонь.

Незважаючи на перелічені недоліки, застосування клейових з'єднань у народному господарстві розширюється. Це виробництво електро- і радіообладнання, оптична, мебльова і деревообробна промисловість, авіація, виготовлення різального і вимірювального інструменту, будівництво, кріплення арматури, виготовлення оснастки і т. ін.

Міцність клейового з'єднання залежить від площі склеювання. Найбільш міцним є з'єднання, яке працює на зсув або рівномірний відрив, коли напруження по всій площі розподілені відносно рівномірно.

У випадку нерівномірного відриву застосовують комбіновані з'єднання — клейозаклепочні і клейозварні.

Розрахункові формули на зсув (зріз) і відрив (розтяг — стиск) для клейових з'єднань мають вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{P}{A_{\kappa}} \leq [\tau]_{зр},$$

$$\sigma_p = \frac{P}{A_{\kappa}} \leq [\sigma]_p$$

де P — діюча сила, A_{κ} — площа склеювання.

При цьому допустимі напруження визначаються аналогічно до зварних з'єднань.

З'єднання пайкою, коли деталі з'єднуються за допомогою розплавленого припою. В якості припою застосовують метали і сплави, які можна розділити на легкоплавкі (з температурою плавлення до 300° С) і

тугоплавкі (з температурою плавлення вище 500°C). До легкоплавких припоїв належать сплави олова і свинцю, сплави олова, свинцю і кадмію. До тугоплавких — сплави срібла, міді і кадмію, сплави міді і нікелю, сплави срібла, міді і олова. Для очищення поверхні деталей перед пайкою застосовують флюси (каніфоль, буру, кислотні і спиртові розчини).

Пайкою з'єднують вироби із сталі, чавуну, кольорових металів і сплавів, благородних металів. Таким способом можливо з'єднати також різнорідні матеріали: метал із склом, гумою, але для цього поверхню неметалевої деталі необхідно металізувати гальванічним способом.

Паяні з'єднання широко застосовуються в приладобудуванні і електронній промисловості.

З'єднання пресуванням (з натягом) отримують для деталей циліндричної форми при застосуванні пресових посадок (з'єднання зубчастого колеса із валом, втулки із валом). При пресовій посадці вал виготовляють більшого діаметру, ніж діаметр отвору відповідної деталі. Тому їх з'єднання можливо за допомогою преса, який створює необхідну силу тиску. Отвір деталі перед посадкою можна також розігріти (гаряча посадка). При цьому на поверхні контакту деталей після посадки утворюються зусилля тиску, які і утримують деталі виробу разом. Такі посадки ще називають посадками з натягом.

Такий спосіб з'єднання застосовують в машинобудуванні для збірки деталей, на які діють значні вібраційні і ударні навантаження.

Слід відмітити, що з'єднання з натягом умовно відносять до нероз'ємних. При достатній міцності і твердості поверхні деталей вони можуть бути розібрані (розпресовані) і знову зібрані.

З'єднання формуванням отримують заливкою металічних частин виробу рідкою пластмасою, гумою або іншою масою, яка після затвердіння утворює нероз'ємне з'єднання.

Такий спосіб з'єднання широко застосовують як у промисловості, так і при виготовленні товарів народного споживання.

Лекція № 15 (2 год.)

Тема 13. «Деталі для обслуговування обертового руху»

13.1. Осі і вали.

13.2. Підшипники ковзання.

13.3. Підшипники кочення.

13.4. Муфти.

13.1. Осі і вали.

Деталь, на яку насаджують (рухомою чи нерухомою) обертові пристрої (блок, зубчасте колесо та ін.), називають віссю або валом.

Осі і вали відрізняються між собою за умовами роботи: вісь не передає обертового моменту і працює тільки на згин (рис. 1, а). Вісь може бути обертовою або нерухомою. Вал завжди обертається і завжди передає обертовий момент, наприклад вал зубчастої передачі в редукторі (рис. 13.1, б), колінчастий вал двигуна, кривошипний вал (рис. 13.1, в, г).

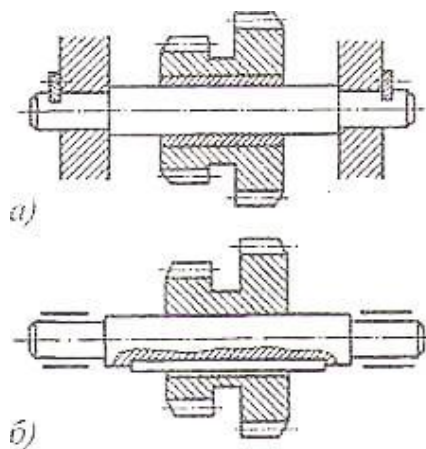


Рис.13.1

Вали класифікують наступним чином:

- за призначенням: вали передач — несучі зубчасті колеса, шків, зірочки, муфти та інші деталі передач; корінні вали машин, які крім деталей передач несуть ще і робочі органи виробничих машин або машин двигунів. Наприклад, вали турбін, на які насажені колеса або диски турбін, вали токарних і свердлильних верстатів, на яких встановлено затискні патрони,

вали електродвигунів, на які насаджено ротори; колінчасті і кривошипні вали.

- за формою геометричної осі — прямі (рис. 13.2, а, б), що набули найбільшого поширення в різних галузях машинобудування; кривошипні і колінчасті (рис. 13.2, в, г) які використовують не тільки для передавання моменту, а і для перетворення зворотно — поступального руху на обертальний (поршневі двигуни) або, навпаки, обертального руху на зворотно-поступальний (насоси, верстати); гнучкі (рис. 13.2, д) із змінюваною формою геометричної осі які застосовують у різних приводах механізованого інструменту, наприклад вал переносної свердлильної або загвинчуючої установки, а також у несилових приводах приладів, наприклад спідометрів та інших приладів дистанційного вимірювання або керування.

- за формою і конструктивними ознаками — гладкі сталого поперечного перерізу (рис. 13.2, а) — трансмісійні, вали гребних гвинтів тощо; ступінчасто-змінного поперечного перерізу (рис. 13.2, б, г, д) — вали більшості передач. Сюди ж можна віднести шліцьові вали, вали-черв'яки і вали-шестірні.

Для зменшення маси вали іноді роблять порожнистими.

Вал звичайно працює на згин, кручення (вал прямозубого редуктора, фрикційної, пасової і ланцюгової передач) або на згин, кручення і осьовий стиск (розтяг) — вал косозубого циліндричного, конічного та черв'ячного редукторів.

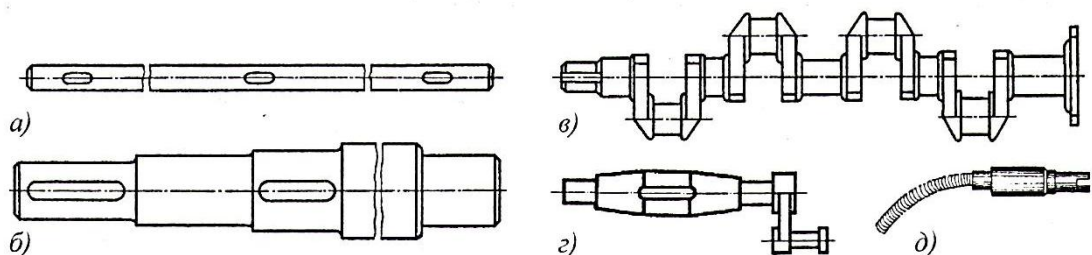


Рис. 13.2

Осі або вали з'єднують з деталями передач (шківками, зубчастими колесами і т. п.), насадженими на них, за допомогою шпонок, шліців,

штифтів і т. ін. Насаджені на вал (вісь) деталі тримаються від зсування в осьовому напрямі (косозубі циліндричні, конічні і черв'ячні зубчасті колеса та ін.) за допомогою буртів або заплечиків на валі, спеціальних установочних кілець, розпирних втулок, стопорних гвинтів і т. д.

Вали і осі виготовляють із вуглецевої (Ст3, Ст4, Ст5, сталь 30, 35, 40, 45, 50) і легованої (сталь 40Х, 40ХН, 30ХН3А, 30ХГТ) сталей, значно рідше — із сталюого литва (сталь 35Л, 40Л, 45Л, 50Л) із відповідною термічною обробкою, а також якісного сірого чавуну, високоміцного чавуну, сплавів кольорових металів (годинники, прилади) і пластмас.

Осі і вали розраховують на міцність і жорсткість як бруси круглого поперечного перерізу, які працюють на згин (осі) або на згин із крученням (вали).

13.2. Підшипники ковзання.

Опори осей і валів поділяють на дві групи: опори ковзання і опори кочення. Опори ковзання і кочення, призначені для сприймання радіальних навантажень, називають підшипниками, а опори, призначені для сприймання осьових навантажень — підп'ятниками, або упорними підшипниками (для опор кочення).

Підшипники ковзання поділяють на три основних типи.

Нерознімні (глухі) підшипники у найпростіших конструкціях відливають як одне ціле із станиною тихохідної машини, що працює з великими перервами (рис. 13.3, а). Іноді їх роблять знімними, прикріплюючи болтами до станини машини. Знімні глухі підшипники виготовляють як із вкладишами 2 (чавунні, бронзові, капронові та інші втулки, запресовані в отвір чавунного або сталюого корпусу підшипника), так і без них. Останні застосовують для тихохідних мало- навантажених валів. Основна перевага глухих підшипників — простота конструкції і дешевизна. Незважаючи на це, вони мало поширені, тому що не дають можливості компенсувати спрацювання активних поверхонь втулок і валів.

Нерознімні підшипники поділяють за стандартом на вузькі, широкі, фланцеві, та гніздові.

Рознімні підшипники (рис. 13.3, б) складаються з корпусу 1, двох вкладишів 4 (втулка із антифрикційного матеріалу, розрізана по твірній), кришки 2 і стяжних болтів 3. Спрацювання активної поверхні вкладиша компенсується підтисканням кришки до верхньої половини вкладиша. Масло для мащення підшипників ковзання надходить на поверхні тертя через отвір у кришці з мастильного резервуара — маслянки і або з масляної ванни за допомогою обертового кільця. Кільцеве мащення застосовують тільки при порівняно великих колових швидкостях цапфи.

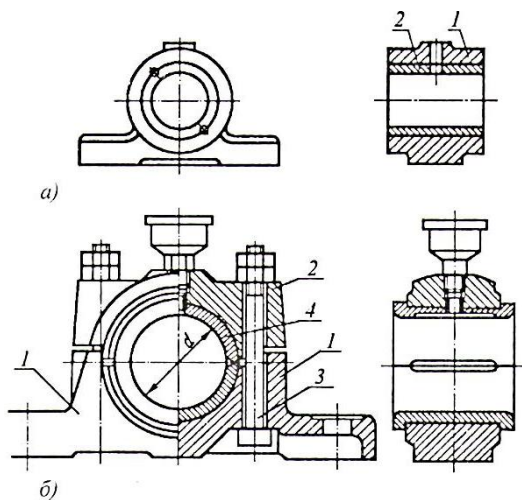


Рис. 13.3

Підшипники із самоустановними вкладишами застосовують при великих відношеннях довжини цапфи (шипа або шийки) до її діаметра. В таких випадках звичайний вкладиш не може повторювати відхилень осі цапфи від деформації вала, що порушує нормальну роботу підшипника.

Самоустановний вкладиш 1 підшипника (рис. 13.4, а) має випуклу сферичну поверхню, що шрається на сферичну поверхню кільця 2, яке, запресоване в гніздо корпусу підшипника. Це іє можливість вкладишу повторювати відхилення осі деформованого вала. Мастило подається через отвір корпусу в канавку 4 вкладиша.

Опори ковзання для осьових навантажень — підп'ятники — звичайно об'єднуються в одному спільному корпусі із підшипником, який сприймає

радіальні навантаження вала і врівноважує їх. Опорна частина підп'ятника (рис. 3, б) являє собою кільце 4 з чавуну, бронзи або іншого антифрикційного матеріалу з прорізаними по торцю мастильними канавками. Це кільце спирається на корпус 3. Радіальне навантаження опори сприймається вкладишем 2. Упорі кільце зафіксовано штифтом 5.

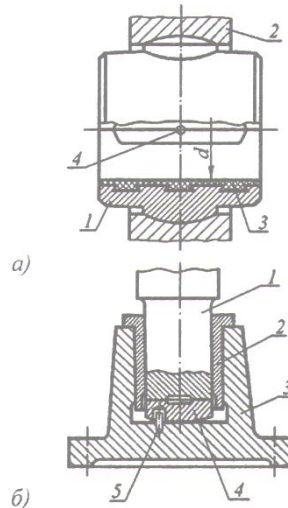


Рис. 13.4

Переваги підшипників ковзання:

- висока працездатність при великих швидкостях і ударних навантаженнях;
- безшумність і забезпечення вібростійкості вала при роботі підшипника в режимі рідинного тертя (масляний шар між поверхнями цапфи і вкладиша має властивість гасити коливання невеликі розміри в радіальному напрямі;
- можливість працювати в особливих умовах (хімічно агресивних середовищах, при бідному або забрудненому мащенні) і т. ін.

Недоліки підшипників ковзання:

- великі втрати на тертя (не стосується підшипників, що працюють у режимі рідинного тертя);
- значні розміри в осьовому напрямі;
- необхідність застосування дорогих кольорових сплавів (бронза, бабіт) для вкладишів;

- порівняна складність конструкції і велика витрата мастила;
- не забезпечена взаємозамінність підшипників, оскільки більшість їх типів не стандартизовано.

Підшипники і підп'ятники ковзання застосовують у сепараторах для високошвидкісних шпинделів верстатів, газових турбінах, центрифугах, двигунах внутрішнього згорання (колінчасті вали встановлюють на підшипники ковзання), при особливо важких режимах роботи машин (прокатні стани, каменедробарки та ін.).

Корпус і кришку підшипників ковзання відливають із сірого чавуну.

Металеві вкладиші виготовляють з антифрикційного чавуну, бронзи, сплавів на алюмінієвій основі. Бабіт, що має високі антифрикційні властивості, застосовують для заливання тонким шаром поверхні тертя чавунного, сталюого або бронзового вкладиша. Застосовують також біметалеві тонкостінні вкладиші, самозмащувані вкладиші із графіту, дисульфиду молібдену. В якості матеріалів вкладишів використовують також металокераміку (залізграфітні і бронзографітні вкладиші) і неметалеві матеріали: пластмаси (текстоліт, капрон та ін.), тверді породи дерева (самшит, бук, дуб, граб), пресовану деревину; гуму. Вибір матеріалу вкладиша залежить від умов експлуатації, характеру навантаження, кутової швидкості цапфи, режиму мащення та ін. Підшипники ковзання переважно розраховують на зносостійкість.

Опори валів і осей, в яких тертя ковзання замінено тертям кочення, називають підшипниками кочення.

13.3 Підшипники кочення

Переваги підшипників кочення порівняно із підшипниками ковзання:

- значно менші втрати на тертя, вищий ККД (до 0,995) і менше нагрівання;
- економія кольорових матеріалів (бабіту, бронзи);
- менші габаритні розміри в осьовому напрямку;

- простота обслуговування і заміни;
- менша витрата мастил;
- порівняно невисока вартість внаслідок масовості виготовлення стандартних підшипників, відносно малі експлуатаційні витрати, а також їх взаємозамінність, що спрощує ремонт машин і устаткування.

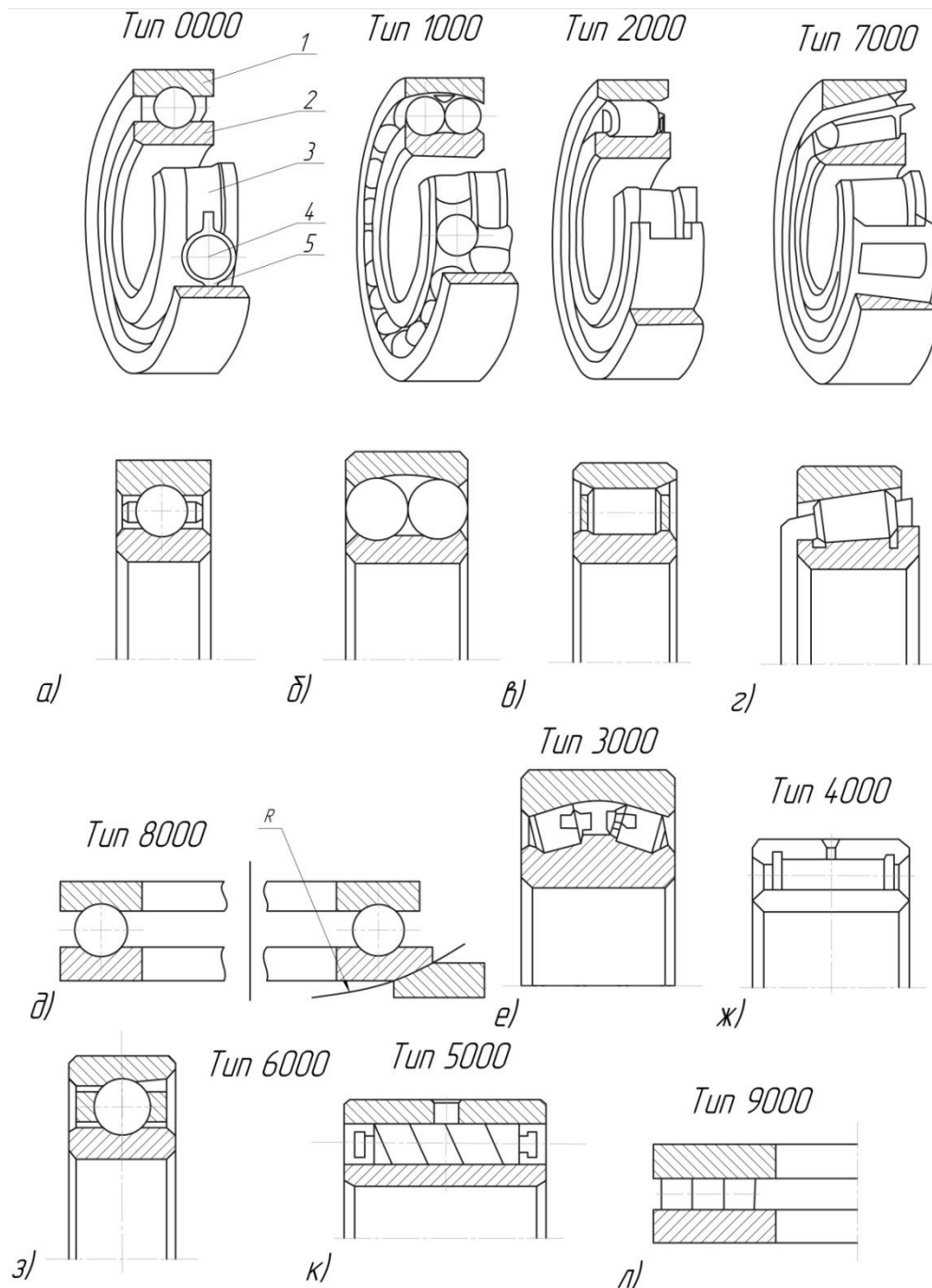


Рис. 13.5

Недоліки підшипників кочення:

- обмежена можливість застосування при дуже великих навантаженнях і високих кутових швидкостях цапф (за винятком спеціальних закритих підшипників кочення);
- непридатність для роботи при значних ударних і вібраційних навантаженнях через високі контактні напруження і погану здатність демпфірувати коливання;
- більші, ніж у підшипників ковзання, габаритні розміри в радіальному напрямі;
- нероз'ємність конструкції, що не дає змоги застосовувати підшипники кочення в деяких складальних одиницях (наприклад, для шийок колінчастих валів).

Незважаючи на недоліки підшипники кочення дуже поширені. Наприклад, тільки у тракторному і сільськогосподарському машинобудуванні використовують підшипники 630 типорозмірів, які входять до 28 конструктивних груп.

Звичайно підшипник кочення (рис. 13.5, а) містить зовнішнє 1 і внутрішнє 2 кільця з доріжками кочення 3; тіла кочення 4, сепаратор 5, що рівномірно розподіляє тіла кочення за колом.

Класифікують підшипники кочення за такими ознаками:

- а) за направленням навантаження, котре вони сприймають:
 - радіальні, що сприймають радіальне і невелике осьове навантаження;
 - радіально-упорні для комбінованого радіального і осьового навантаження;
 - упорні, що сприймають осьове навантаження;
 - упорно-радіальні для осьового і невеликого радіального навантаження.
- б) за формою тіл кочення використовують такі підшипники:
 - кулькові;

- з короткими циліндричними роликами;
- з довгими циліндричними роликами;
- з витими циліндричними роликами;
- з конічними роликами;
- з бочкоподібними роликами;
- з голчастими роликами.

в) за числом рядів тіл кочення:

- однорядні;
- дворядні;
- чотирирядні.

г) за конструктивними особливостями є підшипники із захисними шайбами, канавкою на зовнішньому кільці, з конусним отвором внутрішнього кільця тощо.

д) за ознакою самоустановки підшипники поділяють на самоустановні (рис. 13.5, б, д, е), та несамоустановні (рис. 13.5, а, в, г, з).

13.4. Муфти.

Пристрої, призначені для з'єднання двох валів між собою або із деталями, насадженими на вал, з метою передавання обертового моменту, називають муфтами. Функціональне призначення муфт різне. Деякі трансмісії (з'єднання валів) потребують регульованих або запобіжних муфт, а також муфт, які можуть легко з'єднувати або роз'єднувати вали, з'єднувати вали різного діаметра або віддалені кінці валів.

У машинобудуванні механічні муфти (електричні, гідравлічні та інші муфти не розглядаються) умовно можна поділити на чотири класи:

1. Муфти нерозчіпні (постійнодіючі) з'єднують вали так, що їх роз'єднати можна тільки демонтажем муфти після зупинки машини. Муфти цього класу поділяють на жорсткі, компенсуючі і пружні.

2. Муфти керовані призначені для з'єднання або роз'єднання валів навіть під час роботи машини. До цього класу входять синхронні і фрикційні (асинхронні) муфти.

3. Муфти самодіючі. Ці муфти автоматично виконують включення і виключення при заданій швидкості (відцентрові муфти), передавання моменту тільки в одному напрямі (обгінні муфти), обмеження обертового моменту (запобіжні муфти).

4. Інші муфти являють собою конструктивне поєднання різних муфт.

Існує три основні види жорстких муфт, що потребують точної співвісності з'єднуваних валів. Найпростішою із них є втулкова муфта, яку закріплюють на валах за допомогою конічних шрифтів (рис. 13.6, а) або призматичних клинових (рідше) шпонок (рис. 13.6, б).

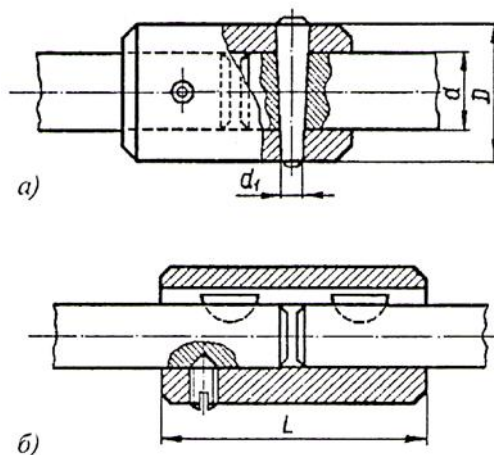


Рис. 13.6

Втулкові муфти застосовують порівняно рідко, оскільки крім загального недоліку, характерного для жорстких муфт, — вимоги точної співвісності осей з'єднуваних валів — вони незручні при складанні і розбиранні.

Фланцева муфта складається з двох півмуфт, що мають форму фланців з коловим виступом на одній із півмуфт і западиною (виточкою) на другій, які забезпечують співвісність фланців при складанні. Фланцеві муфти надійно з'єднують співвісні вали і можуть передавати великі моменти; вони прості за конструкцією, дешеві і можуть з'єднувати вали різних діаметрів.

Півмуфти з'єднані між собою болтами, які працюють на зріз. Такі муфти застосовують там, де потрібна максимальна жорсткість з'єднання або відповідне фазове співвідношення ведучого і веденого валів.

Поздовжньо—рознімна муфта складається із двох половин з внутрішніми напівциліндричними поверхнями, які охоплюють консольні частини з'єднуваних валів і стягнуті болтами. Болти, що стягують півмуфти, працюють на розтяг, тобто їх треба затягти так, щоб створити між поверхнями півмуфт і охоплюваних валів сили тертя, які забезпечують передачу заданого моменту.

Як і всі жорсткі муфти, поздовжньо — рознімна потребує точної співвісності з'єднуваних валів та, як і втулкова муфта, призначена звичайно для з'єднання валів однакового діаметра.

Компенсуючісамоустановні муфти застосовують для компенсації помилок відносного положення з'єднуваних валів — радіального зміщення центрів, неспіввісності (взаємний нахил осей валів), осьового зміщення та інших похибок, які можуть бути наслідком неточності обробки і монтажу, виникнення деформацій і зміни температури.

До компенсуючихсамоустановних муфт належать:

- кулачково — розширювальна муфта (рис. 13.7, а), яка компенсує незначні осьові переміщення;

- кулачково — дискова муфта, що складається з двох півмуфт (рис. 13.7, б), насаджених з натягом на кінці валів, і середнього диска з двома взаємно перпендикулярними виступами (кулачками). Тертьові поверхні цієї муфти змащують, і вона компенсує радіальні і кутові зміщення осей валів;

- зубчаста муфта (рис. 13.8, а) також компенсує радіальне і кутове зміщення осей валів і застосовується для передавання великих моментів без ударів і різких поштовхів;

- ланцюгова муфта, яка має таке саме призначення, що і зубчаста, але передає менші моменти;

- хрестово-шарнірна муфта (універсальна муфта Кардана — Гука (рис. 13.8, б), що дуже поширена в автомобільній та авіаційній промисловості і в приладобудуванні. Складається з двох вилок і хрестовини. Вилки насаджують на з'єднувані кінці валів, а хрестовина шарнірно з'єднує вилки. Компенсує значні кути нахилу осей валів (до 30°). Дві послідовно з'єднані муфти компенсують великі зміщення.

Пружні муфти застосовують у машинах, які працюють зі змінним навантаженням і частими включеннями, а також там, де неможливо досягти точної співвісності з'єднуваних валів. Пружні елементи муфт роблять із пружинної сталі, гуми, пластмас. Вони пом'якшують поштовхи і удари при роботі муфти. Пружні муфти встановлюють на швидкохідні вали і застосовують у механізмах, які працюють у режимі динамічних навантажень. В якості пружних елементів в різних конструкціях пружних муфт застосовують гуму, шкіру, пружини різних форм і жорсткості.

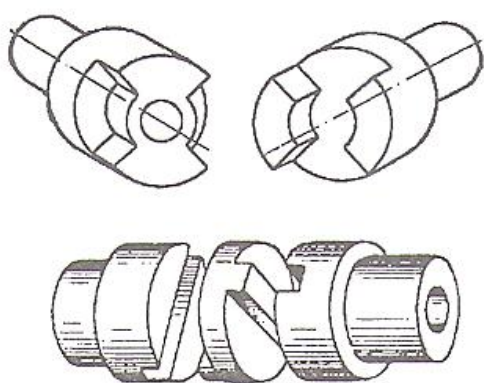


Рис. 13.7

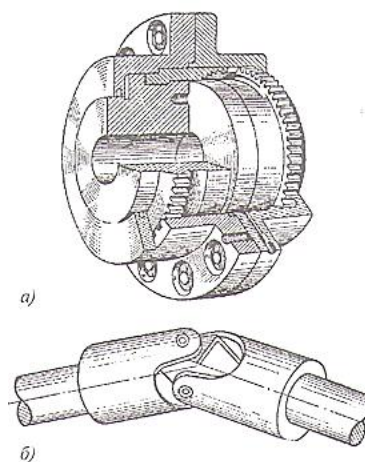


Рис. 13.8

Керовані муфти.

Розрізняють синхронні кулачкові (рис. 13.9, а) і асинхронні фрикційні (рис. 13.9, б) керовані муфти.

Найпоширенішими є фрикційні муфти, які використовуються в транспортних машинах, верстатах і т. ін. Вони забезпечують плавне

зчеплення веденого і ведучого валів за рахунок сил тертя при будь — якій різниці кутових швидкостей з'єднаних валів. При виникненні різких перевантажень півмуфти пробуксовують, захищаючи механізм від руйнування. Залежно від форми та кількості активних поверхонь тертя фрикційні муфти поділяють на дискові (рис. 13.9, б), багато дискові, конусні, циліндричні, барабанні (з колодками, розтискними кільцями або обтяжними стрічками). Найчастіше застосовують багатодискові фрикційні муфти, що мають малі габарити й потребують для включення невеликих зусиль.

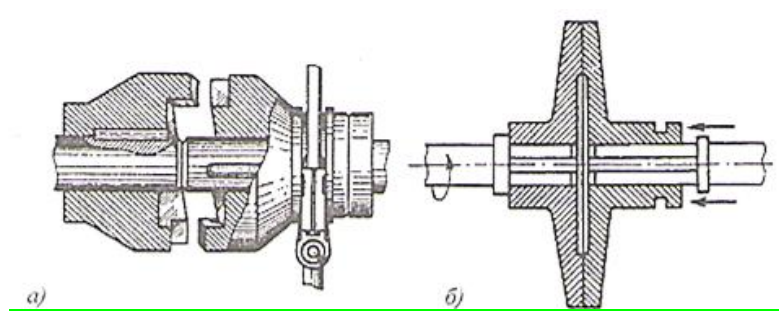


Рис. 13.9

Самодіючі муфти. Ці муфти забезпечують автоматичне з'єднання і роз'єднання валів при зміні заданого режиму роботи машини.

Відцентрова муфта (рис. 13.10, а) призначена для автоматичного зчеплення (розчеплення) валів при певних кутових швидкостях внаслідок дії відцентрових сил, при збільшенні кутової швидкості фрикційні колодки відтискуються і муфта замикається.

Обгінна муфта (муфта вільного ходу) забезпечує автоматичне з'єднання валів. Обгінні муфти бувають зубчасті, кулачкові і фрикційні. На рис. 10, б показано фрикційну обгінну муфту, що набула найбільшого поширення. При передаванні обертового моменту ролики обгінної муфти внаслідок тертя заклинюються між поверхнями обойми і зірочки муфти. При зворотному обертанні ролики викочуються в широкі ділянки обойми і муфта розмикається.

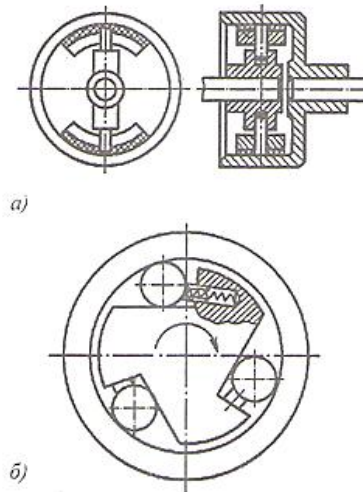


Рис. 13.10

Запобіжні фрикційні муфти найбільше застосовуються при порівняно частих перевантаженнях. Вони відрізняються від керованих в основному тим, що в них немає механізму включення, тобто запобіжні муфти постійно замкнуті, тертьові поверхні притиснуті одна до одної пружинами. Менш поширені кулачкові і кулькові запобіжні муфти, в яких при перевантаженнях кулачки або кульки однієї півмуфти видавлюються з западин другої і муфта розмикається.

Коли перевантаження виникають рідко, застосовують запобіжні муфти з руйнівною ланкою — зрізним штифтом. При перевантаженні сталі штифти, вставлені в отвори загартованих втулок, зрізуються і муфта розмикається. Запобіжні муфти встановлюють якомога ближче до місця виникнення перевантаження; вони працездатні при точній співвісності валів.

До інших муфт відносяться такі, що складаються із комбінацій окремих муфт (найчастіше пружно — або жорстко-компенсуючі муфти із запобіжними муфтами). Їх застосовують, коли немає можливості забезпечити потрібний характер з'єднання валів однією муфтою.

Вхідним параметром для розрахунку муфт є обертальний момент на з'єднаних валах.