

література



Навчально-методична

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет  
ім. Івана Пулюя  
Кафедра комп'ютерно-інтегрованих технологій

## **Конспект лекцій**

з дисципліни

### **«Елементи і пристрої автоматики та об'єктів управління»**

для студентів спеціальності 151 «Автоматизація та  
комп'ютерно-інтегровані технології»  
денної та заочної форми навчання

Тернопіль – 2023

Карташов В. В. Конспект лекцій з дисципліни «Елементи і пристрої автоматики та об'єктів управління» для студентів спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» денної та заочної форми навчання / Укл.: В. В. Карташов, А. А. Станько. — ТНТУ, 2023. – 149 с.

Укладачі: к.т.н., Карташов В.В., Станько А.А.

Рецензент: д.т.н., проф. Марущак П.О.

Відповідальний за випуск: Карташов В.В.

Конспект лекцій з дисципліни «Елементи і пристрої автоматики та об'єктів управління» для студентів спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» денної та заочної форми навчання розглянуто і схвалено на засіданні кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій

Протокол № 1 від « 22 » серпня 2023 року.

Конспект лекцій з дисципліни «Елементи і пристрої автоматики та об'єктів управління» для студентів спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» денної та заочної форми навчання схвалено та рекомендовано до друку науково-методичною комісією факультету прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

Протокол № 1 від « 30 » серпня\_2023 року

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	4
<b>Розділ 1. Механіка</b> .....	5
<b>Розділ 2. Гідравліка</b> .....	67
<b>Розділ 3. Пневмоавтоматика</b> .....	107
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	148

## ВСТУП

В автоматизації, у системах автоматичного управління (САУ) та у сучасних інформаційних комп'ютерних системах, у приладобудуванні та машинобудуванні широко використовуються елементи і пристрої автоматики та об'єктів управління (ЕПАОУ). Без ЕПАОУ не відбувається жоден вимірювальний або автоматизований технологічний процеси. При підготовці спеціалістів у галузі автоматизованого управління технологічними процесами, приладобудування, машинобудування, механіки, радіотехніки питанням ЕПАОУ приділяється велика увага.

Один із напрямків науково-технічного прогресу – вдосконалення існуючих і створення нових засобів автоматизації, зокрема ЕПАОУ, елементи яких побудовані на принципах механіки, гідравліки та пневмоавтоматики, і які все ширше застосовуються як у вимірювальній техніці, так і в автоматизованих системах керування технологічними процесами. На теперішній час велика увага приділяється подальшому розвитку ЕПАОУ, призначеної для автоматизованих систем керування. Тому актуальним є розширення виробництва ЕПАОУ для наукових досліджень, контролю за станом навколишнього середовища, а також сучасних медичних приладів і апаратури.

В даному конспекті лекцій висвітлено основні принципи механіки, гідравліки та пневмоавтоматики, на яких працюють ЕПАОУ.

# РОЗДІЛ 1. МЕХАНІКА

## З'ЄДНАННЯ

### Основні поняття

У механізмах окремі деталі для виконання своїх функцій певним чином з'єднуються між собою, утворюючи рухомі та нерухомі з'єднання. Рухливі з'єднання, наприклад з'єднання вала з корпусом, зачеплення зубчастих коліс, шарніри і т.п., допускають взаємне рух однієї деталі щодо іншої. Таким чином, рухливі з'єднання утворюють кінематичні пари. Нерухомі з'єднання не допускають взаємного переміщення деталей, що сполучаються. У машинобудуванні термін "з'єднання" відносять тільки до нерухомих з'єднань.

З'єднання підрозділяються на роз'ємні і нероз'ємні.

**Роз'ємні з'єднання** - такі, які допускають складання та розбирання без пошкодження матеріалу деталей. До цього виду з'єднань відносяться різьбові, шпонкові, шліцьові, штифтові, профільні і клеммові. Можна виділити групу з'єднань типу вал-втулка, призначених для передачі крутного моменту. До них відносяться шпонкові, шліцьові, штифтові та профільні з'єднання.

**Нероз'ємні з'єднання** - такі, які неможливо розібрати без руйнування деталей. До них відносяться заклепочні, зварні, паяні, клейові і пресове з'єднання (пресові). З'єднання є відповідальним елементом конструкцій механізмів. Часто причиною відмов і руйнувань механізмів є низька якість з'єднань.

### Різьбові з'єднання

Найбільшого поширення мають різьбові з'єднання внаслідок їх універсальності, простоти виготовлення, надійності, зручності збирання і розбирання, повної взаємозамінності. Вони широко використовуються в усіх галузях техніки. Наприклад, в літаку ІЛ-62 число різьбових з'єднань становить більше 150 000. Основні деталі різьбових з'єднань - болти, гвинти, гайки і шайби.

**Болт** - це стрижень з головкою 1 на одному кінці і різьбою на іншому, на який нагвинчується гайка. (рис. 1.1).

**Шайби** 2 підкладають під головку болта або гвинта для збільшення опорної поверхні і зниження напруги зминання при затягуванні нарізного сполучення;



Рис. 1.1

Зберігання від пошкоджень захисних покриттів на з'єднувальних деталях; для забезпечення стопорення різьбових з'єднань від самовідгвинчування. Болти застосовують для з'єднання деталей щодо невеликої товщини, а також в тому випадку, коли матеріал деталей не забезпечує необхідної надійності різьблення. При з'єднанні болтами не потрібно нарізати різьблення в з'єднуються деталях.

*Недоліки:* в з'єднуються деталях повинно бути передбачено місце для розташування головки болта і гайки. Тому маса болтового з'єднання дещо більше, ніж з'єднання гвинтами.

**Гвинт** - це стрижень з головкою на одному кінці і різьбою на іншому, яким він угвинчується в отвір для гвинта в одній з деталей, що з'єднуються (рис. 4.81, б). З'єднання гвинтами застосовують при відсутності місця під гайку і в тому випадку, якщо одна з деталей має відносно велику товщину.

**Шпильки 4** використовують замість гвинтів (рис. 4.81, в), коли матеріал з'єднуваної деталі з різьбою не забезпечує необхідної міцності і надійності різьблення при частих збірках і розборках. Наприклад, в деталях з алюмінієвих сплавів. Їх також застосовують в конструкціях, що піддаються дії змінних навантажень, так як в шпильці 4 відсутній концентратор напружень в місці переходу від стрижня до голівки болта або гвинта.

Основним елементом нарізного сполучення є різьблення. Профіль різьби визначається формою перетину витків в осьовій площині. За призначенням різьби поділяють на кріпильні, призначені для з'єднання деталей, і різьблення для ходових механізмів. У напрямку лінії витків різьблення може бути правою і лівою, за кількістю заходів - однозаходної і многозаходної.

Основний кріпильної різьбленням є *метрична різьба* трикутного профілю зі зрізаними вершинами і западинами (рис. 4.82, а). Геометричні параметри різьби: зовнішній  $d$ , середній  $d_2$  і внутрішній  $d_1$  діаметри, крок різьблення  $p$ , кут профілю  $a$  й число заходів  $n$ . Профіль різьби також характеризується висотою вихідного трикутника різьблення  $H$  і робочою висотою профілю  $h$ . Номінальні діаметри  $d$  і  $d_1$  однакові для гайки і болти, зазор  $E$  утворюються за рахунок граничних відхилень. Стандартом передбачена різьблення з великим і дрібним кроком ( $p/3, p/4, p/5$ ). Профілі їх геометрично подібні. основний є різьблення з великим кроком. Різьба з дрібним кроком має меншу глибину і відповідно меншу концентрацію напружень. Застосовують її в конструкціях, схильних до динамічним навантаженням, в малорозмірних і порожнистих деталях.

*Трубна різьба* призначена для герметичного з'єднання труб (рис. 1.2, б). Вона має також трикутний профіль, по з округленими вершинами і западинами.

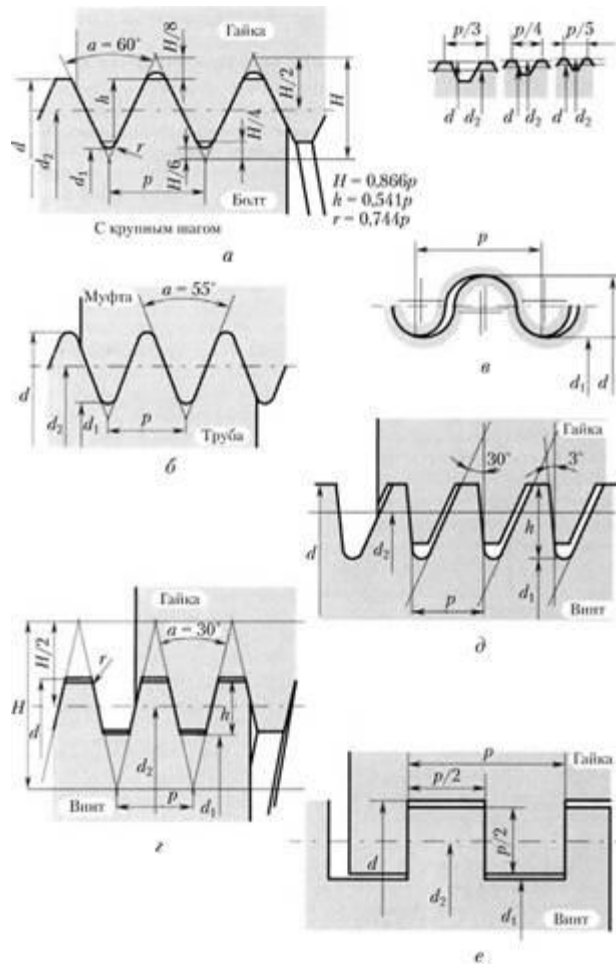


Рис. 1.2

*Кругла різьба* (рис. 1.2, в) виготовляється накаткой і видавлюванням на тонкостінних металевих і пластмасових деталях, а також литтям на чавунних, скляних, пластмасових і інших виробках.

*Трапецеїдальних різьблення* використовується в якості основного різьблення для ходових механізмів (рис. 1.2, г). Вона має менші коефіцієнти тертя і відповідно вище коефіцієнт корисної дії механізму. В осьовому перерізі це різьблення має форму рівнобедреної трапеції.

*Запекла різьба* застосовується при дії великих односторонніх навантажень (механізми пресів, домкратів та ін.) (Рис. 1.2, д). Вона є різновидом трапецеїдальної різьби із зрізаною гранню з одного боку.

*Прямокутна різьба* (рис. 1.2, е) використовується рідко в гвинтових механізмах, на даний час не стандартизована.

Стандартом встановлені ступеня точності різьблення (табл. 4.25), які призначають в залежності від умов роботи з'єднань. Точний клас застосовують для прецизійних різьблень в ходових механізмах, призначених для точних переміщень; середній клас - для відповідальних різьбових з'єднань. Виготовляють різьблення в масовому виробництві накаткой. В результаті пластичного деформування поверхневого шару створюються залишкові напруги стиснення і підвищується міцність різьбової деталі. В одиничному і

дрібносерійного виробництва різьблення нарізають вручну плашками на болтах і мітчиками в гайках або на токарногвинторізних верстатах.

Таблиця 1.1

Клас точності	Поля допусків різьблення	
	зовнішньої (болтів)	внутрішньої (гайок)
точний	4h, 4g	4H, 5H
середній	6h, 6g, 6f, 6e, 6d	6H, 6G
грубий	8h, 8g	7H, 7G

Сталеві різьбові деталі виготовляють 12 класів міцності, які позначаються двома цифрами (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

клас міцності	σв, МПа		σ "МПа	Марка сталі
	min	max		
3,6	300	490	200	Ст3; 10
4,6	400	550	240	20
5,6	500	700	300	30; 35
6,6	600	800	360	35; 45; 40Г
8,8	800	1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10,9	1000	1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСЛ; 16ХСН



*Примітка.* Перше число в позначенні класу міцності, помножене на 100, так само  $\sigma_{\text{нп}}$ , друге, поділене на 10, відповідає приблизно відношенню  $\sigma_{\text{нп}}/\sigma_{\text{н}}$ .

У конструкціях, до яких пред'являються спеціальні вимоги по масі, теплостійкості, корозійної стійкості та іншими параметрами, як матеріал різьбових деталей використовуються титанові сплави, корозійно-стійкі та жаростійкі сталі, пластмаси.

Всі кріпильні різьби при стаціонарних навантаженнях є самогальмуючі, тобто НЕ самоотвінчуються. Однак при випадкових або систематичних вібраціях, до яких схильні практично всі механізми, самоторможіння не забезпечується. Тому необхідно оберегати нарізні сполучення від самовідгвинчування, тобто вводити їх додаткове стопоріння. Здійснюється стопоріння на двох принципах: підвищенням тертя в різьбі і спеціальними фіксують елементами.

При *затягуванні контргайки* (рис. 1.3, а) стрижень болта розтягується і під дією сил пружності в різьбі створюється додаткове тертя. Цей спосіб стопорення використовується в основному в стаціонарних конструкціях, так як збільшується маса сполуки.

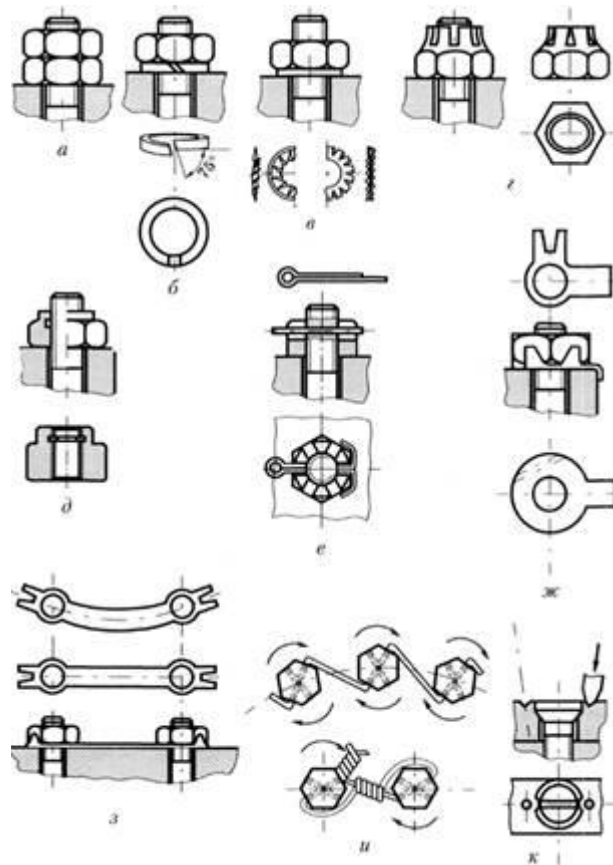


Рис. 1.3

Найчастіше для стопоріння використовують *пружинні шайби* (рис. 1.3, б). Сили пружності шайби при затягуванні гайки створюють сили тертя в різьбі. Зчеплення між гайкою і шайбою забезпечується, крім того, за рахунок урізування гострих кромek шайби в гайку. Недоліком цього способу є

додатковий вигин стержня болта внаслідок зсуву осьової сили відносно центру болта. Для виключення вигину болта використовують *шайби стопорні* з зовнішніми або внутрішніми зубами (рис. 1.3, в). У цьому випадку сумарна результуюча осьова сила від гайки діє на болт без осьового зсуву і болт працює тільки на розтягання. Стопоріння пружинними шайбами не є високонадійним і використовується в невідповідальних з'єднаннях.

У авіа- і транспортному машинобудуванні використовують *само-контрящим гайки*, в яких тертя в різьбі виникає за рахунок радіального натягу. У верхній частині гайка має прорізи (рис. 1.3, з). Після нарізування різьблення верхню частину гайки обжимають, зменшуючи діаметр. Інша самоконтрящаяся гайка має всередині завальцован поліамидне кільце (рис. 1.3, д), в якому різьблення не нарізають, а вона утворюється при нагвинчуванні гайки на болт.

Стопоріння шплинтом (рис. 1.3, е) з *корончатою гайкою* використовують в з'єднаннях без контрольованої затяжки. Різьбове з'єднання з контрольованою затягуванням при стопоренні шплинтами може виявитися недотягненим або перетягнутий, так як необхідно поєднати проріз в гайці з поперечним отвором в стрижні болта. Різьбові деталі, розташовані на краю корпусу, фіксуються *стопорними шайбами* (рис. 1.3, ж) з лапками. Одну лапку відгинають на край корпусу, а дві інших на межі гайки. *Групові нарізні сполучення* можна зупинити спеціальними шайбами попарно (рис. 1.3, з) або обв'язкою дротом, пропущеної через отвори з натяжкою в сторону загвинчування гайки (рис. 1.3, і). З'єднання, що не піддаються розбиранні, можна зупинити *пластичним деформуванням* (рис. 1.3, к). Різьбові ненавантажені з'єднання стопорять за допомогою фарби, лаку, клею.

Розглянемо три найбільш розповсюджених випадки навантаження болтових з'єднань.

1. Болт поставлений в отвір з зазором і навантажений осьовою силою (рис. 4.84, а). Вся навантаження сприймається стрижнем болта, які працюють на розтяг:

Величина допустимої напруги для сталей приймається рівною  $(0,2 \div 0,4)$  ст при постійному навантаженні і  $d_1 > \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$ .

### Розрахунок болтових з'єднань

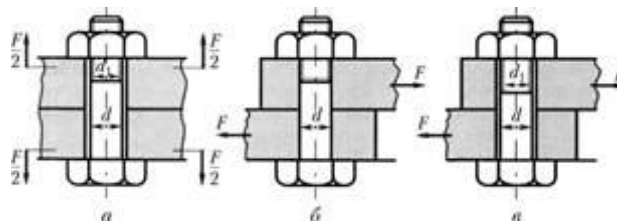


Рис. 1.4

$(0,08 \div 0,12)\sigma_t$  при роботі з отнулевого циклу (менші значення вибирають для болтів діаметром  $d_1 = 6 \div 16$  мм, великі при  $d_1 = 16 \div 30$  мм). Знайдене значення діаметра  $d_1$  узгодять зі стандартним.

2. Болт поставлений в отвір без зазору (прізонніе болт), і з'єднання навантажено поперечною силою (рис. 1.4 б). Діаметр стрижня болта знаходять з умови міцності на зріз:

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{4F}{\pi d^2} < [\tau_{\text{сп}}],$$

звідки

$$d > \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{\text{сп}}]}}$$

Тут  $[\tau_{\text{сп}}] = (0,2 \div 0,3)\sigma_t$  - допустиме напруження зрізу, МПа;  $\sigma_t$  - Межа плинності матеріалу.

Технологічні труднощі виготовлення таких з'єднань обмежують область їх застосування. В основному їх використовують для з'єднань тонкостінних конструкцій в авіа-і суднобудуванні.

3. Болт встановлено в отвір з зазором, і з'єднання навантажено поперечною силою (рис. 4.84, в). Основною умовою нормальної роботи з'єднання є нерухомість стику  $F < F_{\text{тр}}$ , де  $F_{\text{тр}}$  - сила тертя. Для створення сили тертя різьбове з'єднання повинно бути затягнуте. Сила попереднього затягування визначається з умови  $F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f$ , де  $f = 0,1 \div 0,2$  - коефіцієнт тертя. Затягнуте болтове з'єднання працює на розтяг і кручення. Розрахунок ведеться по еквівалентним напруженням

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} < [\sigma],$$

звідки внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 > \sqrt{\frac{5,2F}{\pi[\sigma]}}$$

Діаметр болта з попередньої затягуванням в 2-3 рази більше, ніж прізонніе болта, а маса такого з'єднання в 4-5 разів вище.

## Шпонкові з'єднання

Шпонкові з'єднання призначені для передачі крутного моменту від валу до маточини насадженої на нього деталі і навпаки. З'єднання діляться на ненапружені з призматичними (рис. 1.5, *a*), сегментними (рис. 1.5, *б*) і циліндричними (рис. 1.5, *о*) шпонками і напружені - з клиновими (рис. 1.5, *з*) шпонками. У машинобудуванні основне застосування мають ненапружені шпонкові з'єднання для передачі малих і середніх обертаючих моментів.

*Переваги:* простота конструкції, низька вартість виготовлення, простота збирання та розбирання.

*Недоліки:* зниження втомної міцності вала через наявність паза і відсутність повної взаємозамінності. Необхідність підбору або ручної пригону обмежує їх застосування у великосерійному і масовому виробництві. Розміри всіх типів шпонок встановлені відповідними стандартами.

**Призматичні шпонки** (див. Рис. 1.5, *a*) мають прямокутний перетин з відношенням висоти до ширини  $h/b = 1$  для валів з діаметром до 22 мм і  $h/b = 0,5$  для валів більшого діаметра. Розміри шпонки  $h$  і  $b$  вибирають по ГОСТу в залежності від діаметра вала. Довжина шпонки  $l$  призначається з стандартного ряду довжин і береться на 5-10 мм менше довжини маточини деталі. Виконуються шпонки з чистотянутої сталі з межею міцності 600 МПа. Момент, що обертає передається бічними гранями шпонок. У паз на валу шпонка встановлюється по посадці з натягом, в маточину деталі - з зазором. Глибина врізання шпонки на валу - приблизно  $0,5 h$ .

Висота паза в маточині робиться дещо більшою, ніж виступаюча частина шпонки, тобто в радіальному напрямку передбачений зазор. Пази на валу фрезерують палацовий

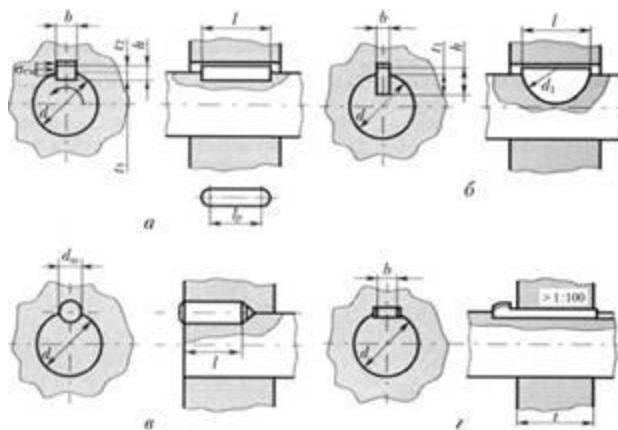


Рис. 1.5

або дисковою фрезою. При фрезеруванні дисковою фрезою шпонковий паз має більш плавний вихід, що знижує концентрацію напружень, але збільшуються осьові розміри з'єднання і потрібна фіксація шпонки в осьовому напрямку. Пази в ступиці виконують довбанням або протягуванням. Розмір ширини шпонки виконують з полем допуску h9. Посадка її па вал і в маточину

здійснюється в системі вала. Для призматичних шпонок використовуються три типи з'єднань: з *зазором* - паз на валу виконують по Н9, а в ступиці - по D9; *перехідний* - відповідно Н9 і Js9; з *натягом* - однакові поля допусків Р9 на розміри пазів па валу і в ступиці. Вал і маточину деталі поєднують по посадці з натягом Н7 / Р6 або по перехідним посадкам П7 / к6, 117 / js6. Для полегшення складання з'єднання в радіальному напрямку між шпонкою і маточиною деталі встановлюється зазор, який забезпечується заданими ГОСТом розмірами висоти шпонки  $h$  і глибини пазів в ступиці  $t_2$  і на валу  $t_1$ .

**Сегментні шпонки** (див. Рис. 1.5, б) більш технологічні, мають взаємозамінністю, що не перекошуються під навантаженням. Однак більш глибокий паз на валу помітно знижує його міцність. Тому ці шпонки застосовують в валах малонавантажених механізмів. Посадки по бічних гранях сегментних шпонок аналогічні призматичним.

Виготовляють шпонки з чистотянутих сталевих прутків. У слабонавантажених механізмах застосовують шпонки з вуглецевих сталей 45, 50, 60, в навантажених - з легованої сталі 40Х з термообробкою до HRC 35-45.

Працюють шпонки па зріз і зминання. Розміри шпонок встановлені таким чином, що визначальними її міцність є напруги зминання. Розрахунок ведеться в припущенні рівномірного розподілу тиску по бічній поверхні контакту шпонки з валом і маточиною. За призначеними розмірами розрахунок ведеться як перевірки:

$$\sigma_{сш} = \frac{2T}{dl_p t_2} < [\sigma_{сш}]$$

де  $T$  - крутний момент, Н · мм;  $c$  / - діаметр вала, мм;  $l_p$  - Робоча довжина шпонки, мм;  $t_2$  - глибина врізання шпонки в маточину, мм;  $[\sigma_{сш}]$  - Допустимі напруження зминання, МПа. Допустимі напруги при постійному навантаженні  $[\sigma_{сш}] \cong 0,8\sigma_s$ ; при знакозмінної -  $[\sigma_{сш}] \cong 0,4\sigma_s$

Якщо умова міцності не виконується, то можна вибрати шпонку більшого стандартного перерізу або збільшити її довжину.

Якщо маточина деталі має загальну торцеву поверхню з валом, можливе утворення з'єднання **циліндричними шпонками** (див. Рис. 1.5, в). Отвори в торцях деталей, що з'єднуються висвердлюють в зібраному стані. Шпонки розташовують симетрично по колу, число шпонок може бути 1-4. Діаметр шпонки  $\bar{d}_ш = (0,13 \div 0,16)d$ , довжина шпонки  $l = (3 \div 4)d_ш$ . Шпонки встановлюють в отвір по посадці з натягом 117 / r6, і з'єднання отримують нерознімним. Щоб не було відведення свердла при утворенні отвору, твердість вала і маточини деталі повинна бути приблизно однаковою. Для забезпечення осьової фіксації деталі на валу між циліндричними шпонками розміщують регулюючі гвинти. Навантажувальну здатність з'єднання можна підвищити, встановивши дві або три шпонки під кутом 120 або 180 °. Розрахунок з'єднання ведеться по напруженням зминання в припущенні рівномірного розподілу зусиль між шпонками

$$\sigma_{\text{сш}} = \frac{4T}{dd_m l z} < [\sigma_{\text{сш}}],$$

де  $\zeta$  - число шпонок.

Напружені шпонкові з'єднання утворюються клиновими шпонками, які зазвичай мають ухил 1: 100 (див. Рис. 1.5, *з*). Робочими гранями цих шпонок не є бічні, а верхні і нижні межі. По бічних гранях є зазор. Клинові шпонки можуть передавати крутний момент і осьову силу. При установці деталі на клинову шпонку вісь деталі зміщується в радіальному напрямку по відношенню до осі вала на величину радіального посадкового зазору і контактних деформацій. Відповідно зростає радіальне биття деталі. Тому шпонкові з'єднання з клиновими шпонками має обмежене застосування. У відповідальних і високоточних механізмах ці сполуки не використовуються.

### Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання утворюються зубами (виступами) на валу 1 і шлицями (западинами) в ступиці деталі 2 (рис. 1.6, *а*).

*Переваги* шліцьових з'єднань в порівнянні зі шпонковими: шліцьові з'єднання передають великі моменти; забезпечують краще центрування деталей на валу; мають більш високу міцність вала внаслідок мень-

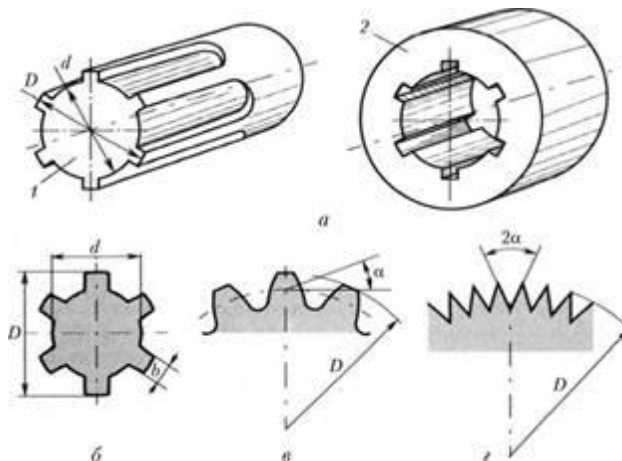


Рис. 1.6

ший концентрації напружень; деталі мають повну взаємозамінність.

*Недоліки:* більш висока вартість виготовлення.

*Застосування:* в відповідальних високонавантажених механізмах в умовах масового виробництва.

За формою зуба в поперечному перерізі шліці підрозділяються на прямобочніе (рис. 1.6, *б*), евольвентні (рис. 1.6, *о*) і трикутні (рис. 1.6, *з*). Розміри прямобочного і евольвентних шліців встановлені ГОСТом. Трикутні шліці застосовують рідко, в основному в малонавантажених кінематичних механізмах, і виготовляють по галузевим стандартам.

Прямобочні шліцьові з'єднання. Їх застосовують для валів діаметром 14-125 мм. Стандартом передбачені шліці легкої, середньої та важкої серій. При одному і тому ж внутрішньому діаметрі вала  $d$  зростає зовнішній діаметр  $D$  і збільшується число зубів  $z$ , в зв'язку з чим шліці середнього та важкого серій мають велику нагрозоч-

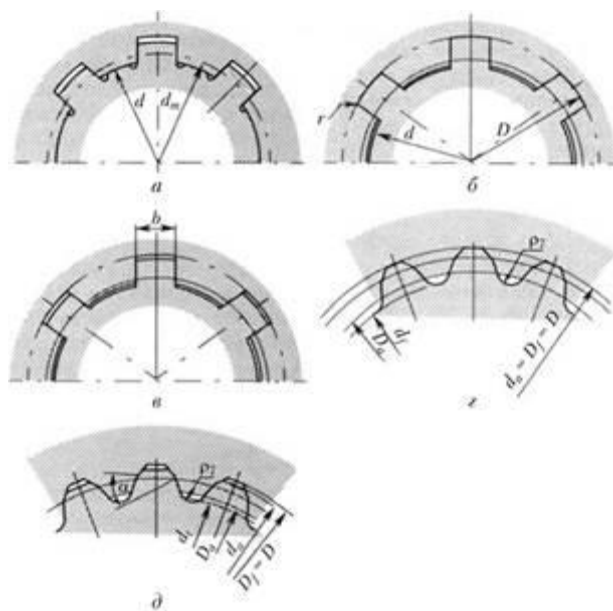


Рис. 1.7

ву здатність. Центрування деталей на валу може бути здійснено за внутрішнім  $d$  (рис. 1.7, а) і зовнішньому  $D$  (рис. 1.7, б) діаметрами або по бічних гранях (рис. 1.7, в). Вибір типу центрування залежить від поверхневої твердості вала і маточини, а також умов роботи механізму. Центрування за діаметрами забезпечує більш точну співвісність вала і маточини деталі. При твердості менше 350 НВ центрування здійснюється по зовнішньому діаметру  $D$ , який шліфують, а пази в ступиці отримують протягуванням. Центрування по внутрішньому діаметру  $d$  роблять при твердості більш 350 НВ. При цьому внутрішній діаметр маточини і пази на валу після термообробки шліфують. Рекомендовані посадки при центруванні по діаметрам - Н7 / f7 для рухливих і Н7 / js6 для нерухомих з'єднань. Центрування по бічних гранях забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження по зубах і застосовується при передачі великих моментів в реверсивних передачах, але при відсутності високих вимог до точності центрування, а також при жорстких вимогах до мертвого ходу механізму.

У позначення прямобочного шліцьового з'єднання входять число зубів  $z$ , внутрішній діаметр  $d$ , зовнішній діаметр  $D$ , ширина зуба  $b$ . На перше місце ставиться буква, що позначає поверхню центрування ( $D$ ,  $d$  або  $b$ ). Наприклад:  $D - 6x23H 12 / a 11 x 26H7 / 17 X 6P9 / 18$  позначають шліці з  $z = 6$ ,  $d = 23$ ,  $D = 26$ ,  $b = 6$  і центруванням по  $D$ .

У позначенні отвори втулки і валу замість посадки вказуються тільки граничні відхилення на відповідний розмір. Позначення вала цього з'єднання

має вигляд  $D - 6X23a1 \ 1 \ X26f7x6f8$ , а позначення втулки  $D - 6X23H12X26H7D7X6P9$ .

**Евольвентні шліцьові з'єднання.** Ці сполуки застосовують для валів діаметром 4-500 мм, з модулем  $m = 0,5 \div 10$  мм і числом зубів  $z = 6 \wedge 82$ . У порівнянні з прямобочного вони мають меншу концентрацію напружень і відрізняються високою технологічністю.

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень при крученні  $k_\tau$  в 1,5 рази нижче, ніж у прямобочного, а при вигині приблизно однаковий. Крім того, напруги змінання в них нижче внаслідок більшого числа зубів і відповідно вище здатність навантаження. На відміну від зубів зубчастих коліс кут профілю зуба евольвентного шліцьового з'єднання збільшений до  $\alpha = 30^\circ$ , а висота зуба зменшена ( $h = m$ ). Стандартним є зовнішній діаметр  $D$ .

Оскільки шліфування евольвентних шліців неможливо, їх застосовують при твердості маточини HRC <40. Центрування здійснюється по зовнішньому діаметру  $D$  (рис. 4.87, з) або по бічних гранях (рис. 4.87, д). При centruванні по  $D$  рекомендованими посадками є: H7 / пб, H7 / js6, H7 / h6 - для нерухомих з'єднань; H7 / гб, H7f6 - для рухливих з'єднань. Для сполучення зуба вала і западини маточини прийнята система отвору. Поля допусків позначаються у вигляді числа, що показує ступінь точності, за яким слідує буква, яка вказує основне відхилення. При centruванні по бічних гранях посадки можуть бути з натягом, перехідні або з зазором типу 7H / 9г, 7H / 8р, 7H / 7п, 7H / 8к, 7H / 7h, 9H / 9h, 9H / 9г, 9H / 8f. У позначення евольвент шліцьового з'єднання входять номінальний діаметр  $D$  модуль зачеплення  $m$ , посадка центрує елемента і номер стандарту: наприклад,  $15 \times 1 \times 7H / 7n$  (ГОСТ 6033-88) позначає Евольвентное шлицевое з'єднання з  $D = 15$  мм, від = 1 мм з centruванням по бічних поверхнях зубів. При centruванні по зовнішньому діаметрі позначення шліцьового з'єднання має вигляд  $15 \times H7 / h6 \times 1$  (ГОСТ 6033-88).

**Конструювання шліцьових з'єднань.** При конструюванні шліцьових з'єднань розміри їх призначають по ГОСТу в залежності від діаметра вала. Довжину шліців в з'єднанні приймають не більше  $1,5D$  так як в іншому випадку зростають нерівномірність розподілу навантаження по довжині шліців і трудомісткість їх виготовлення.

Розрахунок шліців на змінання проводиться як перевірки:

$$\sigma_{сш} = \frac{2T}{d_m h l z \psi} < [\sigma_{сш}]$$

де  $d_m$  - середній діаметр з'єднання;  $h$  - висота поверхонь контакту зубів;  $l$  - довжина шліців;  $\psi = 0,7 \div 0,8$  - Коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між зубами.

Для прямобочного шліців  $d_m = 0,5(D + d)$ ;  $h = 0,5(D - d)$ ; для евольвентних шліців  $d = mz$ ;  $h = m$ .

Значення допустимих напружень на змінання залежить від умов роботи і твердості поверхні шліців. У нерухомих з'єднаннях  $[\sigma_{сш}] = 30 \div 150$  МПа. Нижче



значення вибирають для шліців з HB <350 і важких умов роботи (знакозмінна навантаження з ударами), верхнє - для шліців з HRC > 40 в нереверсивними механізмах.

### Штифтові з'єднання

Для передачі крутного моменту в слабонавантажених передачах, а також для фіксації положення однієї деталі щодо іншої застосовують штифтові з'єднання. У з'єднаннях використовують штифти (рис. 1.8): *a* - циліндричні гладкі; *б* - з засверленими кінцями; *в* - насечние; *г* - пружинні; *д* - конічні з конусністю 1:50; *е* - з різьбовою цапфою. Розміри штифтів характеризуються діаметром  $d$  шт і довжиною  $l$ .

Виготовляють штифти з вуглецевих сталей і кольорових металів. При установці штифтів отвори в обох деталях свердлять і розгортають в зборі. Циліндричні штифти встановлюють в отвори деталей, що з'єднуються по посадкам з натягом (H7 / n6, H7 / n8, U8 / n8). У з'єднаннях, які потребують частої збірки і розбирання, отвори в маточині обробляють для освіти посадки твань K7 / h8, H8 / h8. Від випадіння штифти фіксуються в розбірних з'єднаннях пружинним кільцем (рис. 1.9, *a*), виготовленим з дроту діаметром 0,5-0,8 мм. У нерозбірних з'єднаннях циліндричні штифти Керн (рис. 1.9, *б*) або застосовують штифти з засверленими кінцями, які після складання розвальцьовуються. Насечние штифти не вимагають розгортання отворів і додаткової фіксації від випадання. Застосовують їх в невідповідальних з'єднаннях деталей, виготовлених із пластичних матеріалів. Пружинні штифти встановлюють в малона-

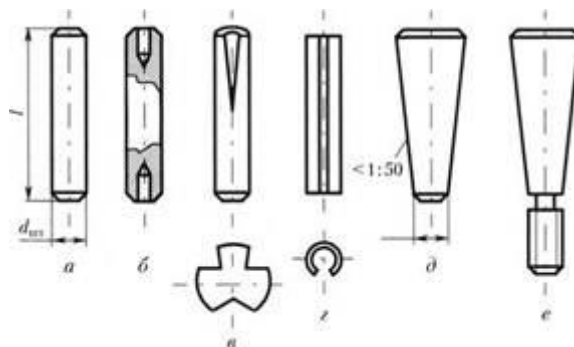


Рис. 1.8

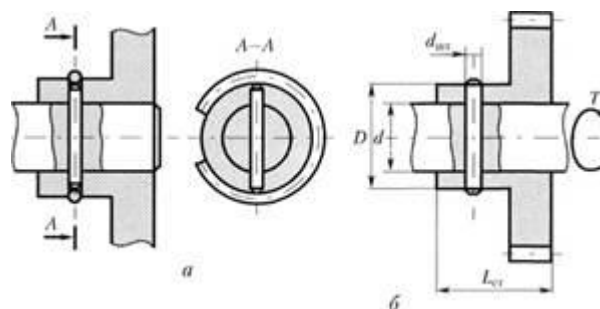


Рис. 1.9

вантажених з'єднаннях; натяг створюється за рахунок зменшення діаметра отвору в межах  $(0,015 \div 0,025)d_{шт}$

З'єднання конічними штифтами шляхом створюваного натягу забезпечує можливість отримання безлюфтового з'єднання. Самогальмування конічних штифтів при дії поперечної сили і крутного моменту забезпечується силами тертя за рахунок їх конусності. Однак в умовах вібрацій і різких змін температури умова самоторможения може не виконуватися, і для повної гарантії від випадання конічного штифта з отвору необхідно його додаткове кріплення.

Діаметр штифта в з'єднаннях типу "вал - маточина" відповідно до ГОСТу призначають в залежності від діаметра вала  $d$  в межах  $d_{шт} < 0,3d$  (див. Рис. 1.9, б); з'єднання перевіряють на зріз і зминання. Умова міцності на зріз:

$$\tau_{ср} = \frac{4T}{d\pi d_{шт}^2} < [\tau_{ср}]$$

де  $T$  - крутний момент;  $[\tau_{ср}]$  - Допустимі напруження зрізу.

Для штифтів, виготовлених з вуглецевих сталей,  $[\tau_{ср}] = 35 \div 75$  МПа (менших значень набувають при навантаженні з поштовхами і ударами). Штифтове з'єднання перевіряється на зминання при тонкої ступиці:

$$\sigma_{сж} = \frac{2T}{d(D-d)d_{шт}} < [\sigma_{сж}]$$

де  $(D-d)d_{шт}$  - умовна площа зминання;  $[\sigma_{сж}] = 150 \div 180$  МПа - допустимі напруження зминання (для сталі).

### Профільні з'єднання

У профільних з'єднаннях контакт маточини з валом здійснюється за фасонної поверхні. З'єднання можуть бути з Лиско (рис. 1.10, а, б), гранями (рис. 1.10, в, г) і з овальним контуром поперечного перерізу (рис. 1.10, д). Вони можуть бути зібрані по посадкам з натягом, перехідним і з зазором.

*Переваги* : відсутність концентрації напружень, внаслідок чого підвищуються здатність навантаження і втомна міцність; гарне самоцентрування; поліпшені шумові характеристики.

*Недоліки* : необхідність розширення номенклатури ріжучого інструменту для утворення сполук; труднощі заміни деталей при ремонті; наявність розпірних сил, що викликають деформування тонкостінних маточин.

Профільні з'єднання в основному використовуються з равноосной профілем з трьома, рідше п'ятьма гранями, який є найбільш технологічним. У равноосной профілі між паралельними дотичними зберігається постійну відстань і в точках торкання вони мають загальну нормаль. До профільних відноситься чотирикутне перетин, яке широко використовується на кінцевих ділянках валів під ключ. Застосовують профільні з'єднання для передачі великих моментів, що крутять. Використання їх в дискових, черв'ячних, торцевих та інших фрезах і інструментах замість шпонкових підвищує стійкість фрез і збільшує їх міцність.

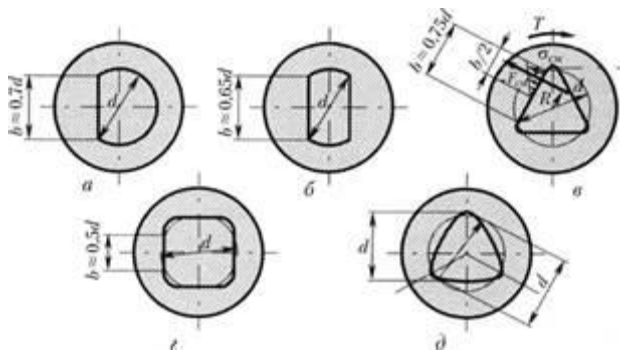


Рис. 4.10

Розрахунок профільних з'єднань проводиться на змінання робочих поверхонь, на розтягнення в ступиці і по радіальних деформацій втулки.

### ПРЕСОВЕ З'ЄДНАННЯ МАТОЧИНИ З ВАЛОМ

Пресові посадки маточин коліс, шківів або муфт широко використовуються в машинобудуванні. У цій посадці повинна виконуватися умова гарантованого натягу отвори маточини діаметром  $A$  на ділянці вала більшого діаметра  $B$ . натяг називається негативна різниця розмірів  $\delta = A - B$ .

На рис. 1.11, а показано проміжне положення деталей, що з'єднуються в процесі механічної напрессовки осьовою силою  $S$ , а на рис. 1.11 - їх взаємне з'єднання. Крім механічного запрес-совивання, часто робиться нагрів маточини для її розширення, або навпаки, - глибоке охолодження вала в рідкому азоті. Останній спосіб найбільш прогресивний і застосовується для відповідальних з'єднань. Недоліком механічної запресовки є деяке ослаблення з'єднання внаслідок того, що зім'яло шорсткостей, особливо при

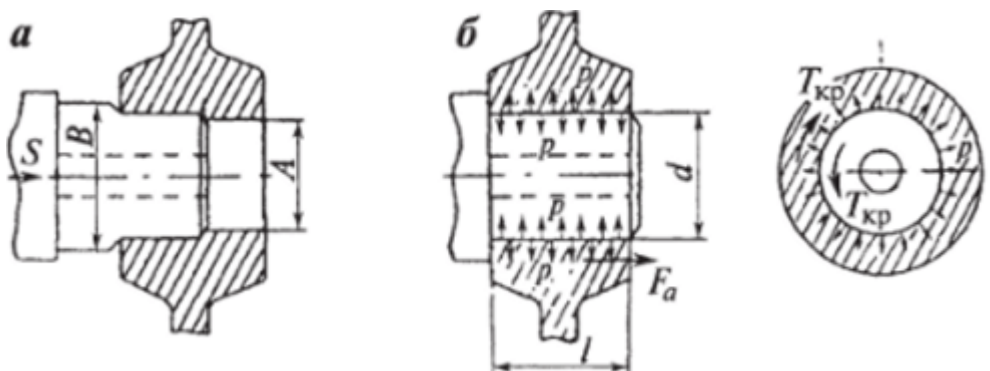


Рис. 1.11. Пресова посадка маточини на вал:

$a$  - проміжна;  $б$  - остаточна повторних операціях, а в разі нагрівання втулки до  $300 \dots 400 \text{ }^\circ\text{C}$  можлива зміна структури металу.

В результаті збірки на посадочній поверхні виникають питомий тиск і відповідні йому сили тертя  $p$ . Цими силами і забезпечується взаємна нерухомість з'єднання, що дозволяє передавати як крутять, так і осьові навантаження. Здатність навантаження з'єднання залежить від натягу, який вимірюється мікронами і не може бути точно виконано. Неминучі похибки при виготовленні конструкцій призводять до розсіювання натягу. Ця обставина регламентується стандартними рекомендаціями і призначенням допусків і

посадок відповідно до положень взаємозамінності. Тому розрахунок пресових з'єднань може носити імовірнісний характер.

### Заклепувальні з'єднання

Заклепувальні з'єднання відносяться до класу нероз'ємних з'єднань. Заклепки застосовують в особливо відповідальних конструкціях, що сприймають великі вібраційні або повторні навантаження; для з'єднань несварюваних деталей; в конструкціях, що не допускають зварювання через викривлення або небезпеки відпустки термооброблених деталей.

*Переваги* : заклепочні з'єднання в порівнянні зі зварними більш стабільні, краще контролюються. *Недоліки*: більш висока вартість виготовлення, підвищена витрата металу, шум і вібрація в процесі клепки.

Заклепка є стрижень круглого поперечного перерізу з головками на кінцях. Заставна головка 1 виконується одночасно зі стрижнем, а замикає 2 формується при клепки (рис.1.12). Діаметр отвору під заклепку в з'єднуються деталях роблять дещо більшим діаметра стержня заклепки. В результаті клепки стрижень заклепки щільно заповнює отвір.

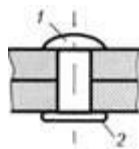








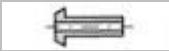



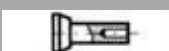
Рис. 1.12

Найбільш поширені суцільні стрижневі заклепки загальномашинобудівного застосування з заставної головкою різної форми (табл. 1.3), що замикає головку.

Таблиця 1.3

Заклепки	ескіз	Діаметр, мм
З напівкруглої голівкою (ГОСТ 10299-80)		1-36
З потайною голівкою (ГОСТ 10300-80)		1-36
З полупотайной голівкою (ГОСТ 10301-80)		2-36
З напівкруглої низькою голівкою (ГОСТ 10302-80)		2-10
З плоскою голівкою (ГОСТ 10303-80)		2-36

Таблиця 1.3

Заклепки	ескіз	Діаметр, мм
пустотілі		
З округленій головою (ГОСТ 12638-80)		1-20
З плоскою головою (ГОСТ 12639-80)		1-10
З потайною головою (ГОСТ 12640-80)		1-10
напівпустотілі		
З напівкруглої голівкою (ГОСТ 12641-80)		1-10
З плоскою головою (ГОСТ 12642-80)		1-10
З потайною головою (ГОСТ 12643-80)		1-10

Головку утворюють методом пресування або ударом. При пресовій клепки замикаючу головку формують на напівавтоматичних пресах і клепальних автоматах.

Для з'єднання деталей з композиційних матеріалів застосовують пустотілі та напівпустотілі заклепки (табл. 1.3). Отвір в стрижні знижує силу розклепування.

В авіабудуванні широко використовують спеціальні заклепки (рис. 1.13). Болт-заклепковий з'єднання (рис. 1.13, о) виконують у вигляді стрижня зі сталі або алюмінієвих сплавів, на кінці якого накатав кільцеві канавки, і обжимного кільця. Кільце обжимають пневматичним пістолетом, постановка заклепки не супроводжується шумом. Маса з'єднання в 1,2-1,5 рази менше, а втомна міцність на розрив в 2 рази вище, ніж у болтового з'єднання з відповідних матеріалів. Болт-заклепки рекомендують застосовувати замість болта з гайкою при наявності підходів до з'єднання для використання спеціального інструменту.

У силових з'єднаннях, де діють значні зрізують зусилля і міцність заклепок з легких сплавів недостатня, застосовують заклепки з високим опором зрізу (рис. 1.13, б). Стрижень заклепки *l* виготовляють зі сталі 30ХГСА, а

кільце 2 - з алюмінієвого сплаву Д18. Освіта замикає головки відбувається шляхом обтиску кільця навколо кільцевої виточки стрижня.

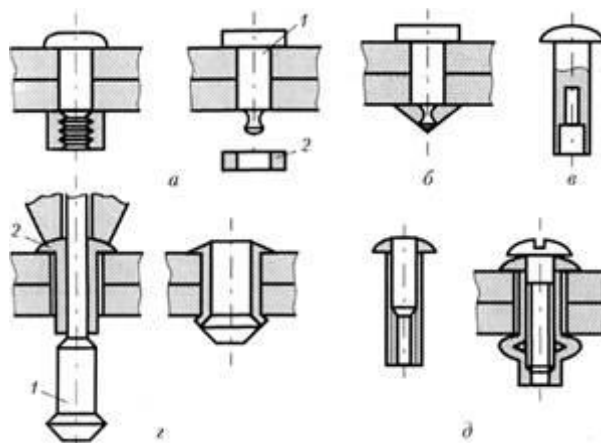


Рис. 1.13

При односторонньому доступі до місця клепки застосовують заставні заклепки, що встановлюються і замикає з одного боку. До них відносять, наприклад, заклепки вибухові (рис. 1.13, в), з сердечником (рис. 1.13, з) і гайки-пістони (рис. 1.13, д). Вибухові заклепки з плоско-опуклою або потайною головкою мають в кінці стрижня камеру, заповнену вибуховою речовиною. Заклепку ставлять на місце в холодному стані і нагрівають до  $500^{\circ}\text{C}$ , в камері відбувається вибух, який розгортає вільний кінець стрижня.

Заклепки з сердечником складаються з двох частин - сердечника 1 і пістони 2. Освіта замикає головки відбувається при протягуванні сердечника через отвір пістона. Виступаючу частину сердечника видаляють. Гайки-пістони діаметром 5 і 6 мм застосовують в несилових з'єднаннях.

Залежно від матеріалу деталей, що з'єднуються використовують заклепки з алюмінієвих сплавів (В65, Д18, Д19П, АМг5П і ін.), Сталей (10, 15, 20Г2, 12Х18Н9Т, 30ХМА), латуні (Л63) і міді (М2). У табл. 4.29 наведені деякі марки матеріалів заклепок, вид термообробки і характеристики міцності на зріз. При з'єднанні деталей з м'яких сплавів, а також при приєднанні деталей з м'яких матеріалів до сталевих застосовують заклепки з алюмінієвих сплавів, так як великі сили клепки сталевих заклепок викликають значні деформації деталей, що з'єднуються. Для конструкцій, що працюють при температурі  $150-250^{\circ}\text{C}$ , використовують заклепки зі сплаву Д1911; для забезпечення корозійної стійкості з'єднання, а також при температурах вище  $250^{\circ}\text{C}$  - заклепки з корозійностійкої сталі 12Х18П9Т.

Деталі зі сталі і титанових сплавів з'єднують сталевими заклепками. При виборі матеріалу заклепок треба виключати поєднання матеріалів, що утворюють гальванічні пари, або наносити на заклепки антикорозійне покриття. Наприклад, при з'єднанні деталей з магнієвих або мідних сплавів на алюмінієві заклепки наносять кадмієві або цинкове покриття.

Заклепки з легких сплавів і сталеві заклепки діаметром  $d < 10$  мм клепають холодним способом, сталеві заклепки великого діаметра - гарячим

способом, розігріваючи кінець заклепки до  $1000^\circ \text{C}$ . Найбільш поширені суцільні стрижневі заклепки діаметром стрижня  $d = 1 \div 10$  мм з заставної головкою, що замикає головку яких утворюють методом пресування або ударом. При пресуванні замикаючу головку формують шляхом рівномірного стиснення стрижня на напівавтоматичних пресах і клепальних автоматах. Клепку ударом виконують за допомогою пневматичних молотків. Освіта замикає головки відбувається в процесі ударної дії і осаджування стержня заклепки. Якість пресової клепки вище, ніж ударної. Тому при проектуванні клепаних з'єднань враховують можливість застосування пресової клепки. Розрізняють одиночну і групову клепку, при якій за один хід преса розклепують кілька заклепок.

З'єднання групою заклепок називається *Заклепувальний швом*. За конструкцією заклепочні шви виконують внахлестку (рис. 1.14, а), встик з одного (рис. 1.14, б) і двома (рис. 1.14, в) накладками. Заклепки в з'єднанні розташовують рядами (див. Рис. 1.14, а, б) або в шаховому порядку (див. Рис. 1.14, в).

За кількістю перетинів заклепок, що працюють на зріз, з'єднання може бути односрезною (див. Рис. 1.14, а, б) і двухсрезною (див. Рис. 1.14, в). За призначенням заклепочні з'єднання поділяють на міцні і прочноплотні. Міцні з'єднання служать для забезпечення міцності, сприйняття зовнішнього навантаження і передачі її з одного елемента на інший. Прочноплотним з'єднання при сприйнятті значних зусиль забезпечують також герметичність (клепані баки, герметичні кабінки і т.д.). З'єднання встик з одного накладкою - найбільш поширений шов. З'єднання з двома накладками застосовують в конструкціях, що передають великі зусилля.

У міцних з'єднаннях можливий відносний зсув деталей, що з'єднуються. Тому розрахунок проводять на зріз заклепок і листа, на розрив листа і зріз краю листа. При розрахунку нехтують тертям між сполучаються деталями через труднощі його обліку. Діаметр заклепки вибирають із співвідношення  $d = 2\sqrt{\delta_s}$ .

Необхідна кількість заклепок визначають з умов міцності заклепок на зріз

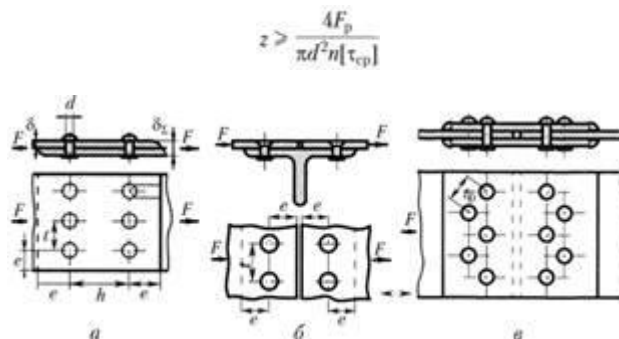


Рис. 1.14

і смятие деталей, що з'єднуються (листів)

$$z > \frac{F_p}{d\delta[\sigma_{сд}]}$$

де  $F_p = F_n f$  - розрахункове навантаження, що діє на з'єднання;  $F_n$  - Експлуатаційне навантаження;  $f = 1.5 \div 2.0$  - Коефіцієнт безпеки;  $n$  - число площин зрізу;  $[\tau_{cp}] = \tau_{cp}/S$  - Допустимі напруження на зріз заклепки; ТСП - межа міцності на зріз  $S$  - Дозволений запас міцності;  $\delta$  - Найменша товщина деталей, що з'єднуються;  $[\sigma_{зм}]$  допустимі напруження змінання деталей, що з'єднуються.

Допустимі напруження на зріз і змінання деталі зазвичай приймають  $[\tau_{cp}] = 0.2\sigma_n$ ;  $[\sigma_{зм}] = (0.4 \div 0.5)\sigma_n$ ;  $\sigma_n$  - тимчасовий опір матеріалу деталі.

Сполучаються листи розраховують на розрив між заклепками

$$\sigma_p = \frac{F_p}{\delta(t-d)z} < [\sigma_p]$$

і на зріз краю листа

$$\tau_{cp} = \frac{F_p}{2z(e-0.5d)\delta} < [\tau_{cp}]$$

де  $t$  - відстань між заклепками, мм;  $e$  - відстань від центру заклепки до краю аркуша, мм.

При ексцентричному додатку навантаження на заклепувальний шов розрахунок на міцність за наведеними вище формулами проводять для найбільш навантаженої заклепки.

### **Зварні з'єднання**

Зварні з'єднання утворюються за рахунок сил молекулярного взаємодії між деталями при місцевому нагріванні до розплавленого стану (зварювання плавленням) або при пластичній деформації нагрітих деталей (контактне зварювання).

Зварні з'єднання - найбільш поширений вид нероз'ємних з'єднань, широко використовуваних у всіх галузях техніки. Зварюванням з'єднують деталі з конструкційних вуглецевих і легированих сталей, кольорових сплавів і неметалів.

*Переваги:* можливість автоматизації процесу і відповідно низька вартість виготовлення; невелика маса конструкції, яка на 20-30% нижче маси заклепувального з'єднання; міцність зварного шва при статичному навантаженні наближається до міцності основного матеріалу; герметичність конструкції.

*Недоліки:* поява залишкових напруг і викривлення, особливо тонкостінних конструкцій, пов'язане з нерівномірним нагріванням і охолодженням матеріалу деталей, що з'єднуються; можливість наявності внутрішніх дефектів у зварному шві (непровари, тріщини, шлакові включення), особливо при ручному процесі зварювання, що знижує міцність з'єднань; трудомісткість контролю якості шва.

Залежно від способу розігріву деталей розрізняють термічний, термомеханічної і механічний види зварювання.



У дугового зварювання розігрів деталей здійснюється електричною дугою між металевим електродом 1 і зварюються деталями (рис. 1.15, а). Процес може бути ручним або автоматичним. Для захисту окислення деталей з легованих сталей і кольорових сплавів автоматичне

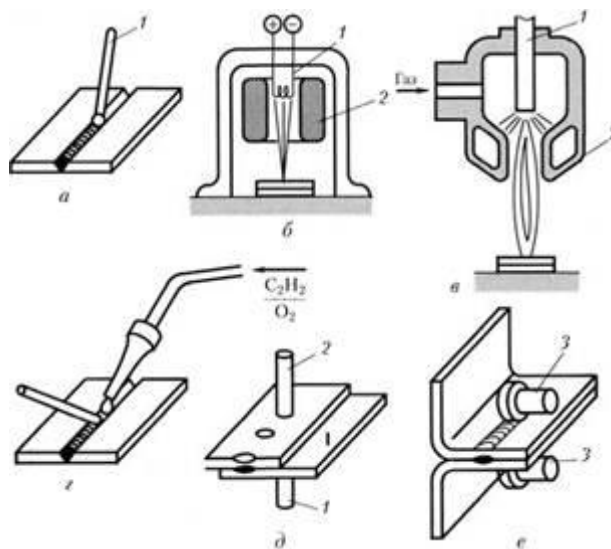


Рис. 1.15

зварювання проводять йод шаром флюсу або в середовищі інертних газів - аргону або гелію. Автоматичне зварювання використовують в серійному виробництві і для з'єднання конструкцій з прямими довгими швами. Вона забезпечує високу якість з'єднання, оскільки виключається вплив кваліфікації зварника, підвищується продуктивність процесу. Зварювання здійснюють на зварювальних автоматах або напівавтоматах деталей товщиною від 2 до 130 мм. Ручне зварювання більш маневрене; її застосовують в одиничному виробництві і для з'єднання конструкцій з фігурними швами. Товщина деталей, що з'єднуються 1-60 мм.

Електронно-променевої зварюванням з'єднують деталі з легованих сталей, алюмінієвих і мідних сплавів, тугоплавких металів. Розігрів здійснюється в вакуумних камерах потоком електронів, що випускаються вольфрамовою спіраллю, що живиться струмом високої напруги (250 кВ), і проходять через кільцевий анод 2 (рис. 1.15, б). Потік електронів фокусують за допомогою електромагнітних котушок. Тонкий промінь дозволяє отримувати шви малих розмірів, забезпечує вузьку зону проплавлення, малі деформації. Цим способом можна зварювати деталі товщиною від кількох десятків міліметрів до декількох мікрометрів, розташовані в замкнутих обсягах (судини, оболонки), проникних для електронних променів.

Плазменно-променеве зварювання (рис. 1.15, в) проводиться струменем нейтрального газу (азот, гелій, аргон), іонізованого при пропусканні через електричну дугу між вольфрамовим електродом 1 і мідним соплом 2. Струміння плазми формують електромагнітним полем. Температура струменя доходить до 4000 ° С. Застосовують цей вид зварювання для тугоплавких металів і з'єднання деталей товщиною 0,1-0,5 мм (сильфони, трубопроводи, деталі приладів).

При газовій ацетилено-кисневої зварювання (рис. 1.15, *г*) деталі розігрівають високотемпературним полум'ям. У якості присадочного матеріалу для заповнення шва використовують сталевий дріт. Ацетилено-кисневу зварювання застосовують для з'єднання деталей з вуглецевих сталей в дрібносерійного виробництва і в польових умовах. Широко використовується газове різання металів.

До термомеханічної відноситься контактне зварювання, в якій розігрів відбувається при проходженні електричного струму між двома електродами, що здавлюють з'єднуються деталі. Розрізняють точкову і шовную (роликову) електрозварювання. При точковому зварюванні нахлесточіх з'єднань (рис. 1.15, *б*) деталі розташовуються між рухомим 1 і нерухомим 2 електродами, які періодично стискають листи, утворюючи точковий шов. Роликова зварювання (рис. 1.15, *е*) ведеться обертовими дисковими електродами 3 для з'єднання деталей загальною товщиною 4-6 мм і отримання герметичного шва (різні посудини).

Механічну зварювання застосовують для з'єднання пластичних металів (мідь, нікель, алюміній, цинк і ін.). Зачищені і знежирені поверхні стискають тиском, що перевершує межа плинності матеріалу. В результаті дифузійних і рекристалізаційних процесів, що відбуваються в зоні стиснення, поверхні міцно з'єднуються. Деталі з кольорових металів приварюють до сталевих шляхом запресовування їх в конічні гнізда.

Залежно від взаємного розташування деталей можна виділити наступні основні види зварних з'єднань: стикові, нахлесточного, з накладками, кутові і таврові. Стикові з'єднання виконують стиковими швами, інші - кутовими швами.

Найбільш поширеними є стикові з'єднання (рис. 1.16), міцність яких практично дорівнює міцності основного матеріалу. Зварювання виконують по торцях деталей, що з'єднуються. Стикові шви в залежності від товщини деталей, що з'єднуються можуть бути односторонніми (рис. 1.16, *а, б*) або двосторонніми (рис. 1.16, *в - д*). На крайках деталей великої товщини виконують різного роду фаски (див. Рис. 1.16, *г, д*) для створення зварювальної ванни і забезпечення проплавлення на всю товщину деталей.

Стикові шви розраховують на міцність по номінальному перерізу без урахування потовщення шва (рис. 1.16). При дії сили, що розтягує  $F$  умова міцності записується у вигляді

$$\sigma = \frac{F_n}{sl} \leq [\sigma],$$

де  $l$  - довжина шва;  $s$  - товщина деталей, що з'єднуються;  $[\sigma]$  - допустиме напруження в зварному шві при розтягуванні.

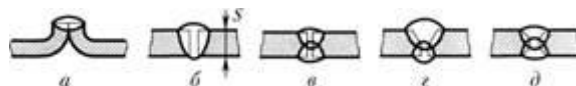


Рис. 1.16

З'єднання, навантажені згинним моментом  $M$ , розраховують за формулою

$$\sigma = \frac{M}{W} < [\sigma],$$

де  $W = s^2/6$  - момент опору перерізу шва.

При спільній дії розтягує (або стискає) сили і згинального моменту напруги визначаються як

$$\sigma = \frac{F}{s} + \frac{6M}{s^2} < [\sigma].$$

Нахлесточного з'єднання можуть бути з одностороннім (рис. 1.17, *a*) або двостороннім (рис. 1.17, *б*) швом. Залежно від розташування швів по відношенню до зовнішньої навантаженні розрізняють шви лобові (див. Рис. 1.17, *б*), флангові (рис. 1.17, *в*) і косі (рис. 1.17, *г*). Лобові шви розташовані перпендикулярно діючій силі, флангові - паралельно, а кутові - під кутом. Величина перекриття деталей в нахлесточних з'єднаннях вибирається з умови  $b > 4s$ . Довжину лобового шва зазвичай приймають рівною ширині приварюється деталі; довжину флангового шва - дорівнює не менше 30 мм, так як дефекти па кінцях шва різко знижують його міцність. Максимальну довжину шва рекомендують вибирати не більше  $60k$ , де  $k$  - катет шва.

*Примітка:*  $[\sigma]$  - допустиме напруження при розтягуванні основного металу, що з'єднуються.

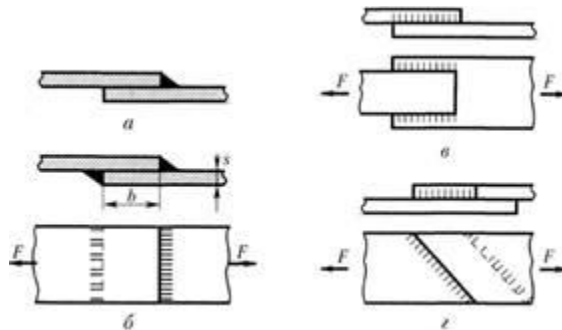


Рис. 1.17

У з'єднаннях з накладкою під дією розтягуючих сил виникає згинальний момент (рис. 1.18, *a*, *б*), що дорівнює добутку сили на суму полутолщині деталей, що з'єднуються. Ці сполуки можна посилити підваркою деталей, що з'єднуються (рис. 1.18, *в*). З'єднання з двома накладками (рис. 4.98, *г*) розвантажені від згинального моменту, але вони мають велику масу і мало технологічні. Застосовують з'єднання з накладками тільки в тих випадках, коли стикове з'єднання не забезпечує необхідної міцності.

У таврових (рис. 1.19, *a* - *н*) і кутових (рис. 1.19, *г* - *е*) з'єднаннях деталі розташовуються під кутом, найчастіше перпендикулярно. У кутових з'єднаннях деталі зварюються по крайках, а в таврових одна деталь приварюється до бічної поверхні іншої. Залежно від товщини зварювальних елементів з'єднання

виконують з підготовкою і без підготовки кромки, одностороннім або двостороннім швом.

За формою кутові шви виконують прямими у вигляді рівнобедреного трикутника (нормальний шов) (рис. 1.20, а); із співвідношенням сторін 1: 1,5 або 1: 2 (рис. 1.20, б), опуклими (рис. 1.20, в) і увігнутими (рис. 1.20, г).

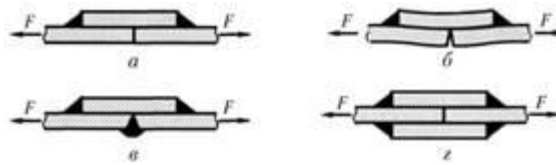


Рис. 1.18

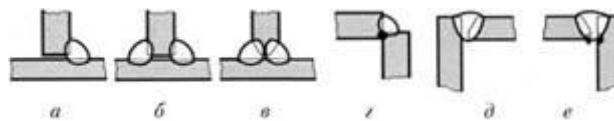


Рис. 1.19

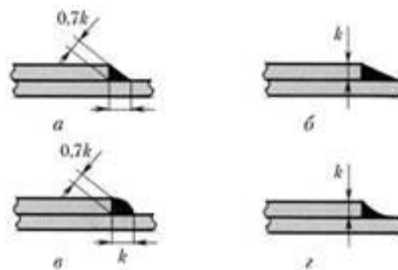


Рис. 1.20

Найчастіше застосовують нормальний шов, де менше концентрація напружень. Такий шов рекомендують застосовувати при дії циклічних навантажень. В опуклому шві можлива поява непроварів в місцях з'єднання шва зі стінками деталей. Увігнутий шов має підвищену міцність, але виконання його утруднено і малопродуктивні.

Основною характеристикою кутових швів є катет  $k$ . При зварюванні деталей різної товщини його роблять рівним товщині більш тонкої деталі. У кутових з'єднаннях з однаковою товщиною стінок (див. Рис. 1.19, г) катет визначається товщиною кромки. У таврових з'єднаннях, де розміри катета можуть бути довільними, катет шва роблять рівним товщині зварюваних деталей; якщо товщини різні, то катет дорівнює товщині більш тонкої деталі. Руйнування кутового шва відбувається за найменшою площею перетину, що проходить через бісектрису прямого кута. Висоту шва приймають рівною  $0,7 k$ .

Розрахунок кутових швів розглянемо на прикладі найбільш поширеного нахлестанного з'єднання. При дії на з'єднання сили  $F$  (рис. 1.21, в) в кутовому шві виникає складний напружений стан, але в спрощеному вигляді розрахунок всіх типів виконують по одній залежності

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7kl} < [\tau_{cp}]$$

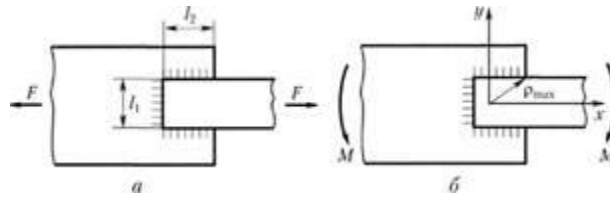


Рис. 1.21

де  $[\tau_{\text{доп}}]$  - допустиме напруження зрізу шва;  $l = l_1 + 2l_2$  - Сумарна довжина шва. Для флангових швів ця залежність справедлива, для лобових носить наближений характер.

При розрахунку кутових швів, навантажених изгибаючим моментом  $M$  (рис. 1.21, б) в площині стику, вважають, що приварена деталь прагне повернутися навколо центру мас фігури, утвореної перетинами швів. Максимальна напруга визначають за формулою

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M \rho_{\text{max}}}{J_p}$$

де  $\rho_{\text{max}}$  - відстань найвіддаленішої точки від центру мас площі небезпечних перетинів;  $J_p = J_x + J_y$  - Полярний момент інерції площі перерізу шва, що дорівнює сумі осьових моментів інерції. Осьові моменти інерції  $J_x$  та  $J_y$  перетину швів визначають як для прямокутників, одна сторона яких дорівнює довжині шва, а інша -  $0,7k$ . При спільній дії моменту  $M$  і сили  $F$  на комбінований кутовий шов розрахункові напруги  $\tau_{\text{max}}$  знаходять геометричним складанням напруг від сили  $F$  і моменту  $M$ .

### Паяні з'єднання

Паяні з'єднання отримують нагріванням до температури плавлення припою, який затікає в зазори між деталями і кристалізується, утворюючи шов. *Пайка* - основний вид з'єднань в радіоелектронній та електротехнічній промисловості. Поряд з цим паяні конструкції широко поширені в інших галузях техніки. Цьому сприяють сучасні методи пайки в печах з нейтральною і відновною середовищем; в вакуумі з нагріванням електронним променем, індукційним нагріванням, за допомогою ультразвуку та ін.

*Переваги:* можливість з'єднувати деталі з однорідних і різнорідних матеріалів; з високоміцних сплавів тугоплавких металів (ніобій, вольфрам, молібден, тантал), погано піддаються зварюванню (камери згорання рідинного ракетного двигуна, лопатки турбін, ядерні реактори і ін.); можливість паяти деталі з тонкостінними елементами, в яких не можна застосувати зварювання; виготовляти за один виробничий цикл складні по конфігурації конструкції; з'єднувати сталі зі сплавами кольорових металів; металів з графітом, порцеляною; пластмасу, дерево, гуму. До переваг паяних з'єднань відноситься також можливість розпаювання без руйнування деталей.

*Недоліки:* необхідність забезпечення малих рівномірно розподілених зазорів; точніша механічна обробка і складання конструкцій, очищення поверхонь від бруду і масел, видалення оксидних плівок, нанесення покриттів,

що полегшують перебіг процесу пайки. Для зменшення окислення поверхонь деталей застосовують флюси, які не тільки захищають поверхню, але і розчиняють оксидні плівки і підвищують плинність припою.

Основні способи пайки і їх характеристики:

- • паяльниками - універсальний ручний спосіб низькотемпературної пайки;
- • газовим пальником - універсальний ручний спосіб високотемпературної пайки;
- • індукційна - для виробів великих розмірів; швидке нагрівання; можливість механізації і автоматизації процесу;
- • в печах з флюсом - рівномірний нагрів і регулювання режиму; мінімальна деформація виробів; можливість механізації;
- • в печах в контейнерах з інертним газом і вакуумних печах - мінімальна деформація виробів; відсутність окислення; можливість об'єктивного контролю режиму пайки;
- • скануючим електронним променем - можливість локалізації нагріву і автоматизації процесу;
- • зануренням в розплавлений припій або флюс висока продуктивність; швидке нагрівання і точне регулювання температури.

Припої повинні бути легкоплавкими, добре змочувати поверхню, мати високу міцність. За температурі плавлення припої діляться на низькотемпературні ( $T < 450^{\circ}\text{C}$ ) на основі олова і свинцю (ПОС30, ПОС90) і високотемпературні ( $T > 450^{\circ}\text{C}$ ) на основі міді (Л63), срібла і міді

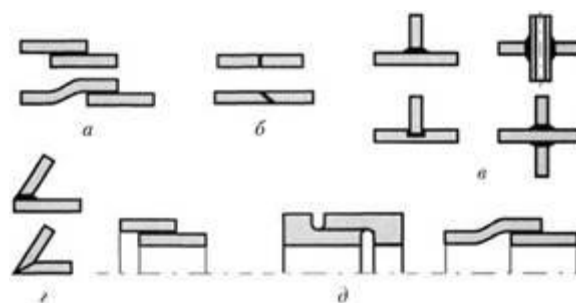


Рис. 1.22

(ПСР25, ПСр45). Як флюс для паяння використовують прокаленну буру  $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$  і її суміш з борною кислотою.

Тип паяного з'єднання визначається вимогами до міцності виробу, характером навантажень і напрямками їх дії. Основними типами є з'єднання внахлестку (рис. 1.22, а), встик (рис. 1.22, б), таврові (рис. 1.22, в), кутові (рис. 1.22, з) і телескопічні (рис. 1.22, д).

В авіаційній і космічній техніці широко використовують стільникові

(рис. 1.23, *a*) і гофровані (рис. 1.23, *б*) паяні з'єднання. При цьому маломіцні алюмінієві сплави замінюють тонкими сталевими листами. Міцність і жорсткість такої конструкції вище, ніж клепаної.

Розрахунок паяних з'єднань на міцність проводиться по номінальній напрузі. Нахлесточного з'єднання (рис. 1.24, *a*), навантажені розтягує силою, розраховують на міцність по зрізу:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{lb} \leq [\tau_{cp}],$$

де  $[\tau_{cp}]$ - допустимі напруження на зріз паяного з'єднання (табл. 1.21).

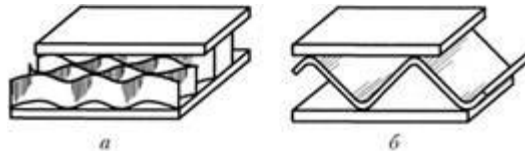


Рис. 1.23

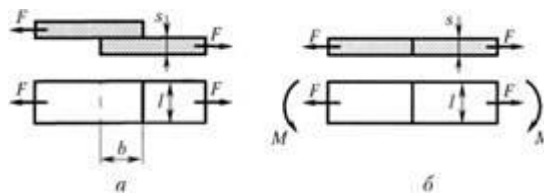


Рис. 1.24

Стикові паяні з'єднання при дії сили, що розтягує  $F$  розраховують по номінальному перерізу деталей, що з'єднуються:

$$\sigma = \frac{F}{ks} \leq [\sigma].$$

При дії сили, що розтягує  $F$  і згинального моменту  $M$  (рис. 4.104, *б*) напруга визначають за формулою

$$\sigma = \frac{F}{ks} + \frac{M}{W} \leq [\sigma].$$

### Клейові сполуки

Клейові з'єднання елементів конструкцій отримують за допомогою клею, що утворює між ними тонкий прошарок. Ці сполуки останнім часом набули широкого поширення, завдяки створенню нових високоміцних клеїв. Іноді цей тип з'єднань є єдино можливим для з'єднання деталей з різнорідних матеріалів.

*Переваги* можливість скріплювати різноманітні матеріали, що відрізняються але фізико-механічними властивостями; з'єднувати масивні деталі з тонкими листами; відсутність концентрації напружень; забезпечення герметичності з'єднань; корозійна стійкість; мала маса, що дозволяє економічно і швидко здійснювати зборку.

*Недоліки:* мала міцність при нерівномірному відриві (віддираючи); зміна механічних властивостей в часі (старіння) та при низьких і високих

температурах; необхідність ретельної підготовки поверхні; трудність контролю якості з'єднань.

Клеї виготовляють на основі високомолекулярних сполук. Для більшості клеїв межа міцності на зрушення при нормальній температурі становить 10-20 МПа. З підвищенням температури до 200-250 ° С механічні характеристики знижуються на 30-50%. Вибір типу клею визначається вимогами, що пред'являються до клейових конструкцій. Клей повинен мати високі адгезійні характеристики, не повинен бути корозійно-активним по відношенню до матеріалів деталей, що з'єднуються, мати мінімальну усадку при затвердінні. Для склеювання деталей з металів, конструкційних неметалевих матеріалів і їх поєднань застосовують синтетичні клеї. За клейовий основі вони діляться на термореактивні, термопласти і еластомери. Основою термореактивних клеїв є епоксидні, поліефірні, фенолформальдегідні, поліуретанові полімерні смоли. Термопластичні клеї містять поліетилен, полівінілхлорид, полістирол та інші полімери. В основу еластомерів входить натуральний або синтетичний каучук. При склеюванні поверхні деталей повинні бути знежирені і очищені від забруднень. Наносять клей на обидві сполучаються поверхні. Міцність з'єднання залежить від товщини шару клею. Оптимальна товщина шару складає 0,05-0,15 мм.

Процес склеювання складається з ряду послідовних операцій: підготовка поверхні, що включає збільшення шорсткості, різні види хімічної та фізико-хімічні обробки; нанесення клею; збірка з'єднань; витримка при певній температурі і тиску. При отвердненні клеїв потрібно тиск до 2-2,5 МПа і нагрів протягом 1-2 ч. Потім виріб охолоджується до нормальної температури і витримується протягом подвійного часу охолодження. Якість клейового з'єднання визначається методами руйнівного або неруйнівного контролю.

Основні типи клейових з'єднань наведені на рис. 1.25. Нахлесточного з'єднання (рис. 1.25, *a*) слід виконувати так, щоб площа клейового шару збігалася з площиною навантаження і з'єднання працювало на зріз. Кінці деталей іноді виконують скошеними для зменшення напружень відриву. Міцність такого з'єднання в 1,5-2 рази вище, ніж при сполученні з прямими кінцями. Стикові з'єднання по косому зрізу (в ус) дозволяють отримати гладкі поверхні (рис. 1.25, *б*). Шипові з'єднання (рис. 1.25, *в*) використовують в основному для з'єднань дерев'яних деталей. У з'єднаннях з накладками (рис. 1.25, *г*) спостерігаються нерівномірність розподілу напружень по довжині стику і виникнення відривають напружень у країв накладок.



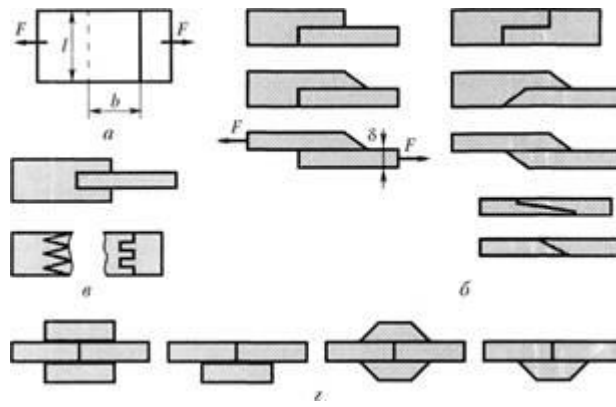


Рис. 1.25

Клейове з'єднання, яке працює на зсув, розраховують але формулою

$$\tau = \frac{F}{bl} < \tau_{\text{н}}$$

де  $b$  - довжина перепуску;  $\tau_{\text{н}}$  - Межа міцності клейового шару на зрушення (табл. 1.4).

Таблиця 1.4

Марка клею	режим склеювання		Температура випробувань, °С								
	Т, °С	Тиск, МПа	60	20	60	150	200	300	20	60	200
			при зсуві, МПа						при відриві, МПа		
ПУ-2	05	0,1-0,3	4	8	6	,5			5	0	,5
ВФ-2	40	0,5-2,0	0	0					5		,0
МПФ-1	55	0,1-0,5		5	,5						
ВК-32-200	80	0,8-3,0	0	0	5	0			0		
ВС-10М	80	0,06-1,0	4	8	5	2	,5				
ВК-32-ЕМ	50	0,05-0,3	4	5	8				0	6	

Довжину перепуску розраховують з умови рівнопрочності нахлесточного клейового з'єднання: при зсуві  $b = -\delta\tau_{\text{кл.з}}/\tau_p$ ; при розтягуванні  $b = \delta\sigma_{\text{кл.з}}/\sigma_p$ , де  $\delta$  - менша товщина з'єднувальних елементів;  $\tau_{\text{кл.з}}$ ,  $\sigma_{\text{кл.з}}$  - Межі міцності матеріалу деталі при зсуві і розтягуванні.

Клеї застосовують також для підвищення міцності з'єднання зубчастих коліс з валами і зубчастих вінців з маточинами; при установці зовнішніх кілець підшипників в корпус; для стопоріння різьбових з'єднань.

## З'ЄДНАННЯ МУФТАМИ. МУФТИ

### Основні поняття

Приводи і трансмісії складаються з ряду послідовно або паралельно з'єднаних механізмів. **Трансмісія** - пристрій для передачі обертання від двигуна до споживача. Зазвичай трансмісією є силова передача для з'єднання декількох споживачів з одним двигуном. Кінематична і силова зв'язок між окремими механізмами здійснюється муфтами. **Муфти** - пристрої для з'єднання валів і передачі крутного моменту без зміни кутової швидкості. Як правило, осі з'єднуються валів мають різні відхилення, викликані похибками монтажу, деформаціями валів від експлуатаційних навантажень, теплових впливів. Зміщення можуть бути осьові  $\Delta$ , радіальні  $\delta_r$  і кутові  $\alpha$  (рис. 4.106). Муфти можуть також певною мірою компенсувати похибки розташування осей валів, бути демпферами крутильних коливань, забезпечувати плавний пуск і останов механізму, охороняти механізми від перевантажень і т.д. До муфт висувують такі вимоги: мінімальні деформації і напруги в з'єднуються ними валах і опорах; мінімальні втрати потужності; підвищена надійність.

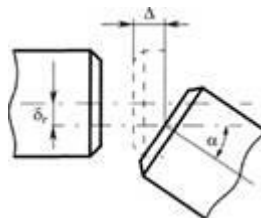


Рис. 1.26

За конструкцією, призначенням і принципом дії муфти дуже різноманітні. За принципом дії вони діляться на механічні, електричні і гідравлічні; за ознакою керованості - на *некеровані* (не допускають роз'єднання валів в процесі роботи); *керовані* (дозволяють примусово з'єднувати і роз'єднувати провідний і ведений вали в процесі роботи); *самоврядні* (автоматично роз'єднувати вали при зміні заданого режиму роботи); *інші* (наприклад, комбіновані, що складаються з некерованою і керованою або самокерованою муфти).

Більшість муфт, застосовуваних в загальному машинобудуванні, стандартизовано. Основною характеристикою стандартної муфти є розрахунковий крутний момент  $T_p = -K_1 K_2 T_{\text{ном}}$ , де  $T_p$  и  $T_{\text{ном}}$  - відповідно розрахунковий і номінальний крутний момент;  $K_1$  - Коефіцієнт безпеки;  $K_2$  - Коефіцієнт режиму роботи. Значення  $K_1 = 1,0 \div 1,8$  приймають в залежності від наслідків, до яких

приводі поломка муфти;  $K_2 = 1,0$  при рівномірному навантаженні,  $K_2 = 1,3 \div 1,5$  при ударному навантаженні.

### Некеровані муфти

Некеровані муфти за характером з'єднання валів поділяються на *глухі* - для постійного з'єднання строго співвісних валів; *компенсуючі* - для з'єднання валів з незначними взаємними зміщеннями і перекосами осей, викликаними погрішностями виготовлення і монтажу; *пружні* - для запобігання від динамічних навантажень.

**Глухі муфти.** Найбільш прості конструкції втулкових (рис. 1.27, а, б) і фланцевих (рис. 1.27, в) глухих муфт. Вони допускають радіальний зсув осей валів  $\delta r$  не більше 0,05 мм. Глухі муфти крім крутного передають згинальні моменти, а також поперечні і осеві зусилля. Для розвантаження муфт від дії згинального моменту їх розташовують поблизу опор. С допомогою втулкових і фланцевих муфт з'єднують тихохідні вали.

**Муфта втулкова.** Вона являє собою втулку, що сполучає провідний і ведений вали. Передача моменту здійснюється за допомогою циліндричних (див. Рис. 1.27 а) або конічних штифтів, шпонок (див. Рис. 1.27, б) або шлиців. При шпонокова або шлицевом з'єднанні осьова фіксація втулкової муфти здійснюється стопорними гвинтами.

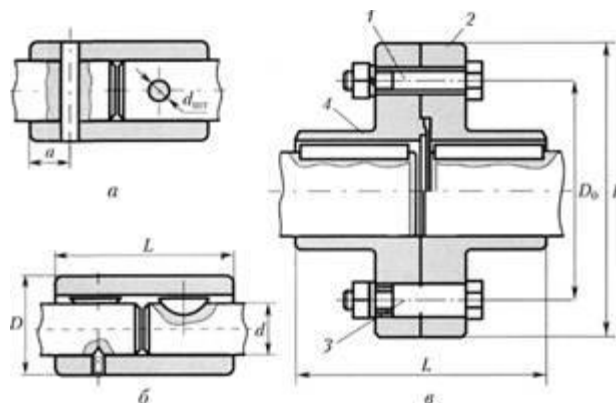


Рис. 1.27

**Переваги:** простота конструкції, малі габаритні розміри і маса.

**Недоліки:** складність монтажу, оскільки при складанні необхідно зміщувати вали в осьовому напрямку і забезпечувати посадки з натягом втулки на вал.

Розміри муфти вибирають в залежності від діаметра вала  $d$ :  $D = 1,5d$ ;  $L = 3d$ ;  $a = 0,75d$ ;  $d_{\text{вн}} = 0,3d$  а потім уточнюють розрахунком. Розрахунок муфти здійснюють за методиками розрахунку на міцність відповідних з'єднань вала з маточиною. Застосовують втулкові муфти для з'єднання валів діаметром до 70 мм.

**Фланцева муфта.** На рис. 1.27, в приведена фланцева поперечно-з'єднувальна муфта. Вона складається з двох напівмуфт 2 і 4, площина стику яких перпендикулярна до осі вала. Такого типу муфти є основними для

жорсткого з'єднання валів. Напівмуфти з'єднуються болтами. При установці прізонніе болтів 3 (поставлених в отвір без зазору) момент  $T_p$  передається болтами, які розраховують на зріз:

$$\tau_{cp} = \frac{8T_p}{\pi d^2 D_0 z} < [\tau_{cp}]$$

де  $d$  - діаметр стержня болта;  $z$  - Число болтів;  $[\tau_{cp}]$  - Допустимі напруження зрізу.

При установці болтів 1 в отвори фланців з зазором центрування напівмуфт здійснюється за спеціальними паска. Момент між валами передається силами тертя, для чого потрібна попередня затяжка. Зусилля затягування болтів визначається з умови передачі крутного моменту силами тертя на поверхні контакту фланців:

$$F_{зат} = \frac{2\beta T_p}{d_{cp} z f}$$

де  $\beta = 1,2 \div 3,5$  - коефіцієнт запасу зчеплення;  $d_{cp}$  - Середній діаметр кільцевої поверхні тертя, що дорівнює приблизно  $D_0$ ;  $f = 0,15 \div 0,2$  - коефіцієнт тертя. Болти на міцність розраховують по знайденому зусиллю затяжки.

Муфти з прізонніе болтами передають великі обертають моменти і є кращими.

Розміри фланцевої муфти:  $L = (2,5 \div 4)d$ ;  $D = (3 \div 3,5)d$ ;  $D_0 = 2,6d$ . Допустима окружна швидкість  $v < 35$  м / с.

**Компенсуючі муфти.** При взаємному зміщенні і перекосі осей валів застосовують компенсуючі муфти. Для компенсації незначних осьових, радіальних і кутових зсувів використовують повідкового (рис. 1.28, а), зубчасту (рис. 1.28, б) і кулачково-дискову (рис. 1.28, в) муфти. З'єднання валів з великою кутовий Неспіввісність (30-45 °) здійснюють шарнірними муфтами (рис. 1.28, г).

**Повідкова муфта** (див. Рис. 1.28, а). Її застосовують в кінематичних механізмах приладового типу при незначній несоосности валів. Передача моменту здійснюється пальцем 1, закріпленим на одній напівмуфті і входять в радіальний паз іншої напівмуфти. Для полегшення монтажу з'єднання палець закріплюється на плоскій пружині 2, з'єднаної з однією з іолумуфт. Діаметр пальця в залежності від величини  $T_p$  приймають рівним 3-8 мм. Повідкова муфта дозволяє компенсувати радіальну похибка установки валів до 5 мм. Осьової зазор між напівмуфтами 0,5-2 мм.

**Зубчаста муфта.** У передачах великої і середньої потужності широко використовують компактну зубчасту муфту (див. Рис. 1.28, б) з великим числом одночасно працюючих зубів, стабільними технічними характеристиками, що володіє високими міцністю і жорсткістю. Муфта складається з двох обойм 1 (ім. Рис. 1.28, б) з внутрішніми зубами, що знаходяться в зачепленні з двома зубчастими втулками 2 з зовнішніми зубами. Поверхні зовнішніх зубів

на окружності виступів сферичні. Компенсація зсувів валів досягається перекосом втулок относительно-

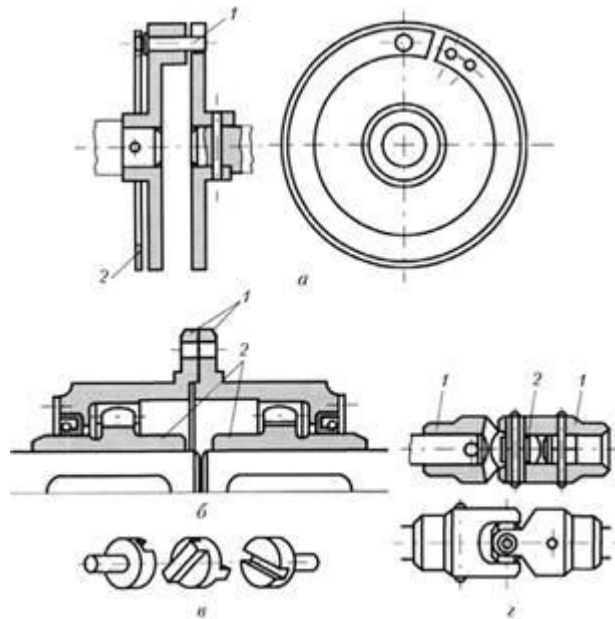


Рис. 1.28

але обійми за рахунок бічних зазорів і сферичної поверхні зовнішніх зубів. Зуби роблять евольвентного профілю з кутом зачеплення  $\alpha = 20, 30^\circ$  і висотою головки зуба  $h_g = 0,8m$  ( $\alpha = 20^\circ$ ) і  $h_g = 0,5m$  ( $\alpha = 30^\circ$ ). Твердість робочих поверхонь не менше 40 HRC. Центрування напівмуфт здійснюють по зовнішньому діаметру сферичних зубів або за спеціальними центруючим поверхням, що забезпечує перекіс полумуфт. При розрахунку зубів муфт враховують умови роботи. Наприклад, при зміні кута перекосу від  $0$  до  $1^\circ 30'$  напруження змінюються в 3 рази. У зв'язку з цим максимальні радіальні і кутові зміщення валів повинні бути такими, при яких кути між втулкою і обіймою в кожному зачепленні не перевищують  $1^\circ 30'$ . Довговічність зубчастих муфт обмежується зносом зубів. Зносостійкість підвищують застосуванням рідких мастильних матеріалів з примусовою подачею їх в зону контакту зубів.

Стандартні зубчасті муфти застосовують для валів діаметром 40-200 мм і передачі моментів, що обертають в діапазоні 1000-63 000 Н м при окружній швидкості на зубах  $v < 25$  м / с.

**Кулачково-дискова муфта** (див. Рис. 1.28, в). Вона призначена для з'єднання валів зі значним радіальним зсувом (не більше  $0,04 d$ , де  $d$  - діаметр вала), допускає також незначні кутові (до  $30$ ) і осьові зміщення. Муфта складається з двох іолумуфт і проміжного диска з кулачками, розташованими хрестоподібно і входять у відповідні гнізда на напівмуфтах. Стандартні муфти застосовують для валів діаметром 16-150 мм і передачі моментів, що обертають 16-16 000 Н • м. Критерієм працездатності цієї муфти є зносостійкість робочих граней.

**Шарнирна муфта** (див. Рис. 1.28, г). Така муфта складається з двох вільчаті втулок 1 і хрестовини 2, шарнірно з'єднаної з кінцями вилок.

Технологічно вони більш складні і застосовуються тільки при великих (до  $45^\circ$ ) кутових зсувах валів. Недоліком їх є нерівномірне обертання веденого вала при рівномірному обертанні ведучого. Синхронність обертання можна забезпечити установкою здвоєних шарнірних муфт з проміжним валом. Залежно від розмірів муфти величина переданого моменту знаходиться в діапазоні  $10 \cdot 3 \cdot 10^6$  Н м. Критерієм працездатності шарнірних муфт є величина тиску в шарнірах. Найбільші допустимі тиску для сталей з високою поверхневою твердістю складають 35-40 МПа.

**Пружні муфти.** У конструкцію таких муфт включені пружні елементи, призначені для захисту від крутильних коливань і динамічних навантажень, для забезпечення кутових, осьових або радіальних зсувів з'єднуються валів і для попередження поломок. Основна характеристика пружної муфти - її жорсткість - залежність кута повороту від величини крутного моменту. Розрізняють муфти з постійною і змінною жорсткістю. Останні застосовують в механізмах з небезпечними крутильними коливаннями. Як пружний елемент тут використовують неметалеві вкладиші (гуму) і металеві пружини, пластини або пакети пластин. Пружні елементи з гуми або поліуретану (еластомери) можуть поглинати в 10 разів більшу кількість енергії на одиницю маси, ніж пружинна сталь, і займати значну демпфируючої здатністю. Муфти з пружними елементами з еластомерів більш технологічні, однак мають менші ресурси, ніж муфти зі сталевими пружними елементами. Тому їх застосовують в основному для передачі середніх і малих моментів.

За конструктивним виконанням пружні муфти дуже різноманітні. Розглянемо деякі з них.

**Муфта з пружним елементом у вигляді тороидальної оболонки** (рис. 1.29, а) може компенсувати значні похибки монтажу валів.

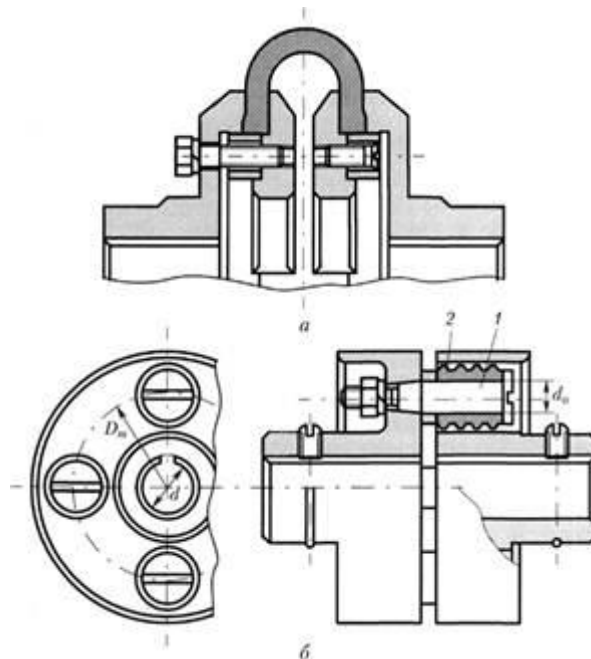


Рис. 1.29

Залежно від розміру муфт гранично допустимі зміщення валів складають: радіальні 1-5 мм, осьові 2-6 мм, кутові 1,5-2 °. Муфта складається з двох напівмуфт з пружним елементом у вигляді опуклої оболонки, що працює на кручення, і фланців, затискають оболонку. Для підвищення здатності навантаження оболонки зазвичай армують кордом. Недоліком муфти є відцентрові сили, які при високих частотах обертання створюють додаткові навантаження па опори вата. Існують муфти з торів оболонкою увігнутого профілю, кіт орие мають менші габаритні розміри. На оболонку такої муфти діють менші відцентрові сили, і, отже, менші додаткові навантаження приходять на опори валів.

Використовується для валів діаметром 14-200 мм і передачі моментів, що обертають 20-25 000 Н · м.

**Втулочно-пальцева муфта** (рис. 1.29, б). Передача крутного моменту здійснюється пальцями 1, закріпленими на фланці напівмуфти ведучого вата. На пальцях напресовані гумові втулки 2, що входять в отвір на фланці напівмуфти веденого вала. Залежно від розмірів муфти і переданого моменту число пальців може бути 4-10. Такі муфти прості у виготовленні і монтажі, в них зручно робити заміну гумових блоків. Стандартні муфти застосовують для діаметрів валів 10-160 мм і передачі моментів 63-16 000 Н м. Вони дозволяють компенсувати осьові зміщення 1-5 мм і радіальні до 0,1 мм на 100 мм діаметра муфти. Працюють гумові втулки на стиск. Розраховують муфти по допускаються тискам між пальцями і гумовими втулками, в припущенні рівномірного розподілу моменту між пальцями:

$$p = \frac{2T_p \cdot 10^3}{z d_p D_m l} < [p],$$

де  $T_p$ - крутний момент, Н · м;  $z$ - Число пальців;  $d_p$ - Діаметр пальців під пружним елементом;  $l$  - довжина втулки;

$D_m$ - Діаметр окружності розташування центрів пальців. Допустиме тиск для гумових втулок  $[p] = 3 \text{ МПа}$ . Пальці муфт розраховують на вигин з допускаються напругою  $[\sigma] = (0,4 \div 0,5) \sigma_s$ .

Керовані муфти поділяють на **кулачкові** та **зубчасті** для з'єднання і роз'єднання валів при майже рівних кутових швидкостях; **фрикційні** - для плавного з'єднання ведучого і веденого валів при будь різниці їх кутових швидкостей.

### Керовані муфти.

За принципом роботи керовані муфти є зчіпними. Вони служать для примусового з'єднання і роз'єднання валів механізму на ходу або під час зупинки. Найпростіші зчіпні муфти є модифікацією зубчастих і кулачкових муфт (рис. 1.30, а), в яких одна з напівмуфт 1 (зазвичай ведена) може пересуватися уздовж вала. На торцях полумуфт є трикутні, прямокутні або трапецієподібні виступи-кулачки 2. У робочому положенні виступи однієї муфти входять у западини інший. Включають ці муфти в нерухомому

перебуваючи ши або на ходу при  $v < 1$  м / с. Для полегшення включення кулачки мають додаткові скоси, а частина кулачків - знижену висоту. Кулачкові муфти вимагають точного центріро-

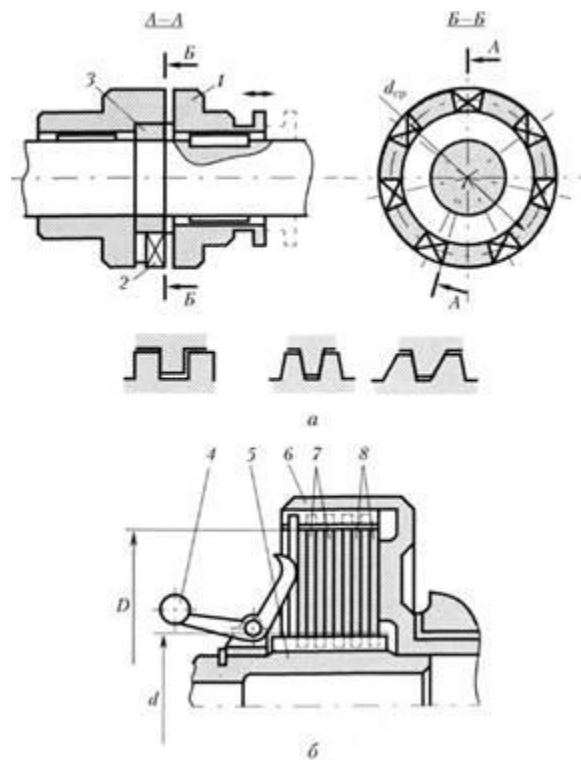


Рис.1.30

вання валів, яке досягається центруючим кільцем 3. Форма і число кулачків залежать від умов роботи муфт. Кулачки прямокутного профілю застосовують у важких нереверсивних механізмах і при ручному включенні муфти; кулачки трапецієподібного профілю - при великих моментах і швидкостях включення. Число кулачків 3-15 визначається переданим моментом і часом включення муфти. Більше число кулачків приймають при малому потребному часу включення. Несиметричний профіль кулачків полегшує включення муфти в нереверсивного механізмі. Кулачки розраховують по напруженням зминання на контактних поверхнях і изгибающим напруженням біля основи кулачків. Припускаючи рівномірний розподіл навантаження по кулачкам, отримаємо

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_{\text{cp}}zA}; \quad \sigma_{\text{изг}} = \frac{2T_p h}{W_p d_{\text{cp}}^2},$$

де  $d_{\text{cp}}$  - середній діаметр муфти (по кулачкам);  $A$  - площа проекції опорної поверхні кулачка на діаметральну площину;  $h$  - висота кулачка;  $z$  - число кулачків;  $W_i$  - момент опору підстави кулачка вигину.

Для сталевих цементованих кулачків  $[\sigma_{\text{см}}] = 90 \div 120$  МПа - для муфт, що не включаються на ходу, і  $[\sigma_{\text{см}}] = 35 \div 70$  МПа - для муфт, що включаються на ходу.

Плавне зчеплення і розчеплення валів здійснюють фрикційними муфтами. За формою робочих поверхонь розрізняють дискові і конусні фрикційні муфти. Дискові муфти можуть бути одно- і багатодисковими. В одно- дискової муфти є



дві поверхні тертя, коли диск стискається між фланцями провідною і відомою полумуфти. Прикладом однодискової фрикційної муфти є механізм зчеплення автомобіля. Найчастіше використовують багатодискові муфти з декількома поверхнями тертя, які мають менші габаритні розміри і велику несучу здатність, більш плавне включення. Вибирають число дисків 8-12. При більшій кількості дисків муфта погано розчіплюється. Конструктивна схема багатодискової муфти приведена на рис. 4.110, б. Муфта складається з двох нерухомих полумуфт 5, 6, декількох зовнішніх 7 і внутрішніх 8 дисків. Зовнішні диски з'єднуються з напівмуфтою 6, а внутрішні - з напівмуфтою 5. При включенні муфти диски підтискаються, між ними виникає сила тертя і відбувається зчеплення напівмуфт. Поджатие дисків силою  $F$  здійснюється важелем 4.

Розрахунок муфт проводять за величиною моменту тертя  $T_{\text{тр}}$  і величиною допускається тиску  $[p]$ . Момент тертя повинен перевищувати розрахунковий момент в  $\beta$  раз ( $\beta = 1,25 \div 1,3$  коефіцієнт запасу зчеплення):  $T_{\text{тр}} = \beta T_p$ .

Для багатодисковим муфт

$$T_{\text{тр}} = \pi(R^2 - r^2)R_{\text{кр}}z[p]f \cdot 10^3,$$

де  $z$  - число поверхонь тертя;  $f$  - коефіцієнт тертя.

Сила, необхідна для стиснення дисків, визначається за формулою

$$F = \frac{10^3 \beta T_p}{R_{\text{кр}} z f}.$$

Величини  $f$  і  $[p]$  залежать від матеріалу дисків (табл. 4.33).

Верхні значення  $[p]$  відносять до малого числа поверхонь тертя. Значення  $p$  повинні бути зменшені при  $v = 5$  м / с на 15%, при  $v = 10$  м / с - на 30%, при  $v = 15$  м / с - на 35%. У сухих муфтах в основному застосовують загартовану сталь по металокераміці або по фрикційним матеріалами па основі азбесту. Для збільшення тертя зовнішні диски мають фрикційні накладки. Залежно від матеріалу фрикційні муфти працюють з мастильним матеріалом або без нього. Присутність мастильного матеріалу зменшує знос і покращує расцепляемость.

#### МУФТА ВІЛЬНОГО ХОДУ.

Обгону муфта вільного ходу або Автологія (рис. 1.31, а) забезпечує передачу (або сприйняття) моменту лише в одному напрямку. Такі муфти використовуються в верстатах, велосипедах, автомобілях (гидромеханическая передача типу гідро- Матік) і т.п. На рис. 1.31, б представлена схема передачі крутного моменту від внутрішньої зірочки до зовнішньої обоймі через  $z$  роликів (рідше кульок). Ролики, розташовані між пазами зірочки і зовнішньої обоймою, передають крутний момент сумарною дією сил  $F$  на діаметрі  $D$ : Звідси потрібна сила

$$F = 2\beta T_{\text{кр}} \cdot 10^3 \frac{1}{Dz}, \quad \text{Де} \quad \beta T_{\text{кр}} \cdot 10^3 = F \frac{D}{2} z \quad \text{в}$$

ньютонметров, а  $D$  - в мілі

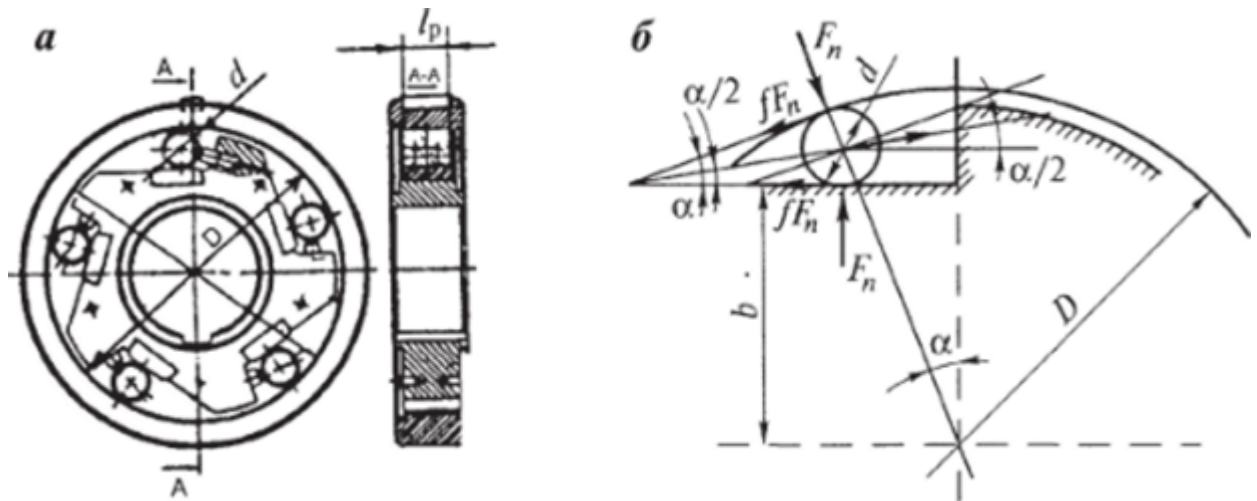


Рис. 1.31. Муфта вільного ходу

## ОПОРИ ВАЛІВ І ОСЕЙ

Опори валів і осей призначені для підтримки обертального або руху, що гойдає валів і осей і передачі зусиль від них на корпус. Від конструкції опор багато в чому залежать точність дії і надійність роботи механізму в цілому. Опори, призначені для сприйняття радіального або комбінованої (радіальної і осьової) навантаження, прийнято називати підшипниками, а опори, що сприймають тільки осьові навантаження, - підп'ятниками.

По виду тертя вони діляться на опори кочення і опори ковзання. Вибір того чи іншого типу опор визначається умовами роботи, навантаженнями, що діють на опору, габаритними обмеженнями, необхідної довговічністю і вартістю механізму.

### Підшипники кочення

**Підшипник кочення** - це готовий складальний вузол, що складається з зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець з доріжками кочення, між якими розташовуються тіла кочення 3 і сепаратор 4, що утримує тіла кочення на певній відстані один від одного і спрямовує їх обертання (рис. 1.32, а). Підшипники кочення є найбільш поширеною закінченою складальною одиницею і використовуються практично у всіх механізмах, що мають деталі, що обертаються (за винятком механізмів з опорами ковзання).

Підшипники кочення стандартизовані і випускаються на спеціалізованих державних підшипникових заводах (ГПЗ). За виробництвом підшипників вітчизняна промисловість займає одне з провідних місць в Європі. В кінці 1980-х рр. випускалося до 1 млрд підшипників в рік різних типорозмірів - від 1 мм внутрішнього діаметра до 3 м зовнішнього діаметра.

*Переваги*: відносно малі втрати на тертя; порівняно низька вартість підшипників при їх масовому виробництві; відносно мала довжина опори; менша витрата мастильного матеріалу; малі пускові моменти; повна взаємозамінність, що полегшує складання та ремонт механізмів. У конструкціях валів і осей з підшипниками кочення простіше вирішуються

питання осьової фіксації і компенсації температурних деформацій, вони менш чутливі до перекосів і прогинів валів під навантаженням, до несоосности опор.

*Недоліки*: висока чутливість до ударних навантажень; обмежена швидкохідні, пов'язана з кінетична

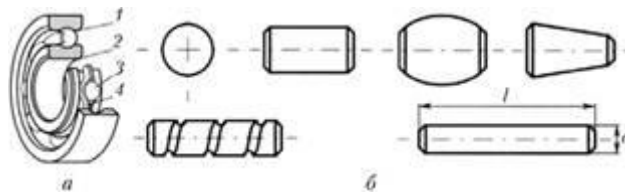


Рис. 1.32

Динамікою тіл кочення (відцентрові сили, гіроскопічні моменти і ін.); висока вартість при одиничному або дрібносерійному виробництві; порівняно великі радіальні розміри опор; обмежений діапазон робочих температур; шум під час роботи, обумовлений похибками форми; підшипники загального застосування не працюють в агресивних середовищах.

Підшипники загального застосування, які використовують в загальному машинобудуванні, залізничному транспорті, автомобілебудуванні та інших галузях промисловості, випускають п'яти класів точності, які розрізняються величинами допусків на розміри кілець і тіл кочення. З підвищенням точності виготовлення зростає вартість підшипників, тому вибір класу точності повинен мати відповідне обґрунтування. За *формою тіл кочення* підшипники поділяють на кулькові і роликові. Ролики можуть бути короткі циліндричні, бочкоподібні, конічні, кручені і довгі циліндричні (рис. 1.32, б).

За *направленням сприйманого навантаження* підшипники діляться на радіальні, що сприймають тільки радіальну або радіальну і деяку осьову навантаження; радіальноупорні, службовці для сприйняття радіального і значною осьової навантажень; упорно-радіальні, що сприймають радіальні навантаження поряд з осьовими; наполегливі, призначені для сприйняття осьового навантаження.

За *способом самоустановки* підшипники можуть бути несамовстановлювальні і самоустановлювальні.

За *кількістю рядів тіл кочення* підшипники ділять на однорядні, дво- і багаторядні.

За *співвідношенням габаритних розмірів* однотипні підшипники поділяють на серії: надлегку, особливо легку

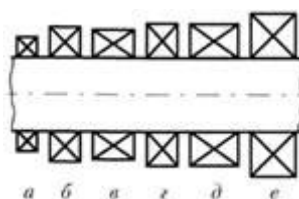


Рис. 1.33

(рис. 1.33, а), легку (рис. 1.33, б), легку широку (рис. 1.33, в), середню (рис. 1.33, г), середню широку (рис. 1.33, д) і важку (рис. 1.33, е). Підшипники легкого та середнього серій - найпоширеніші і, відповідно, при масовому випуску мають низьку вартість.

Розглянемо деякі основні типи підшипників загального застосування.

**Радіальні підшипники. Підшипник кульковий радіальний однорядний** (рис. 1.34, а) призначений для сприйняття радіального навантаження, але може сприймати і осьову навантаження в межах до 70% від невикористаної радіальної. Ці підшипники фіксують положення валу в двох осьових напрямках, при низьких частотах обертання допускають невеликі перекося валів (до  $8^\circ$ ), величина яких залежить від внутрішніх зазорів між кільцями і тілами кочення.

**Підшипники роликів і кулькові сферичний дворядний** (самоустановлювальний) (рис. 1.34, б) сприймає радіальне навантаження при взаємному повороті осей кілець до  $2-3^\circ$  і осьову, складову до 20% від невикористаної радіальної. Самоустановлювальні підшипники мають переваги при значних прогинах валів і несоосности опор. При рух, що гойдає ці підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні.

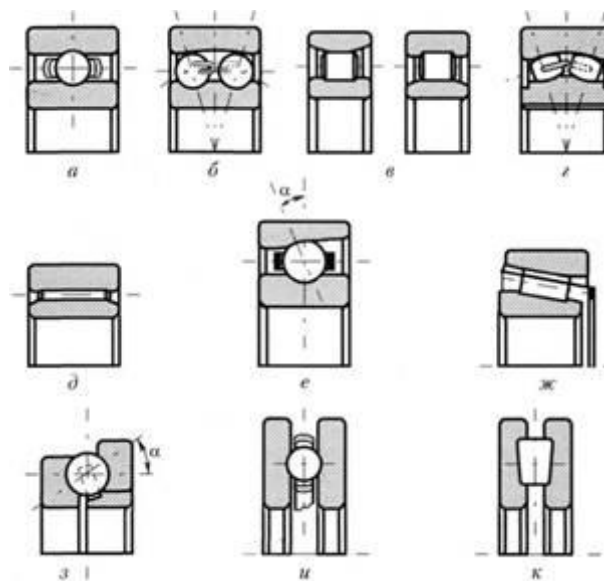


Рис. 1.34

**Підшипник роликів радіальний з короткими циліндричними роликів** (рис. 1.34, в) сприймає радіальне навантаження, в 1,7 рази більшу, ніж кульковий підшипник тих же розмірів. У конструкції таких підшипників одне з кілець має напрямні буртики, а інше щодо роликів не фіксується. Осьову навантаження ці підшипники не сприймають. При несоосности опор виникає додатковий тиск по крайках роликів, різко знижує довговічність підшипників. Їх застосовують в електродвигунах, редукторах, газових турбінах і інших машинах.

**Підшипник роликів радіальний сферичний дворядний** (самоустановлювальний) (рис. 1.34, з) сприймає підвищену радіальне навантаження і осьову до 25% від невикористаної радіальної. Ролики цього підшипника мають бочкообразную форму, і зовнішнє кільце може вільно повертатися в осьовому напрямку щодо внутрішнього кільця. Такі підшипники можуть компенсувати несоосность і прогини валу при перекося кілець до  $2,5^\circ$ . Вони фіксують вал в осьовому напрямку в обидва боки в межах наявних зазорів. Застосовують ці підшипники в опорах насосів, прокатних станів і інших машин, де діють великі радіальні навантаження і можливі перекося валів.

**Підшипник роликів голчастий** (рис. 1.34, д) сприймає великі радіальні навантаження при малих радіальних габаритних розмірах. Він використовується при швидкостях на палу до 5 м / с, а також при руху, що гойдає. Тілами кочення є ролики діаметром 1,6-6 мм і довжиною, що становить 4-10 діаметрів роликів, які встановлюються без сепаратора. Іноді підшипники використовують без внутрішнього кільця, і ролики обкатуються по поверхні вала. Ці підшипники дуже чутливі до прогину валів і несоосності посадочних місць. Голчастий підшипник використовують в опорах кривошипно-шатунних і кулісних механізмів, карданів, вузлах фрезерних верстатів і ін.

**Радіально-наполегливі підшипники. Підшипник кульковий радіально-наполегливий однорядний** (рис. 1.34, е) сприймає радіальну і односторонню осьову навантаження. У цих підшипниках на зовнішньому кільці з одного боку є скіс, завдяки чому можна встановити більше (на 45%) кількість кульок і збільшити радіальну навантажувальну здатність па 30-40%. Сприймається осьова навантаження становить 70-200% від невикористаної радіальної, в залежності від кута контакту а кульок з кільцями. Підшипники виконують з кутами контакту 12, 18, 26 і  $36^\circ$ . Зі збільшенням кута контакту зростає сприймається осьова навантаження і знижується бистроходность підшипників. Для сприйняття знакозмінної осьового навантаження часто підшипники встановлюють по два і більше в одну опору. Радіально-наполегливі кулькові підшипники встановлюють в шпинделях верстатів, електродвигунах, черв'ячних редукторах і т.п.

**Підшипник роликів конічний** (рис. 1.34, ж) сприймає одночасно значну радіальну і односторонню осьову навантаження. Тілом кочення цього підшипника є конічний ролик. Застосовують їх при швидкостях до 15 м / с. При дуже великих навантаженнях (в прокатних станах) встановлюють багаторядні конічні роликпідшипники, здатні сприймати двосторонні осьові навантаження. Величина сприймається осьового навантаження залежить від кута конусності зовнішнього кільця, зі збільшенням якого зростає осьова і зменшується радіальна вантажопідйомність. При монтажі цих підшипників необхідна регулювання осьових зазорів. Дуже малі або надмірно великі зазори можуть привести до руйнування деталей підшипника. Застосовують ці підшипники в колесах літаків, автомобілів, в циліндричних і черв'ячних редукторах, коробках передач, в шпинделях металорізальних верстатів.

**Зав'язано-радіальні кулькові підшипники** (рис. 1.34, з) призначені для сприйняття осьових навантажень, але можуть сприймати і невеликі радіальні навантаження. Кут нахилу контактної лінії 45-60 °. Застосовують їх при невеликих частотах обертання.

**Зав'язані підшипники. Підшипник кульковий зав'язаний** (рис. 1.34, і) призначений для сприйняття тільки осьового навантаження при швидкостях на валу до 10 м / с, краще працює на вертикальних валах. При великих швидкостях умови роботи підшипника погіршуються внаслідок відцентрових сил і гіроскопічних моментів, що діють на кульки. Дуже чутливі до точності монтажу, допускають взаємний перекид кілець до 2 '. Використовують їх в передачах гвинт-гайка, для домкратів, гаків кранів та ін.

**Підшипник роликів зав'язаний** (рис. 1.34, к) призначений для сприйняття тільки осьового навантаження, головним чином на вертикальних валах з малими частотами обертання. Характеризуються високою вантажопідйомністю. Дуже чутливі до перекосів кілець: допустимий перекид не більше 1.

**Спеціальні підшипники.** Крім підшипників загального застосування випускають також спеціальні підшипники, наприклад авіаційні, корозійно-стійкі, самозмазуючі, малошумні і ін. До авіаційних підшипників відносять важко навантажених високошвидкісні підшипники для газотурбінних двигунів, підшипники для механізмів управління літальних апаратів (ЛА), що здійснюють рух, що гойдає при дії великих навантажень, підшипники для електроагрегатів з частотами обертання до 100 000 об / хв. Підшипники для механізмів управління ЛА випускають без сепаратора з повним заповненням кульками, пластичним мастилом і захисними шайбами, які утримують мастильний матеріал в просторі між кільцями. Корозійно-стійкі підшипники виконують з хромової сталі 95Х18, 11Х18, сепаратор - з фторопласту-4. Самозмазуючі підшипники встановлюють в механізмах спеціальної техніки, що працюють в умовах глибокого вакууму, наднизьких або надвисоких температур (механізми космічної техніки). У цих умовах пластичні і рідкі мастильні матеріали втрачають в'язкість і тому застосовують тверді мастильні матеріали, в якості яких використовують дісульфіт молибдену MoS<sub>2</sub>, графіт, фторопласт, спеціальні марки пластмас. На дорожжікачення наносять спеціальні покриття з срібла, нікелю, золота. Працюють ці підшипники при швидкостях в 2 рази менших, ніж звичайні, оскільки немає відводу теплоти із зони тертя. Малошумні підшипники застосовують в механізмах, що працюють відносно тривалий час в присутності людини (системи забезпечення життєдіяльності космонавта, механізми побутової техніки тощо). Зниження рівня вібрацій і відповідно шуму досягають за рахунок зменшення зазорів між тілами кочення і кільцями підшипника, підвищуючи точність їх виготовлення.

Підшипники виготовляють з шарікопідшипникових високовуглецевих хромистих сталей ШХ15, ШХ15СГ з вмістом вуглецю 1-1,5%. Число в позначенні марки сталі вказує вміст хрому в десятих частках відсотка.

Використовуються також Цементовані леговані сталі 18ХГТ, 20Х2Н4А, 20нм. Твердість тіл кочення і кілець підшипників 60-65 НРС. Для підшипників, що працюють в агресивних середовищах, застосовують корозійно-стійкі сталі 9Х18, 9Х18Ш. Сепаратори найчастіше виготовляються штампованими або клепає із сталеві стрічки. При відносних окружних швидкостях кілець більше 10 м / с застосовують сепаратори з бронзи, латуні, алюмінієвих сплавів і неметалічних матеріалів.

**Вибір типу підшипника.** При виборі підшипника кочення враховуються величина, характер дії та напрямок навантаження, частота обертання, необхідна довговічність, умови монтажу, вплив навколишнього середовища і т.п. Для одних і тих же умов роботи можуть бути використані підшипники різних типів, і при їх підборі враховують економічні чинники і досвід експлуатації аналогічних конструкцій. Спочатку розглядають можливість застосування радіальних однорядних шарикопідшипників легкої або середньої серії як найбільш дешевих і простих в експлуатації. Вибір інших типів підшипників повинен бути обгрунтований. Розміри підшипника визначаються вимогами до вантажопідйомності, діаметром цапфи вала (яка визначається міцністю), умовами розміщення опор. Таким чином, вибір підшипника - важливий і відповідальний момент етапу проектування механізму.

**Розрахунок підшипників.** Розрахунок довговічності підшипника ведеться по його динамічної вантажопідйомності. При обертанні підшипника йод навантаженням в точці взаємодії тіла кочення з кільцем виникають контактні напруги, що змінюються по отнулевому циклу. Критерієм їх працездатності є опір втомного руйнування поверхні контакту. На підставі експериментальних даних встановлена наступна залежність між діючою навантаженням і довговічністю:

$$L = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha,$$

де  $L$  - довговічність підшипника, млн оборотів;  $a_1, a_{23}$  - Коефіцієнти;  $3$  - динамічна вантажопідйомність, що представляє собою постійну радіальне навантаження, яку підшипник з нерухомим зовнішнім кільцем витримує 1 млн оборотів;  $P$  - еквівалентна навантаження, яке діє на підшипник;  $\alpha$  - Показник ступеня ( $\alpha = 3$  для шарикопідшипників і  $\alpha = 10/3$  для роликотопідшипників).

Надійність підшипників загального застосування відповідає ймовірності безвідмовної роботи  $P = 0.9$ . Коефіцієнт  $a_{23}$  залежить від матеріалу, з якого виготовлений підшипник, і умов експлуатації. Для механізмів загального застосування можна приймати  $a_{23} = 1$

Еквівалентна навантаження для радіальних і радіальноупорних кулькових і роликотопідшипників визначається залежністю

$$P = (XVF_r + YF_a) k_0 k_1,$$

де  $X$  і  $Y$  - коефіцієнти радіальної і осьової навантажень (див. табл. 4.16);  $V$  - коефіцієнт обертання, рівний 1, якщо обертається внутрішнє кільце і

1,2 - при обертанні зовнішнього кільця;  $F_r$  і  $F_a$  - радіальна і осьова навантаження;  $k_G$  - Коефіцієнт безпеки, що враховує характер діючої навантаження;  $k_T$  - Температурний коефіцієнт, що дорівнює одиниці при робочій температурі підшипника  $t < 100^\circ\text{C}$ .

Коефіцієнт безпеки  $k_G = 1$  при навантаженні без поштовхів;  $k_G = 1,2$  при легких поштовхах і вібрації;  $k_G = 1,3 \div 1,8$  при помірних поштовхах і вібрації;  $k_G = 2 \div 3$  при сильних ударах і високих перевантаженнях.

Еквівалентну навантаження для підшипників з короткими циліндричними роликками знаходять за формулою

$$P = VF_r k_G k_T$$

а для наполегливих підшипників - по формулі

$$P = F_a k_G k_T$$

При збільшенні еквівалентного навантаження  $P$  в 2 рази довговічність знижується в 8-10 разів, тому необхідно якомога точніше визначати навантаження, що діє на підшипник.

Довговічність підшипника  $L_h$  (в год) порівнюють з ресурсом механізму:

$$L_h = \frac{a_1 a_{23} (C/P)^n \cdot 10^6}{n \cdot 60} \geq T,$$

де  $n$  - частота обертання кільця підшипника, об / хв;  $T$  - ресурс механізму, ч.

Розрахунок довговічності по динамічній вантажопідйомності ведеться для підшипників з частотою обертання;  $n > 10$  об / хв. У підшипниках руху, що гойдає або обертових з частотою  $n < 10$  об / хв діюче навантаження розглядають як статичну і порівнюють її із статичною вантажопідйомністю  $Q$ . Під **статичною вантажопідйомністю** розуміють таку силу, при якій залишкова деформація тіл кочення і кілець не перевищує допустиму  $[\delta] = 10^{-4} D$ , де  $D$  - діаметр тіла кочення. Значення статичної та динамічної вантажопідйомності наведені в каталогах підшипників.

**Мастильні матеріали.** Велике значення має правильний вибір мастильного матеріалу, наявність якого зменшує втрати на тертя, сприяє відведення тепла із зони тертя, пом'якшує удари тіл кочення про сепаратор і кільця, захищає від корозії, знижує рівень шуму. Вибір того чи іншого виду мастильного матеріалу для підшипників залежить від режимів і умов роботи, конструкції механізму, навколишнього середовища, спеціальних вимог та ін. Для змазування застосовують пластичні і рідкі мастильні матеріали. Пластичні мастильні матеріали марок ЦЛТІМ-201,

Литол-24, ВНДІ НП-207 і ін. Використовують в діапазоні температур  $-60 \dots + 150^\circ\text{C}$ , помірних навантаженнях і частотах обертання; рідкі мастильні матеріали (масла) - для швидкісних і важко навантажених підшипників. Останні забезпечують більш ефективне відведення тепла, мають краще



проникнення до поверхонь тертя. Їх застосовують також у важкодоступних для зміни мастильного матеріалу вузлах тертя і при необхідності постійного контролю за наявністю мастильного матеріалу. Основні марки рідких масел: індустриальні І-5А, І-12А, трансмісійні ТАД-17, авіаційні МС-14, МК-22 і ін.

**Ущільнення підшипникових вузлів.** Важлива умова надійної роботи підшипників - обґрунтований вибір ущільнень, які захищають порожнину підшипника від проникнення в неї з навколишнього середовища пилу, вологи, абразивних частинок і перешкоджають витіканню мастильного матеріалу. Конструкція обраного ущільнення залежить від виду мастильного матеріалу, умов і режиму роботи вузла підшипника, а також ступеня його герметичності.

За принципом дії ущільнення розділяють на контактні, в яких герметизація здійснюється за рахунок щільного прилягання ущільнюючих елементів до рухомої поверхні вала; безконтактні - герметизація в яких здійснюється за рахунок малих зазорів пов'язаних елементів; комбіновані, що складаються з комбінації контактних і безконтактних ущільнень.

**Контактні ущільнення.** Основними типами контактних ущільнень є сальникові і манжетних ті. Ущільнення повстяними кільцями (сальникові) застосовують для герметизації порожнин підшипників, що працюють на пластичному змащувальному матеріалі до окружних швидкостей  $v = 8 \text{ м / с}$  і  $T = 90^\circ \text{ С}$ . Контакт кільця 2 з валом 1 (рис. 4.75, а) забезпечують за рахунок попереднього натягу. Перед установкою в проточку в корпусних деталях повстяні кільця просочують розігрітій сумішшю з мастильного матеріалу (85%) і графіту. Не рекомендується застосовувати ці ущільнення при надмірному тиску і підвищеній запиленості навколишнього середовища. Ефективність і довговічність сальникових ущільнень підвищується при установці їх в комбінації з іншими ущільненнями (щілинними і лабіринтовими).

**Манжетні ущільнення** (рис. 1.35, б) мають кільцеущільнювача 3, виготовлене з гуми, що має виступаючу робочу кромку, яка стикається з поверхнею вала 1. Контакт робочої кромки манжети шириною 0,2-0,5 мм з валом забезпечують за рахунок попереднього натягу, а також поджатием її до валу браслетною пружиною 2. Ущільнення встановлюють так, щоб робоча кромка притискала до валу надлишковим тиском ущільнюваної середовища. Манжети для роботи в засміченому середовищі виконують з додатковою робочою крайкою-пилушником 5. Для підвищення жорсткості корпус манжети може бути армований сталевим кільцем 4. Застосовують манжетні ущільнення в підшипникових вузлах при швидкостях  $V = 25 \div 30 \text{ м / с}$  і надмірному тиску  $P = 0,2 \div 0,3 \text{ МПа}$ . Ефективність роботи підвищують послідовною установкою двох манжет на відстані 3-8 мм.

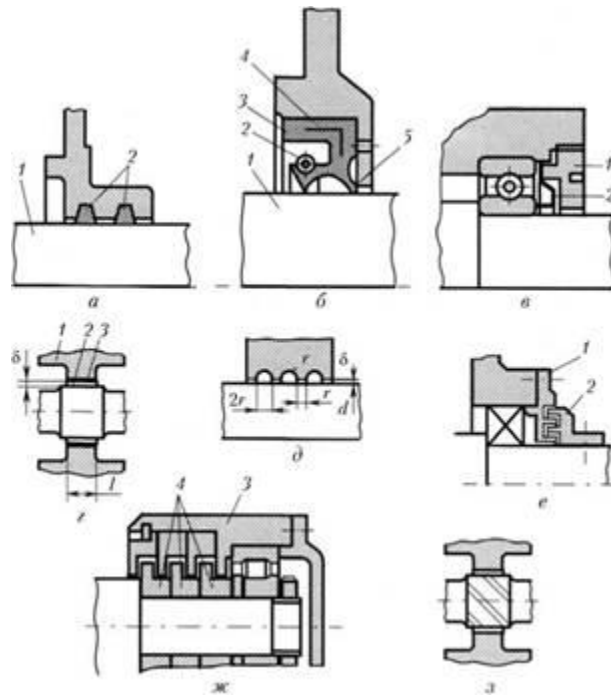


Рис. 1.35

Ущільнення підшипникових вузлів при будь-якому змащувальному матеріалі і швидкостях  $v > 5$  м / с може бути забезпечене фасонними шайбами 2 (рис. 1.35, в). Товщина шайб залежить від їх розміру і становить 0,3-0,5 мм. Фіксація шайби здійснюється гайкою 1. Не рекомендується ущільнювати фасонними шайбами самоустановлювальні підшипники з великими осьовими зазорами через можливість порушення контакту між шайбою і обоймою підшипника.

*Недолік* контактних ущільнень - наявність тертя між контактуючими поверхнями, яке призводить до додаткових енергетичних витрат, а також нагрівання і зносу поверхонь. Тертя і знос контактної пари обмежують довговічність і область застосування контактних ущільнень.

**Безконтактні ущільнення.** Ці ущільнення працюють за рахунок опору протіканню мастильного матеріалу через вузькі щілини або канали з різко змінюються прохідними перетинами. Вони не забезпечують абсолютної герметичності, а служать для обмеження витоків. Основною перевагою безконтактних ущільнень є підвищена довговічність і надійна робота при будь-яких температурах і швидкостях. За принципом дії їх можна розділити на статичні і динамічні. У статичних ущільненнях, щілинних і лабіринтових, величина витоків залежить тільки від геометричних характеристик з'єднання сполучених елементів. Ефективність динамічних ущільнень залежить від геометрії з'єднання і відносної швидкості обертання пов'язаних елементів.

*Щілинне ущільнення* (рис. 1.35, г) застосовують при пластичному змащувальному матеріалі і швидкостях  $v = 5$  м / с. Ступінь герметизації ущільнення залежить від величини зазору і довжини щілини  $l$ . Зазор визначається прогином валу в місці установки ущільнення, ексцентриситетом поверхонь вала 2 і корпуса 1 по відношенню до осі обертання, зазором в

підшипниках і т.п. Зменшення зазору досягають нанесенням на нерухому деталь мастики 3, приготовленої на порошкоподібному графіті.

Ущільнення підшипникових вузлів, що працюють на пластичному і рідкому змащувальному матеріалі при температурах  $T = 80 \div 400 \text{ }^\circ\text{C}$  і швидкостях  $v = 30 \text{ м / с}$ , можна забезпечити жировими канавками (рис. 4.75, Е), які при складанні заповнюють пластичним мастильним матеріалом. Розміри канавок і величину зазору призначають в залежності від діаметра вала. Наприклад, при  $d = 20 \div 95 \text{ мм}$   $r = 1 \div 1,25 \text{ мм}$  і  $\delta = 0,3 \div 0,4 \text{ мм}$ .

Лабіринтове ущільнення застосовують при швидкостях  $v > 30 \text{ м / с}$ . Залежно від числа щілин вони можуть бути одно- і багатоступінчатими. Радіальне ущільнення (рис. 1.35, е) допускає відносне зміщення втулки 2 щодо кришки опори 1, тому його застосовують для плаваючих опор підшипників. У аксиальному лабіринтовому ущільненні (рис. 4.75, ж) при нероз'ємному корпусі 3 використовують складову лабіринтову втулку 4. Це ущільнення встановлюють при осьових зсувах вала.

У підшипникових опорах з рідким мастильним матеріалом застосовують динамічні ущільнення, які працюють при обертанні вата, але втрачають ефективність при зупинках. Для запобігання витoku в непрацюючих механізмах такі ущільнення часто використовують в комбінаціях зі статичними контактними або безконтактними ущільненнями.

Спіральне (різьбове) ущільнення (рис. 1.35, з) виконують у вигляді одно- або многозаходной нарізки прямокутного або трикутного профілю. При обертанні вала мастильний матеріал відкидається в порожнину редуктора. напрямком нарізки необхідно погоджувати з напрямком обертання валу. -

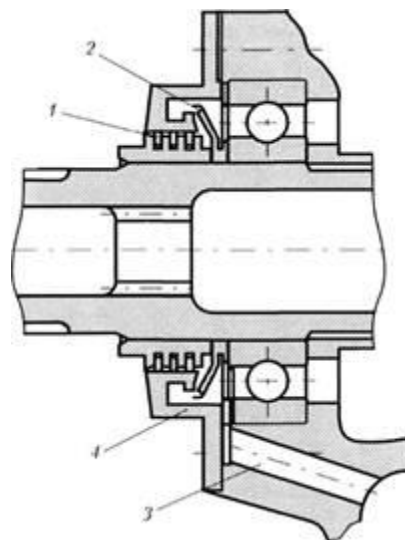


Рис. 1.36

Спіральне ущільнення не можна застосовувати в реверсивних механізмах.

На рис. 1.36 показано комбіноване ущільнення вузла підшипника редуктора авіаційного двигуна АІ-14В, що складається з маслоотражательного кільця 2 і пружних металевих кілець 1. У непрацюючому редукторі

герметизація забезпечується за рахунок контакту пружних кілець з кришкою підшипника 4. При обертанні вала під дією відцентрових сил рідкий мастильний матеріал відкидається до периферії кільця 2 і стікає в нижню частину корпусу, де є канал 3 для його зливу.

## Типові деталі для передавання обертального руху

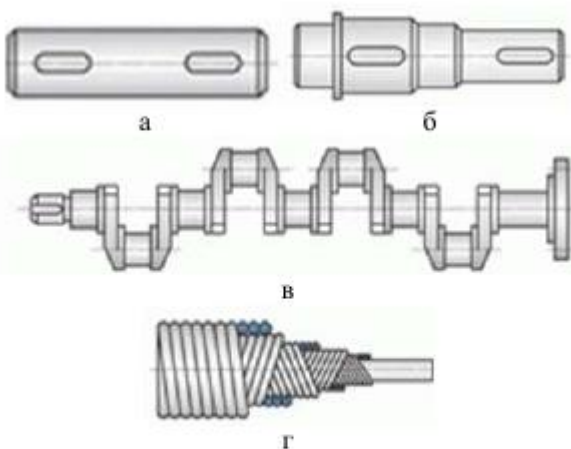
### Вали та осі

Найхарактернішими типовими деталями для передавання обертального руху в промисловому обладнанні є вали, осі, підшипники, муфти тощо.

Обертові частини приводів машин - зубчасті колеса, диски, муфти, шківни тощо - у більшості випадків встановлюють на валах і осях, які можуть бути

розташовані по-різному - горизонтально, вертикально, під кутом.

Вал - це деталь, що обертається в підшипниках і передає крутний момент. За конструкцією вали поділяються на прямі, колінчасті, шліцьові, вали-шестірні тощо. Особливу групу складають гнучкі вали.



*а – прямолінійний гладкий; б – прямолінійний ступінчастий; в – колінчастий; г – гнучкий*

*Рисунок 12.2 – Види валів за геометричною формою*

Вали можуть бути гладенькими або ступінчастими. Утворення ступенів пов'язано з

умовами виготовлення і зручністю складання. Довгі вали можна виготовляти з окремих частин, з'єднаних муфтами. При експлуатації вали працюють на згин, закручування, а в окремих випадках додатково і на розтягування і стискання.

За типами перерізів вали і осі діляться на суцільні і порожнисті. Порожнистий переріз застосовується для зменшення маси і розташування інших деталей в середині валів і осей.

Для передачі сил вали з'єднуються з зубчастими колесами і шківнами за допомогою спеціальних деталей – шпонок (Рис.1.38). Одна частина шпонки встановлюється на валу, інша — в приєднуваній деталі. Переріз шпонок і шпоноківих пазів у з'єднаних деталях вибирають в залежності від діаметра вала і характеру спряження.

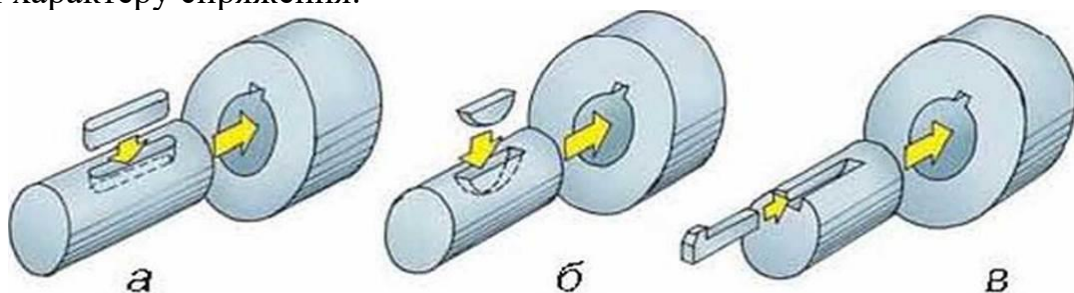


Рис. 1.38. Шпонкові з'єднання: а — призматичне; б — сегментне; в — клинове

Різниця між валом і віссю полягає в тому, що вал обертається і передає силу через закріплені на ньому деталі іншим деталям, які з ним спряжені, вісь же, обертаючись або залишаючись нерухомою, тільки утримує деталі, що на ній насаджені.

Для з'єднання валів з зубчастими колесами і шківками застосовують також шліцьові з'єднання (Рис.189,а).

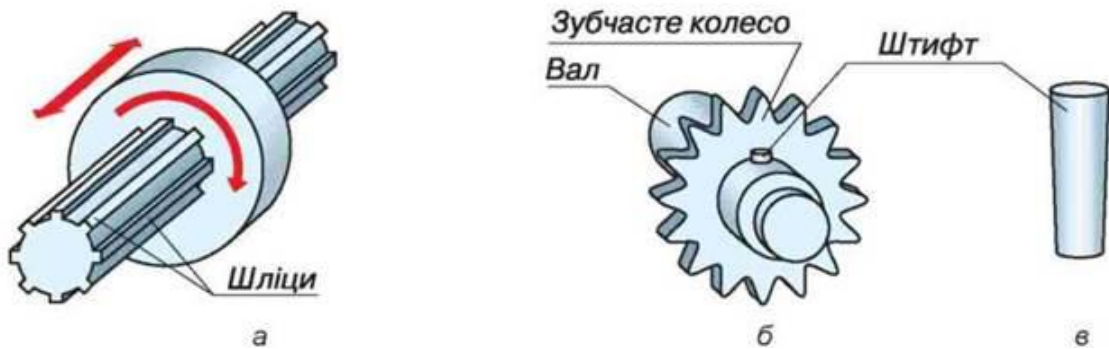


Рис. 1.39. З'єднання: а - шліцьове; б - штифтове; в - штифт

У багатьох верстатах застосовуються шліцьові вали - з неглибокими по-здовжніми пазами на поверхні. Пази чергуються з виступами - шліцями прямокутного, трикутного чи фасонного профілю. Точно такі ж шліци роблять у маточині, що з'єднується з валом і пересувається по ньому.

Шліцьові з'єднання складніші за будовою і виготовленням, ніж шпонкові. Але вони забезпечують точніше розташування деталі на валу і дають змогу передавати дуже великі обертові моменти при меншому поперечному перерізі вала. Крім того, вони довговічні і зносостійкі.

Цапфами називають ділянки валів і осей, які лежать в опорах кочення або ковзання. В залежності від положення на валу цапфи ділять на шипи, шийки і п'яти. Шип розташовується на кінці вала і сприймає радіальне навантаження. Шийка знаходиться в середній частині вала. Вона також сприймає радіальне навантаження і одночасно дію крутного моменту. П'ята — торцева частина вала або осі, сприймає лише осьові навантаження.

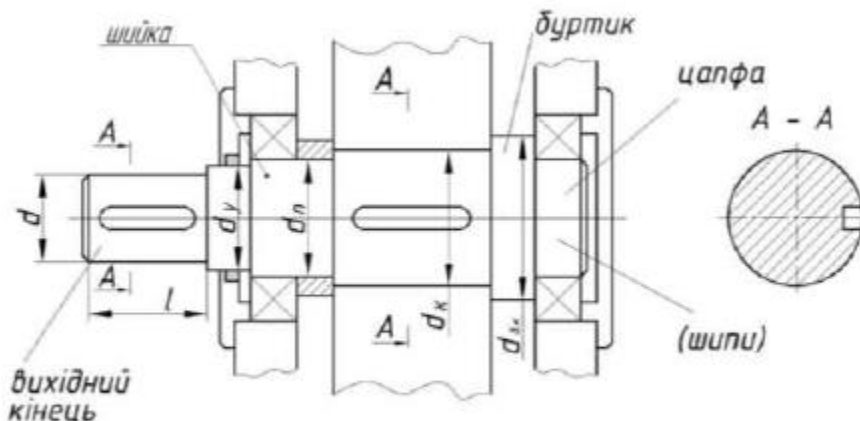


Рисунок 12.1 – Конструкція валу

Вали і осі - відповідальні деталі машини. Опорні частини валів дуже ретельно обробляються для кращого їх з'єднання з деталями. Конструкція валів визначається способом закріплення на них деталей, типом і розмірами підшипників, що є опорами, а також технологічними умовами оброблення і складання.

## ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Широке поширення у всіх областях техніки отримали зубчасті передачі - передачі зачепленням.

Перші бронзові колеса застосовувалися ще в IV ст. до н.е., проте теорія зачеплення розроблена тільки в XVII в. з появою циклоїдного зачеплення. Бурхливий розвиток зубчастих передач почалося з 1760 року після розробленого і описаного Л. Ейлером евольвентно-го зачеплення. У 1954 р МЛ. Новіковим запропоновано круговий зачеплення, що має свою специфіку.

Переваги зубчастих передач: висока здатність навантаження, компактність, надійність і високий ККД, сталість передавального числа, можливість отримання майже будь-якого передавального числа, малі навантаження на опори валів. Недоліки: ступінчастість передачі, відносна дорожнеча, неможливість здійснення великих міжосевих відстаней.

*Класифікація зубчастих передач* робиться за різними ознаками і зазвичай зводиться до чотирьох груп, хоча можливі й додаткові умови:

- 1. По розташуванню осей: з паралельними осями (циліндричні); з пересіченими осями (конічні); з перехресними осями (гіпоїдні, черв'ячні, гвинтові).
- 2. По «рухливості» - переміщення осей в просторі: прості (осі нерухомі); планетарні (мається переносний рух осей сателітів).
- 3. По розташуванню і формі зубів на колесах - з зовнішнім або внутрішнім (епіциклічних колеса) розташуванням, кожна з передач може бути прямозубой, косозубой, криволінійної або кругової.
- 4. За профілем зубів - евольвентні, циклоїдні або кругові (Новикова). Найбільшого поширення має евольвентнос зачеплення внаслідок порівняльної простоти виготовлення, можливого зсуву профілю (коригування зачеплення), малої чутливості до деякої зміни міжосьової відстані  $a$ .



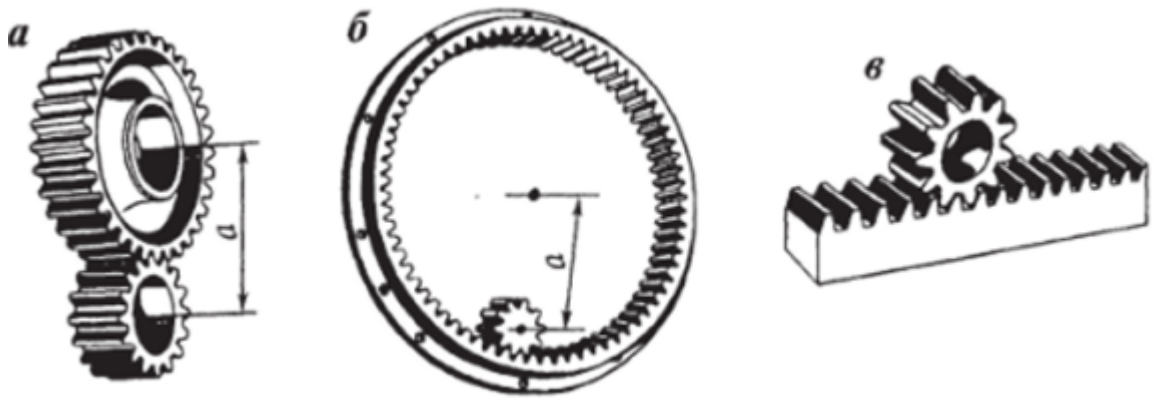


Рис. 1.40. зубчасті зачеплення

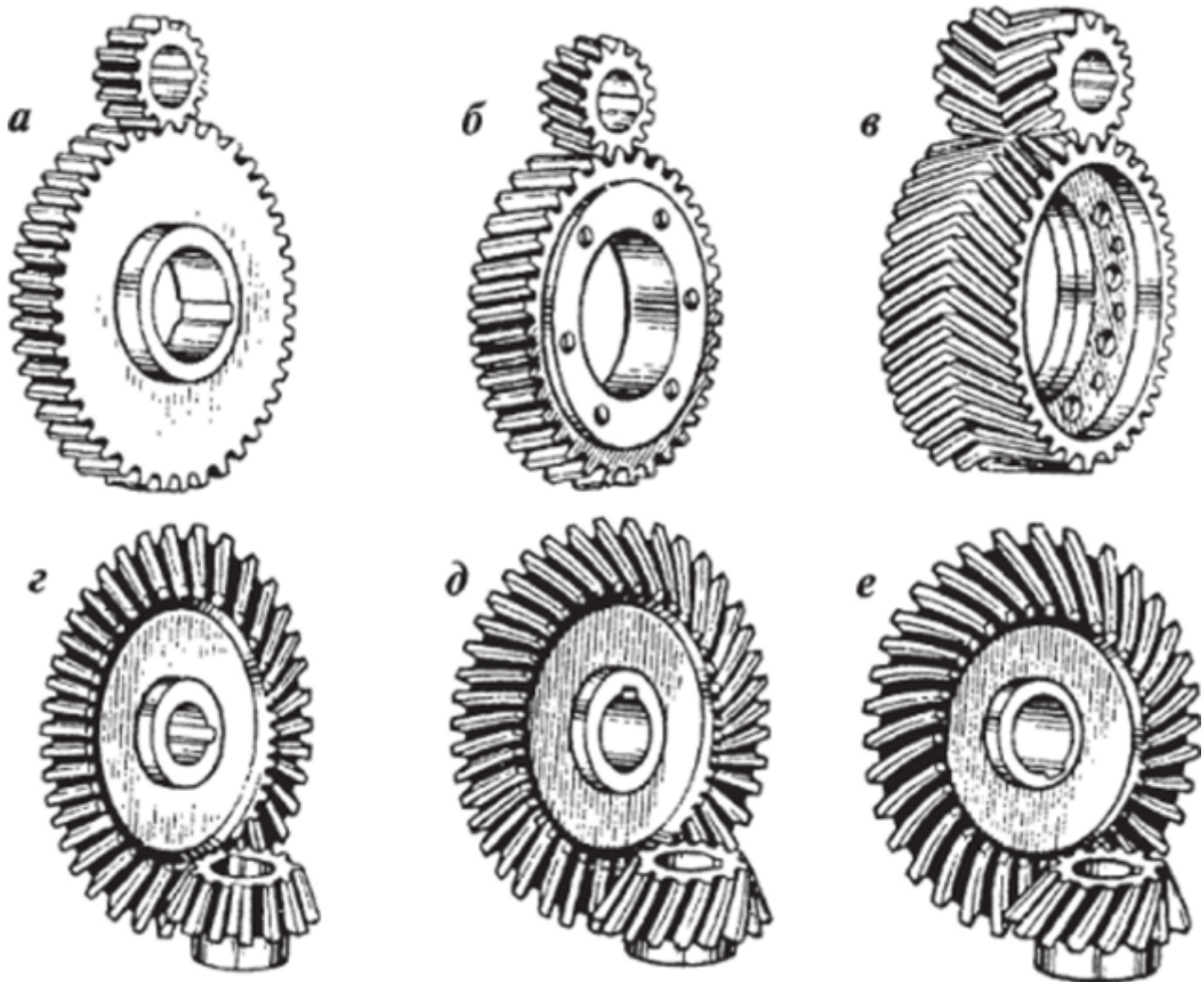


Рис. 1.41. Зачеплення в циліндричних (а-в) і конічних (г-е) зубчастих передачах

На рис. 1.4 представлені колеса зовнішнього (рис. А, а) і внутрішнього (рис. 1.40,5) зачеплень з міжосьовим відстанню  $a$ , а також взаємодія з рейкою (рис. 1.4, в).

На рис. 1.41, а-в показані циліндричні колеса відповідно з прямими і косими зубами, шевронні зубчасті колеса, а на рис. 1.41, г-е-конічні колеса відповідно з прямими, тангенціальними і круговими зубами.

## ГЛАВА ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ СПЕЦИФІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ

Черв'ячні передачі мають багато спільного з зубчастими. Однак в їх кінематичних взаємодіях і силових співвідношеннях виявляються специфічні особливості. Об'єднання цих передач кілька умовно. Черв'ячні механізми використовуються для передачі руху між перехресними валами (найчастіше під прямим кутом). Взаємодія черв'ячної пари подібно принципом роботи гвинтової пари: черв'як-гвинт, черв'ячні колесо-гайка, але не з повним охопленням гвинта і з особливою формою зубів на вінці колеса (рис. 1.42).

В черв'ячних передачах порівняно легко забезпечуються великі передавальні числа 10 ... 100 (1000), плавність і безшумність роботи, простота і компактність конструкції, незворотність руху (самоторможіння). Ці переваги супроводжуються і недоліками: низький ККД; потреба у використанні дорогих матеріалів - бронз; великі осьові зусилля, підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу, обмеження по частоті обертання і потужності.

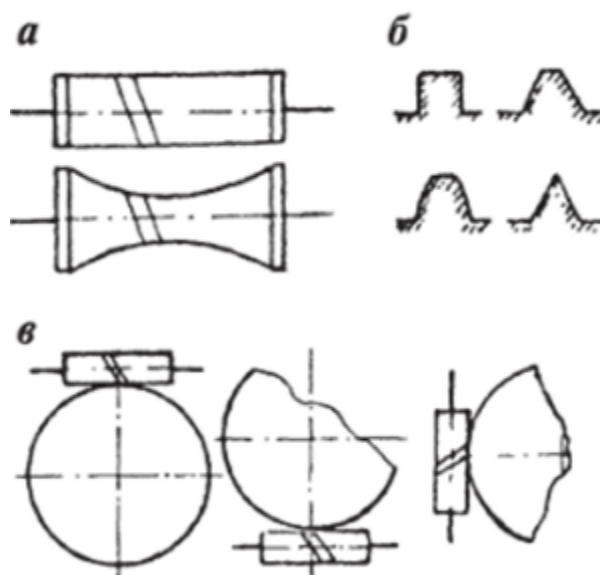
Черв'ячні передачі застосовуються в вантажопідійомних машинах, використовуються в рульових механізмах автомобілів, спеціальних редукторах, приладах і т.п. Класифікуються вони за різними ознаками:

- за формою черв'яка - циліндричні і глобоїдні (рис. 1.42, *a*)
- за профілем нарізки на черв'яка - прямокутна, трапецеїдальних, трикутна (рис. 1.42, *b*);
- за формою бічної поверхні витків черв'яка, які бувають архимедови, конволютні, евольвентні, нелінійні, конусні і з увігнутих профілем;
- у напрямку нарізки профілю черв'яка - права, ліва і зубів колеса;
- по числу «заходів» нарізки на черв'яка - одно-, дво-, чотири-заходная;
- по розташуванню черв'яка щодо колеса: нижнє, верхнє, бокове (рис. 1.42, *в*).





**Рис. 1.42. черв'ячна пара**



**Рис. 1.43. Класифікація черв'ячних передач:**

*a* - за формою; *б* - за профілем нарізки; *в* - по розташуванню черв'яка щодо колеса

Працездатність черв'ячної передачі істотно підвищується зі зменшенням шорсткості взаємодіючих поверхонь. Тому для трансмісійних пристроїв черв'яки виконуються з твердих сталей з твердістю поверхні  $HRC > 45$  і шліфуються, що особливо зручно для евольвентних профілів, які обробляються плоскою стороною шліфувального круга. Інші форми бічних поверхонь черв'яків обробляються складніше. Вінці коліс найчастіше бронзові, добре прірабативаються з черв'яком. У деяких випадках використовуються антифрикційні чавуни. Детальніше про використовувані матеріали і допускаються напругах буде сказано далі.

## ГВИНТОВІ ПЕРЕДАЧІ

Гвинтовими називаються передачі, що складаються з двох циліндричних косозубих коліс з перехресними осями (рис. 1.44). У цих передачах найчастіше кут перехрещення валів становить  $90^\circ$ , а тому контакт взаємодії пари зубів теоретично відбувається в точці (по невеликому плямі). Несуча здатність цих

передач невелика, і вони не здатні передавати істотні потужності. Найчастіше вони використовуються в якості кінематичної пари в приладах: в автомобілебудуванні ними здійснювалися приводи спідометрів. Працюють передачі плавно, але з великим ковзанням, тому потрібно гарне змащення; колеса іноді робляться з різноманітних матеріалів.

### Геометричні і кінематичні співвідношення.

На рис. 1.44, а представлена схема взаємодії ортогональної конструкції передачі, в якій сума кутів косозубой  $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ . Шестерня з числом зубів  $Z$  і діаметром  $d$ , показана зверху, а колесо, що має відповідно  $z$  і  $d_2$ , - під шестернею. Вісь обертання шестерні

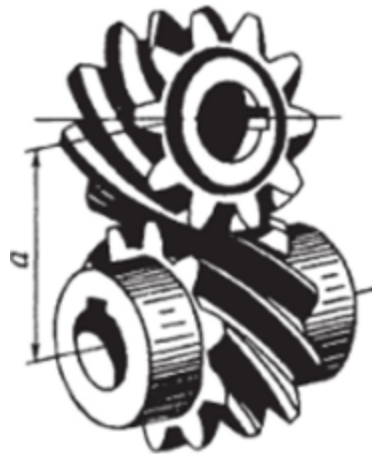


Рис. 1.44. гвинтові передача

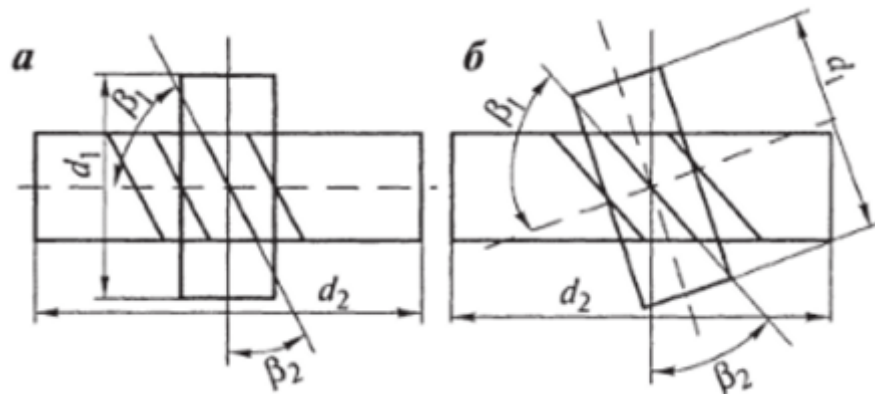


Рис. 1.45 Геометричні співвідношення в бітів передачі:

## ГІПОЇДНІ ПЕРЕДАЧІ

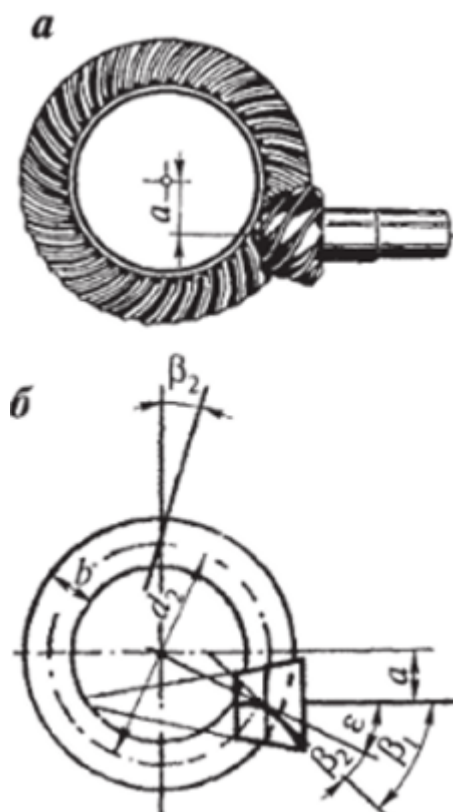


Рис. 1.46. Геометричні співвідношення в гіпоидной передачі:

*a* - пристрій; *б* - схема взаємодії шестерні і колеса

Геометричні і кінематичні співвідношення.

Гіпоїдні або полувінтові передачі забезпечують (як черв'ячні або гвинтові) кінематичний зв'язок між перехресними валами. Осі коліс розташовуються на деякому міжосьовій відстані  $a$  (рис. 1.46, а).

Гіпоїдна передача здійснюється конічними колесами з криволінійними зубами великої довжини, що мають лінійний контакт. Кут перехрещення осей майже завжди  $90^\circ$ . Гіпоїдні змішання, рівне мсжосевому відстані  $a$ , може бути різним. Якщо  $a = 0$ , передача перетворюється в конічну, в разі  $a = d_2/2$  - в черв'ячну (кручені).

Тому ковзання в гіпоидной передачі менше, ніж в черв'ячної або гвинтовій, однак висока плавність роботи зберігається. Для запобігання заїдання сталевих пар зачеплення шестерні і колеса зуби їх роблять високої твердості (термообробка до HRC \* 40 ... 45), і обов'язково застосування спеціального гіпоїдного масла. Гіпоїдні передачі знайшли широке застосування в автомобілебудуванні (задній міст), внаслідок компоувальних переваг, а також в ткацькій промисловості для передачі обертання від одного приводного вала до великого числа веретен. Зазвичай здійснюються передавальні числа  $i = 1 \dots 10$ .

## ГЛАВА ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

### ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Ланцюгові передачі використовуються при значних міжосьових відстанях, а також при необхідності кінематичного зв'язку декількох валів один з одним. Переваги ланцюгових передач полягають в порівняльній простоті конструкції, сталості передавального числа, порівняну дешевизну. Вони широко використовуються в сільськогосподарських машинах, в гірничодобувних пристроях, транспортному і хімічному машинобудуванні.

До недоліків цих передач можна віднести деяку нерівномірність роботи, значний шум внаслідок виникають вібрацій, динамічні навантаження і знос шарнірів ланцюга. Зубчасті зірочки (ведуча і ведена) ланцюгової передачі знаходяться в постійному зачепленні з ланцюгом (рис. 1.47). Якщо зірочка взаємодіє з цівками ланцюга, то таке зачеплення іменується цевочного. При взаємодії зірочки з ланками ланцюга через пальці або спеціальні гребені зачеплення передачі називається відповідно пальцевим або гребньовим.

Найчастіше ланцюга виконуються роликowymi або втулочно, а при великих навантаженнях робляться пластинчастими (зубчастими).

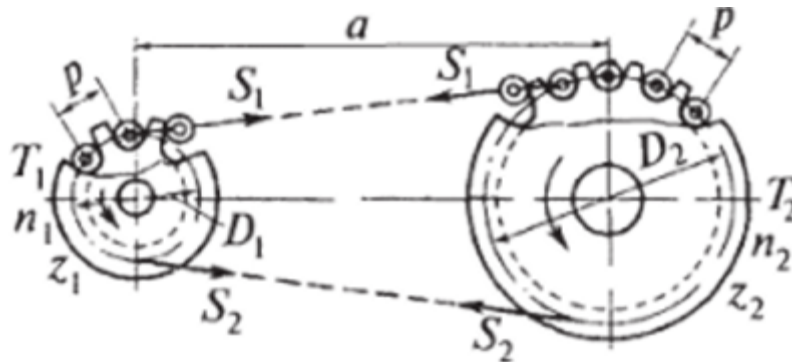


Рис. 1.47. Схема ланцюгової передачі

На рис. 8.1 показані діючі крутний момент  $\Gamma$ , і  $T_7$  на малої і великої зірочках і відповідні частоти їх обертання  $i$ , і  $i_2$ , а також числа зубів  $Z$  і  $\Gamma_2$ . Крім того, діючі сили  $S_1$  і  $S_2$  в провідною і відомою гілках ланцюгового обвода і відповідно діаметри кіл зірочок ( $Z$ ), і  $Z_2$ , а також міжосьова відстань  $a$  і крок передачі  $p$ . Потужності  $V$ , і  $jV_2$  на малюнку не показані.

Конструктивні рішення і матеріали.

Сучасні приводні ланцюги в основному бувають шарнірні, роликіві, втулкові і зубчасті. Всі ланцюга стандартизовані і характеризуються розмірами ланок ланцюга, можливої номінальним навантаженням і руйнівним зусиллям.

Роликowa (або втулочно) однорядна ланцюг (рис. 1.47, а) складається з валиків 3, запресованих в отвори зовнішніх ланок 2, а втулки 4 аналогічно закріплені в отворах внутрішніх ланок /. Втулка на валиках і ролики 5 на втулках можуть вільно провертатися. Розміри ланок (в тому числі кроку ланцюга  $p$ ) втулочно-роликових ланцюгів наводяться у відповідних довідниках, але в основному вони визначаються відповідно до діаметра

застосованого  $d$  валика. В середньому можна вважати, що зовнішній розмір втулки  $d'' = (1,45 \dots 1,55) d$ , товщина з'єднувальних пластин дорівнює  $(0,45 \dots 0,5) d$ , ширина пластин з'єднувальних ланок дорівнює  $2d$ .

Зачеплення ланцюга із зірочками здійснюються через ролики. За рахунок повертання втулок на валиках і роликів щодо валиків забезпечується рівномірність розподілу навантажень в шарнірах, краще проникнення змащення й зменшення зносу. Перекочування роликів по зубам зірочок також знижує знос останніх.

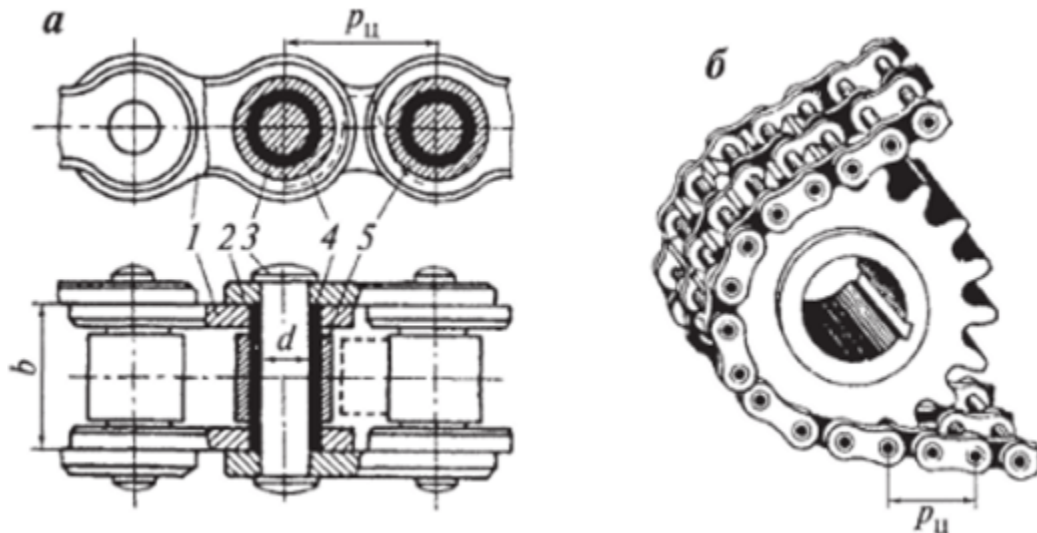


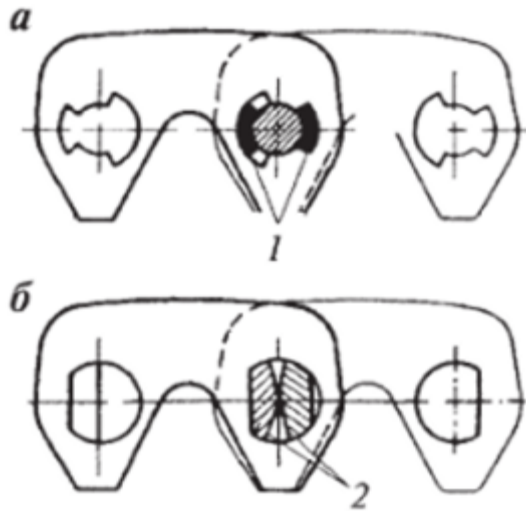
Рис. 1.48. Роликові й втулкові одно- (а) і дворядні (б) приводні ланцюги

Такі роликові ланцюги використовуються з окружними швидкостями до  $20 \text{ м/с}$ .

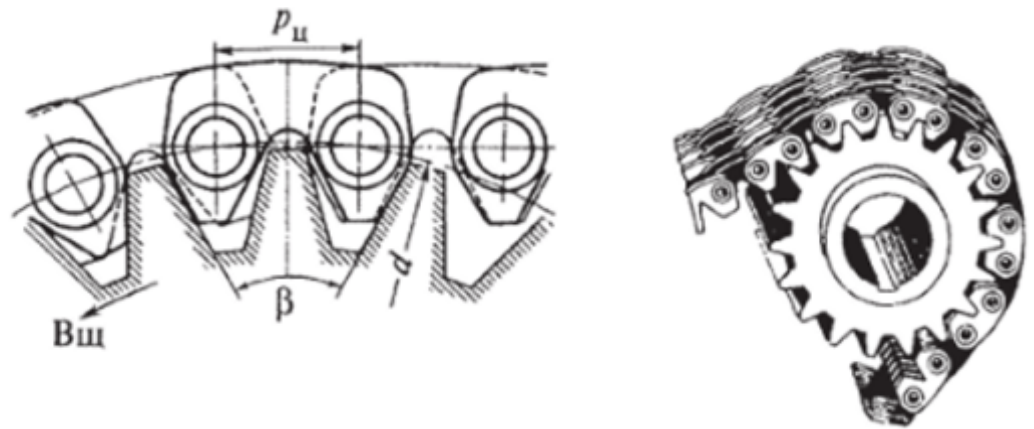
Дворядні (рис. 1.48, б) і взагалі багаторядні ланцюга дозволяють збільшити передану навантаження майже пропорційно числу рядів.

*Втулкові ланцюга* відрізняються лише відсутністю ролика 5 (див. Рис. 1.48, а). Їх шарніри більш компактні, вони трохи дешевше, але мають меншу зносостійкість і спрощене взаємодія із зірочками без перекочування. Ці ланцюги зазвичай використовуються в більш дешевих передачах і роблять менше (в  $1,5 \dots 1,8$  рази) окружні швидкості.

*Зубчасті ланцюга* (рис. 1.49) являють собою набір пластин з двома зубообразними виступами, що мають стандартний кут вклинювання  $\rho = 60^\circ$ . З огляду на можливого порівняно великого набору паралельно працюють пластин ці ланцюги можуть передавати великі навантаження і з порівняно високими швидкостями - до  $35 \text{ м/с}$ .



**Рис. 1.49. Шарніри ланцюгів з вкладишами**



**Рис. 1.50. Зубчаста пластинчатая приводний ланцюг**

Основним критерієм працездатності ланцюгових передач виявляється зносостійкість шарнірів ланцюга і зубів зірочки. Для зменшення тертя в шарнірах іноді використовуються спеціальні вкладиші 1 (рис. 1.49, а) у поліпшують підведення мастила або частково замінюють ковзання перекочування опуклих поверхонь 2 (рис. 1.49,б).

Перспективною для потужних ланцюгів зі швидкостями перемотування до 20 м / с є можливість використання гумово шарнірів. Ці шарніри представляють собою так звані сайлент-блоки, що забезпечують взаємний поворот сусідніх ланок ланцюга за рахунок концентричного крутіння гумових втулок.

На рис. 1.50 представлені конструкції ланцюгових передач з пристроями натягу ланцюгів. Ці пристрої одночасно виконують ролі демпферів, що сприяють гасінню поперечних коливань гілок ланцюга. Натягачі (зірочки, ролики або колодки)



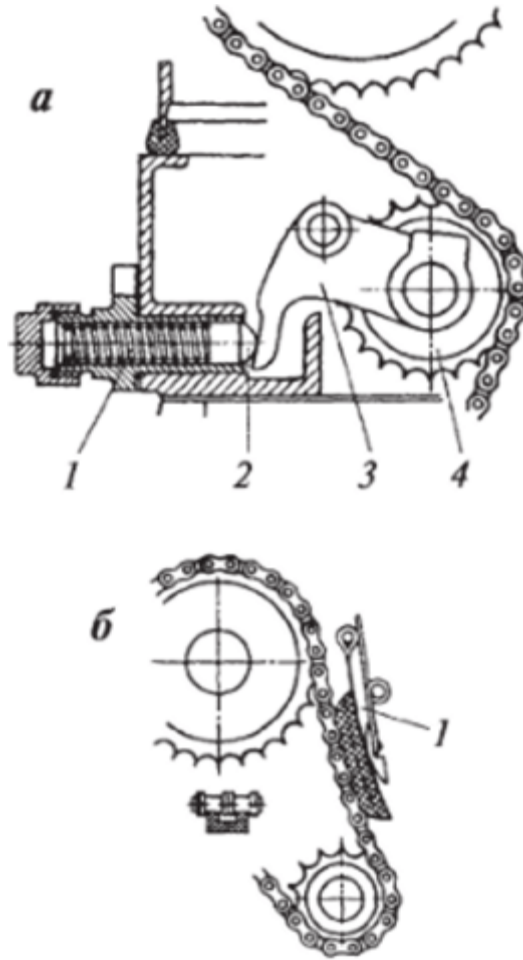


Рис. 1.50. Можливі пристрої натягу ланцюгів:

*a* - зірочкою; *б* - демпфером-успокоителем

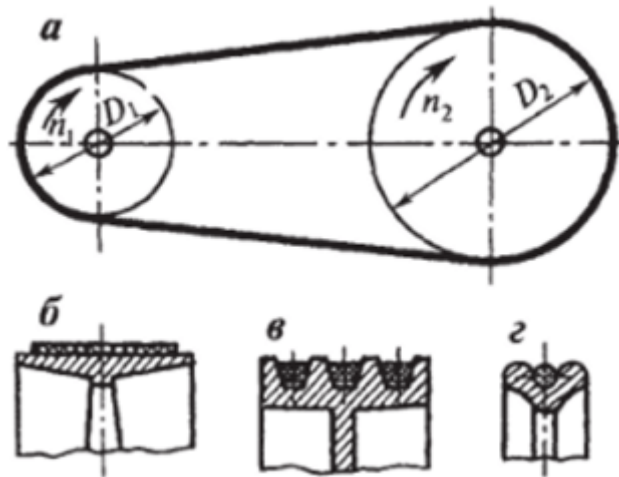
## ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

### КОРОТКА ХАРАКТЕРИСТИКА

Ремінні передачі (рис. 1.51, *a*) відносяться до передач з гнучким зв'язком фрикційного типу. Гнучкий пасовий обвід передасть крутний момент від одного шківа діаметром  $Z_1$ , до іншого діаметром  $Z_2$ , які мають частоти обертання  $n_1$  і  $n_2$  відповідно. Застосовуються плоскопасові (рис. 1.51, *б*), кліноременніє (рис. 1.51, *в*), канатні (круглоременніє) (рис. 1.51, *г*) пристрої. Це найстаріший вид передач - їм уже багато століть.

Переваги ремінних передач складаються в плавної і безшумної роботі, деяке зниження динамічних навантажень і оберігання від надмірних перевантажень за рахунок явищ пробуксовки, простоті конструкції, дешевизні і можливості отримання значних міжосьових відстаней.

Недоліки полягають в порівняно великих розмірах, непостійність передавального числа, невисоких ККД і невеликий довговічності, значних навантажень на вали і опори внаслідок сили натягу ременів.



**Рис. 1.51. Ремінна передача:**

*a* - схема; *б-г* - види ременів

Основними критеріями працездатності є тягові можливості і довговічність ременів.

Працездатність пасової передачі істотно залежить від матеріалу ременів, які робляться з прогумованої, часто армованої тканини типу корду, плівки з пластмаси і традиційної шкіри, а також бавовняних і вовняних сплетінь.

Сучасні ремінні обводи виконуються безшовними, вразі необхідності використовується зшивання або склеювання кінців обвода. Застосування ремінних передач все ж обмежується переданими потужностями. В даний час рідко зустрічаються передачі з потужністю, що перевищує 50 кВт. Найчастіше їх потужності всього від 1 ... 2 до 10 ... 15 кВт. Застосування цих передач доцільно при порівняно великих міжосьових відстанях і для приводів декількох відомих валів від одного ведучого.

Ремінні передачі широко використовуються в автомобілебудуванні для приводу допоміжних агрегатів, в сільськогосподарських машинах, частково в текстильній промисловості. У побутовій техніці і приладах використовуються малопотужні клино- і круглоремінні пристрою.

Геометричні і кінематичні співвідношення.

На рис. 1.52 показана кінематична схема з геометричними параметрами найпростішої плоскопасової передачі, що складається з двох шківів, розташованих на міжосьовій відстані  $a$ . Відповідно відомі діаметри шківів  $D_1$  і  $D_2$ , частоти обертання  $n_1$  і  $n_2$ , а також кути охоплення  $\alpha_1 = 180^\circ - \rho$  для меншого шківів і  $\alpha_2 = 180^\circ + \rho$  для більшого.



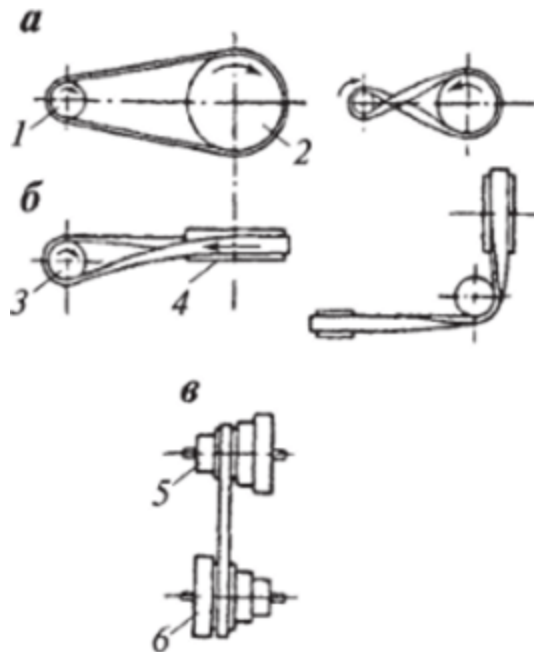


Рис. 1.52. Види найпростіших плоскопасових передач

## ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

### ПРИНЦИП РОБОТИ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ

Фрикційні передачі - передачі тертям, яке виникає між контактуючими між собою тілами обертання (рис. 1.53). Якщо в місці зіткнення ковзанок діє сила натискання  $F_n$ , то може бути реалізована окружна сила.

Коефіцієнт тертя / залежить від матеріалу дотичних ковзанок і наявності мастила.

Якщо мастило відсутнє (сухе тертя), то при взаємодії сталевих поверхонь / «0,1 ... 0,12, в разі тертя стали по чавуну / \* 0,15 ... 0,20, а при взаємодії стали з текстоліту або фіброю / - 0,2 ... 0,3. Ці матеріали не сильно зношуються і працюють досить стабільно. Взаємодія стали з асбокаучуком може забезпечити коефіцієнт / - 0,3 ... 0,35 (0,4), проте цей матеріал недостатчнодовговечен.

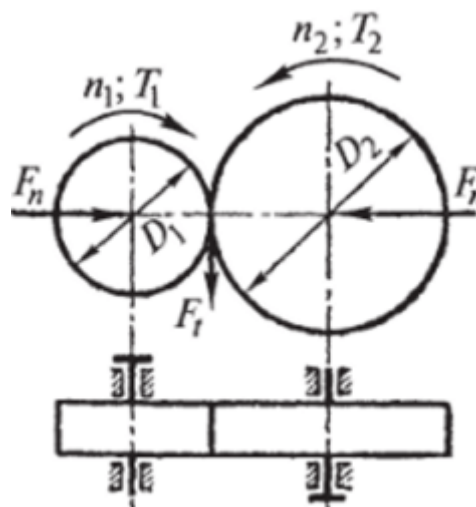


Рис. 1.53. Циліндрична фрикційна передача

При роботі в маслі вплив матеріалу незначно і  $f \sim 0,04 \dots 0,05$ . Лише сталь з металокерамікою дозволяють в маслі отримати  $f \sim 0,07 \dots 0,08$ . Зменшення коефіцієнта тертя компенсується можливістю значного збільшення сили  $F$  - інакше кажучи, питомого тиску в місці контакту.

Тому робота фрикційних передач, як і дисків в фрикційних пристроях (зчеплення автомобіля), в масляному середовищі перспективна. За рахунок підвищення питомої тиску зменшуються габаритні розміри, і передача працює більш рівномірно.

## РОЗДІЛ 2. ГІДРАВЛІКА

### 1.1. Гідроприводи

#### 1.1.1. Найважливіші характеристики гідроприводів

- Передача великих сил (крутних моментів) при відносно невеликих габаритних розмірах.
- Робота на повну потужність можлива відразу після запуску.
- Безступінчате налагодження у системах без зворотнього зв'язку або із зворотнім зв'язком, легко забезпечується регулювання: швидкості, крутного моменту та зусилля.
- Простота захисту від перевантаження.
- Широкий діапазон регулювання: можливість контрольованих рухів з великою або гранично малою швидкістю.
- Можливість акумуляції енергії.
- Просте централізоване управління.
- Можливість децентралізованого перетворення гідравлічної енергії у механічну.

#### 1.1.2. Робота гідроприводу

У гідроприводах механічна енергія перетворюється у гідравлічну енергію стиснутої рідини, що рухається, у цій формі переміщається, розподіляється або регулюється і потім знову перетворюється у механічну енергію.

#### 1.2. Перетворення енергії

Для першого перетворення енергії служать насоси, а другого - гідроциліндри і гідромотори.

##### 1.2.1. Управління енергією

Гідравлічна енергія і передача потужності, що її супроводжує у гідроприводах характеризується тиском і потоком (витратою). Їх величина і напрям дії визначаються регульованими насосами або гідроапаратами, що реалізують управління без зворотнього зв'язку або із зворотнім зв'язком (рис.1.1).

##### 1.2.2. Передача енергії

Робоча рідина, яка проходить через трубопроводи, шланги, отвори у блоках управління або гідроапаратах, транспортує енергію або лише трансформує тиск.

Для поповнення запасів і догляду за робочою рідиною потрібен цілий ряд спеціальних пристроїв, таких як резервуари, фільтри, охолоджувачі, нагрівачі, вимірювальні і тестуючі прилади.



Рис. 1.1. Передача енергії у гідроприводі

### 1.3. Проектування простого гідроприводу

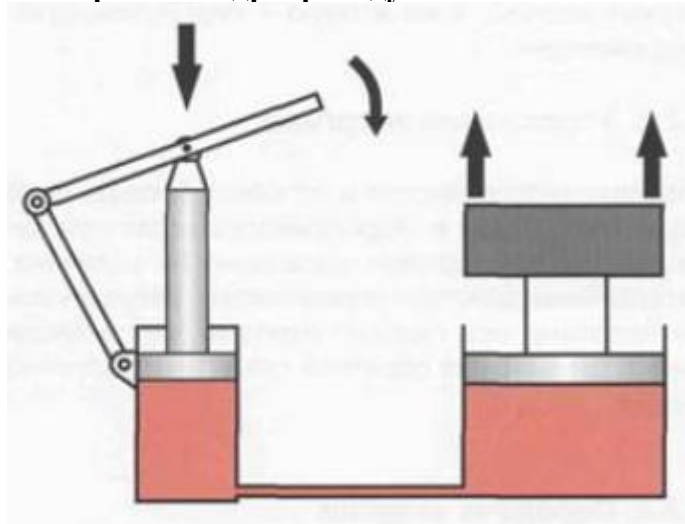


Рис. 1.2. Принцип роботи гідроприводу

На поршень ручного насоса діє сила (рис. 1.2). В результаті дії цієї сили на площу поршня виникає тиск ( $p = F_1 / S_1$ ).

Чим сильніше тиснути на поршень, тим вищим стає тиск.

Проте тиск підвищується тільки до того рівня, при якому він здатний подолати опір навантаження з урахуванням робочої площі гідроциліндра ( $F_2 = p S_2$ ).

Після цього тиск далі не підвищується при постійному навантаженні. Він врівноважується опором, який протидіє перетіканню рідини. Встановлений на поршень вантаж почне підніматися, якщо підвести необхідний для цього тиск. Швидкість підйому при цьому залежить від величини об'ємного потоку, що підводиться до гідроциліндра. Повертаючись до рис. 1.2, можна відмітити, що чим швидше поршень ручного насоса рухається вниз, тим більше рідини подається до гідроциліндра за одиницю часу, і тим швидше підніматиметься вантаж.

Як другий приклад розглянемо наступний простий гідропривід. При цьому крок за кроком вводяться додаткові пристрої, котрі:

- управляють зміною напрямку руху (гідророзподільник)
- впливають на швидкість руху гідроциліндра (дросель)
- обмежують навантаження на гідроциліндрі (запобіжний клапан)
- запобігають руху навантаженого гідроциліндра у зворотньому напрямі при відключенні насоса (зворотній клапан).

Розглянемо гідроциліндр навантажений силою  $F$ , що повинен забезпечити рух в обидві сторони. На відміну від рис. 1.2 насос (1) приводиться тут в обертання за допомогою привода (електродвигуна або двигуна внутрішнього згорання).

Основи конструкції, показаної на рис. 1.2, відображені на принциповій схемі рис. 1.3.

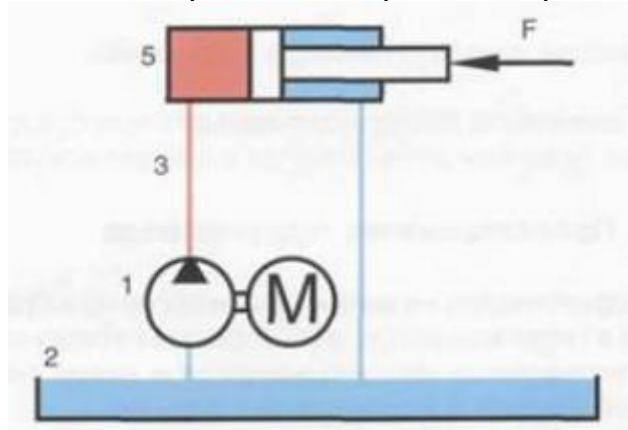


Рис. 1.3

Гідравлічний насос (1), що приводиться в обертання електродвигуном М, всмоктує рідину з бака (2) і подає її через трубопроводи (3) гідроприводу до гідроциліндра (5). Поки рідина не зустрічає опору, вона тільки проштовхується через трубопровід.

Навантажений силою  $F$  гідроциліндр (5), встановлений на кінці трубопроводу, представляє для рідини перешкоду, яка чинить опір. В результаті тиск зростає до тих пір, поки перешкода не буде подолана, тобто поки поршень гідроциліндра не почне рухатися.

Проте, якщо вимкнути мотор, сила  $F$  заштовхуватиме поршень гідроциліндра у початкове положення (шток втягується), а насос (1) працюватиме у режимі гідромотора.

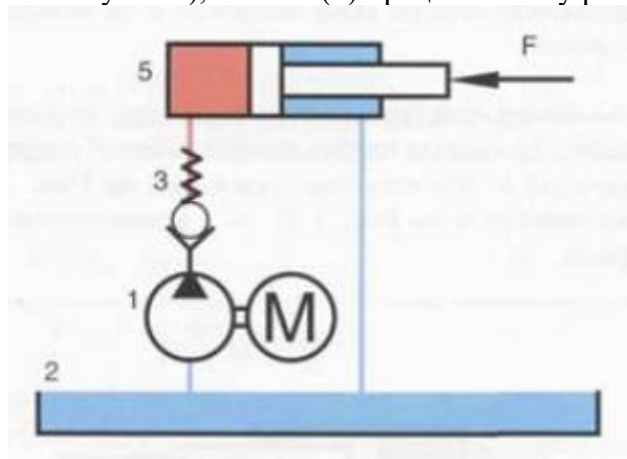


Рис. 1.4

Шляхом установки зворотнього клапана (3) в напірній лінії насоса (1) виключається можливість зливу рідини з гідроциліндра (5) і, отже, запобігається зворотньому руху штока (див. рис. 1.4).

Після внесення доповнень до конструкції гідроприводу ми можемо утримувати гідроциліндр (5) у будь-якому потрібному положенні за рахунок виключення приводу.

Якщо поршень повністю висунеться до упору в кришку гідроциліндра, то тиск буде зростати до тих пір, поки не відбудеться руйнування гідроприводу.

Ця небезпека виключається запобіжним клапаном (4), показаним на Рис. 1.5.

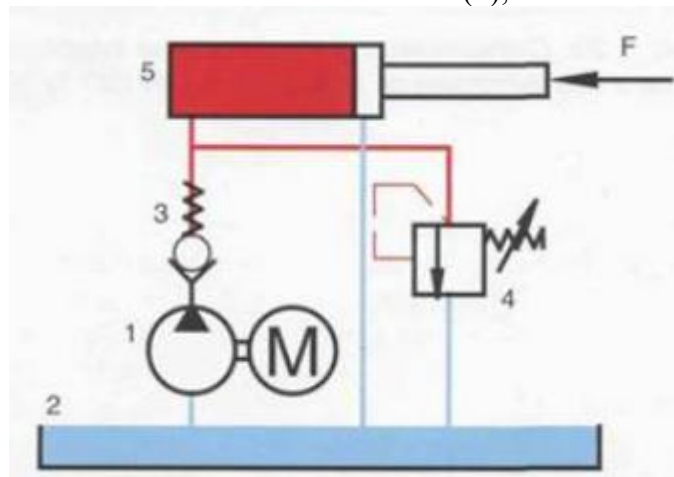


Рис. 1.5

Щоб захистити гідропривід від надмірного зростання тиску (від перевантаження), слід обмежити максимально допустимий тиск за допомогою запобіжного клапана.

У запобіжному клапані механічна сила пружини впливає на конус, притиснутий до сідла. Найвний у трубопроводі тиск  $p$  діє на конус, намагаючись відірвати його від сідла. Якщо сила від тиску перевищує зусилля пружини, конус відходить від поверхні сідла. Далі тиск уже не зростає, а об'ємна витрата, що подається насосом (1), зливається у резервуар (2) через запобіжний клапан (4). Таким чином, гідропривід уже здатний повністю висувати шток гідроциліндра.

За рахунок установки гідророзподільника (6) можна забезпечити реверс руху гідроциліндра, тобто можливість зворотнього втягування штока.

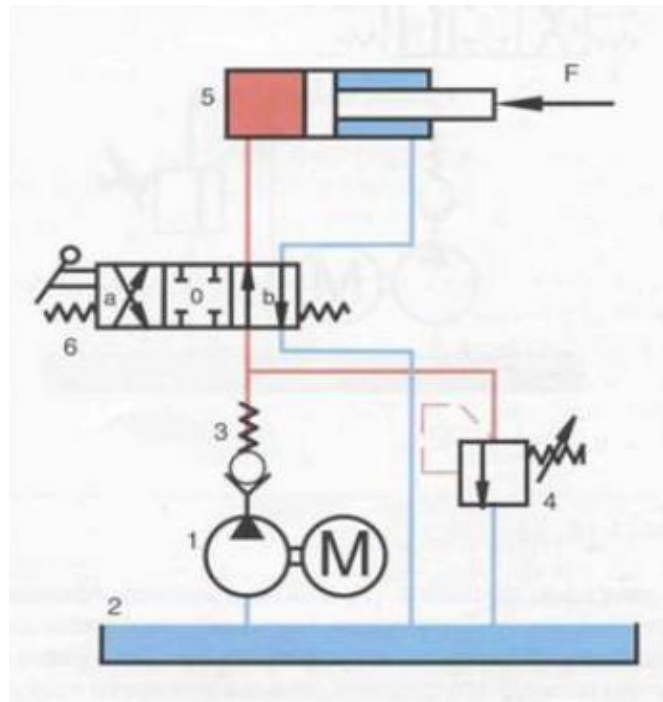


Рис. 1.6

На рис. 1.6 показаний гідророзподільник (6) у позиції b. У цьому вирішенні не вийшло нової якості у порівнянні з рис. 1.5. Уявно перемкнемо гідророзподільник (6) у кожне з його трьох можливих положень (позицій). Для цього змістимо управо в зону гідроліній підведення квадрати 0 або a:

- позиція a: шток гідроциліндра втягується
- позиція 0: всі лінії заглушені, і шток гідроциліндра нерухомий
- позиція b: шток гідроциліндра висувається.

Щоб мати можливість зміни швидкості переміщення поршня в гідроциліндрі (5), необхідно змінювати величину об'ємного потоку (витрати) рідини, що подається в гідроциліндр. Для цієї мети встановлюється дросель (7), як це показано на рис. 1.7.

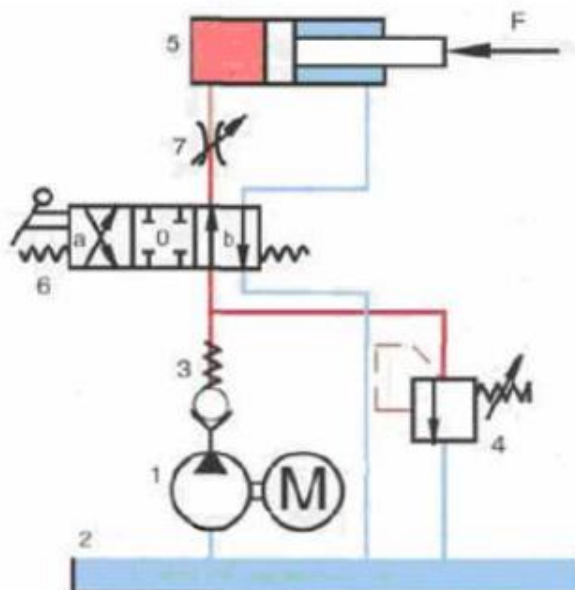


Рис. 1.7 Схематичне зображення гідроприводу згідно із стандартом DIN ISO 1219

За допомогою дроселя (7) можна змінювати прохідний переріз трубопроводу, через який робоча рідина підводиться у гідроциліндр. При зменшенні прохідного перерізу менше рідини поступає у гідроциліндр (5) за одиницю часу. У результаті, поршень гідроциліндра починає переміщатися повільніше. При цьому надлишкова частина рідини, що подається насосом, зливається у бак (2) через запобіжний клапан (4).

При висуненні штока (рух вправо) гідроциліндра у гідроприводі діє наступний тиск:

- між насосом (1) і дроселем (7) — тиск, на який налагоджений запобіжний клапан (4);
- між дроселем (7) і гідроциліндром (5) — тиск, зусилля від якого зрівноважується навантаженням  $F$ .

На гідравлічних схемах гідроприводу гідророзподільники завжди показуються у їх початковому положенні.

Закінчена конструкція гідроприводу, що здійснює рух навантаженого силою  $F$  гідроциліндра (5) в обидва боки, показана на рис.1.7 схематично і на рис.1.8 — з компонентами у розрізі.

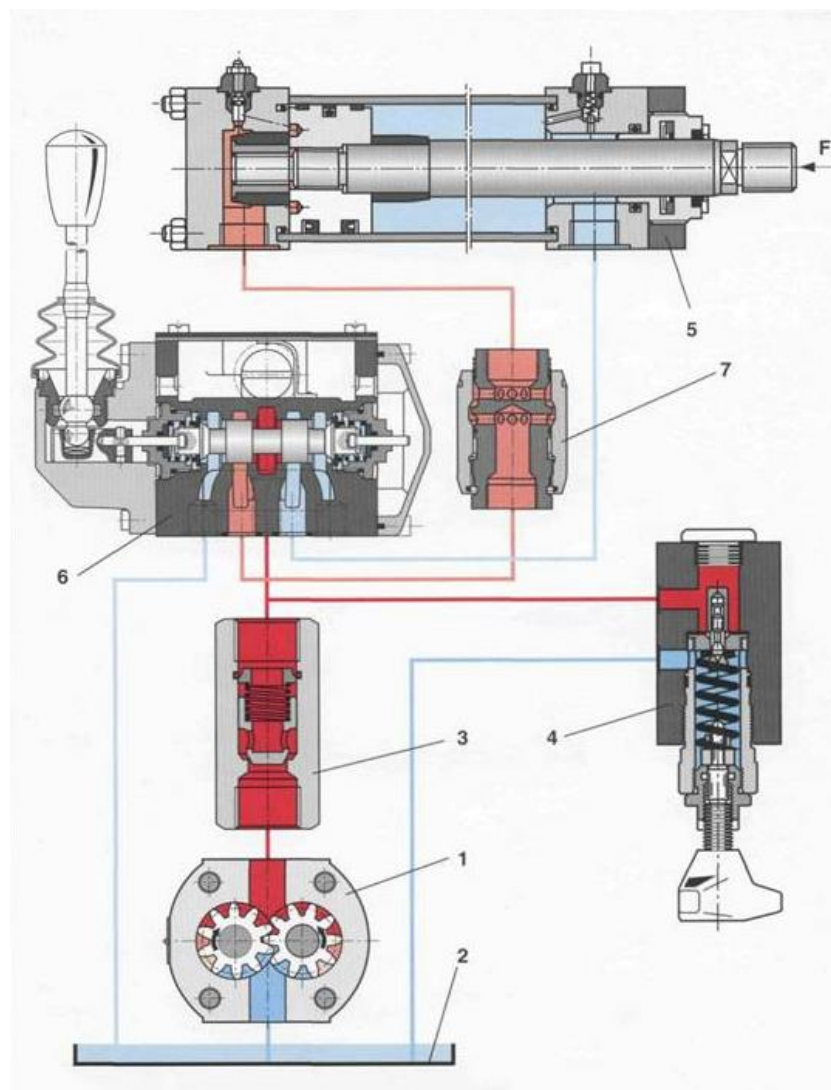


Рис. 1.8. Гідропривід з компонентами, показаними у розрізі

## 1.4. Гідравлічні рідини

### 1.4.1. Загальні поняття

Гідравлічні рідини (робочі рідини) використовуються у гідроприводах для передачі сил і рухів. Численні можливості і області застосування гідроприводів вимагають від робочих рідин різних експлуатаційних властивостей. Оскільки жодна з рідин не може



задовольнити усім вимогам одночасно, підбирають найвідповіднішу рідину для конкретних випадків застосування. Тільки таким чином можна забезпечити безвідмовну і економічну експлуатацію.

Таблиця 1.1. Области застосування гідроприводів та використовувані робочі рідини.

Область застосування	Вживані робочі рідини *)	Максимальний робочий тиск, бар	Температура навколишнього середовища, °С	Місце експлуатації
Транспортне машинобудування	1-2-3	250	-40 до + 60	всередині і зовні
Мобільні машини	1-2-3	315	-40 до + 60	всередині і зовні
Спеціальний рухомий склад	1-2-3-4	250	- 40 до + 60	всередині і зовні
Сільськогосподарські і заготівельні машини	1-2-3	250	- 40 до + 50	всередині і зовні
Суднобудування	1-2-3	315	- 60 до + 60	всередині і зовні
Літакобудування	1-2-5	210(280)	- 65 до + 60	всередині і зовні
Підйомно-транспортне устаткування	1-2-3-4	315	- 40 до + 60	всередині і зовні
Верстатобудування	1-2	200	18 до 40	всередині
Пресобудування	1-2-3	630	18 до 40	переважно всередині
Металургійне і прокатне виробництво, ливарні машини	1-2-4	315	10 до 150	всередині
Виробництво сталевих конструкцій та гідротехнічних споруд	1-2-3	220	- 40 до + 60	всередині і зовні
Будівництво електростанцій	1-2-3-4	250	-10 до + 60	переважно всередині
Стендова техніка і моделювання	1-2-3-4	1000	18 до 150	переважно всередині
Гірничодобувна промисловість	1-2-3-4	1000	до 60	зовні під землею
Спеціальна техніка	2-3-4-5	250 (630)	-65 до 150	всередині і зовні
*) 1 - мінеральні масла; 2 - синтетичні робочі рідини; 3 - екологічно чисті робочі рідини; 4 - вода, HFA, HFB; 5 - спеціальні рідини				

## 1.4.2. Вимоги до рідин

### 1.4.2.1. Змащуючі і антизношувальні характеристики

Робочі рідини повинні утворювати на всіх рухомих частинах постійну масляну плівку. Масляна плівка може руйнуватися через високий тиск, недостатнє підведення масла, його низьку в'язкість, повільні або надмірно великі швидкості ковзання. У результаті з'являються задири та порушення стандартних допусків, які, наприклад, для гідророзподільників знаходяться у діапазоні 8-10 мкм.

Разом із зносом від задири, можливе також зношення в результаті втоми і корозії.

Знос унаслідок стирання виникає при використанні забруднених або недостатньо відфільтрованих робочих рідин (забруднення у вигляді твердих часток металу, шлаку, піску і т.д., які проникають між дотичні деталі). При високому значенні швидкості потоку зношення можуть викликати і агресивні речовини, захоплені рідиною.

Втомний знос викликають процеси кавітацій у рідині. Посилений знос може бути наслідком присутності води у робочій рідині.



Під час тривалих простоїв гідроприводів і застосування невідповідних робочих рідин може з'явитися корозійний знос. Вологість викликає появу корозії на поверхнях ковзання, що веде до посиленого зносу гідравлічних компонентів.

Еталонна температура для класів в'язкості по ISO

Для кожного випадку застосування компоненту повинні враховуватися рекомендації з каталогів

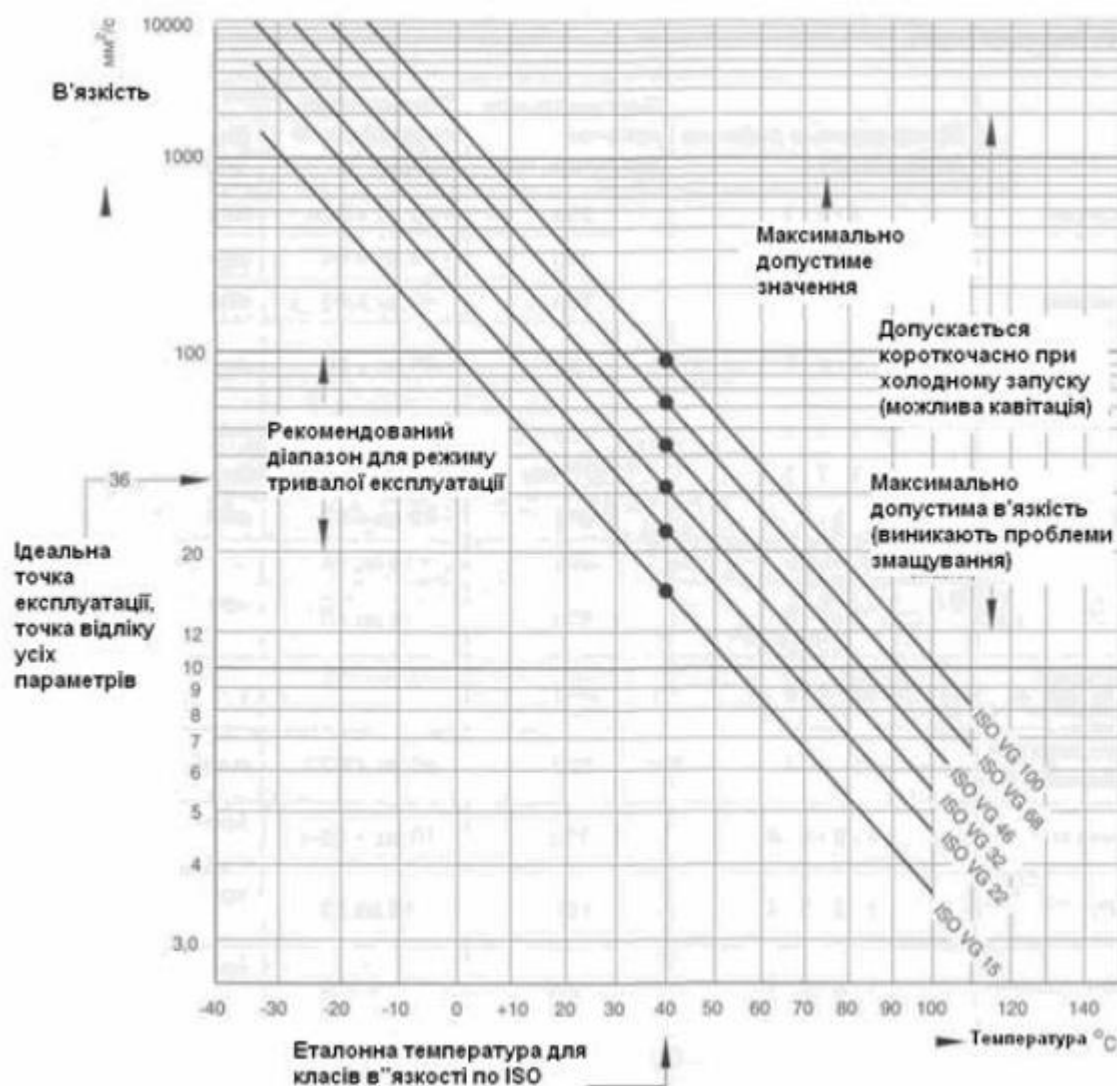


Рис. 1.9. Діаграма залежності в'язкості від температури з межами областей застосування для гідроприводів

#### 1.4.2.2. В'язкість

В'язкість є найважливішою характеристикою при виборі робочої рідини.

В'язкість дозволяє визначити, чи буде робоча рідина при заданій температурі текуча чи густа, чи буде тертя між шарами рідини незначним суттєвим. У системі СІ в'язкість вимірюється в  $\text{мм}^2/\text{с}$ , вона змінюється із зміною температури. Залежність в'язкості від температури на діаграмі з подвійним логарифмічним масштабом по осі в'язкості виглядає у вигляді прямої лінії (рис.1.9)..

Для визначення областей застосування гідроприводу важливо брати до уваги вказані у документації виробників компонентів допустимі межі зміни в'язкості.

#### 1.4.2.3. Індекс в'язкості

При коливаннях температури навіть у великих межах робоча рідина не повинна ставати «надто текучою чи надто густою», оскільки при цьому змінюються умови дроселювання, і, отже, — швидкість руху гідродвигунів. Індекс в'язкості визначається відповідно до стандарту DIN ISO 2909. Рідина з найкращим індексом в'язкості

характеризується лінією з найменшим кутом нахилу на діаграмі залежності в'язкості від температури.

Робочі рідини з високим індексом в'язкості необхідні для застосування, перш за все, в умовах великих температурних перепадів, наприклад у гідроприводах мобільних машин, автомобілів і літаків.

#### **1.4.2.4. Залежність в'язкості від тиску**

В'язкість робочих рідин мало змінюється при підвищенні тиску. Але при тиску понад 200 бар цю обставину необхідно враховувати у процесі проектування гідроприводу. При тиску близько 400 бар в'язкість уже подвоюється.

#### **1.4.2.5. Сумісність з різними матеріалами**

Робочі рідини повинні добре поєднуватися з іншими використовуваними у гідроприводах матеріалами, наприклад, для підшипників, ущільнень, захисних покриттів і т.д. Це питання актуальне також і для випадку, коли робоча рідина з тих або інших причин може витікати з гідравлічної установки і впливати на електропроводку, механічні частини конструкції і т.д.

#### **1.4.2.6. Стабільність зсуву.**

У процесі дроселювання у гідроапаратах робоча рідина механічно навантажується: потік рідини «зрізається». Цей процес обмежує термін служби робочої рідини.

Якщо у робочу рідину уведено присадки, що покращують індекс в'язкості, її чутливість до зрізу збільшується. Допустиме навантаження на зріз у гідроапаратах і насосах приводить до тимчасового падіння в'язкості, яка, потім знову нормалізується. Якщо ж напруження зрізу приводить до руйнування присадок, попереднє значення в'язкості більше не відновлюється. Це призводить до постійного зниження в'язкості.

#### **1.4.2.7. Термічна стабільність**

У процесі експлуатації гідроприводу робоча рідина може нагріватися (по можливості не вище 80 °С). При зупинці рідина знову охолоджується. Такі процеси, що повторюються, роблять вплив на термін служби робочої рідини. У зв'язку з цим багато гідроприводів оснащуються теплообмінниками — пристроями нагріву і охолодження, які підтримують експлуатаційну температуру на постійному рівні.

При цьому досягається стабілізація в'язкості і збільшення терміну служби робочої рідини. Негативним аспектом є високі витрати на установку / придбання теплообмінників і високі експлуатаційні витрати (електроенергія для нагріву і вода / повітря для охолодження).

#### **1.4.2.8. Антиокислювальна стабільність**

На процес старіння мінеральних масел роблять вплив його взаємодія з киснем (окислення), нагрівання, дія світла і каталіз. Підвищене поглинання кисню, крім того, активізує корозійні процеси в елементах конструкції. Мінеральні масла з високим рівнем опірності старінню містять інгібітори окислення, які запобігають швидкому поглинанню кисню.

Мідь, свинець, бронза, латунь і сталь мають особливо високий каталітичний ефект і впливають на термін служби робочої рідини.

#### **1.4.2.9. Незначна стисливість**

Повітря, що міститься у робочій рідині, визначає її ступінь стиснення, що робить вплив на точність позиціонування гідроприводів. У процесі управління гідроприводами без зворотного зв'язку або із зворотним зв'язком стисливість знижує швидкодію. Якщо великі об'єми, що знаходяться під тиском, швидко розвантажуються, виникають удари в гідросистемі. Стисливість робочої рідини визначається коефіцієнтом, який залежить від типу рідини, збільшується із зростанням температури і зменшується з підвищенням тиску.

Як контрольна величина для мінеральних масел при теоретичних розрахунках можна приймати коефіцієнт стисливості від 0,7 до 0,8 % на кожні 100 бар. Для води цей коефіцієнт складає 0,45 % на кожні 100 бар.

Стисливість значно зростає, якщо разом з рідиною переміщаються повітряні бульбашки. Через помилки у виборі розмірів бака, його конструкції або варіанту підключення трубопроводів може бути утруднене відділення повітря (деаерація) від робочої рідини, що приводить до значного погіршення коефіцієнта стисливості. Подальші негативні наслідки — поява шуму, різких рухів і сильного нагріву у гідросистемі (див., також, ефект Дизеля).

Під ефектом Дизеля розуміють самозаймання легко-газової суміші. Якщо мінеральне масло, що містить багато дрібних повітряних бульбашок, швидко стискається в умовах високого тиску, бульбашки нагріваються так сильно, що може виникнути ефект самозаймання. Таким чином, виникає високий місцевий тиск і підвищення температури, які можуть пошкодити ущільнення гідравлічних компонентів. При цьому також знижується термін служби робочої рідини.

#### **1.4.2.10. Незначне теплове розширення**

Якщо робоча рідина нагрівається в умовах атмосферного тиску, її об'єм збільшується. Коли в гідросистемі є великі заповнювані об'єми, необхідно брати до уваги експлуатаційні температури.

Приклад: об'єм мінерального масла збільшується на 0,7 % на кожні 10°C підвищення температури.

#### **1.4.2.11. Мале піноутворення**

Повітряні бульбашки, що спливають у баку на поверхню, утворюють піну. Процес піноутворення може бути мінімізований шляхом правильної установки зливних ліній у баку і оптимізації його конструкції, наприклад за рахунок установки відповідних перегородок. Мінеральні масла містять хімічні присадки, що зменшують піноутворення. Схильність до піноутворення зростає в результаті старіння робочої рідини, її забрудненості і наявності конденсату.

Якщо насос засмоктує вспінене масло, це може привести до серйозних несправностей у гідросистемі і до швидкої відмови насоса.

#### **1.4.2.12. Мале поглинання повітря і його хороше відділення**

Робоча рідина повинна по можливості менше поглинати і транспортувати повітря і з іншого боку — добре віддавати захоплене повітря. На ці характеристики роблять позитивний вплив відповідні хімічні присадки. Відокремлення повітря або ступінь сепарації визначається відповідно до стандарту DIN 51381. При цьому вимірюється час у хвиликах, необхідний для відокремлення повітряних бульбашок, що знаходяться у маслі, до величини 0,2 % об'єму. Здатність відокремлення повітря погіршується з підвищенням температури робочої рідини.

#### **1.4.2.13. Висока точка кипіння і низький тиск пари**

Чим вища точка кипіння використовуваної робочої рідини, тим вищою може бути експлуатаційна температура гідроприводу.

#### **1.4.2.14. Висока густина**

Під густиною робочої рідини розуміють відношення її маси до об'єму. Густина повинна бути якомога вищою, щоб мати можливість передавати більшу потужність при однакових об'ємах робочої рідини. Для гідростатичних приводів це менш істотно, ніж для гідродинамічних. Густина мінеральних масел знаходиться у межах від 0,86 до 0,9 г/см<sup>3</sup>.

Густина враховується при переводі кінематичної в'язкості у динамічну і навпаки.

На практиці еталонною температурою густини є 15 °C.

#### **1.4.2.15. Хороша теплопровідність**

Теплота, що виділяється в насосах, гідроапаратах, гідромоторах, гідроциліндрах і трубопроводах повинна переноситися робочою рідиною у бак. Останній через свої стінки частково віддає його у навколишнє середовище. Якщо випромінюючої здатності стінок недостатньо, слід передбачати додаткові теплообмінні пристрої (маслоохолоджувачі) щоб уникнути перегріву гідросистеми.

#### **1.4.2.16. Хороші діелектричні характеристики (непровідність)**

Робоча рідина повинна по можливості не проводити електричний струм (наприклад, при короткому замиканні, обриві кабелю і т.д.). Крім того, у багатьох випадках електромагніти знаходяться у робочій рідині з метою поліпшення тепловідводу і підвищення демпфування якоря.

#### **1.4.2.17. Негіроскопічність**

Для гідроприводів, що працюють на мінеральному маслі, необхідно вживати заходів, що виключають можливість попадання води у масло, оскільки в цьому випадку виникають неполадки аж до повного виходу з ладу. Вода може проникати у гідросистему через ущільнення гідроциліндрів і приводних валів, через негерметичні водяні охолоджувачі і у формі конденсату, що утворюється на стінках бака через підвищену вологість повітря. Вода (конденсат) може бути і у свіжій робочій рідині, що заливається в бак. Якщо зміст води перевищує 0,2 % від загального об'єму, необхідно замінити робочу рідину. Відокремити воду від робочої рідини можна за допомогою сепараторів або центрифуг під час роботи гідроприводу (в основному для великих гідросистем).

У гідроприводах, що працюють на відкритому повітрі в умовах високої вологості і можливо дощу, після повітряного фільтру може встановлюватися осушувач повітря, який осушує засмоктуваний в бак об'єм повітря.

Оскільки вода має вищу питому вагу, вона скупчується на дні бака і може видалятися у періоди простою гідроприводу (мінеральне масло і вода не утворюють хімічної сполуки). Коли у баку є індикатор рівня на повну глибину, воду можна виразно бачити. Якщо обережно відкрити зливний кран, то спочатку зливається вода.

У крупних баках в найбільш низьких точках часто встановлюють сигналізатори води, що видають попереджувальний електричний сигнал. Визначення поточного ступеня присутності води на практиці неможливе.

#### **1.4.2.18. Негорючість**

Гідроприводи повинні працювати також у нагрітих або гарячих зонах підприємств, в умовах виробництва з відкритим вогнем або при дуже високій температурі. Для зниження ризику, пов'язаного з можливістю розтріскування трубопроводів або шлангів, застосовуються робочі рідини з високою точкою займання, важзаймисті або взагалі негорючі.

#### **1.4.2.19. Нетоксичність рідини, пари і продуктів утилізації**

Для запобігання збитку здоров'ю або навколишньому середовищу, необхідно приймати до уваги відповідні рекомендації виробників робочих рідин.

#### **1.4.2.20. Хороші антикорозійні властивості**

Виробники насосів, гідроапаратів, гідромоторів, гідроциліндрів випробовують свою продукцію на мінеральних маслах, що забезпечують корозійний захист. Здатність мінеральних масел протистояти корозії забезпечується за рахунок хімічних присадок, які утворюють на металевих поверхнях водовідштовхувальну плівку і при старінні мінерального масла нейтралізують продукти розпаду, що викликають корозію.

Після випробувань гідравлічних компонентів масло, що залишилося в них, знову повертається в бак. Плівка мінерального масла, що залишається на всіх компонентах,

захищає від корозії аж до вводу в експлуатацію. При тривалому складуванні компонентів необхідно здійснювати спеціальні заходи щодо корозійного захисту (наприклад, за допомогою консервуючого масла).

#### **1.4.2.21. Хороша фільтрованість**

Робоча рідина в період експлуатації гідроприводу постійно фільтрується напірними або зливними фільтрами (або в обох напрямках) з метою видалення абразивних частинок. Залежно від типу робочої рідини і її в'язкості вибираються розмір фільтру і фільтруючий матеріал.

Із збільшенням в'язкості робочої рідини збільшується перепад тиску на фільтроелементі ( $\Delta p$ ), тому потрібна установка більшого за розмірами фільтру. При використанні агресивних робочих рідин повинні застосовуватися відповідні фільтруючі середовища.

Присадки, що містяться у робочій рідині, не повинні затримуватися фільтрами. Якщо у гідросистемах застосовуються фільтри тонкого очищення (5 мкм і менше), робоча рідина повинна перевірятися на допустимість використання в таких умовах.

#### **1.4.2.22. Екологічна допустимість**

Якнайкращим способом захисту навколишнього середовища при експлуатації гідроприводів є їх кваліфіковане конструювання, правильні складання, експлуатація і техобслуговування.

Застосування екологічно чистих рідин не замінює вищезгадані заходи. Екологічно чисті робочі рідини повинні задовольняти наступним вимогам:

- хороша біологічна здатність до розкладання;
- легкість утилізації;
- нетоксичність для риб та бактерій;
- відсутність водозабруднення;
- відсутність забруднення харчових продуктів;
- відсутність подразнення шкіри і слизової оболонки у результаті дії робочих рідин у твердому, рідкому або газоподібному стані
- відсутність запаху або, принаймні, приємний запах.

До цих пір не існують нормативні документи або законодавчі акти, що встановлюють властивості «екологічно нешкідливих» (або краще — «екологічно прийнятних») робочих рідин.

## 1.5. Огляд типових гідравлічних рідин

Таблиця 1.2. Робочі рідини і їх клас водозабруднення (WGK)

Гідравлічне масло на основі мінерального	WGK	Важко займісті робочі рідини	WGK	Екологічно чисті робочі рідини	WGK	Спеціальні робочі рідини	WGK
<b>DIN 51524, частина 1</b> Гідравлічне масло <b>HL</b> Робоча рідина на базі мінерального масла з присадками для підвищення корозійного захисту і опірності старінню	2	Чиста вода	0	Базові рідини	0-1	Синтетичні масла	
		Типи <b>HFA (95/5)</b>		Рослинні масла (HTG) (тригліцериди)		(наприклад, полі- $\alpha$ олефіни та гліколі)	
		<b>HFA-E</b> (емульсія)	3	Полігліколь (HPG)		Авіаційні робочі рідини	
		<b>HFA-M</b> (мікроемульсія)	3	Синтетичний ефір (HE)		Рідини, сумісні з прокатними маслами і т.д.	
<b>DIN 51524, частина 2</b> Гідравлічне масло <b>HLP</b> Як масло HL, проте має додаткові присадки для зменшення задирного зносу в зоні напівсухого тертя	2	<b>HFA-V</b> (концентрований) 80% $H_2O$ +20% концентрат	-1				
		<b>HFB</b> (емульсії води в маслі)	3				
		40% $H_2O$ + 60% мінеральне масло					
<b>DIN 51524, частина 2</b> Гідравлічне масло <b>HLP-D</b> Як масло HLP, проте має додаткова диспергуючі і миючі присадки. На відміну від масел HLP немає ніяких вимог до величини повітро- і водовіддачі	3	<b>HFC</b> (водний гліколь) 40% $H_2O$ +60% гліколь	0-1				
		<b>HFD-R</b> (фосфатний ефір)	1-2				
		<b>HFD-U</b> (інші комбінації) (в основному поліефір)	-1				
<b>DIN 51524, частина 1</b> Гідравлічне масло <b>HLP</b> Як масло HLP, проте має додаткові присадки для поліпшення співвідношення в'язкість-температура	2						

Таблиця 1.3. Показники та класи водозабруднення

WGZ Показник водозабруднення	Від 0 до 1,9	Від 2 до 3,9	Від 4 до 5,9	>6
WGK Клас водозабруднення	0	1	2	3
Примітка	В основному не забруднює воду	Мало забруднює воду	Забруднює воду	Сильно забруднює воду

## 1.6. Приклад вибору відповідних гідравлічних компонентів

Цехова установка крана повинна мати гідропривід ходової частини і гідравлічну лебідку. Для розвантаження вантажних автомобілів кран повинен мати можливість виїзду з приміщення. Режим експлуатації крана — безперервний.

Для даного випадку застосування необхідно враховувати температурний діапазон:

- температура навколишнього середовища від - 10 до + 40 °С
- температура робочої рідини від 0 до + 60 °С.

З наявної номенклатури робочих рідин повинна застосовуватися рідина з індексом ISO VG32.

З рис. 1.10 для рідини VG32 можна визначити в'язкість для вказаних температур робочої рідини:

- при  $0\text{ }^{\circ}\text{C} = 300\text{ мм}^2/\text{с}$
- при  $+60\text{ }^{\circ}\text{C} = 15\text{ мм}^2/\text{с}$

Для вибору відповідних гідравлічних компонентів величини необхідної температури і в'язкості необхідно порівняти з даними у каталогах гідравлічних компонентів і вибрати відповідно до можливості застосування.

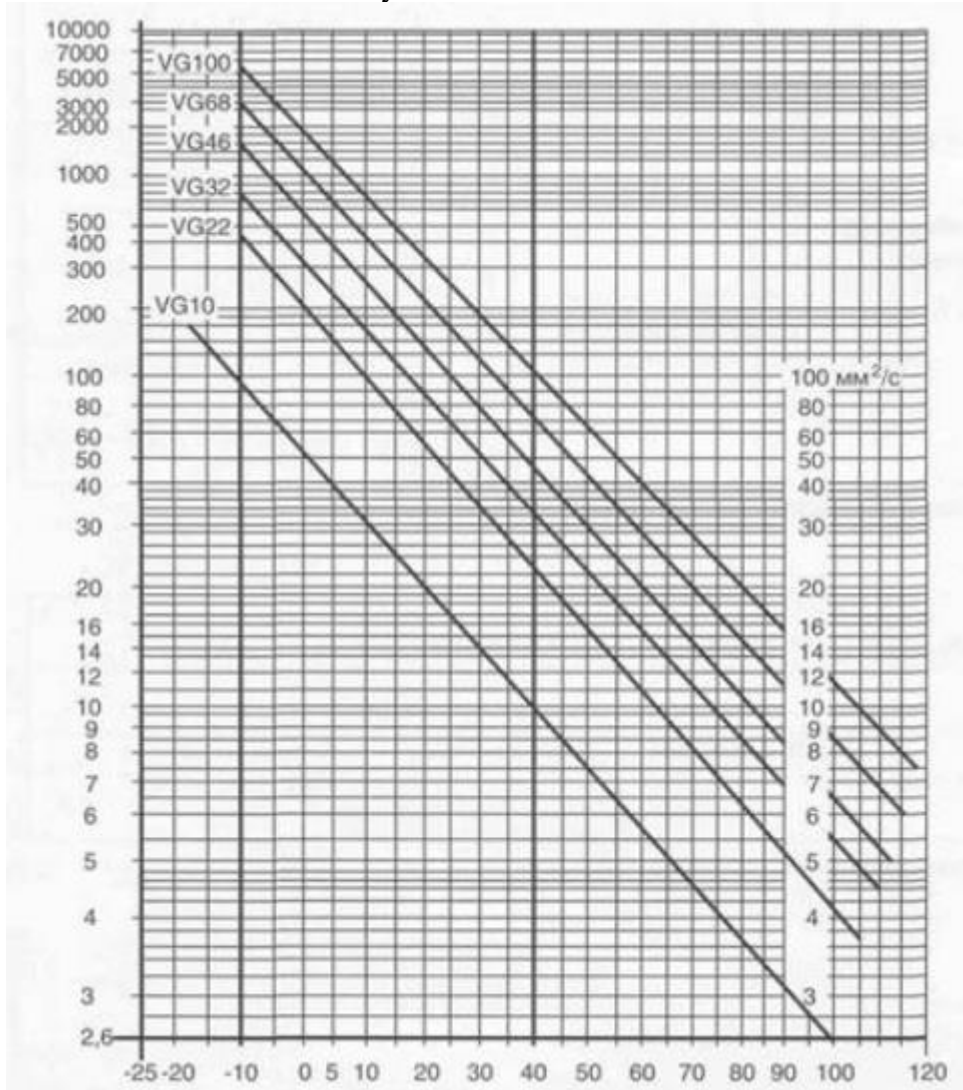


Рис. 1.10. Діаграма залежності в'язкості від температури

### 1.6.1 Діапазон температур і в'язкостей рідин для різних гідравлічних компонентів

Граничні каталожні значення температур і в'язкостей робочих рідин для деяких гідравлічних компонентів приведені у таблиці 1.4. В результаті порівняння цих значень з експлуатаційними вимогами була зроблена спроба оцінки можливих областей застосування.

### 1.6.2. Оцінка

Попередні оцінки, приведені в таблиці 1.4, показують, що існують обмеження тільки по пластинчастим насосам.

При проектуванні або заміні гідрообладнання необхідно провести подібну оцінку придатності. При цьому необхідно взяти до уваги, що в каталогах на конкретні вироби можливе вказання додаткових обмежень або навпаки — розширення інтервалів за умови дотримання певних експлуатаційних параметрів (наприклад, тиску, частоти обертання).

Таблиця 1.4. Допустимі значення температури і в'язкості робочих рідин, що використовуються в окремих компонентах

Компоненти	Допустима температура робочої рідини °С	Допустима в'язкість робочої рідини, мм <sup>2</sup> /с	Оцінка можливостей застосування
Шестеренчастий насос	-15 до +80	10 до 300	Межі застосування відповідають вимогам
Пластинчастий насос (регульований)	-10 до +70	16 до 160	• Інтервал температур достатній • Діапазон значень в'язкості недостатній, тому пластинчасті насоси в даному випадку не можуть застосовуватися
Аксіально-поршневий насос (регульований)	-25 до +90	10 до 1000	Межі застосування лежать за межами вимог
Зворотній клапан	-30 до +80	2,8 до 500	
Гідророзподільник	-30 до +80	2,8 до 500	
Гідроклапан тиску	-30 до +80	10 до 800	

## 2.1. Насоси

### 2.1.1. Вступ.

[?]Насоси[/?] відносяться до [?]гідравлічних машин[/?], що перетворюють механічну енергію (крутний момент, частоту обертання) у гідравлічну енергію (об'ємна витрата, тиск).

При виборі типу насоса необхідно брати до уваги наступні критерії:

- тип робочої (експлуатаційної) рідини;
- необхідний діапазон робочого тиску;
- прогнозоване значення інтервалу частот обертання;
- значення мінімальні і максимальної робочих температур;
- найбільше і найменше значення в'язкості;
- зручність встановлення та монтажу (підключення трубопроводів і т.п.);
- вид приводу (зчеплення і т.п.);
- прогнозований термін служби;
- максимальний рівень шуму і т.п.

Даний перелік можна було б продовжити. Проте різноманіття вимог показує, що не кожен насос оптимально відповідає усім вказаним критеріям, тому існує ціла низка різних конструктивних виконань. Загальне у всіх типів насосів полягає у тому, що вони функціонують за принципом витіснення рідини. Під час роботи усередині насоса утворюються механічно ізольовані камери, у яких робоча рідина переміщається з порожнини всмоктування (сполучена зі всмоктуючою лінією) у порожнину нагнітання (сполучена з напірною лінією). Оскільки між порожнинами всмоктування і нагнітання не існує прямого з'єднання, насоси, що функціонують за принципом витіснення рідини (об'ємні насоси), дуже добре пристосовані для роботи в умовах високого тиску у гідросистемі [?]гідроприводів[/?].



## 2.1.2. Конструктивні виконання



Рис. 2.1. Конструктивні виконання насосів

### 2.1.2.1. Шестеренні насоси зовнішнього зачеплення

Робочий об'єм утворюється між кромками шестерень (7),(8) і стінками корпусу (1) (рис.2.2)

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \quad (2.1)$$

$m$  - модуль;

$z$  - число зубів;

$b$  - ширина зуба шестерні;

$h$  - висота зуба шестерні.

[?]Шестеренні насоси[?] зовнішнього зачеплення широко застосовуються у гідроприводах мобільних машин. Причиною цього є наступні особливості:

- відносно високий тиск при невеликій вазі;
- низька ціна;
- широкий діапазон частот обертання;
- широкий діапазон температур/в'язкостей.

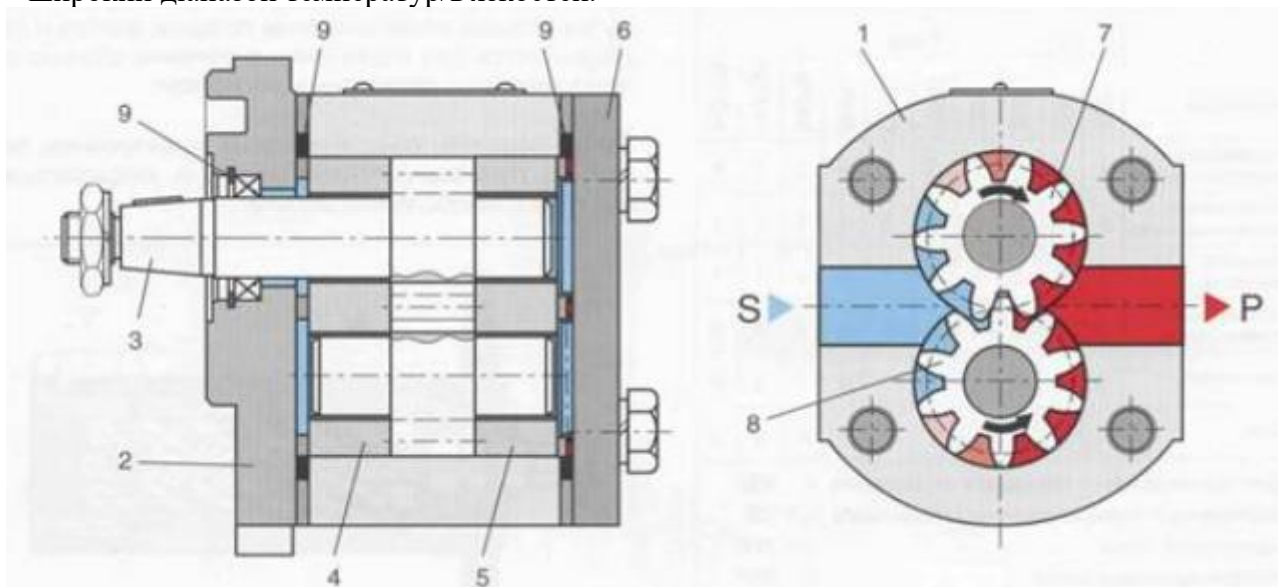


Рис. 2.2. Шестеренний насос зовнішнього зачеплення

### Принцип дії (рис.2.2).

Шестерня (7) через муфту сполучена з приводним двигуном (електричним, дизельним і т.д.). Шестерні (7) і (8) позиціонуються за допомогою підшипникових блоків (4) і (5) таким чином, що при обертальному русі зачіпляються з мінімальним зазором. Камери витіснення утворюються між кромками зубів, внутрішньою поверхнею та торцями підшипникових блоків (4 і 5). У цих камерах при первинному запуску в експлуатацію повітря, що знаходиться у всмоктувальному трубопроводі, переміщається з лінії всмоктування S у лінію нагнітання P, створюючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі. Зростаюче розрідження примушує робочу рідину підніматися з бака у всмоктувальний трубопровід, поки вона не досягне насоса. Після цього рідина поступає в камери витіснення і через напірну лінію подається у гідросистему. Основою функціонування насоса є достатня герметичність камер витіснення для переміщення повітря і робочої рідини. Шестеренні насоси зовнішнього зачеплення мають спеціальні ущільнення. За рахунок підведення тиску у певні зони між підшипниковими блоками (5) і бічною кришкою (6) забезпечується осьовий підтиск блоків до торців шестерень з силою, пропорційною робочому тиску. Це дозволяє мінімізувати об'ємні втрати у насосі.

Принцип роботи шестеренних насосів зовнішнього зачеплення наведені добре видно з рис.2.3.

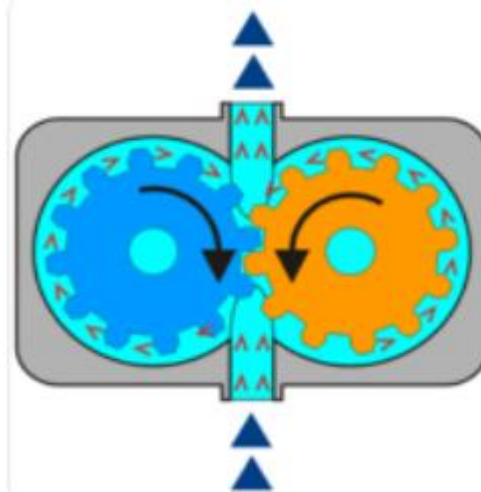


Рис.2.3. Шестеренний насос зовнішнього зачеплення у дії

### Основні параметри

Робочий об'єм від 0,2 до 200 см<sup>3</sup>.

Максимальний тиск до 300 бар (залежно від габариту).

Частота обертання 500...6000 хв<sup>-1</sup>.

### 2.1.2.2. Шестрчасті насоси внутрішнього зачеплення

Робочий об'єм утворюється між кромками шестерень, стінками корпусу і роздільником

$$V = m \cdot z \cdot b \cdot h \cdot \pi \quad (2.2)$$

$m$  - модуль

$z$  - число зубів внутрішньої шестерні

$b$  - ширина зуба шестерні

$h$  - висота зуба шестерні.

Відрізняльною особливістю шестеренних насосів внутрішнього зачеплення є надзвичайно низький рівень шуму, тому вони знаходять застосування перш за все у стаціонарних машинах (пресах, установках по виробництву полімерів, верстатах і т.п.), а також в мобільних установках, що працюють в закритих приміщеннях (електронавантажувачі і т.п.).

### Принцип дії (рис.2.4)

Зубчатий ротор (1), що обертається, сполучений з приводним двигуном і зачіпляється з порожнистим зубчатим колесом (4). Знизу (на рисунку) об'єм міжзубових камер збільшується, і насос «всмоктує». Це відбувається на куті повороту 120°, тому об'єм заповнюється відносно повільно. Ця обставина визначає виняткову малощумність насоса і відмінні засмоктуючі характеристики.

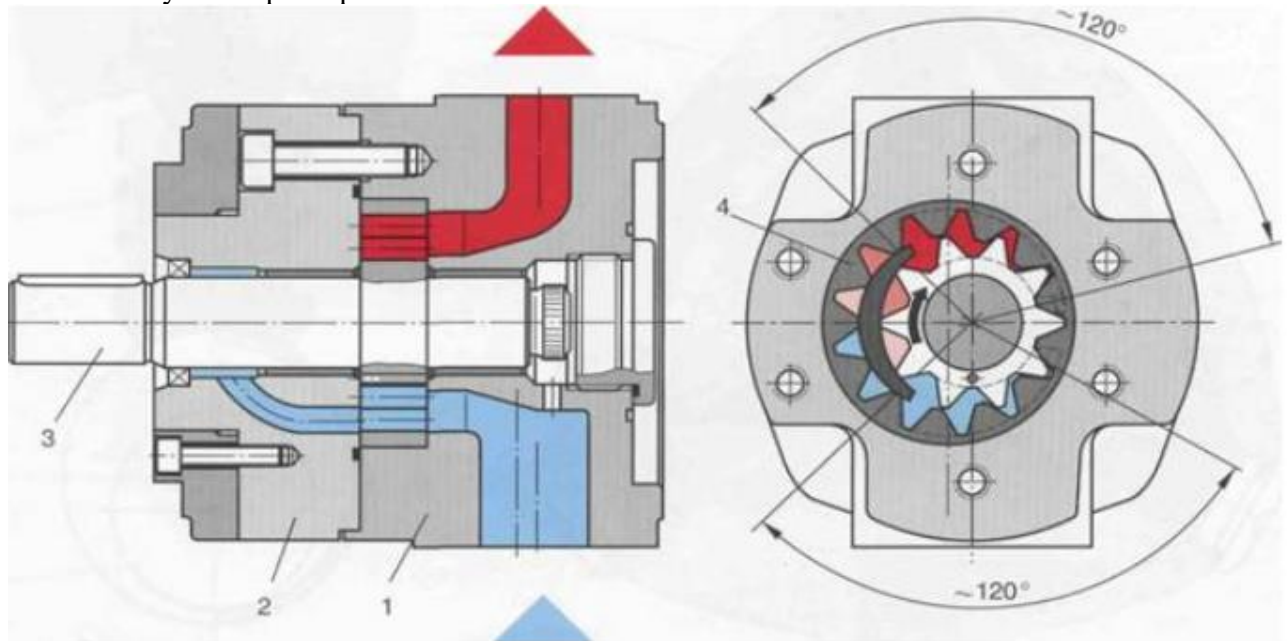


Рис 2.4. Шестеренний насос внутрішнього зачеплення

В області серповидного роздільника рідина переноситься без зміни об'єму камер. В області нагнітання об'єми міжзубових камер зменшуються, і рідина витісняється у напірну лінію. При зачепленні зубів позитивно позначається їх спеціальна форма, при якій практично немає замкнутих об'ємів (як це має місце в насосах із зовнішнім зачепленням, у яких при стисненні масла в цих об'ємах виникають пульсації тиску і шум), що також сприяє зниженню шуму.



Рис.2.5. Шестеренні насоси внутрішнього зачеплення

#### Основні параметри:

Робочий об'єм від 3 до 250 см<sup>3</sup>

Робочий тиск до 300 бар (залежно від типорозміру)

Частота обертання 500...3000 хв<sup>-1</sup> (залежно від типорозміру)

#### 2.1.2.3. Героторні насоси

Ротор (див рис.2.6), що здійснює планетарний рух, має на один зуб менше, ніж статор із внутрішніми зубцями

$$V = z \cdot b \cdot (A_{max} - A_{min}), \quad (2.3)$$

$z$  - число зубів ротора;  
 $b$  - ширина зуба;  
 $A$  - площа міжзубової камери.

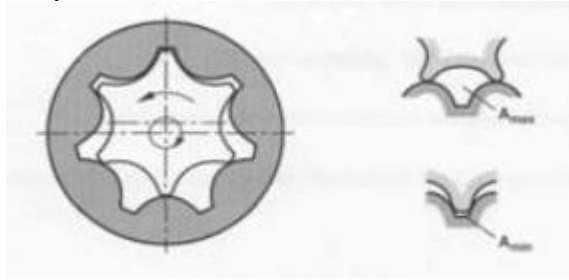


Рис. 2.6. Героторний насос

#### 2.1.2.4. Роторно-гвинтові насоси (рис.2.7)

Робочий об'єм утворюється між гвинтами і корпусом

, (2.4)

де

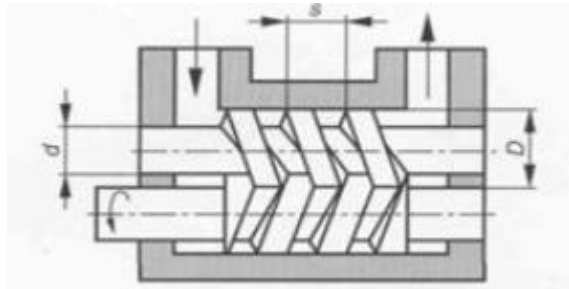


Рис. 2.7. [?]Роторно-гвинтовий насос[/?]

#### Принцип дії.

Як і шестеренні насоси внутрішнього зачеплення, [?]роторно-гвинтові насоси[/?] відрізняються особливо низьким рівнем шуму, тому вони використовуються, наприклад, у гідравлічних установках театрів або оперних залів.

Роторно-гвинтові насоси мають в корпусі два або три ротори. Ротор з правою різь, сполучений з приводним двигуном, передає обертання на інші ротори, що мають ліву різь. При цьому утворюється замкнутий проміжок між гвинтовими поверхнями роторів, який пересувається без зміни величини об'єму від всмоктуючого отвору до напірного. Таким чином, забезпечується рівномірна, майже без пульсацій подача насоса і, отже, - його малOSHумна робота.

#### Основні параметри:

Робочий об'єм від 15 до 3500 см<sup>3</sup>.

Робочий тиск до 200 бар.

Діапазон частот обертання 1000...3500 хв<sup>-1</sup>.

#### 2.1.2.5. Пластинчасті насоси

Зазвичай застосовуються два типи пластинчастих насосів: одинарної та подвійної дії.

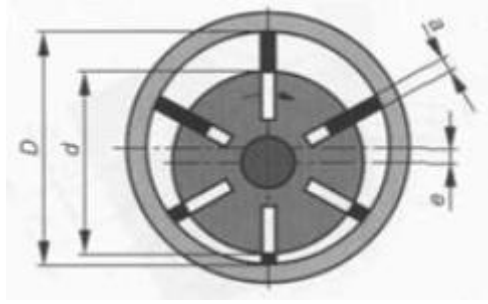


Рис. 2.8. Пластинчастий насос одинарної дії

Обидві конструкції мають однакові основні вузли, вони складаються з ротора і пластин. Пластини у роторі можуть переміщатися в радіальному напрямі. Відмінність між двома вказаними типами полягає у формі внутрішньої поверхні статора, яка обмежує переміщення пластин.

#### Пластинчастий насос одинарної дії

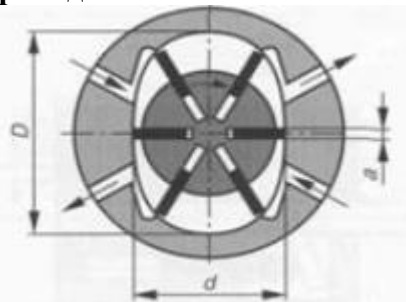


Рис.2.9. Пластинчастий насос подвійної дії

Робочий об'єм (рис.2.8) утворюється між циліндричним статором, ротором і пластинами

$$V=2\cdot\pi\cdot b\cdot e\cdot D, (2.5)$$

$b$  - ширина пластин.

#### Пластинчастий насос подвійної дії

Камери витіснення (див.рис.2.9) утворюються ротором, двома сусідніми пластинами, внутрішньою поверхнею статора і бічними розподільними дисками.

#### Принцип дії

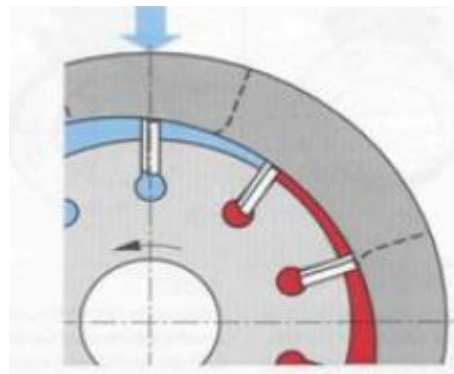


Рис.2.10

У зоні з найменшим зазором між ротором і статором (рис. 2.10) об'єм камери витіснення (робочої камери) мінімальний. Оскільки пластини постійно притискаються до внутрішньої поверхні статора, забезпечується достатня герметизація кожної з камер. При подальшому повороті об'єм камери збільшується і в ній виникає розрідження. У цей момент робоча камера через прорізи бічного розподільного диска сполучена із всмоктуючою лінією, і рідина поступає в робочу камеру. Коли максимальний об'єм робочої камери досягнутий, то

її з'єднання зі всмоктуючою лінією уривається. При подальшому повороті ротора об'єм робочої камери зменшується (рис. 2.11). Через проріз бічного розподільчого диска робоча рідина спрямовується у напірну лінію. Цей процес реалізується двічі за кожен оберт валу.

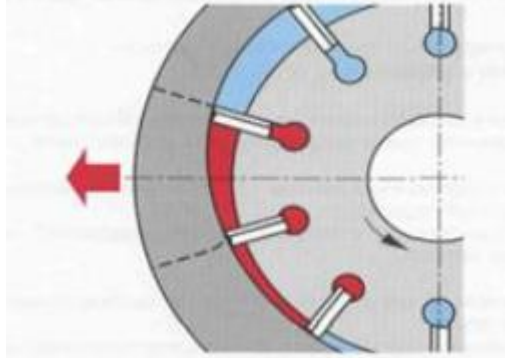


Рис.2.11

Для забезпечення гарантованого притиску пластин до статора задні торцеві поверхні пластин у зоні нагнітання навантажуються повним робочим тиском (рис.2.12). Зусилля притискання пластини до статора визначається добутком робочого тиску на площу торцевої поверхні. При певному тиску залежно від змащуючих властивостей рідини можливе порушення масляної плівки між пластиною і статором, що веде до прискореного зносу. Для зниження притискної сили пластинчасті насоси, що працюють при тиску понад 150 бар, комплектуються подвійними пластинами (рис.2.13).

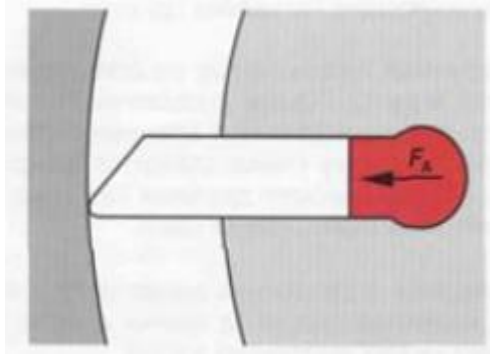


Рис.2.12

Через фаску або канавку рідина, що знаходиться під тиском, із задніх торцевих камер підводиться у простір між кінчиками пластин, причому площа  $F_{A1}$  менша, ніж  $F_A$ . В результаті притискна сила у значній мірі компенсується.

Для випадку пластинчастих насосів одинарної дії рух пластин обмежується статором з циліндричною внутрішньою поверхнею. За рахунок ексцентричного розташування статора по відношенню до ротора забезпечується зміна об'ємів робочих камер. Процес заповнення робочої камери (всмоктування) і витіснення (нагнітання) в принципі такий же як і у пластинчастих насосів подвійної дії.

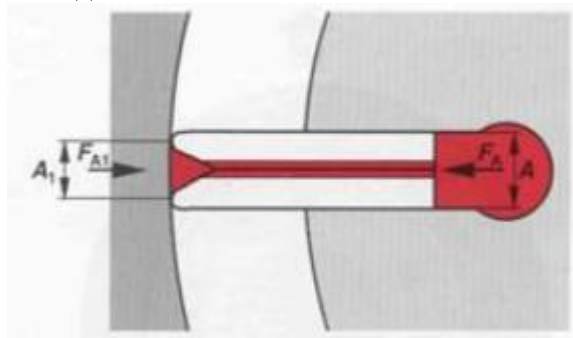


Рис. 2.13.



Загальний вигляд пластинчастого насоса наведено на рис.2.14.



Рис. 2.14. Пластинчастий насос

### 2.1.2.6. Радіально-поршневі насоси

Діляться на два типи: з ексцентричним ротором та з ексцентричним валом.

#### Радіально-поршневий насос з ексцентричним ротором

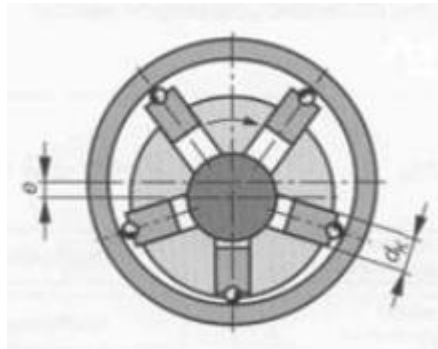


Рис.2.15. Радіально-поршневий насос з ексцентричним ротором

Поршні здійснюють зворотньо-поступальний рух у роторі з ходом, рівним подвоєному ексцентриситету  $e$  (див. рис.2.15). Робочий об'єм може бути розрахований за формулою:

$$V = \frac{d_k^2 \cdot \pi \cdot 2ez}{4}, \quad (2.7)$$

$z$ - число поршнів.

#### Радіально-поршневий насос з ексцентричним валом

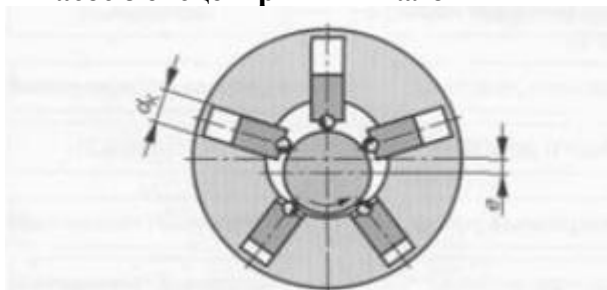


Рис.2.16. Радіально-поршневий насос з ексцентричним валом

Ексцентриковий вал, що обертається, примушує поршні здійснювати зворотньо-поступальний рух (див.рис.2.16). Робочий об'єм, див. ф. (2.7).

Радіально-поршневі насоси застосовуються в областях, пов'язаних з високим тиском (понад 400 бар). У пресах, установках по переробці полімерів, затискних пристроях верстатів та в багатьох інших областях застосування, де необхідні значення робочого тиску сягають до

700 бар. Тільки радіально-поршневі насоси здатні тривалий час працювати при такому високому тиску.

### Принцип дії

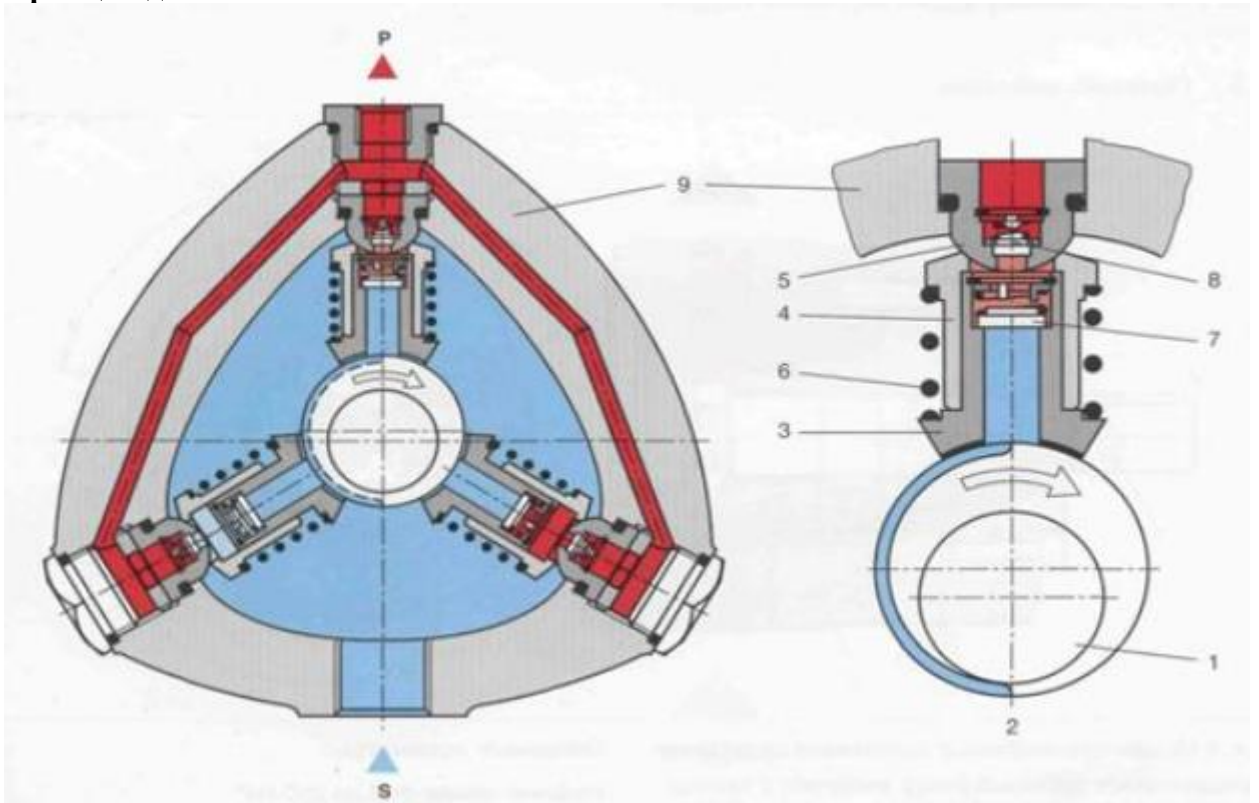


Рис. 2.17. Радіально-поршневий насос з ексцентричним валом

Радіально-поршневий насос з клапанним розподілом і внутрішньою опорою поршнів (з ексцентричним валом) функціонує наступним чином. (див.рис.2.17). Приводний вал (1) в зоні коливних вузлів (2) має ексцентричну шийку. Кожен коливний вузол містить поршень (3), буксу (4), сферичну головку (5), натискаючу пружину (6), всмоктуючий (7) і напірний (8) клапани. Сферична головка закріплена у корпусі (9). Поршень через циліндрову опорну поверхню спирається на ексцентричну шийку валу, причому постійний контакт забезпечується пружиною (6), яка також забезпечує контакт між деталями (4) і (5).

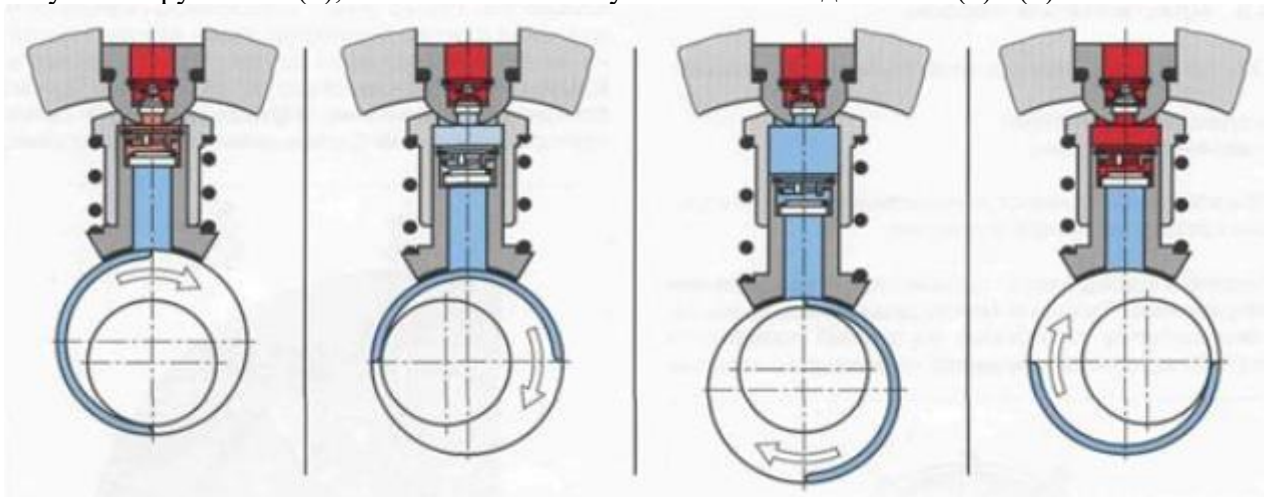


Рис. 2.18. Фази роботи радіально поршневого насоса.

Фази роботи радіально-поршневого насоса зображені на рис.2.18, а зміна тиску у робочих камерах насоса показана на рис.2.19.



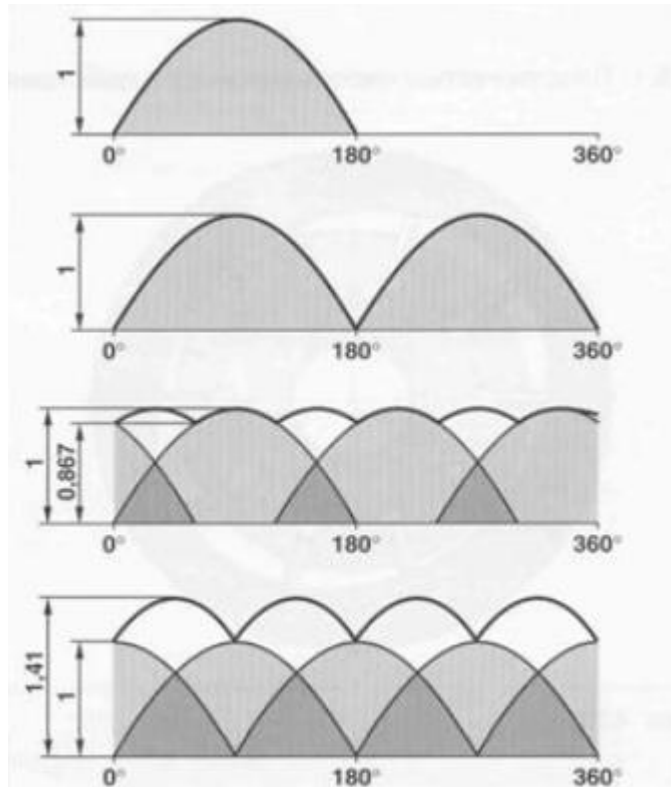


Рис.2.19. Пульсації об'ємного потоку у радіально-поршневих насосів з 1, 2, 3 і 4-ма коливними вузлами

Фаза 1. Поршень знаходиться у верхній мертвій точці. Об'єм робочої камери мінімальний. Обидва клапани закрито.

Фаза 2. Поршень переміщається у напрямі осі валу. Об'єм робочої камери збільшується, відкривається всмоктуючий клапан, і рідина через канавку на поверхні ексцентрика поступає у робочу камеру

Фаза 3. Поршень знаходиться у нижній мертвій точці. Об'єм робочої камери максимальний. Обидва клапани закрито.

Фаза 4. Поршень переміщається у напрямі сферичної головки. Рідина у робочій камері стискається і відкривається напірний клапан у сферичній головці. Рідина під тиском поступає в круговий канал, що сполучає коливальні вузли насоса.

Радіально-поршневі насоси, як правило, мають непарне число коливних вузлів, оскільки у цьому випадку накладання об'ємних потоків, що подаються окремими вузлами, дозволяє отримати мінімальну пульсацію сумарного потоку робочої рідини на виході з насоса.



Рис. 2.20. Радіально-поршневі насоси

**Основні параметри:**

Робочий об'єм від 0,5 до 100 см<sup>3</sup>

Максимальний тиск до 700 бар (залежно від габариту)

Частота обертання 1000...3000 хв<sup>-1</sup> (залежно від габариту)

### 2.1.2.7. Аксіально-поршневі насоси

#### Аксіально-поршневий насос з похилим блоком

Залежно від кута нахилу блоку поршні при обертанні валу здійснюють зворотньо-поступальний рух. Робочий об'єм:

$$V = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot 2r_b \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.8)$$

$z$  - число поршнів.

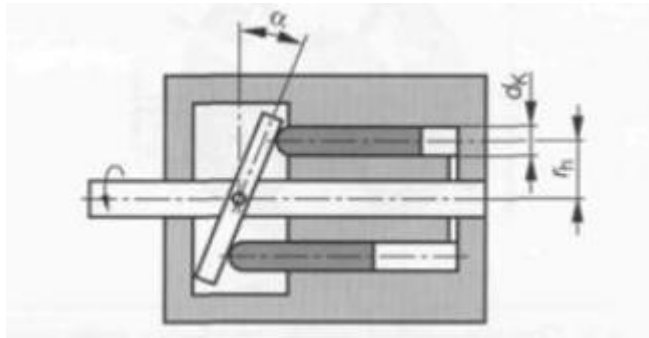


Рис. 2.21. Аксіально-поршневий насос з похилим блоком

#### Аксіальний-поршневий насос з похилим диском

Поршні взаємодіють з диском, що обертається, кут нахилу якого визначає величину ходу поршнів. Робочий об'єм, див. ф. (2.8).

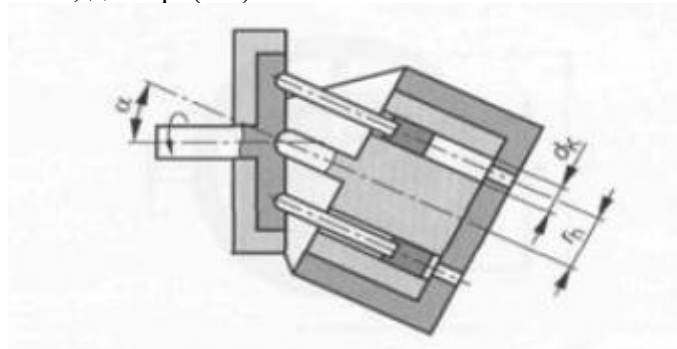


Рис. 2.22. Аксіально-поршневий насос з похилим диском

Пластинчасті і поршневі насоси поставляються у нерегульованому або регульованому виконаннях; шестеренні насоси - тільки у нерегульованому.

### 2.1.2.8. Критерії вибору

У вступі було приведено цілий ряд критеріїв, які повинні розглядатися при виборі типу насоса. Таблиця 2.1 є оглядом відрізняльних особливостей різних конструкцій насосів. Оцінка виставляється по наступній системі: 1-дуже добре/дуже багато; 2-добре/багато; 3-середньо; 4- посередньо.

Таблиця 2.1. Оцінка насосів.

Критерії	Типи									
	AZP	IZP	ZRP	SSP	FZPE	FZPD	RKPI	RKPA	AKPSA	AKPSS
Діапазон швидкостей, що реалізується	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2
Діапазон тисків, що реалізується	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1
Діапазон в'язкостей	1	2	3	1	3	3	1	1	1	1
Максимальний рівень шуму	4	1	2	1	2	2	3	3	3	3
Термін служби	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2
Ціна	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3
Шестеренчастий насос зовнішнього зачеплення = AZP Шестеренчастий насос внутрішнього зачеплення = IZP Героторний насос = ZRP Роторно-гвинтовий насос = SSP Пластинчастий насос одинарної дії = FZPE Пластинчастий насос подвійної дії = FZPD Радіально-поршневий насос з ексцентричним валом = RKPI Радіально-поршневий насос з ексцентричним ротором = RKPA Аксіально-поршневий насос з похилим блоком = AKPSA Аксіально-поршневий насос з похилим диском = AKPSS										

Оцінки слід розглядати як порівняльні по відношенню до інших конструкцій. Оскільки оцінка критеріїв вибору залежить від області застосування, таблиця може розглядатися як допоміжний засіб для оцінки таких показників, як, наприклад, термін служби або рівень шуму у порівнянні з іншими типами.

## 2.2. Гідромотори

### 2.2.1. Загальні поняття.

Об'ємні [?]гідравлічні мотори[/?] (гідромотори) перетворюють гідравлічну енергію у механічну.

Як і для насосів, є безліч різних конструктивних принципів і систем. Якщо жодна з систем не може оптимально задовольнити усім вимогам, що ставляться, у кожному конкретному випадку повинен бути відібраний найбільш відповідний гідромотор.

#### Частота обертання (число обертів за хвилину).

Небагато з гідромоторів можуть успішно застосовуватися одночасно у діапазоні дуже малих частот обертання і при частотах обертання понад 1000 хв<sup>-1</sup>. У зв'язку з цим гідромотори поділяються на швидкохідні ( $n = 500...10000$  хв<sup>-1</sup>) і тихохідні ( $n = 0,5..1000$  хв<sup>-1</sup>).

#### Крутний момент

Крутний момент що, розвивається гідромотором, залежить від його робочого об'єму і перепаду тиску у порожнинах. Тихохідні гідромотори вже при невеликих частотах обертання розвивають великі крутні моменти.

#### Потужність, що розвивається

Потужність, що розвивається гідромотором, залежить від робочого об'єму і перепаду тиску, вона прямо пропорційна частоті обертання. Таким чином, швидкохідні гідромотори добре підходять для потужних гідроприводів.

### 2.2.2. Функціональний опис

#### 2.2.2.1. Шестеренчасті (зубчаті) гідромотори

Шестеренчасті гідромотори конструктивно дуже схожі на шестеренчасті насоси (див. розділ «Насоси»). Відмінності полягають у зоні осьового тиску і наявності каналу для відведення робочої рідини, оскільки гідромотори призначені для роботи у реверсивному режимі.

Робоча рідина, що підводиться до гідромотора, діє на шестерні. Крутний момент, що виникає при цьому, передається через вал гідромотора.

Шестеренчасті гідромотори часто застосовуються у гідроприводах навісних агрегатів самохідних машин і транспортних засобів, а також у сільськогосподарській техніці для приводу транспортерів, розкидачів, вентиляторів, компресорів.

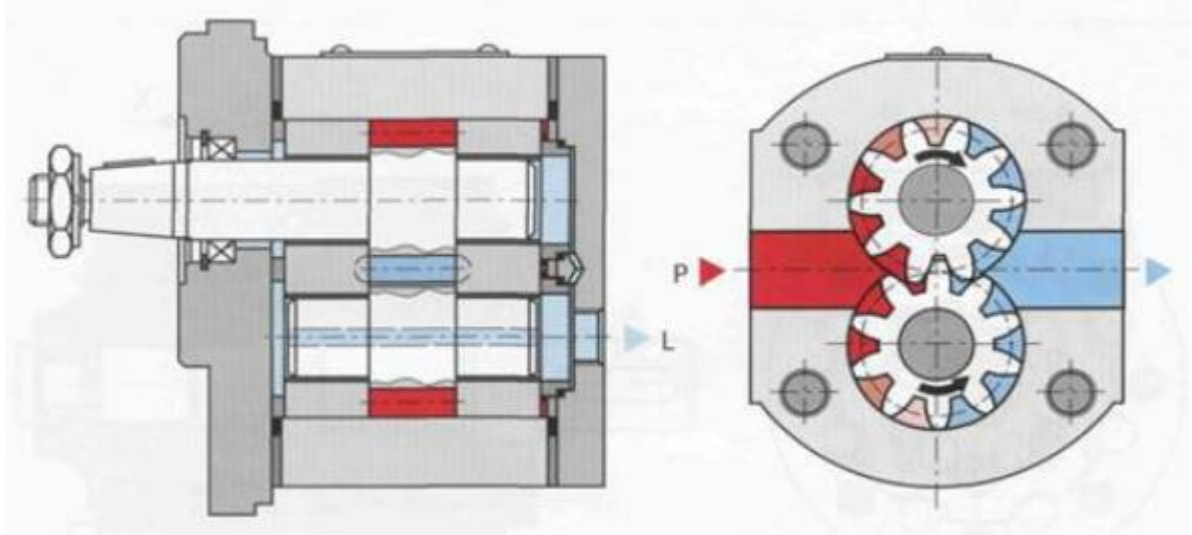


Рис. 2.23. Шестеренчастий гідромотор

Шестеренчасті і аксіально-поршневі гідромотори відносяться до швидкохідних машин. Вони застосовуються у діапазоні частот обертання понад  $500 \text{ хв}^{-1}$ . Для отримання невеликих частот обертання застосовують швидкохідні моделі з передавальним механізмом (редуктором) або тихохідні гідромотори LSHT - (Low speed - High torque), які мають найкращі характеристики і ККД при частотах обертання до  $500 \text{ хв}^{-1}$ .



Рис. 2.24. Шестеренчастий гідромотор

**Основні параметри:**

Робочий об'єм приблизно від 1 до  $200 \text{ см}^3$ .

Максимальний робочий тиск до 300 бар.

Діапазон частот обертання  $500 \dots 10000 \text{ хв}^{-1}$ .

**2.2.2.2. Гідромотори типу LSHT (тихохідні гідромотори)**

**Гідромотори на основі планетарних шестерень з центральним валом**

Гідромотори з планетарними шестернями мають більшу величину робочого об'єму при обмежених габаритних розмірах. Це досягається за рахунок того, що на кожен оберт привідного валу припадає велике число тактів витіснення.

До гідромотора (див.рис. 2.25) робоча рідина підводиться через лінію А і відводиться через лінію В. У розподільнику (2), запресованому в корпус (1), передбачено два кільцеві канали (3) для підведення і відведення рідини і 16 подовжніх канавок розподільчої шайби (10), яка сполучена з валом (4) за допомогою шліцьового з'єднання. Таким чином, ротор (6) і розподільча шайба (10) обертаються з однаковою швидкістю.

Радіально розташовані пази (11) (див. рис. 2.26) на розподільчій шайбі сполучають розподільник (2) з робочими камерами, утвореними внутрішньою поверхнею пустотілого колеса (7), зовнішньою поверхнею ротора, внутрішніми роликками (6) і бічними поверхнями. У розподільнику половина з 16-ти подовжніх канавок сполучена з напірною лінією, а інша половина - із зливною.

Усі робочі камери, які у даний момент збільшують свій об'єм, сполучаються за допомогою розподільчої шайби з напірною лінією, а всі камери з об'ємом, що зменшується, сполучаються з лінією зниженого тиску (зливною лінією).

Тиск у робочих камерах створює крутний момент на роторі. При цьому пустотіле колесо (7) спирається на зовнішні ролики (9).

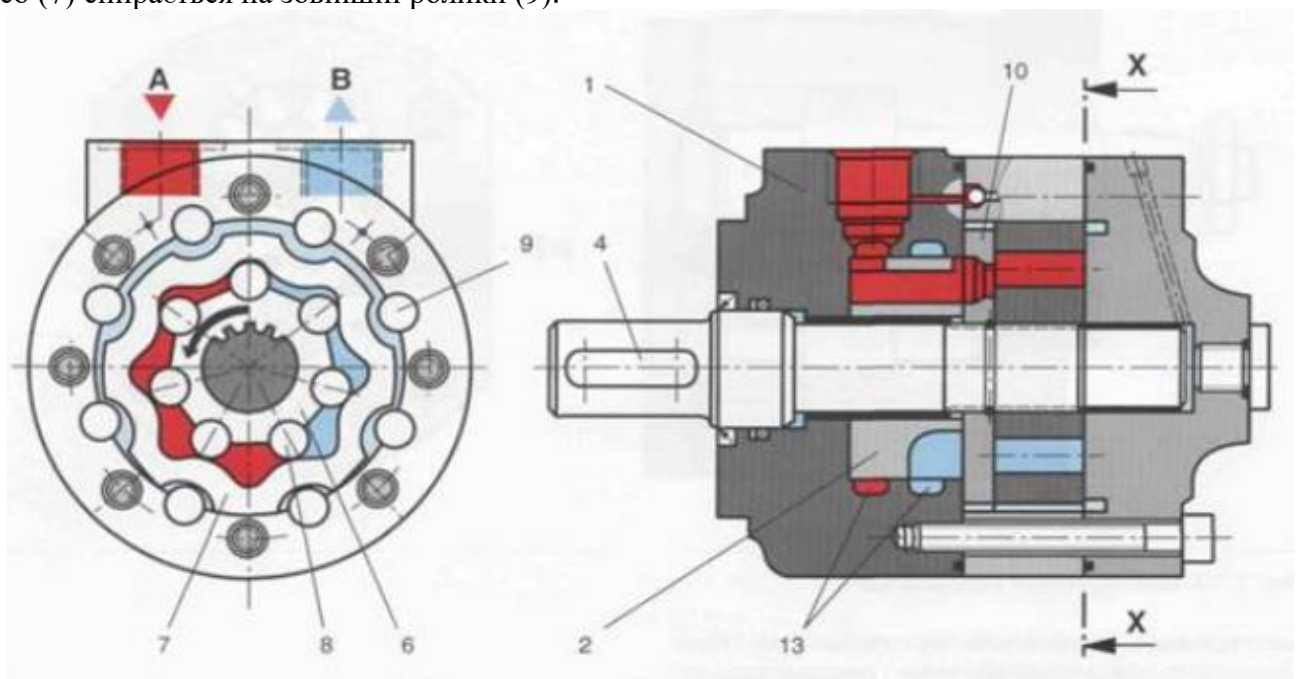


Рис. 2.25. Гідромотор з планетарними шестернями

Кожного разу, коли досягається мінімальний або максимальний об'єм робочої камери, проводиться перемикання. На кожен оберт валу відбувається до 8-ми процесів зміни об'єму у кожній з камер. Таким чином, всього відбувається  $7 \cdot 8 = 56$  тактів витіснення. Дана обставина пояснює порівняно високу величину робочого об'єму гідромотора.

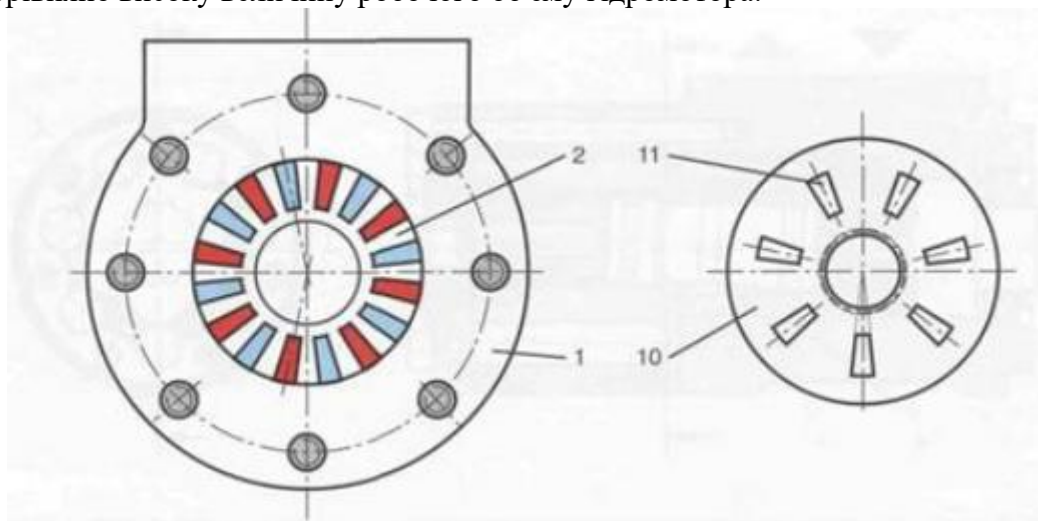




Рис. 2.26. Елементи розподілу потоку

Вбудовані зворотні клапани відводять внутрішні витоки у лінію низького тиску. Якщо тиск у цій області перевищує заздалегідь визначене значення, необхідним є сполучення дренажної лінії з резервуаром.

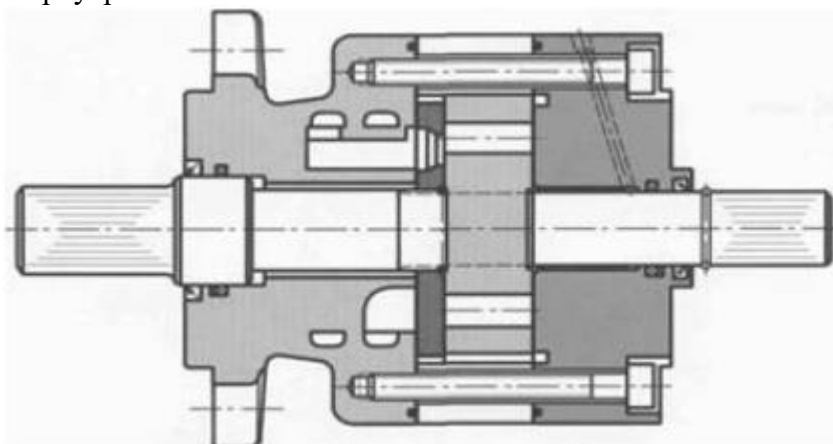


Рис. 2.27. Гідромотор з планетарними шестернями і двостороннім валом

Двосторонній вал (рис. 2.27) дозволяє встановити гальмо або підключити, наприклад, датчик частоти обертання.

### 2.2.2.3. Героторні гідромотори

При використанні цього конструктивного принципу (рис.2.28) крутний момент від ротора (2), що обертається, до приводного валу (3) передається не через порожнисте колесо, а через вбудований всередину карданний вал (1).

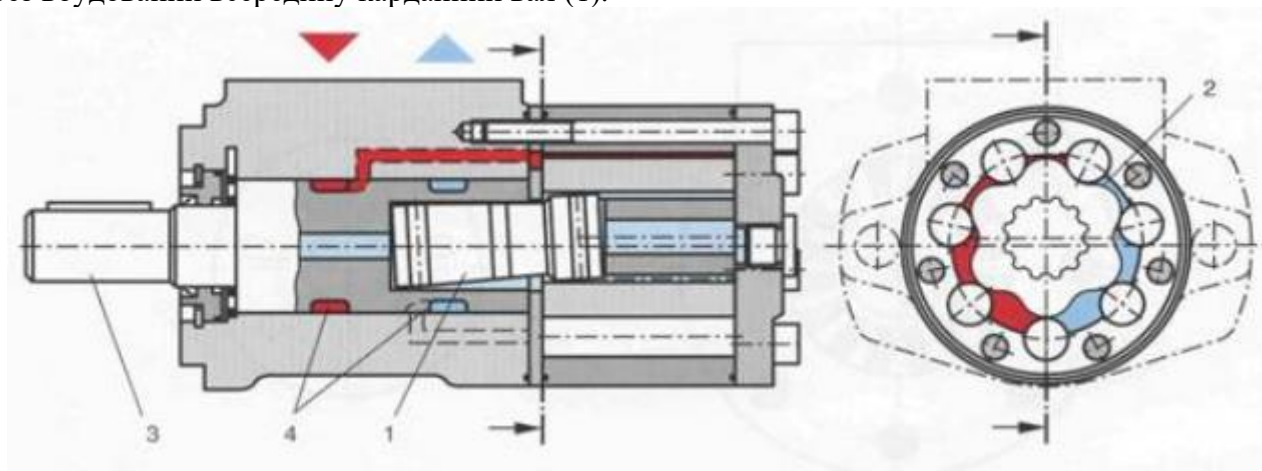


Рис. 2.28. Героторний гідромотор

Робоча рідина, що підводиться до гідромотора, розподіляється через пази (4) приводного валу і через отвори у корпусі подається у робочі камери та зливається з них.

#### Основні параметри:

Робочий об'єм приблизно від 10 до 1000 см<sup>3</sup>

Максимальний тиск до 250 бар

Частота обертання приблизно від 5 до 1000 хв<sup>-1</sup>

### 2.2.2.4. Принцип дії багатотактних поршневих гідромоторів

При використанні цього конструкційного принципу кожен поршень за один оберт валу виконує декілька робочих тактів. Таким чином, досягається високе значення робочого об'єму а, отже, і крутного моменту.

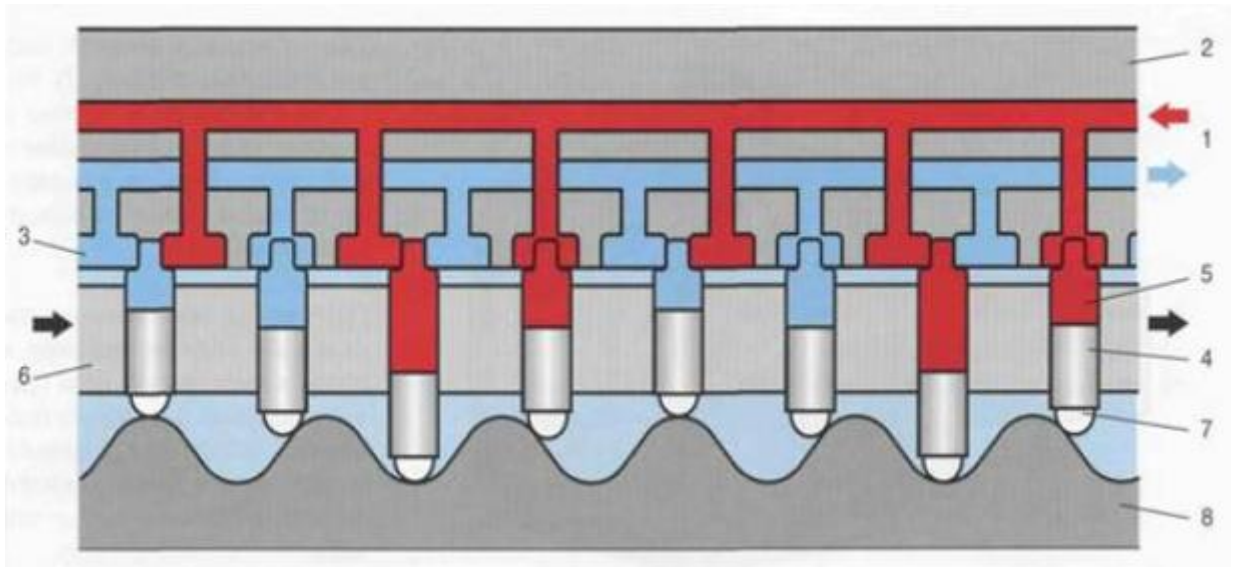


Рис. 2.29

Через канали (1) (див.рис.2.29) і систему управління (2) керуючі вікна (3) сполучені з напірною і зливною лініями. Залежно від поточного положення рідина або поступає у робочі камери (5), або зливається з них. Поршень (4) спирається через кульку або ролик (7) на профільну поверхню спряженої деталі (8).

Зусилля  $F$  (рис.2.30), яке перетвориться у крутний момент залежить від зусилля  $F_A$  (площа поршня, помножена на робочий тиск) і кута підйому  $\alpha$  профільної поверхні.

Багатотактні поршневі мотори мають два конструктивні виконання:

- з нерухомим валом, що містить пристрій розподілу та підводу, та з корпусом, що обертається (приклад див. розділ 2.2.2.5);
- з нерухомим корпусом, що містить пристрій розподілу та підводу, та з валом, що обертається (приклади див. розділ 3.2.2.6).

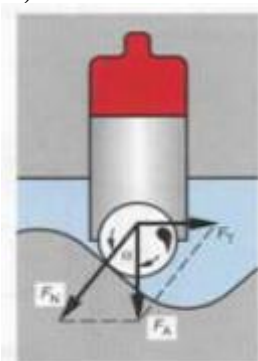


Рис. 2.30

Гідромотори, що працюють за багатотактним принципом, мають дуже хороші властивості по тихохідності і застосовуються для широкого кола задач.

#### 2.2.2.5. Багатотактні аксіально-поршневі гідромотори з корпусом, що обертається

Цей тип (рис.2.31) конструктивного виконання відрізняється компактністю.

Пристрої розподілу і підведення робочої рідини розташовані усередині валу гідромотора

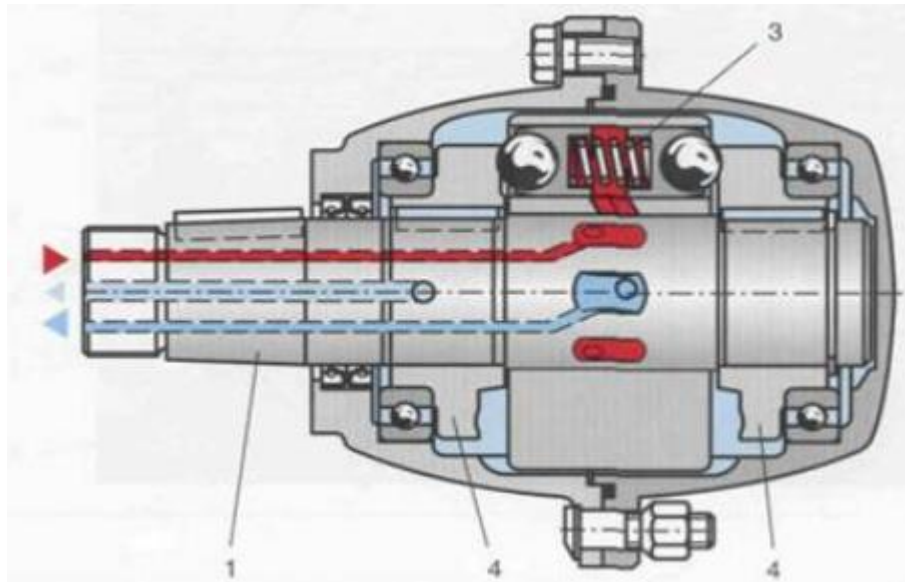


Рис. 2.31. Аксиально-поршневий гідромотор з корпусом, що обертається, і нерухомим валом

Два профільні диски (4) жорстко сполучено з валом (7). Роторні поршневі групи в осьовому напрямі взаємодіють з дисками і передають крутний момент, на корпус, що обертається. Пружини (3) забезпечують постійне підтискання поршнів до профільних дисків. Якщо пружини видалені, а до корпусу підведений невеликий тиск (1 бар), то для даного мотора можливий режим холостого ходу.

Завдяки своїй компактності гідромотори дуже добре пристосовані для колісного або лебідкового приводів.

**Основні параметри:**

Робочий об'єм від 200 до 1000 см<sup>3</sup>

Максимальний робочий тиск до 250 бар

Частота обертання від 5 до 300 хв<sup>-1</sup>

Максимальний крутний момент, до 3800 Н • м

**2.2.2.6. Багатотактні аксіально-поршневі гідромотори з валом, що обертається (рис.2.32)**

Пристрої розподілу і підведення (6) робочої рідини знаходяться у корпусі (5). Профільний диск (4) жорстко зв'язаний з корпусом (2), а роторно-поршнева група (3) сполучена з валом (1) через шліцьове з'єднання (7). За один оберт валу кожен поршень здійснює декілька тактів руху.

Є можливість установки двостороннього валу для вмонтування гальма або давача частоти обертання.



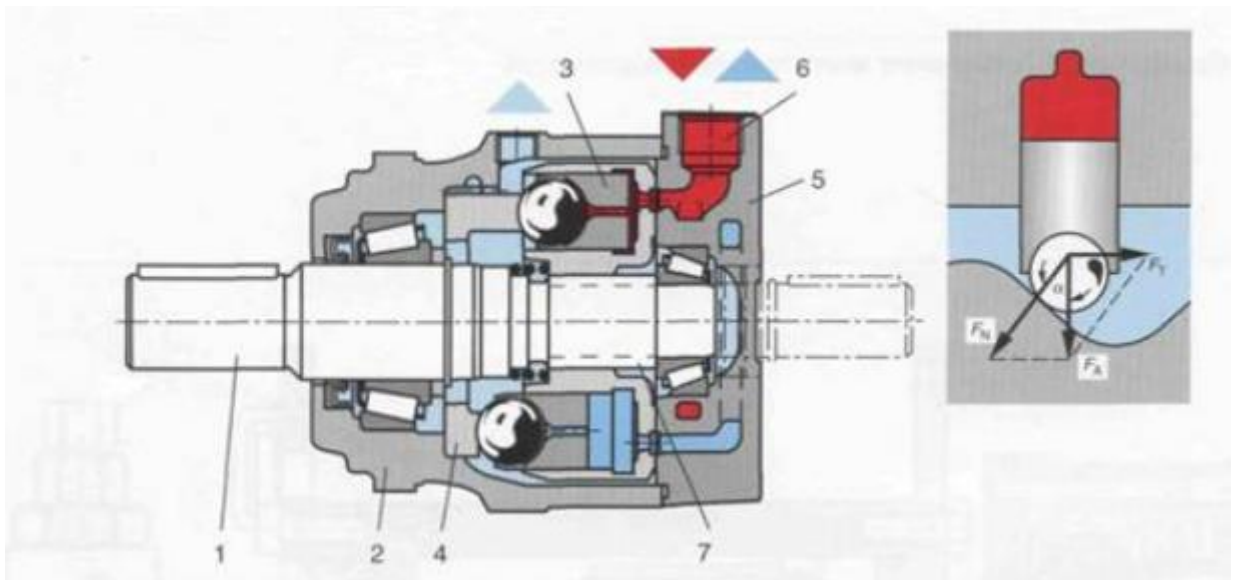


Рис. 2.32. Багатототактний аксіально-поршневий гідромотор з валом, що обертається

**Основні параметри:**

- Робочий об'єм від 200 до 1500 см<sup>3</sup>
- Максимальний робочий тиск до 250 бар
- Частота обертання від 5 до 500 хв<sup>-1</sup>
- Максимальний крутний момент, до 5000 Н•м

**2.3. Гідроциліндри**

**2.3.1. Гідроциліндри в гідросистемах**

У даний час в гідросистемах гідроциліндр, разом з гідромотором, є одним з незамінних агрегатів для перетворення гідравлічної енергії у механічну. Він є сполучною ланкою між гідросистемою і робочою машиною.

На відміну від гідромотора, що здійснює ротаційні (обертальні) рухи, завданням гідроциліндра є створення певного зусилля при поступальному (лінійному) ході.

Максимально можливе зусилля  $F$ , що розвивається, якщо нехтувати силами тертя, залежить від максимально допустимого тиску  $p$  та ефективної площі  $S$ .

$$F = p \cdot S \text{ (кН)}.$$

При здійсненні лінійних рухів на робочій машині гідроциліндр забезпечує наступні переваги:

- прямий привід з гідроциліндрами простий у монтажі та розрахунку зусиль;
- відсутність пристроїв, необхідних для перетворення ротаційного руху у лінійний, забезпечує високий ККД;
- гідроциліндр може розвивати максимальне зусилля на усій довжині ходу, причому величина зусилля легко обмежується за допомогою звичайного запобіжного клапана.
- швидкість руху поршня гідроциліндра залежить від об'ємної витрати і ефективної поверхні поршня; при постійній витраті залишається постійною і швидкість руху на усій довжині ходу;
- параметри гідроциліндра дозволяють виготовляти приводні механізми великої потужності при невеликих габаритних розмірах.

Підняття, опускання, замикання і переміщення вантажів - це сфери застосування, де переважно можуть використовуватися гідроциліндри.

**2.3.2. Види гідроциліндрів залежно від принципу дії**

За принципом дії гідроциліндри можна розділити на наступні групи:

- гідроциліндри односторонньої дії;
- гідроциліндри двосторонньої дії.

### 2.3.2.1. Гідроциліндри односторонньої дії

Гідроциліндри односторонньої дії можуть передавати зусилля, що розвивається, тільки в одному напрямі, причому повернення у початкове положення забезпечується за допомогою пружини, за рахунок власної маси циліндра або під впливом зовнішньої сили. Як правило, гідроциліндри односторонньої дії мають тільки одну ефективну поверхню.

#### Плунжерний гідроциліндр

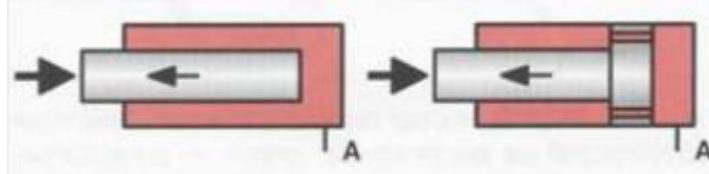


Рис. 2.33. Плунжерний гідроциліндр: зліва - без внутрішнього упору, справа - з внутрішнім упором

Гідроциліндр даного конструктивного виконання дозволяє передавати тільки зусилля стиснення. Плунжерні гідроциліндри випускаються з внутрішнім упором або без нього; величина зусилля, що розвивається, визначається добутком площі плунжера на робочий тиск.

Плунжерні гідроциліндри застосовуються скрізь, де однозначний напрям дії зусилля забезпечує гарантоване повернення у початкове положення, наприклад для пресів з розташованим знизу поршнем, підйомних столів для ножиць, різних підйомних механізмів і т.д.

При підводі робочого тиску в отвір *A* поршень висувається (←). Зворотний рух можливий під дією сили ваги самого поршня (при вертикальній установці гідроциліндра) або під впливом прикладеної зовнішньої сили.

#### Гідроциліндри з пружинним поверненням в початкове положення

Гідроциліндри з пружинним поверненням у початкове положення застосовуються у випадках, коли відсутня зовнішня сила для повернення у початкове положення. Зворотні пружини можуть бути встановлені усередині гідроциліндра або поза ним. Оскільки гідроциліндри мають обмежену величину ходу, вони застосовуються переважно в затискних механізмах.

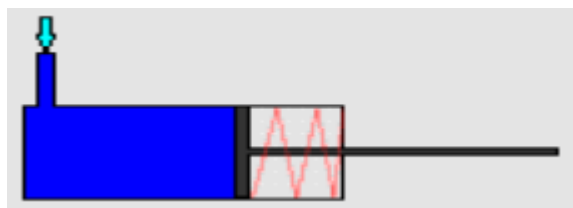


Рис. 2.34. Гідроциліндр односторонньої дії із вмонтованою всередину пружиною

Висунення штока забезпечується за рахунок підведення робочого тиску через трубопровід; втягування - за допомогою пружин повернення.

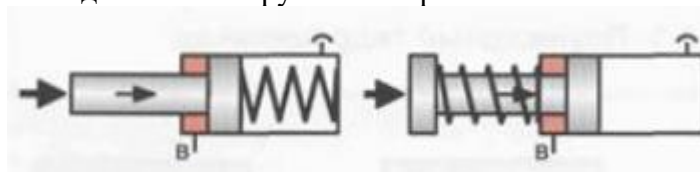


Рис. 2.35. Гідроциліндр односторонньої дії, що працює на розтягу: зліва - із вмонтованою всередину пружиною, справа із пружиною, розташованою зовні

За рахунок підведення робочого тиску через лінію В (див.рис.2.35) у штокову порожнину реалізується втягування штока ( $\rightarrow$ ); висування забезпечується поворотними пружинами.

### 2.3.3.2. Гідроциліндри двосторонньої дії

Гідроциліндри двосторонньої дії мають дві робочих (ефективних) поверхні однакового або різного розміру. Робочий тиск підводиться через два незалежні трубопроводи А і В, тому поршень може передавати зусилля стиснення або розтягування в обох напрямках.

Гідроциліндри двосторонньої дії можуть мати односторонній або двосторонній шток.

#### Диференціальні гідроциліндри з одностороннім штоком (рис.2.36)

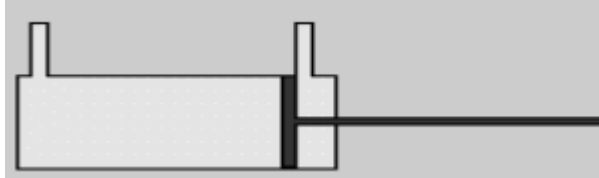


Рис. 2.36. Гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком

У більшості випадків гідроциліндри мають односторонній шток. У диференціальних гідроциліндрах поршень жорстко сполучений зі штоком, що має менший діаметр. Термін «диференціальний» має походження від різної (диференціальної) площі поршня з боку робочих камер. Відношення площ поршневої і штокової камер позначається як коефіцієнт  $\phi$ . Максимальне зусилля, що розвивається, визначається максимально допустимим робочим тиском і площею поршня у поршневій (при висуванні штока) або штоковій (при втягуванні) камері. Отже, при однаковому робочому тиску зусилля висування у  $\phi$  разів більше, ніж зусилля втягування. Оскільки заповнювані порожнини при ході в обидві сторони рівні по довжині, але відрізняються за об'ємом, отримуємо співвідношення швидкостей руху, обернено пропорційне площам поршневої і штокової камер.

Це означає:

- велика площа  $\rightarrow$  мала швидкість
- менша площа  $\rightarrow$  велика швидкість

#### Гідроциліндри з двостороннім штоком (рис.2.37)

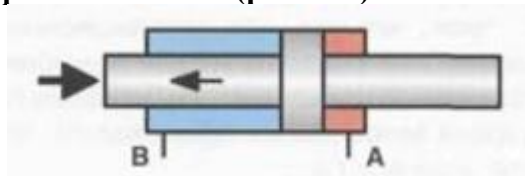


Рис. 2.37. Гідроциліндр з двостороннім штоком

Гідроциліндри мають один поршень, пов'язаний з двома штоками меншого діаметру. Зусилля, що максимально розвивається, в обидві сторони залежить від однакових за розміром площ кільцевих поверхонь поршня і максимально допустимого робочого тиску. Це означає, що при однаковому робочому тиску зусилля в обох напрямках руху однакові. Оскільки поверхні і довжини ходу рівні з обох боків, це дійсно також для заповнюваних об'ємів, а отже, швидкості руху однакові за величиною. Для спеціальних випадків застосування гідроциліндри можуть виготовлятися із штоками різних діаметрів (рис.2.38).

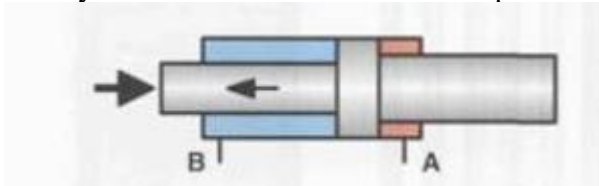


Рис. 2.38. Диференціальний гідроциліндр з двостороннім штоком.

Для даного конструктивного виконання сили і швидкості співвідносяться між собою з урахуванням коефіцієнта  $\phi$ , як це було у диференціальних циліндрах.

### 2.3.3.3. Гідроциліндри спеціальних виконань

Існують випадки застосування, коли звичайні гідроциліндри односторонньої або двосторонньої дії не можуть ефективно використовуватися без спеціальної доробки. Найчастіше такі випадки наступають, коли потрібно мати великі довжини ходу при малому просторі, що займається або велике зусилля при обмеженому діаметрі поршня. Ці та інші вимоги привели до появи спеціальних конструкцій, що складніші і затратніші у виробництві.

#### Тандемні гідроциліндри (рис.2.39)

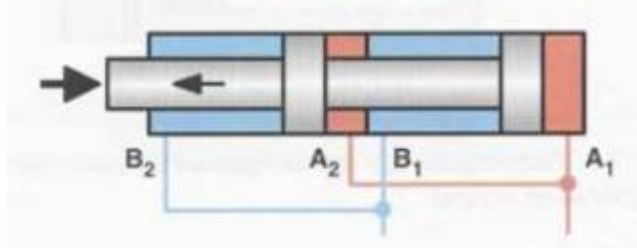


Рис. 2.39. Тандемний гідроциліндр

У тандемному гідроциліндрі подвійної ефективності два гідроциліндри сполучено між собою таким чином, що шток одного з них через задню кришку другого діє на його поршень. Таким чином, при однакових робочому тиску і діаметрі можливе подвоєння зусилля, зрозуміло, що при певному збільшенні довжини.

#### Гідроциліндри з прискореним ходом

Гідроциліндри з прискореним ходом знаходять застосування перш за все у пресобудуванні. Поки не потрібне повне робоче зусилля, тиск підводиться тільки до частини ефективної поверхні поршня - поршня прискореного переміщення. Загальна ефективна поверхня поршня підключається пізніше через гідроклапани тиску або кінцеві вимикачі системи управління.

Переваги: висока швидкість прискореного підведення за рахунок невеликого об'єму і наявність великого зусилля стиснення за рахунок великої ефективної поверхні поршня.

#### Гідроциліндр односторонньої дії з прискореним ходом (рис.2.40)

Виконання прискореного ходу ( $\leftarrow$ ) через лінію  $A_1$ , підсмоктування через лінію  $S$

- Зусилля пресування ( $\leftarrow$ ) через лінію  $A_2$
- Зворотній хід - злив через лінії  $A_1$  та  $A_2$  під дією зовнішньої сили.

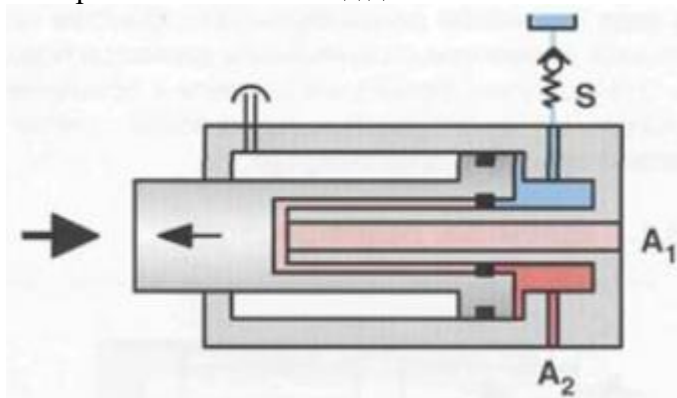


Рис. 2.40. Гідроциліндр односторонньої дії з прискореним ходом

#### Гідроциліндр двосторонньої дії з прискореним ходом (рис.2.41)

Виконання прискореного ходу ( $\leftarrow$ ) через лінію  $A_1$ , підсмоктування через лінію  $S$

- Зусилля пресування ( $\leftarrow$ ) через лінію  $A_2$
- Рух втягування через лінію  $B$ , злив з ліній  $A_1$  та  $A_2$ .

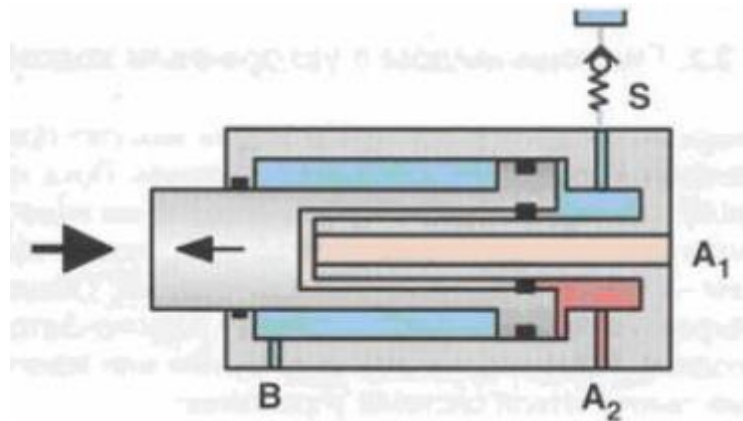


Рис. 2.41. Гідроциліндр двосторонньої дії з прискореним ходом

### Телескопічні гідроциліндри

Телескопічні гідроциліндри відрізняються від звичайних з аналогічним робочим ходом за рахунок своїх менших розмірів у втягнутому стані. Це досягається за рахунок штоків, що всуваються один в одного. Таким чином, довжина циліндра в стисненому стані лише трохи більша за довжину однієї із ступеней (секцій).

Зазвичай довжина телескопічного гідроциліндра в стисненому стані знаходиться між половиною і чвертю довжини робочого ходу. Залежно від габаритного розміру гідроциліндри виготовляються дво-, три-, чотири- або п'ятисекційними. Телескопічні гідроциліндри застосовуються в гідравлічних підйомниках, коливних майданчиках, вантажних автомобілях (самоскидах), при виробництві антен і т.д.

### Телескопічний гідроциліндр односторонньої дії (рис.2.42)

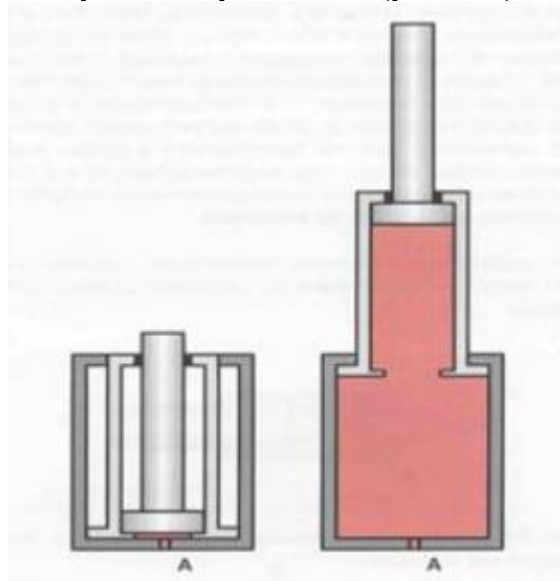


Рис. 2.42. Телескопічний гідроциліндр односторонньої дії

При підводі робочої рідини через лінію А поршні висуваються послідовно один за одним. Оскільки робочий тиск визначається величиною навантаження та ефективною площею поршнів, спочатку висувається поршень з максимальною ефективною площею. При постійному тиску і витраті робочої рідини висунення починається з великим зусиллям і невеликою швидкістю, а завершується з невеликим зусиллям і високою швидкістю.

Зусилля, що розвивається, повинно визначатися з розрахунку найменшої ефективною площі поршня. Втягування за рахунок зовнішньої сили відбувається у зворотній послідовності. Це означає, що поршень з найменшою ефективною площею починає втягуватися у першу чергу.

### Телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії (рис.2.43).

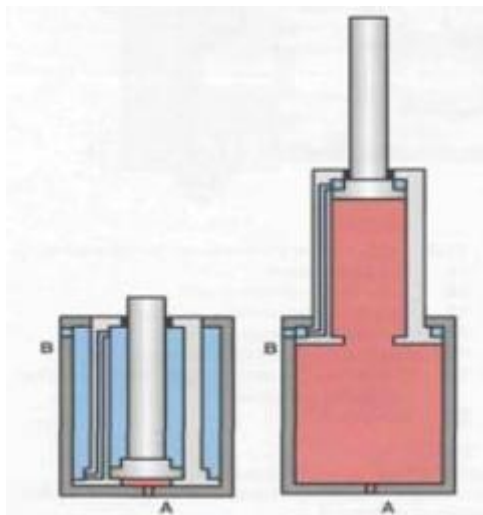


Рис 2.43. Телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії

У телескопічних гідроциліндрах двосторонньої дії висування здійснюється так само, як і в гідроциліндрах односторонньої дії. Послідовність втягування окремих секцій визначається співвідношенням ефективних площ поршня і діючого зовнішнього навантаження. У даному випадку поршень з найбільшою ефективною площею першим повертається у кінцеве положення при підводі тиску через лінію В.

Телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії може також випускатися в синхронному конструктивному виконанні, у якому різні секції висуваються або втягуються одночасно.

#### 2.3.4. Принципи конструкції

Конструкція гідроциліндра залежить в основному від мети його застосування. Неважливо, де гідроциліндри знаходять своє застосування - у верстатах, механізмах, гідротехнічному будівництві з використанням сталевих конструкцій, в сталеливарному виробництві чи інших випадках - для всіх подібних завдань створені відповідні конструкції.

Типові принципи конструкції можна пояснити на прикладі найбільш часто вживаних диференціальних гідроциліндрів односторонньої і двосторонньої дії.

В основному розрізняються два типи конструктивного виконання:

- конструктивне виконання з анкерним зв'язком
- кругле конструктивне виконання.

##### 2.3.4.1. Конструктивне виконання з анкерним зв'язком

У гідроциліндрів з анкерним зв'язком головка (передня кришка), гільза і дно (задня кришка) сполучені за допомогою гвинтів або шпильок (анкерним зв'язком). Такі гідроциліндри відрізняються особливою компактністю. Завдяки компактній конструкції гідроциліндри такого типу застосовуються перш за все у машинобудуванні та автомобільній промисловості - у верстатних оброблювальних центрах та автоматичних верстатних лініях.



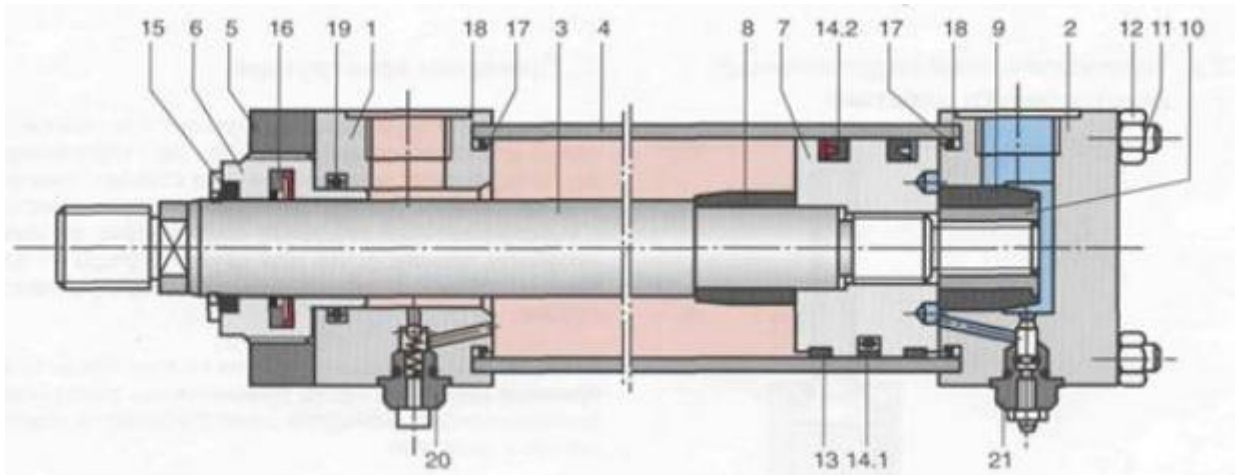


Рис. 2.44. Гідроциліндр з анкерним зв'язком і фланцевим закріпленням з боку головки  
 1 - Головка. 2 - Дно. 3 – Шток. 4 – Гільза. 5 – Фланець. 6 – Направляюча букса. 7 – Поршень. 8, 9 - Демпфуюча втулка. 10 – Різьбова втулка. 11 – Анкерний зв'язок. 12 – Гайка. 13 – Опорне кільце 14.1 – Поршневе ущільнення (виконання Т). 14.2- Поршневе ущільнення (виконання А). 15 – Знімач бруду. 16 – Ущільнення штока. 17, 19 – Кругле гумове кільце. 18 – Опорне кільце. 20 – Зворотній клапан з можливістю випускання повітря. 21 – Дросель.



Рис. 2.45. Гідроциліндри з анкерним зв'язком

#### 2.3.4.2. Гідроциліндри круглого конструктивного виконання (рис.2.46)

У гідроциліндрах круглого конструктивного виконання головка і дно кріпляться до гільзи за допомогою болтів, зварки або запобіжних кілець.

Завдяки жорсткій конструкції ці гідроциліндри можуть крім усього іншого застосовуватися в особливо жорстких умовах експлуатації.

Загальне машинобудування, прокатні стани, сталеливарне виробництво, преси, крани, мобільні машини, гідротехнічні пристрої з використанням сталевих конструкцій, суднобудування, техніка морського і наземного буріння - це області промисловості, де гідроциліндри круглого конструктивного виконання знаходять собі застосування.

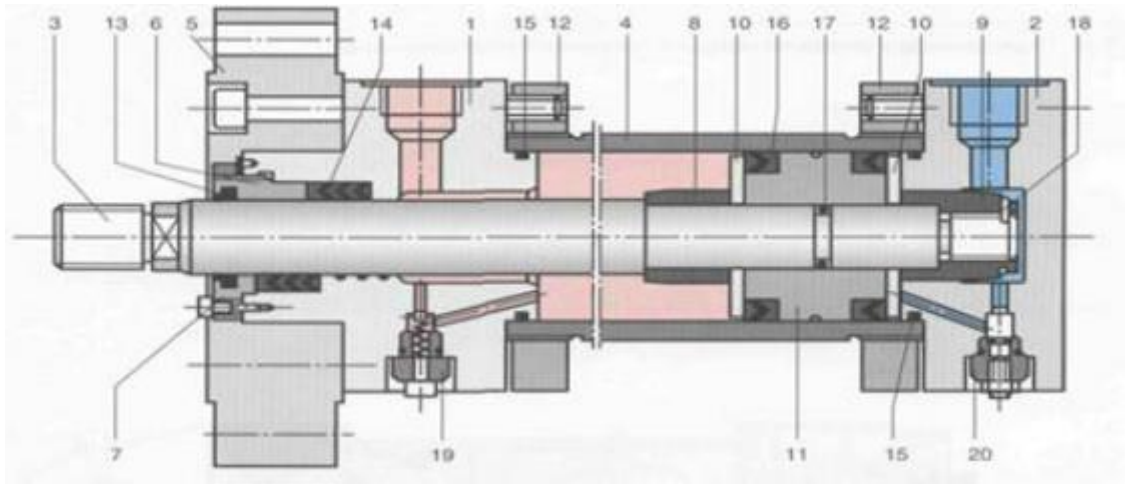


Рис. 2.46. Гідроциліндри круглого конструктивного виконання

1 - Головка. 2 - Дно. 3 – Шток. 4 – Гільза. 5 – Фланець. 6 – Направляюча букса. 7- Кришка. 8, 9 - Демпфуюча втулка. 10 – Шайба. 11 – Поршень. 12 – Фланець. 13–Знімач бруду. 14 –Ущільнення штока. 15, 17 – Кругле гумове кільце. 16.- Поршневе ущільнення (виконання А). 18 – Пружинне стопорне кільце. 19 – Зворотній клапан з можливістю випускання повітря 20 – Дросель.

## 2.4. Поворотні гідродвигуни

### 2.4.1. Загальні положення

Незалежно від типу конструкції поворотні гідродвигуни здійснюють за рахунок підведення робочої рідини під тиском поворотний приводний рух вихідного валу. Цей рух обмежений по величині за рахунок жорстко встановлених або регульованих стопорів. Компактна і міцна конструкція та великий крутний момент, що розвивається, дають можливість застосовувати поворотні гідродвигуни в особливо жорстких експлуатаційних умовах.

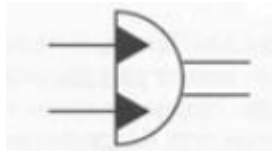


Рис. 2.47. Умовне позначення поворотного гідродвигуна

### 2.4.2. Типи конструкції

Як і для принципів побудови гідродвигунів з обертальними приводними рухами, поворотні гідродвигуни розрізняються по наступних типах конструкції:

- Лопатеві (шиберні)
- Радіально / тангенціально-поршневі
- Аксіально-поршневі



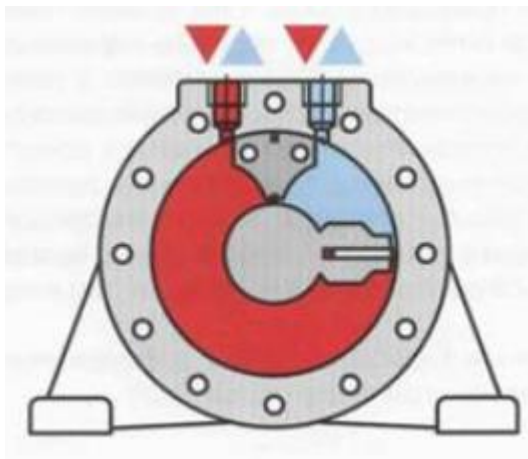


Рис. 2.48. Однолопатевий поворотний гідродвигун

### 2.4.3. Лопатева конструкція

Лопатевий (пластинчастий) поворотний гідродвигун відрізняється особливо вигідною конструкцією, оскільки встановлений в центрі приводний вал з однією або двома робочими лопатями дає можливість використання круглого корпусу.

Можливість застосування наскрізного валу дозволяє встановлювати додатковий поворотний гідродвигун або давач кута повороту.

Лопатеві поворотні гідродвигуни можуть виконувати поворотні рухи з кутом до  $280^\circ$ .

Крутний момент виникає при вантаженні поворотних лопатей тиском робочої рідини. Величина крутного моменту постійна на всьому куті повороту.

За рахунок застосування двох лопатей (рис.2.49) можна збільшити крутний момент, що розвивається, удвічі, проте кут повороту при цьому зменшується приблизно на 60%.

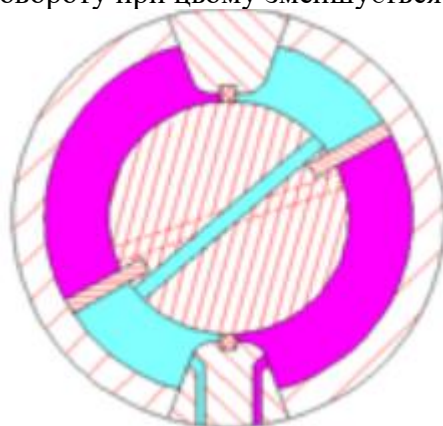


Рис. 2.49. Дволопатевий поворотний гідродвигун

### Поворотний гідродвигун з поршнем, що обертається

У даній конструкції робоча рідина під тиском діє на поршень, що обертається, який жорстко пов'язаний з двома гвинтами з багатовитковою зовнішньою різьбою, що має кут підйому приблизно  $45^\circ$ . Один з гвинтів взаємодіє з внутрішньою різьбою дна циліндра, а інший - з різьбою приводного валу. Під впливом тиску робочої рідини поршень переміщається в осьовому напрямі. Одночасно в результаті взаємодії правого гвинта з нерухомою різьбою дна поршень починає обертатися навколо своєї осі. Оскільки гвинти поршня мають різноспрямовану різь (праву і ліву), приводний вал, що опирається на підшипники, починає обертатися з подвоєною швидкістю у той же бік, що і поршень.

Поворотні гідродвигуни з поршнем, що обертається, мають кут повороту до  $720^\circ$ .

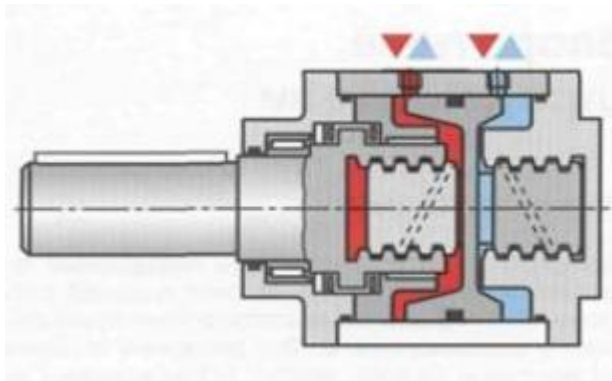


Рис. 2.50. Поворотний гідродвигун, що приводиться в рух за допомогою різноспрямованих різьб.

### **Поворотний гідродвигун з паралельно працюючими поршнями**

Поворотний гідродвигун з паралельно працюючими поршнями має два працюючих у зустрічних напрямках поршні, один з яких поперемінно знаходиться під впливом тиску робочої рідини. Подібно до двигуна внутрішнього згорання, зусилля поршня через шарнірні штоки діє тангенціально на коромисло, жорстко сполучене з приводним валом.

Поворотні гідродвигуни з паралельно працюючими поршнями мають кут повороту до  $100^\circ$ .

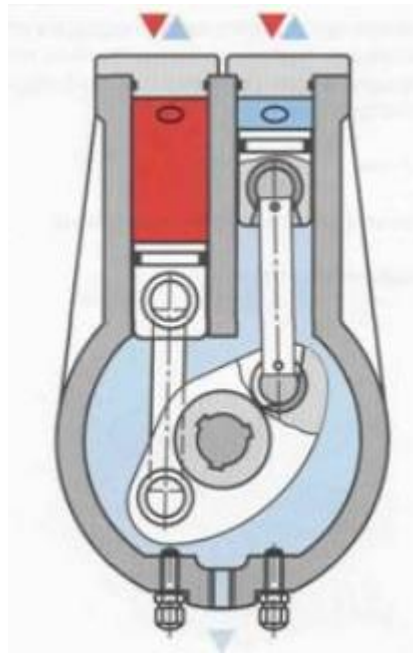


Рис. 2.51. Поворотний гідродвигун з паралельно працюючими поршнями

### **Поворотний гідродвигун з кривошипно-шатунним приводом і поршнем, що здійснює зворотньо-поступальний рух**

Будова поворотного гідродвигуна з кривошипно-шатунним приводом і поршнем, що здійснює зворотньо-поступальний рух, подібна до гідроциліндра двосторонньої дії без виступаючого з циліндра хвостовика штока.

Середня частина поршня через кривошипно-шатунну систему приводить в рух порожнистий вал, який передає назовні крутний момент. Поршень, шатун і кривошип компактно розміщені у герметичному корпусі, який скріплюється фланцями та містить опори приводного валу. Поворотні гідродвигуни з кривошипно-шатунним приводом і поршнем, що здійснює зворотньо-поступальний рух, можуть бути виготовлені з кутом повороту до  $180^\circ$ .

# РОЗДІЛ 3. ПНЕВМОАВТОМАТИКА

## Елементи пневматичних систем

### 3.1. Загальні поняття

#### 3.1.1 Вступ у пневмоавтоматику

Пневматичні пристрої давно грають важливу роль у механізації виробництва. Останнім часом вони також широко використовуються при вирішенні задач автоматизації.

Пневматичні пристрої в системах автоматики виконують наступні функції:

- отримання інформації про стан системи за допомогою вхідних елементів (датчиків);
- обробка інформації за допомогою логіко-обчислювальних елементів (процесорів);
- керування виконавчими пристроями за допомогою розподільчих елементів (підсилювачів потужності);
- здійснення корисної роботи за допомогою виконавчих пристроїв (двигунів).

Для керування станом і робочими процесами машин та установок необхідні системи з складними логічними зв'язками, які забезпечуються завдяки взаємодії датчиків, процесорів, виконавчих пристроїв і робочих механізмів з пневматичними або частково пневматичними пристроями. Технічний прогрес в області створення матеріалів, способів конструювання та виробництва також сприяв поліпшенню якості і збільшенню різноманітності пневматичних пристроїв, що послужило основою для розширення області їх застосування як засобів автоматизації.

Для реалізації прямолінійного руху часто використовуються пневмоциліндри, оскільки вони характеризуються низькою вартістю, легкістю монтажу, простотою і міцністю конструкції, а також широким діапазоном основних параметрів.

Нижче наведено діапазон головних параметрів пневматичних циліндрів:

- діаметр поршня .....6...320 мм;
- хід поршня.....1...2000 мм;
- зусилля , що розвивається..2...50000 Н;
- швидкість поршня.....0,02... 1,5 м/с.



Рис. 3.1. Циліндр односторонньої дії

Пневматичні виконавчі пристрої можуть реалізовувати наступні види руху:

- прямолінійний (зворотньо-поступальний);
- поворотний (зворотньо-поворотний);
- обертальний рух (ротація).

Нижче наведено декілька прикладів застосування пневматичних пристроїв:

- маніпуляторна техніка (затиск деталей, пересування деталей, позиціонування деталей, орієнтування деталей, розподіл потоків матеріалів);
- виробничі операції (упаковка, індикація, дозування, фіксація, поворот і перевертання, відкриття і закриття дверей, транспортування матеріалів, обертання деталей, сортування деталей, складування деталей, тиснення і пресування деталей).

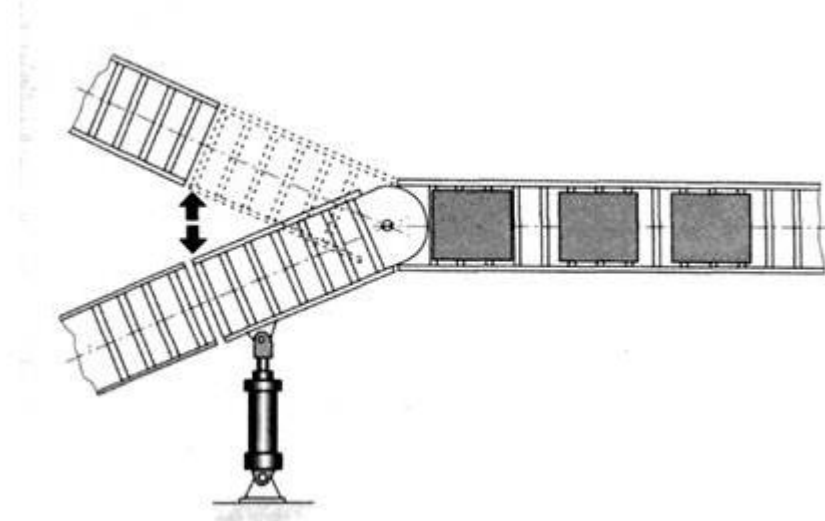


Рис. 3.2. Перемикання стрілкою двох транспортерів

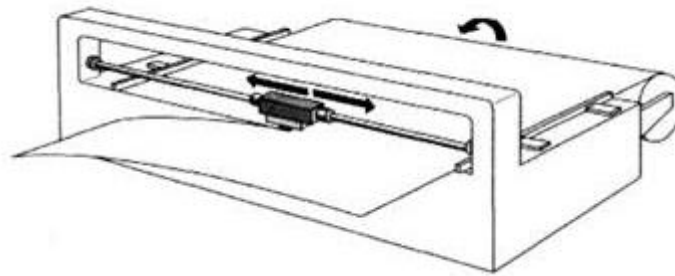


Рис. 3.3. Роликовий ніж з пневматичним приводом

Пневматичні системи використовуються в технологічних процесах (свердління, токарної обробки, фрезерування, розпилювання, доведення, формування, контролю якості).

Таблиці характеристик пневмосистем

Відрізняльні особливості і переваги систем пневмоавтоматики наведені в таблиці 9.1.

Таблиця 3.1. Особливості і переваги систем пневмоавтоматики

Доступність повітря	Повітря є практично скрізь у необмеженій кількості
Транспортабельність повітря	Повітря може легко транспортуватися по трубах на великі відстані
Здатність до акумуляції	Стисле повітря може нагромаджуватися в резервуарах і використовуватися по мірі необхідності, а резервуари можуть легко транспортуватися
Нечутливість до температури	Стисле повітря відносно нечутливе до коливань температури. Це гарантує надійну роботу пневмосистем навіть в екстремальних умовах.

Вибухобезпечність	Стисле повітря практично вибухо- і пожежобезпечне, що не вимагає дорогого захисту.
Екологічна чистота	Стисле повітря без масла, що спеціально розпиляється в ньому, не забруднює оточуюче середовище.
Простота конструкції	Пневмоелементи прості у виробництві і тому недорогі.
Висока швидкість	Стисле повітря переміщається з більшою швидкістю. Це дозволяє отримати високу швидкість руху поршня і малий час перемикання.
Нечутливість до перевантажень	Пневматичні інструменти та виконавчі пристрої не бояться перевантаження і тому можуть навантажуватися аж до повної зупинки.

Для того, щоб точно визначити області застосування пневмосистем, необхідно також знати і їх недоліки, які подано у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Недоліки систем пневмоавтоматики

Підготовка стислого повітря	Стисле повітря повинне бути добре підготовленим. Інакше виникає небезпека швидкого зносу пневмопристроїв через наявність в ньому твердих включень та конденсату води.
Стисливість повітря	Стисле повітря не дозволяє одержати рівномірну і постійну швидкість поршня.
Обмеження по зусиллю	Стисле повітря є економічно вигідним тільки до певного тиску. При виробничому тиску 600...700 кПа (6...7 бар) і в залежності від ходу і швидкості поршня ця межа лежить в області 40000...50000 Н.
Рівень шуму	Скидання повітря в атмосферу супроводжується сильним шумом. Ця проблема вирішена в даний час завдяки застосуванню звукопоглинальних матеріалів та глушників шуму.

При виборі стислого повітря як робочого середовища проводиться порівняння властивостей пневмосистеми із системами керування, що використовують інші види енергії. Це порівняння повинно проводитися для всієї системи, включаючи інформаційну систему (давачі), логіко-обчислювальну підсистему (процесор) і виконавчу підсистему (розподільник енергії та виконавчий пристрій). При цьому повинні братися до уваги такі чинники як:

- вимоги до вихідних характеристик;
- сполучуваність з іншими підсистемами;
- наявне устаткування;
- наявність кадрів, що володіють спеціальними знаннями.

#### Критерії вибору джерела енергії для виконавчої частини системи

Як джерела енергії у виконавчій частині системи використовуються:

- електричний струм;
- рідина;
- стисле повітря;
- комбінації перерахованих середовищ.

Критерії вибору і характеристики системи, що беруться до уваги при виборі джерел енергії виконавчої частини системи:

- зусилля, що розвивається;

- робочий хід;
- вид руху (поступальне, поворотне, обертальне);
- швидкість;
- габарити;
- довговічність;
- надійність і безпека;
- вартість енергії;
- зручність експлуатації;
- акумульованість.

#### Критерії вибору джерела енергії для керуючої частини системи

Як джерело енергії в управляючій частині системи використовуються:

- механічні пристрої;
- електричний струм;
- рідина;
- стисле повітря.

Критерії вибору і характеристики системи, що беруться до уваги при виборі джерела енергії для керуючої частини системи:

- надійність роботи складових частин;
- чутливість до змін умов навколишнього середовища;
- простота обслуговування і ремонту;
- швидкодія елементів;
- швидкість проходження сигналів;
- габарити;
- довговічність;
- можливість модифікації системи;
- витрати на навчання персоналу.

#### **3.1.2. Критерії проектування пневматичної системи керування**

Пневматичні засоби автоматики включають наступні групи виробів:

- виконавчі пристрої;
- датчики і вхідні пристрої;
- логіко-обчислювальні елементи (процесори);
- допоміжні пристрої;
- модулі системи керування.

При проектуванні пневматичних систем керування повинні братися до уваги наступні основні вимоги:

- надійність;
- зручність ремонту і обслуговування;
- вартість запасних частин;
- простота монтажу і з'єднань;
- відповідність вартості по відношенню до попередньої системи;
- взаємозамінність і адаптивність;

- компактність конструкції;
- економічність;
- наявність технічної документації.

Пневматична система складається з ланцюга елементів різних груп, сполучених між собою певним чином.

### 3.1.3. Структура пневматичної системи та послідовність проходження сигналу

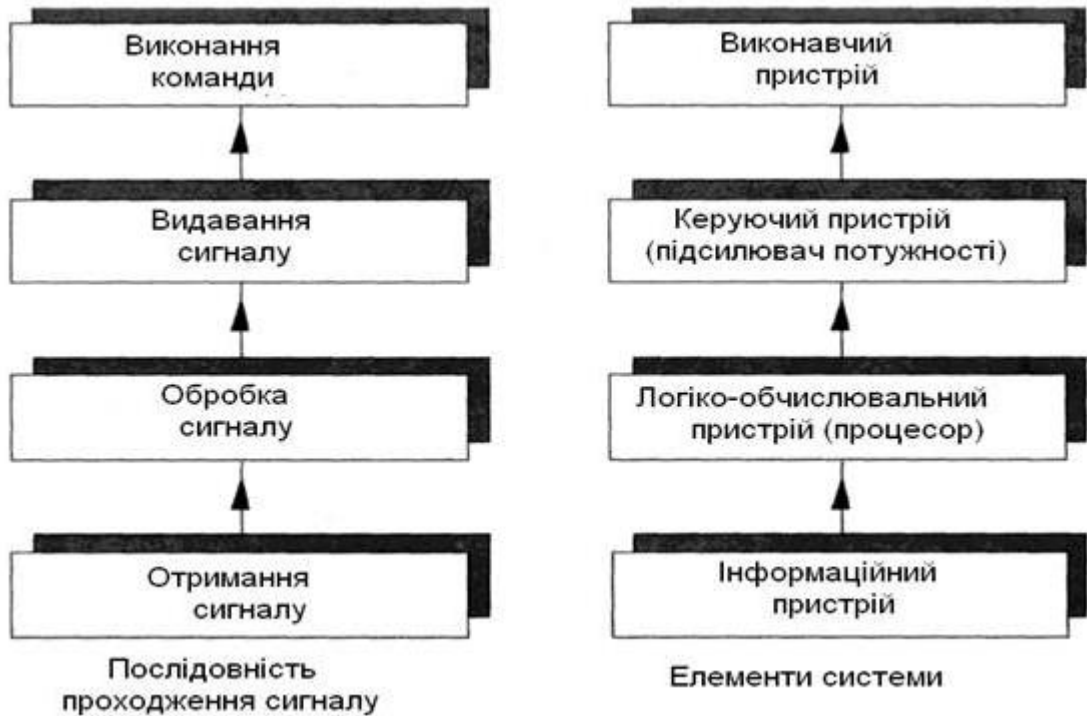


Рис. 3.4. Послідовність проходження сигналу

Ці елементи формують ланцюг керування для проходження сигналу (інформації) від входу системи (зі сторони керуючої частини) до її виходу (до виконавчої частини).

Підсилювач потужності керує виконавчим елементом за допомогою сигналу, що приймається від логіко-обчислювального пристрою (процесора).

Елементи пневматичної системи групуються по підсистемах:

- підсистема енергопостачання (елементи енергопостачання);
- інформаційна підсистема (датчики);
- логіко-обчислювальна підсистема (процесори);
- виконавча підсистема (керуючий розподільник і виконавчий пристрій).

Елементи системи зображаються за допомогою умовних графічних позначень, а уявлення про функціональне призначення елементів дає схема їх сполучень.

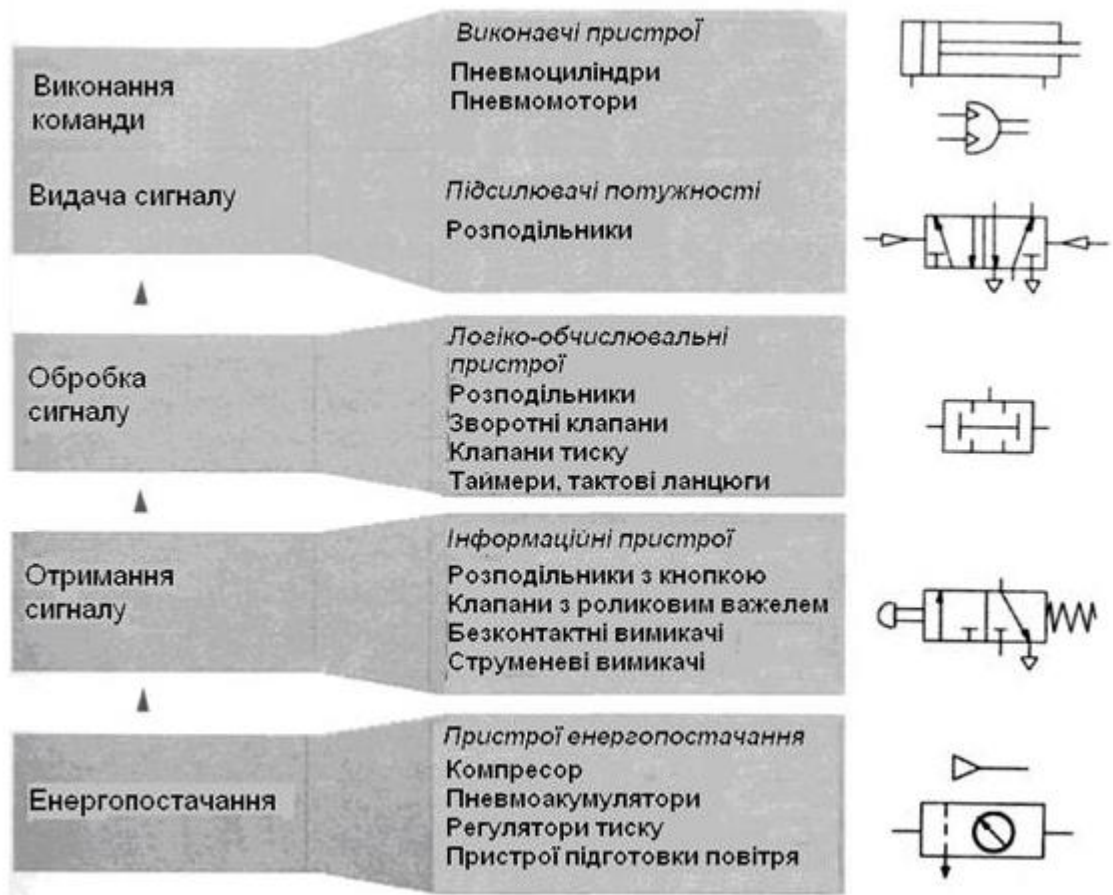


Рис. 3.5. Схема пневматичної системи керування

Розподільники можуть застосовуватися як вхідні елементи, логіко-обчислювальні елементи або підсилювачі потужності. Приклад взаємозв'язку у пневматичній системі елементів різного функціонального призначення поданий на рис.9.6.

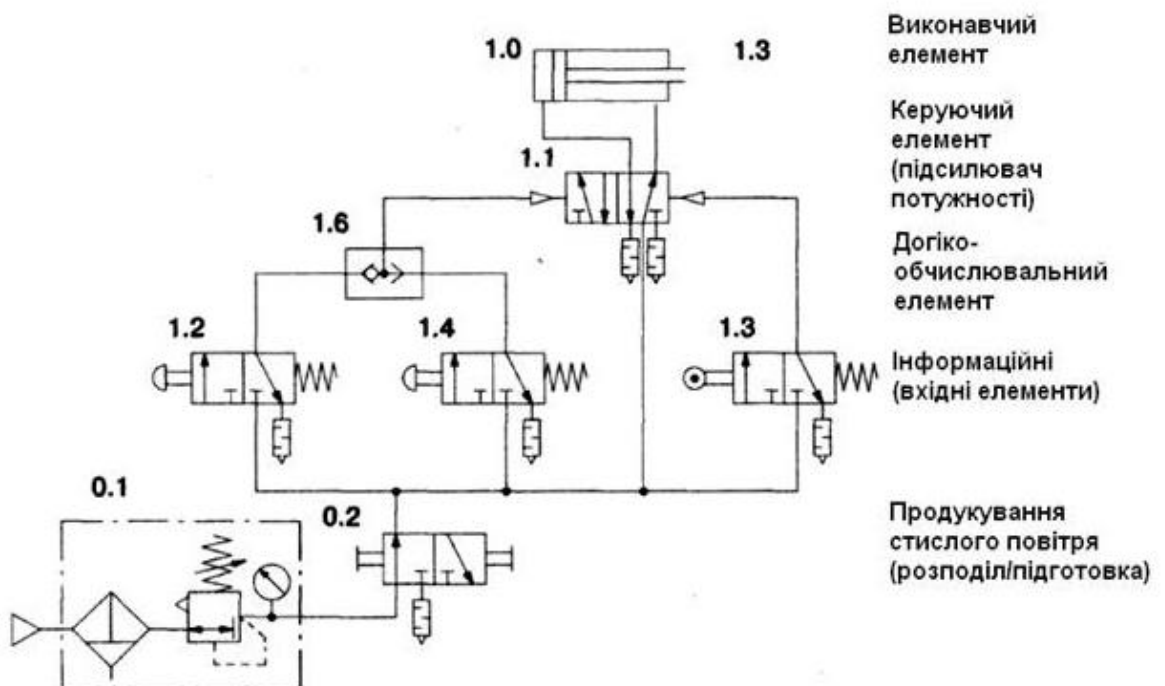


Рис. 3.6. Принципова схема пневматичної системи керування



## 9.2 Елементи пневматичних систем

### 9.2.1. Продукування та розподіл стислого повітря

Підсистема енергопостачання повинна забезпечувати пневматичну систему стислим повітрям певної якості у достатній кількості.

За допомогою компресора повітря стискається і далі передається у систему трубопроводів повітря. Щоб якість стислого повітря відповідала встановленому стандарту, воно проходить через апаратуру підготовки повітря.

Для того, щоб зменшити ризик появи несправностей у системі, необхідно врахувати:

- витрату споживаного повітря;
- тип компресора;
- робочий тиск у системі;
- робочий об'єм пневмоакумулятора;
- вимоги до чистоти повітря;
- можливість мінімізації вологості повітря з метою запобігання процесам корозії та зменшення вірогідності залипання рухомих частин в пневмоелементах;
- вимоги до системи змащування;
- можливість зниження впливу температури повітря на роботу системи;
- відповідність розмірів прохідних перетинів трубопроводів і пневмоелементів;
- відповідність матеріалів умовам роботи системи і параметрам навколишнього середовища;
- місця розташування точок дренажу і скидання у розподільчій пневмосистемі;
- просторове розташування системи розподілу повітря.

Як правило, пневмоелементи вибираються на максимальний тиск 800...1000 кПа (8...10 бар), проте на практиці з економічних міркувань рекомендується працювати з тиском 500...600 кПа (5...6 атм). Для того, щоб забезпечити заданий рівень тиску, з урахуванням втрат тиску усередині системи розподілу повітря, компресор повинен видавати повітря з тиском 650...700 кПа (6,5...7,0 бар).

Для зниження коливань тиску в системі повинен встановлюватися акумулятор стислого повітря. Компресор наповнює акумулятор стислого повітря, який також виконує функції джерела робочого середовища під тиском.

Внутрішній діаметр труб системи розподілу повітря повинен вибиратися так, щоб втрати тиску на ділянці від компресора до споживача тиску не перевищували, в ідеальному випадку, 10 кПа (0,1 бар). На вибір діаметра трубопроводу впливають:

- витрата повітря;
- довжина трубопроводу;
- допустимі втрати тиску;
- робочий тиск;
- число місцевих опорів в трубопроводі.



Рис. 3.7. Система підготовки повітря

Найчастіше головний трубопровід виконується у вигляді кільця. При кільцевій прокладці трубопроводу у разі великих витрат повітря забезпечується рівномірніша подача. Трубопровід повинен розташовуватися з нахилом 1...2 % за напрямом руху повітря. Це особливо важливо для тупикових трубопроводів. Конденсат повинен відбиратися з найнижчого місця системи.

Для горизонтальних трубопроводів відгалуження для відбору повітря повинно встановлюватися тільки на верхній стороні головного трубопроводу.

Відгалуження для відбору конденсату повинно встановлюватися на нижній стороні головного трубопроводу.

За допомогою замкового вентиля можна відключити частину трубопроводу стислого повітря, якщо вона не потрібна або на ній планується проведення робіт по ремонту та обслуговуванню.

Блок підготовки повітря зазвичай складається з:

- фільтру стислого повітря (з вологовіддільником)
- регулятора тиску;
- маслорозпилювач.

Вибір комбінації цих пристроїв, їх розмірів і конструкції визначається областю, застосування і технічними вимогами до системи. Для того, щоб гарантувати потрібну якість повітря для кожної установки, блок підготовки повітря встановлюється у кожен систему керування.

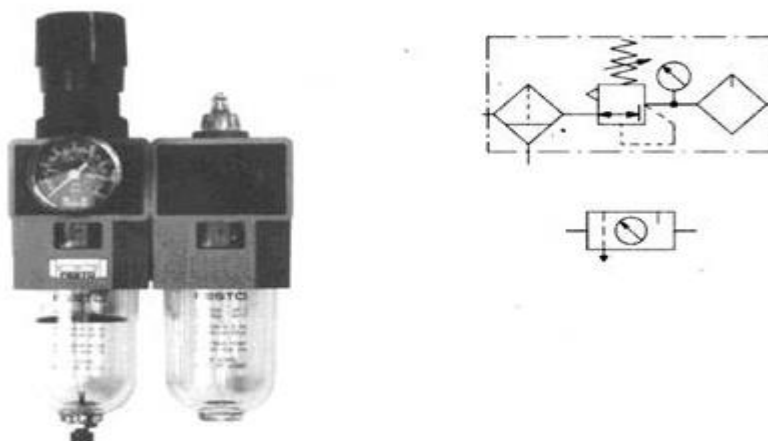


Рис. 3.8. Блок підготовки повітря

### *Фільтр стислого повітря*

Фільтр стислого повітря призначений для видалення із стислого повітря твердих включень, а також конденсату. Повітря протікає через тангенціально розміщені в корпусі фільтру шліцьові отвори. Тут завдяки відцентровим силам краплі рідини і крупні тверді частинки відділяються від потоку повітря і збираються в нижній частині корпусу фільтру. Об'єм зібраного конденсату не повинен перевищувати максимально допустимого рівня, інакше конденсат знову попадатиме до потоку повітря.

### *Регулятор тиску*

Регулятор тиску призначений для підтримки робочого тиску в системі (вихідного тиску) незалежно від коливань тиску в лінії живлення (вхідного тиску) і споживаної витрати повітря.

### *Маслорозпилювач*

Маслорозпилювач призначений для збагачення повітря дозованою кількістю масла, необхідною для функціонування пневматичної установки.

## **3.2.2. Пневмоапарати**

Пневмоапарати призначені для керування тиском і витратою повітря. Залежно від призначення вони поділяються на наступні категорії:

- розподільники: інформаційні (вхідні) пристрої, логіко-обчислювальні пристрої та підсилювачі потужності;
- зворотні клапани;
- регулятори витрати;
- клапани тиску;
- замочні вентиля.

Розподільник управляє процесом проходження пневматичного сигналу тиску або витрати повітря. Він зариває, відкриває або змінює напрям руху стислого повітря.

Розподільники розрізняються:

- по числу приєднаних ліній: 2-лінійні, 3-лінійні, 4-лінійні і т.д.;
- по числу позицій перемикачів: 2-позиційні, 3-позиційні і т.д.
- за способом приведення в рух: з ручним керуванням, з механічним керуванням з пневматичним керуванням, з електричним керуванням;
- за способом повернення у початкове положення: з пружинним поверненням, з поверненням за допомогою тиску.

Наприклад, вхідні пристрої можуть управлятися за допомогою роликового важеля для того, щоб опитувати положення штока поршня.

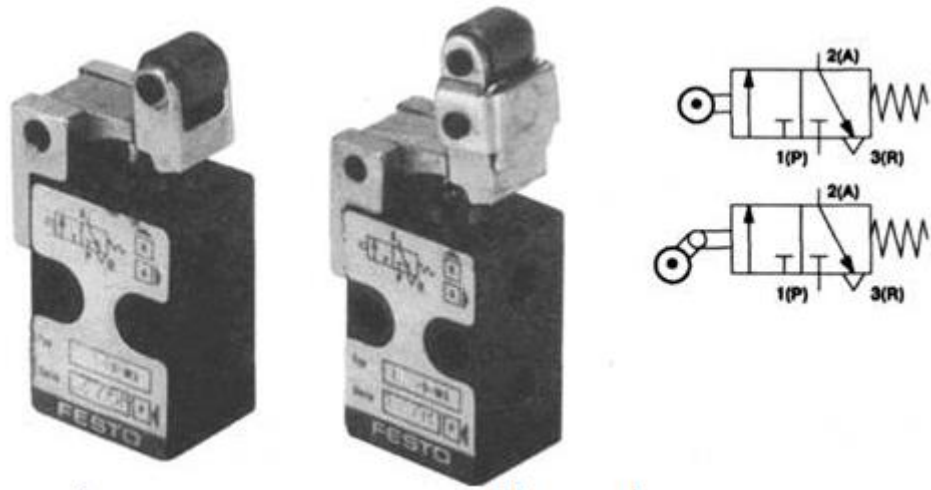


Рис. 3.9. 3/2-розподільник з роликним важелем, 3/2-розподільник з роликним важелем на шарнірі

Як логіко-обчислювальний пристрій розподільник використовується, наприклад, для вимикання або вмикання вихідного сигналу, яке здійснюється під дією вхідного сигналу.

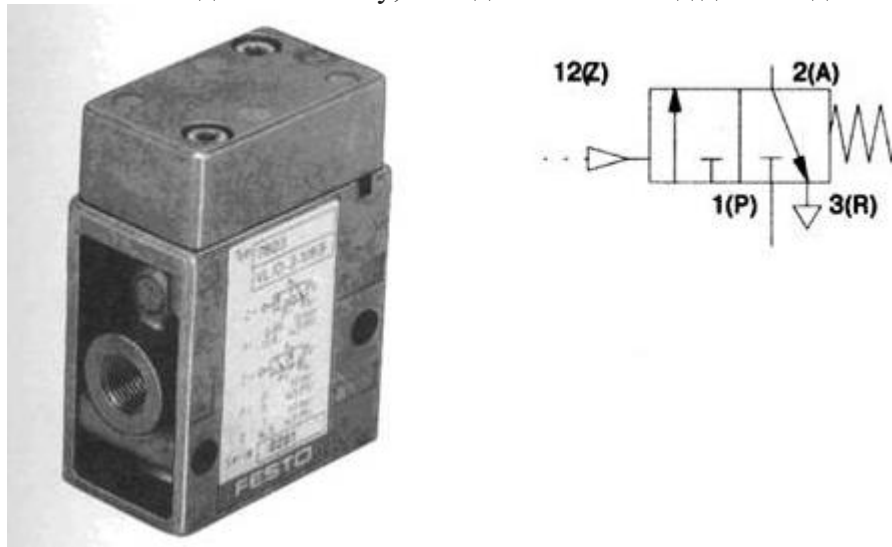


Рис. 3.10. Пневматичний 3/2-розподільник з одностороннім пневматичним керуванням і пружинним поверненням

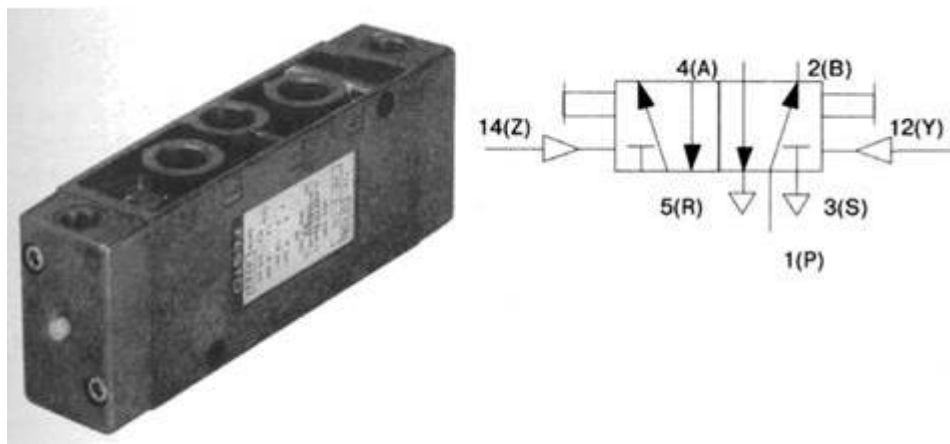
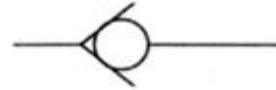


Рис. 3.11. Пневматичний 5/2-розподільник з двостороннім пневматичним та допоміжним ручним керуванням

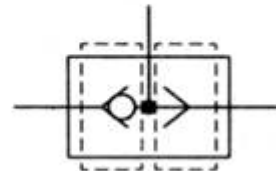
### *Зворотній клапан*

Зворотній клапан забезпечує проходження повітря тільки в одному напрямі. Цей принцип знаходить застосування, наприклад, в клапанах швидкого вихлопу чи логічних елементах "АБО". Зворотній клапан як базовий елемент використовується і в інших типах клапанів, які представлені на рис. 9.12.

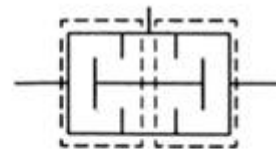
**Зворотній клапан**



**Перекидний клапан ("АБО"-елемент)**



**Клапан двох тисків ("І"-елемент)**



**Клапан швидкого вихлопу**

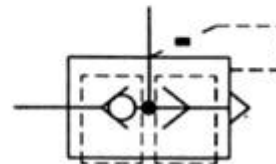


Рис. 3.12. Зворотній клапан та інші клапани, побудовані на його базі

### *Регулятори витрати*

Регулятор витрати або дросель закриває або дроселює потік і тим самим керує витратою стислого повітря. В ідеальному випадку можна регулювати безступінчатий дросель: від повного відкриття до повного закриття. Дросель повинен встановлюватися, по можливості, в безпосередній близькості від виконавчого пристрою і регулюватися у міру необхідності в ході експлуатації. Якщо паралельно з дроселем включити зворотній клапан, тоді в одному з напрямів обмежуватиметься витрата повітря, а в протилежному напрямі витрата буде максимальною.

**Дросель**



**Дросель із зворотнім клапаном**

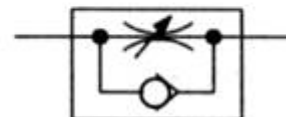


Рис. 3.13. Дроселі

### *Клапани тиску*

Розрізняють три типи клапанів тиску:

- запобіжні клапани;
- редуційні клапани;

- клапани послідовності тиску (реле тиску).

Запобіжні клапани встановлюються в напірній магістралі компресора, забезпечуючи безпеку його роботи. При цьому на заданому рівні безпеки обмежується тиск в акумуляторі стислого повітря і підтримується необхідне значення тиску живлення пневмережі.

Редукційний клапан підтримує тиск живлення пневмосистеми на постійному рівні незалежно від коливання тиску в мережі, тобто в напірній магістралі компресора.

Клапан послідовності (реле тиску) виробляє релейний сигнал на своєму виході, якщо тиск на його вході досягає певного рівня (рівня тиску настройки).

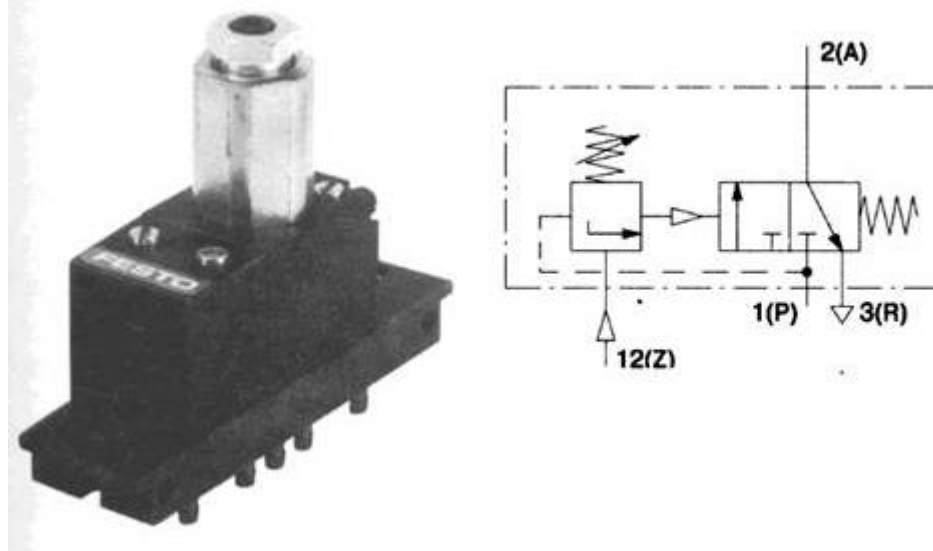


Рис. 3.14. Клапан послідовності (реле тиску)

Якщо тиск керування досягне заданого рівня, то в реле тиску, представленому на рис. 3.14, перемкнеться 3/2-розподільник. Якщо тиск керування стане нижче за тиск налагодження, то 3/2-розподільник перемкнеться у початковий стан.

#### *Пневматичні модулі*

При поєднанні різних елементів можна отримати пристрої з новими функціями керування. Як приклад можна привести клапан витримки часу. Комбінація з дроселя із зворотнім клапаном, пневмоємності і 3/2-розподільника дозволяє реалізувати функцію витримки часу (реле часу).

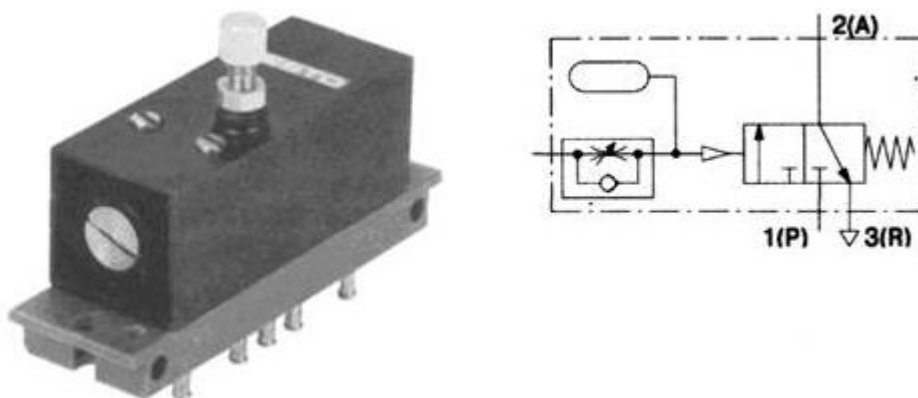


Рис. 3.15. Клапан витримки часу

Залежно від налагодження дросельного гвинта у ємність поступає більша або менша витрата повітря. Після досягнення необхідного тиску спрацьовує 3/2-розподільник

включається подача повітря. Він залишається у цьому положенні до тих пір, поки діє сигнал керування.

До інших модулів, у склад яких входить декілька клапанів відносяться, наприклад:

- пристрої керування з двома входами;
- задатчики тактів;
- тактові ланцюжки;
- пристрої пам'яті.

### 3.2.3. Логіко-обчислювальні елементи (Процесори)

Для логічної обробки вихідного сигналу інформаційних елементів використовуються різні релейні елементи.

Логічний елемент "АБО" може реалізувати "АБО"-функцію двох вхідних сигналів. "АБО"-елемент має два входи і один вихід. Вихідний сигнал з'являється тоді і тільки тоді, коли є тиск хоча б на одному вході.

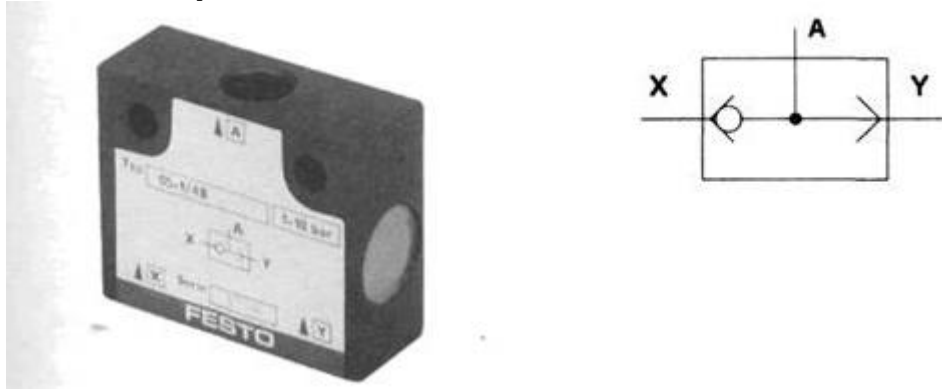


Рис. 3.16. Логічний "АБО"-елемент

Подальший розвиток пневматичних процесорів, що здійснюють обробку інформації, йде по шляху створення модульних систем, які об'єднують в одному блоці розподільники і логічні елементи. Це зменшує розміри, вартість і витрати на монтаж.

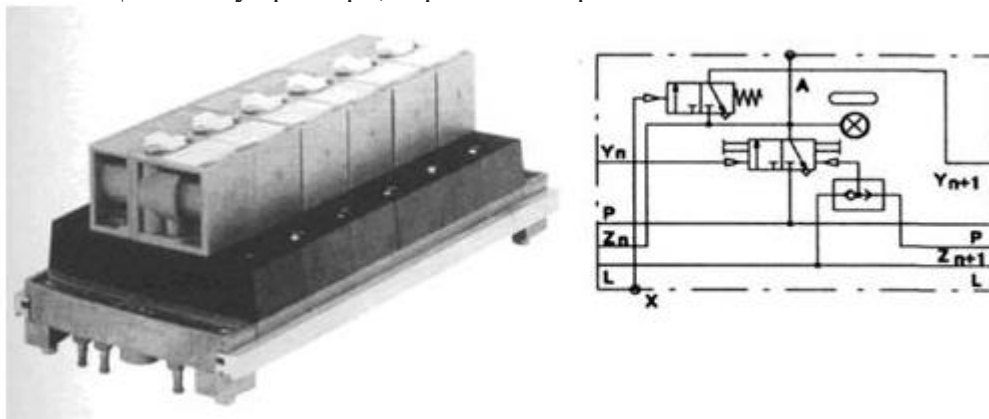


Рис. 3.17. Модульний пристрій обробки інформації (Тактовий ланцюжок)

### 3.2.4. Виконавчі пристрої

Енергетична частина системи містить управляючий розподільник (підсилювач потужності) та виконавчий пристрій. До групи виконавчих пристроїв входять приводи, що реалізують поступальний і обертальний рух вихідної ланки. Виконавчі пристрої управляються від підсилювача потужності, який подає необхідне для здійснення роботи

повітря. Зазвичай управляючий розподільник (підсилювач потужності) встановлюється на головній магістралі живлення повітрям для того, щоб втрати енергії були мінімальними.

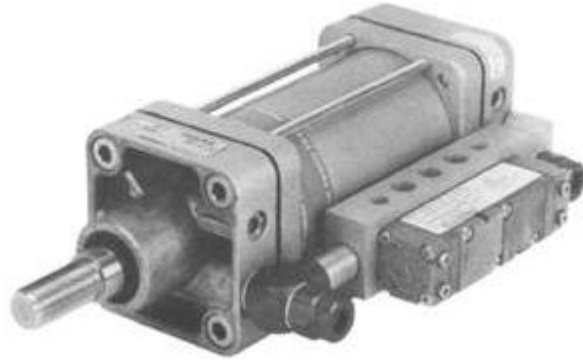


Рис. 3.18. Виконавчий пристрій з управляючим розподільником

Виконавчі пристрої можна розділити на групи:

- приводи поступального руху (лінійні приводи):
  - циліндри односторонньої дії,
  - циліндри двосторонньої дії;
- приводи обертового руху (ротаційні приводи):
  - пневмомотори,
  - поворотні приводи.

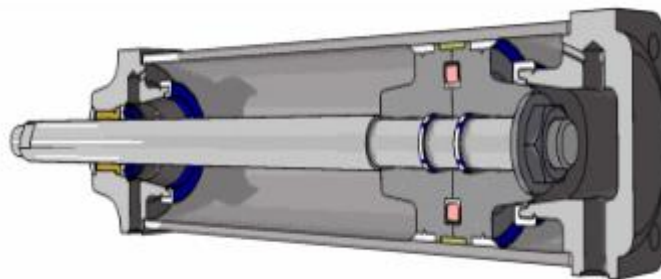


Рис. 3.19. Пневмоциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком

## Методика проектування пневматичних систем

### 4.1. Розробка пневматичної системи керування

Процес проектування пневматичної системи складається з декількох етапів. Для отримання добрих результатів важливо скласти докладну документацію. При цьому повинні братися до уваги всі діючі норми та позначення. Конструкторська документація на пневмосистему повинна включати:

- діаграму "переміщення - крок" або циклограму;
- "переміщення-час";
- принципову схему;
- опис роботи системи;
- технічні дані на всі елементи системи.

Додатково може додаватися наступна документація:

- специфікація або перелік елементів системи;
- інформація по обслуговуванню системи і пошуку несправностей;
- список запасних частин.

Застосовуються в основному два методи розробки принципових схем системи:



- "інтуїтивні" методи проектування;
- систематичні методи проектування за певним алгоритмом.

Якщо у першому випадку від розробника потрібен великий досвід і хороша інтуїція, а також значні витрати часу, то при використанні другого методу - виконання певної послідовності операцій при відповідному рівні теоретичних знань основ предмету.

Метою будь-якої розробки принципової схеми є забезпечення виконання працюючою системою заданих функцій. При виборі рішення перевага віддається високій надійності і простоті обслуговування навіть за рахунок більш значних матеріальних витрат. Цьому сприяє систематична розробка принципових схем. Проте у більшості випадків спроектовані систематичними методами системи, мають більше число елементів, ніж та ж система, спроектована при використанні "інтуїтивного" методу.

Зазвичай додаткові витрати на елементну базу швидко компенсуються за рахунок скорочення часу проектування, а пізніше - за рахунок скорочення витрат на обслуговування системи. В цілому, повинна бути впевненість, що час, що затрачується на проектування і, особливо, на спрощення схеми, знаходиться в розумній відповідності із загальним часом, що затрачується на створення системи.

Незалежно від того, який метод застосовується і на якій елементній базі реалізується система, її розробнику необхідні фундаментальні знання будови, принципу дії і характеристик елементів, що використовуються.

#### **4.2. Блок-схема ланцюга керування**

Блок-схема ланцюга керування дає загальне уявлення про структуру системи керування і послідовності проходження сигналу.

При розробці схеми системи її функції умовно поділяють на ввід (отримання) сигналу, обробку сигналу, видачу сигналу і виконання команди. Практикам така класифікація добре відома. Частіше за все у великих установках керуюча частина системи конструктивно відокремлюється від її виконавчої (силової) частини.

По схемі проходження сигналу можна прослідкувати шлях сигналу від його отримання до виконання. На рис. 10.2 приведена структура системи керування.

На принциповій схемі системи, представлений на рис. 10.3, в наочній формі показана структура ланцюга керування.

- Інформаційні (вхідні) пристрої - розподільники з ручним керуванням 1.2, 1.4 (розподільники з кнопкою) і розподільник з механічним керуванням 1.3 (з роликівим важелем).

- Логіко-обчислювальний пристрій (процесор) - перекидний клапан 1.6, що виконує функції логічного елемента "АБО".

- Підсилювач потужності - керуючий розподільник 1.1.

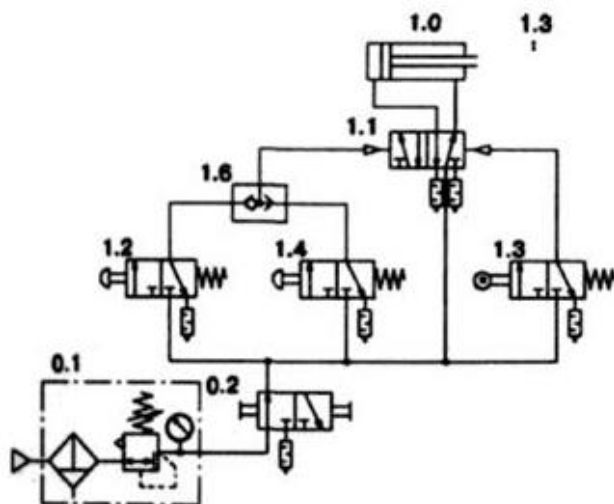
- Виконавчий пристрій - циліндр 1.0.



Рис. 4.1. Класифікація елементів ланцюга керування



Рис. 4.2. Структура системи керування



Виконавчий пристрій

Керуючий розподільник  
(підсилювач потужності)

Логіко-обчислювальний  
пристрій (процесор)

Інформаційний пристрій

Виробництво стислого повітря  
(розподіл/підготовка)

Рис. 4.3. Принципова схема

### 4.3. Блок-схема і структура принципової схеми

Структура принципової схеми системи повинна відповідати її блок-схемі, при цьому послідовність проходження сигналу повинна зображатися від низу до верху.

На принциповій схемі застосовуються спрощені умовні позначення. На великих принципових схемах підсистема енергопостачання (блок підготовки повітря, замочний кран, різні приєднувальні пристрої) для спрощення зображаються на кресленні окремо.

Зображення трубопроводів на принциповій схемі системи не обов'язково повинно відповідати дійсній (монтажній) схемі прокладки трубопроводів на установці.

### 4.4.Складання принципової схеми

#### Постановка задачі.

Шток циліндра двосторонньої дії повинен висуватися при короткочасному натисненні пневмокнопки або ножної педалі.

Після досягнення крайнього положення шток циліндра повинен відразу повернутися у початкове положення, якщо кнопка і педаль до цього моменту будуть вже відпущені.

#### Рішення.

Розподільник 1.3, керований штовхачем з роликом, встановлений в тому місці, куди переміщається повністю висунутий шток циліндра. На принциповій схемі цей елемент зображений на рівні введення сигналів, а не там, де він розташований фізично. Фізичне ж його розташування позначено також міткою 1.3.

Якщо система керування складна і містить декілька виконавчих елементів, то схему зручно розбити на декілька окремих ланцюгів керування, які можуть бути сформовані для кожної функціональної групи.

Якщо це можливо, то ланцюги повинні розташовуватися один за одним відповідно до послідовності виконання операцій.

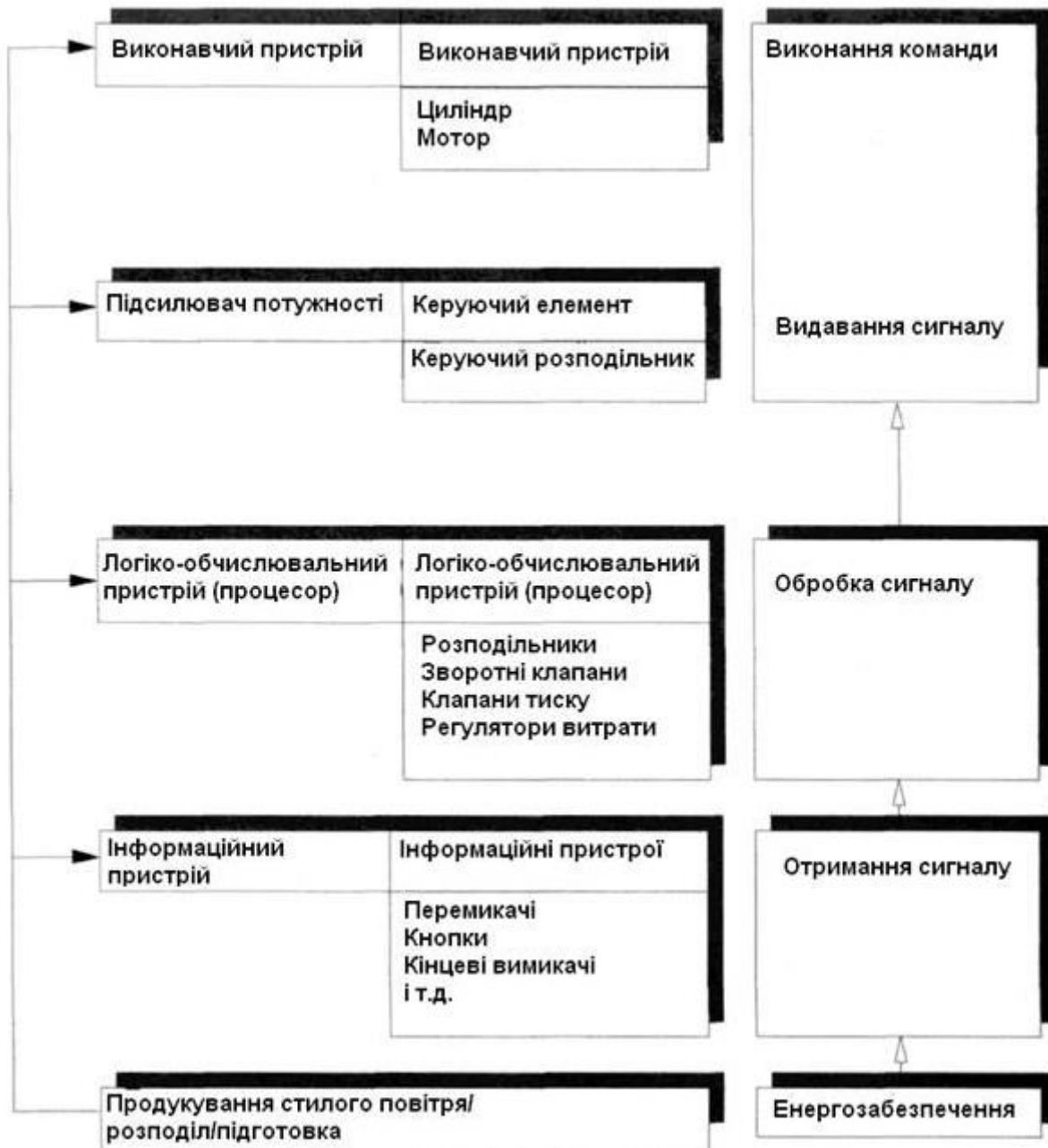


Рис. 4.4. Блок-схема і елементи пневматичного ланцюга керування

#### 4.5. Позначення елементів схеми

Інформаційні пристрої повинні бути зображені на принциповій схемі в невиключеному стані. Якщо розподільники в початковому положенні знаходяться під впливом сигналу керування, то це показується зображенням дії кулачка на штовхач розподільника. У цьому випадку розподільник показується у виключеному стані.

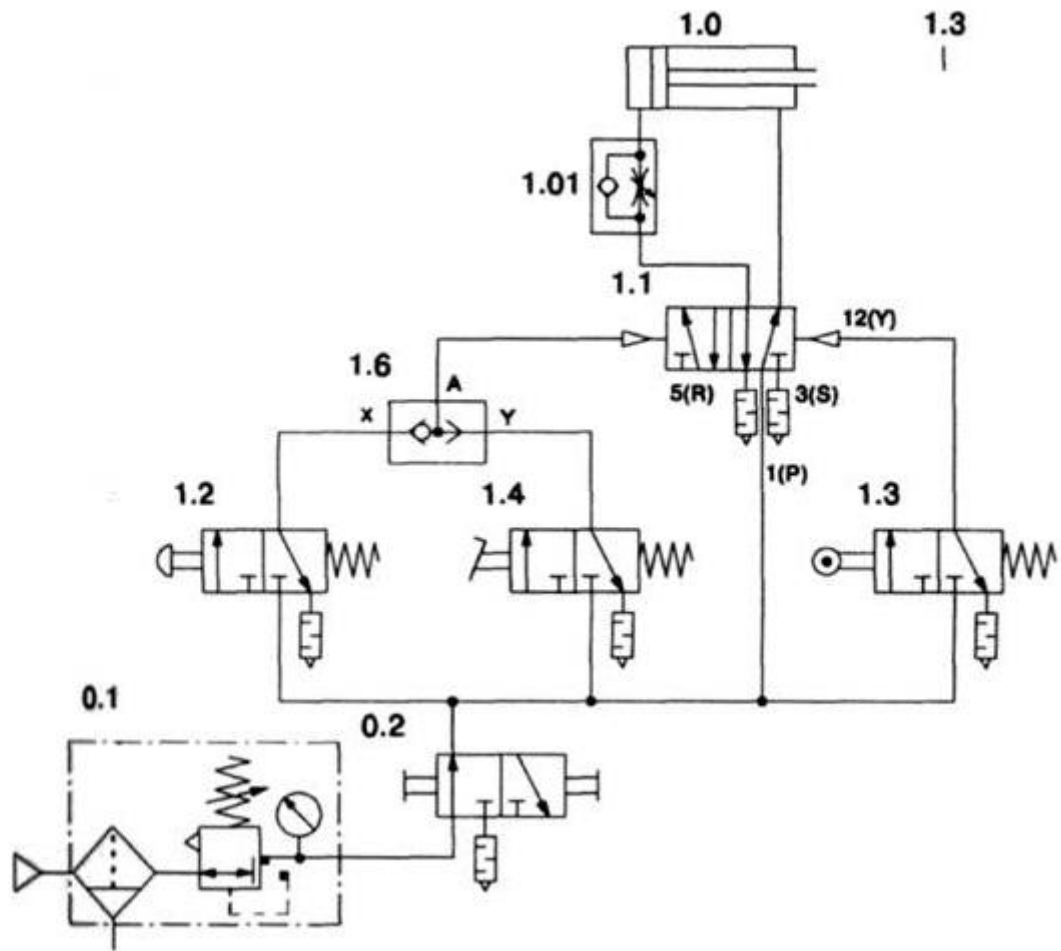


Рис. 4.5. Принципова схема

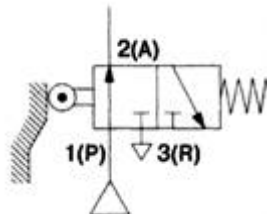


Рис. 4.6. Розподільник у початковому положенні під дією сигналу

### Цифрове позначення

При цифровому позначенні нумерація окремих елементів групи 0 охоплює елементи енергопостачання, групи 1,2... окремі керуючі ланцюги. Кожному циліндру присвоюється зазвичай номер групи.

Таблиця 4.1. Цифрове позначення елементів схем

0.1, 0.2 і т.д.	Елементи системи живлення
1.0, 2.0 і т.д.	Виконавчі пристрої
1.1, 2.1 і т.д.	Керуючі розподільники
.01, .02 і т.д.	Елементи, розташовані між виконавчим пристроєм і керуючим розподільником
.2, .4 і т.д.	Елементи, що викликають висовування штока
.3, .5 і т.д.	Елементи, що викликають втягування штока

### Буквене позначення

Буквене позначення застосовується перш за все при систематичному проектуванні принципів схем. Позначення кінцевих вимикачів взаємопов'язане з позначенням циліндрів, за допомогою яких вони керуються.

Таблиця 4.2. Буквене позначення елементів схем

А, В і т.д.	Виконавчі пристрої
- а0, b0 і т.д.	Кінцеві вимикачі, які приводяться в рух циліндрами А, В., при втягнутому положенні штока
- а1, b1 і т.д.	Кінцеві вимикачі, які приводяться в рух циліндрами А, В., при висунутому положенні штока

### Основні правила зображення схем

- Реальне просторове розташування елементів не береться до уваги.
- Циліндри і розподільники повинні, по можливості, зображатися горизонтально.
- Потік енергії в ланцюзі керування направлений від низу до верху.
- Джерело енергії може зображатися у спрощеному вигляді.
- Окремі елементи повинні представлятися в початковому або невключеному положеннях. Елементи, що знаходяться під впливом сигналу керування, повинні зображатися спільно з перемикаючим штовхачем.

• Лінії трубопроводів повинні бути прямими і, по можливості, без перетинів. Місця з'єднань трубопроводів під прямим кутом (трійники, хрестовини) відзначають крапкою.

### **4.6. "Життєвий" цикл пневматичної системи**

Розробка пневматичної системи повинна проводитися за допомогою алгоритмічного процесу проектування. "Життєвий" цикл - процес, що охоплює всі етапи від постановки проблеми до модернізації системи, що її вирішує.

На рисунку показані різні етапи розробки пневматичної системи, протягом всього циклу її існування.

#### Аналіз

Першим кроком є визначення функціонального призначення системи. При цьому слід пам'ятати, що проектування або модернізація рішення не є частиною етапу аналізу. Послідовність загального плану проектування може коректуватися.

#### Проектування

Розробка проекту включає два етапи:

На першому етапі розробляється ескізний проект системи, у рамках якого вибираються основні компоненти системи і джерела енергопостачання. Тут же можуть бути розглянуті і альтернативні рішення.



Рис. 4.7. "Життєвий" цикл пневматичної системи

На другому етапі проектування розробляється технічний проект, в рамках якого ведеться:

- розробка пневматичної системи, включаючи визначення параметрів та вибір апаратури;
- розробка документації;
- уточнення додаткових вимог до системи;
- складання плану реалізації проекту;
- складання переліку елементів і специфікації;
- проведення розрахунків вартості.

#### Реалізація проекту

Перед монтажем системи на об'єкті керування повинно бути повністю перевірено функціонування системи. Після остаточного монтажу установки необхідно ще раз провести

функціональне тестування системи. Для того, щоб бути упевненим у повній працездатності системи, необхідно перевірити всі очікувані режими роботи, такі як ручне керування, автоматичне керування, аварійне виключення, блокування частин системи і т.д.

#### Оцінка системи

Після завершення процесу налагодження і запуску системи порівнюються її фактичні параметри з даними технічного завдання.

#### Обслуговування

Регулярне і ретельне обслуговування системи дозволяє скоротити час простоїв, підвищити надійність та понизити експлуатаційні витрати.

Після відпрацювання системою певного числа циклів деякі з її елементів можуть проявити ознаки передчасного зносу, причиною якого є:

- їх неправильний вибір;
- зміна умов роботи.

Безумовно, можна констатувати, що при регулярному обслуговуванні системи зменшується небезпека виходу її з ладу.

#### Модернізація системи

Узагальнені дані по досвіду виробництва, обслуговування і ремонту дозволяють дати рекомендації для підвищення надійності системи при її можливій модернізації.

### **4.7. Пошук несправностей в пневматичних системах керування**

#### **4.7.1. Документація**

Технічна документація на пневматичну систему включає в себе:

- діаграму "переміщення-крок" (циклограму);
- принципову схему системи;
- інструкції з експлуатації;
- список вхідних в систему елементів і їх технічні характеристики.

У випадку модифікації системи в технічну документацію повинні бути внесені всі зміни, щоб потенційні користувачі та інженери по технічному обслуговуванню знали поточний стан системи.

#### **4.7.2. Причини несправностей та їх усунення**

Несправності пневмосистеми можуть бути викликані, головним чином, засміченням елементів системи і трубопроводів, яке виникає в результаті:

- взаємодії з навколишнім середовищем (наприклад, при роботі із забрудненим повітрям, а також при високій або низькій температурі навколишнього середовища);
- використання стислого повітря низької якості (наприклад, дуже високої вологості або з надмірним вмістом масла, що поступає з маслорозпилювача);
- порушення відносного руху виконавчих механізмів або їх елементів
- надмірного навантаження
- неправильного обслуговування
- неправильного монтажу і під'єднання трубопроводів.

Ці причини можуть привести до:



- руйнування трубопроводів;
- заклинювання рухомих частин;
- аварій;
- витоків стислого повітря;
- падіння тиску в системі;
- порушення послідовності руху виконавчих пристроїв пневмосистеми.

#### Діагностика

Регулярні заходи щодо пошуку і усунення несправностей скорочують час на обслуговування і простої пневматичних систем керування.

Несправності всередині установки можуть бути викликані:

- поломкою елементів керованої установки;
- поломкою елементів всередині пневматичної системи керування.

Досвід показує, що поломки усередині системи керування звичайно зустрічаються через несправності керованої установки.

#### Пошук несправностей

Про виникнення несправності системи можна судити по характеру неправильного функціонування або зупинки об'єкту керування, Усунення несправностей може здійснюватися:

- персоналом, що експлуатує установку;
- персоналом по обслуговуванню і ремонту.

Несправності керованої установки і багато несправностей системи керування часто усуваються досвідченим оператором установки. В першу чергу оператор налагоджує і (або) аналізує стан системи на підставі візуального контролю.

Обслуговуючий персонал шукає несправності і усуває їх на підставі власного досвіду експлуатації даної установки.

Діагностика несправностей повинна проводитися зразу ж після їх першої появи. При цьому необхідно керуватися відповідною методикою по їх усуненню, що дозволить скоротити час простоїв експлуатованої установки.

#### Усунення умов появи несправностей

Навіть найдобросовісніший догляд за пневмосистемою виявиться малоефективним, якщо були допущені помилки при її проектуванні або монтажі. Регулярні профілактичні огляди дещо збільшать витрати на обслуговування, проте дозволять істотно понизити число випадків виходу системи з ладу.

Нормальному функціонуванню системи сприяють:

- Вибір якісних елементів системи, які мають можливість налагоджуватися на необхідні умови роботи і навколишнього середовища (наприклад, частота перемикання, навантаження і т.д.).
- Захист пневмосистеми від забруднення.
- Демпфування механічних ударів, що виникають при роботі виконавчих пристроїв, шляхом установки амортизаторів.

- Скорочення довжини трубопроводів або установка в необхідних місцях додаткових вузлів їх кріплення.

#### Виявлення несправностей в пневматичних системах

Як правило, після первинного налагодження пневматичні системи працюють стійко певний час. Ознаки передчасного зносу елементів пневмосистеми виявляються протягом декількох тижнів або навіть місяців.

Якщо з'являються несправності, то важливо вміти шукати їх методично правильно. При пошуку несправностей у великій системі її можна розділити на маленькі складові частини, в кожній з яких потім окремо шукати несправності.

Якщо оператор установки не може сам усунути несправність, то слід викликати персонал служби обслуговування і наладки.

#### Несправності, викликані недостатнім постачанням стислого повітря

Буває, що деякі частини пневматичної системи доповнюються новими елементами, а потужність системи живлення залишається на попередньому рівні. Залежно від послідовності спрацьовування виконавчих механізмів і загального проекту установки в роботі системи можуть з'являтися випадкові збої. Причиною цього може бути недостатнє постачання повітрям, яке проявляється в:

- зменшенні швидкості руху виконавчих пристроїв;
- зменшенні сили або моменту, що розвивається виконавчими пристроями;
- зниженні швидкодії елементів системи.

Такі ж наслідки викликає зміна прохідного перетину деяких елементів у випадку засмічення або поява витоків в місцях з'єднань.

#### Несправності, викликані появою конденсату в повітрі

Дуже важливо забезпечити подачу в систему стислого повітря без конденсату. Конденсат може привести до корозійних руйнувань елементів системи. Крім того, слід мати на увазі, що змащувальне масло без спеціальних присадок має схильність до утворення емульсії і смолянистих відкладень або клейких речовин. Всі рухомі з'єднання з невеликими зазорами особливо сприйнятливі до такого роду утворень. Додатково виникає небезпека перетворення продуктів масла в смолу, яка руйнуватиме систему і забруднюватиме оточуючу середовище.

#### Несправності, викликані забрудненнями

Звичайно пневматична система керування забезпечується повітрям через блок підготовки повітря, однією із задач якого є очищення повітря від твердих частинок. Звичайно фільтри встановлюються на вході пневматичних систем. Проте, якщо трубопроводи підведення живлення до пневмоапаратів не були перед монтажем почищені зсередини, то всі тверді частинки, внесені в трубопровід при його приєднанні або зварці (шматочки стрічки ущільнювача, окалина після зварки, стружка і т.д.), можуть потрапити всередину пневмоапаратів.

В системах, які експлуатувалися тривалий час, через корозію, що викликається наявністю конденсату, в повітря можуть потрапити шматочки іржі. Особливо це стосується трубопроводів, встановлених без антикорозійного захисту.

В результаті цього можуть виникнути:

- залипання або заклинювання рухомих елементів;
- витoki через нещільне прилягання клапанів до сідел;
- засмічення сопел і каналів невеликого діаметра.

#### **4.7.3. Обслуговування**

Регулярне обслуговування системи підвищує термін і надійність функціонування пневматичної системи керування.

Для кожної пневматичної системи повинен складатися точний графік її обслуговування, в якому приводиться перелік робіт по обслуговуванню та терміни їх виконання. Для великих систем керування повинні додаватися діаграми "шлях-крок" і принципові схеми системи.

Інтервали часу для проведення окремих робіт по обслуговуванню залежать від тривалості експлуатації системи і умов взаємодії окремих елементів з навколишнім середовищем. Регулярно повинні проводитися роботи по обслуговуванню підсистеми підготовки повітря та інформаційних пристроїв.

В підсистемі підготовки повітря здійснюється:

- перевірка стану, очищення або зміна фільтру;
- видалення конденсату;
- заливка масла і налагодження його подачі (якщо встановлений маслорозпилювач).

Інформаційні пристрої контролюються на знос та ступінь забрудненості.

З великими інтервалами часу можуть проводитися наступні роботи по обслуговуванню пневмосистеми:

- перевірка з'єднань на наявність витоків;
- перевірка кріплень трубопроводів на рухомих частинах;
- перевірка розміщення штоків поршнів в циліндрах;
- очищення фільтруючих елементів або їх заміна;
- перевірка функціонування запобіжних клапанів;
- перевірка нерухомих з'єднань і кріплень.

### **Проектування структурних елементів пневматичних систем**

#### **5.1. Вибір та порівняння джерел енергії систем керування**

При виборі джерела енергії для живлення керуючої і виконавчої частин системи керування враховуються:

- вимоги до виконавчих і вихідних пристроїв;
- метод керування;
- наявність необхідних для реалізації проекту людських та виробничих ресурсів;
- сумісність проекрованої системи з іншими системами, пов'язаними з нею.

У першу чергу повинні бути розглянуті всі переваги і недоліки того чи іншого виду енергії, який планується застосувати у виконавчій і керуючій частинах системи. Потім здійснюється вибір рішення.

Таблиця 5.1. Джерела енергії виконавчої частини системи

Критерії	Пневмоавтоматика	Гідроавтоматика	Електроавтоматика
<b>Сила лінійна</b>	Сила обмежена низьким тиском живлення і діаметром поршня; при навантаженні гальмування енергія не споживається.	Великі сили завдяки великому тиску.	Малі сили; низький ККД; відсутність захисту від перевантажень; високе споживання енергії в режимі холостого ходу.
<b>Сила обертальна</b>	Повний крутний момент в режимі гальмування без споживання енергії.	Повний крутний момент в режимі гальмування, проте деяке споживання енергії.	Низький крутний момент в режимі гальмування (при повній зупинці).
<b>Рух лінійний</b>	Простота виготовлення; високі прискорення; висока швидкість.	Простота виготовлення; хороша регульованість.	Складно і дорого, оскільки потрібні перетворювачі виду руху; при малих ходах необхідні лінійні магніти, а при малих силах - лінійні мотори.
<b>Рух обертальний або поворотний</b>	Пневмомотори з дуже високим числом обертів; висока вартість виготовлення; низький ККД; поворотний рух шляхом перетворення за допомогою зубчатої рейки і шестерні.	Гідромотори і поворотні циліндри з числом обертів нижчим, ніж в пневмоавтоматиці; хороший ККД.	Кращий ККД для приводів обертальної дії, обмежена швидкість обертання.

Критерії	Пневмоавтоматика	Гідроавтоматика	Електроавтоматика
<b>Регульованість</b>	Проста регульованість сили шляхом зміни тиску і швидкості – витрати газу; те ж саме в області низьких швидкостей.	Дуже хороша регульованість сили і швидкості; а також висока чутливість в області малих швидкостей.	Іноді можлива при значних витратах.
<b>Здатність до акумулювання і транспортування енергії</b>	Можливо для будь-якої кількості повітря; легко транспортується по трубах (до 1000 м) і в ємностях.	Акумуляція можлива з використанням газового середовища або пружини; транспортується по трубопроводах (до 100 м).	Акумуляція утруднена, але можлива із застосуванням акумуляторів і батарей; транспортується просто на великі відстані.
<b>Чутливість до впливу оточуючого середовища</b>	Нечутливість до коливань температури; вибухобезпечність; небезпека замерзання водяної пари при високій вологості	Чутливість до коливань температури; джерело забруднення і пожежо-небезпеки при витоках.	Нечутливість до змін температури; в небезпечних умовах необхідне застосування устаткування в

	повітря, високій швидкості руху і низькій температурі навколишнього середовища.		пожежо- і вибухобезпечному виконанні.
<b>Вартість енергії</b>	Висока в порівнянні з електроавтоматикою; 1 м <sup>3</sup> стислого повітря з тиском 600 кПа (6 бар) коштує від 0,03 до 0,05 грн залежно від типу установки і ступеня використання повітря.	Висока у порівнянні з електроавтоматикою.	Найменша вартість енергії.
<b>Інші властивості</b>	Нечутливість до перевантажень; недопустимий рівень шуму вихлопу, тому необхідне встановлення демпфера.	Нечутливість до перевантажень; підвищений шум насосів при високому тиску.	Чутливість до перевантажень; нечутливість до перевантажень досягається тільки за рахунок великих витрат; шум при перемиканні контакторів і лінійних магнітів.

Таблиця 5.2. Джерела енергії керуючої частини системи

Критерії	Електро-автоматика	Електроніка	Пнемо-автоматика нормального тиску	Пнемоавтоматика низького тиску
<b>Безпека роботи елементів</b>	Нечутливість до впливу оточуючого середовища (пил, вологість і т.д.)	Дуже чутлива до впливу навколишнього середовища (пил, вологість електричні завади, удари і вібрації); висока довговічність	Висока нечутливість до впливу навколишнього середовища; висока довговічність при чистому повітрі	Висока нечутливість до впливу навколишнього середовища; нечутливість до ступеня чистоти повітря; висока довговічність
<b>Швидкодія елементів</b>	> 10мс	<< 1 мс	> 5 мс	> 1 мс
<b>Швидкість передачі сигналу</b>	Швидкість світла	Швидкість світла	10...40 м/с	100...200 м/с
<b>Дальність передачі сигналу</b>	Практично необмежена	Практично необмежена	Обмежена швидкістю передачі сигналу	Обмежена швидкістю передачі сигналу
<b>Габарити</b>	Невеликі	Дуже невеликі	Невеликі	Невеликі
<b>Способи обробки сигналу</b>	Дискретний	Дискретний аналоговий	Дискретний	Дискретний аналоговий

## 5.2. Види керування

Системи керування можна класифікувати за різними ознаками. Нижче представлені види керування за DIN 19226. Залежно від постановки задачі може бути вибраний один з трьох видів керування (рис.11.1). Якщо передбачається застосування програмного керування, то є можливість вибору одного з трьох його підвидів.



Рис. 5.1. Види керування за DIN 19226

Види керування за DIN 19226

### Слідкуюче керування.

Таке керування, при якому між вхідною (задаючою) і вихідною величинами встановлюється однозначний взаємозв'язок, а зовнішні збурюючі змінні не повинні викликати неприпустимих відхилень. Слідкуюча система не має властивостей пам'яті.

### Керування із запам'ятовуванням.

При такому керуванні після зняття або нового введення заданої величини, особливо після відпрацювання розузгодження, вихідна величина зберігає (запам'ятовує) досягнуте значення. Для того, щоб вихідну величину знову привести до початкового рівня, необхідно ввести вхідний сигнал протилежного знака.

### Програмне керування.

Відомо три підвиди програмного керування.

#### *Керування по переміщенню.*

При керуванні по переміщенню сигнал керування подається від програмного пристрою, вихідні величини якого залежать від переміщення або положення рухомих частин керованої установки.

#### *Послідовне керування.*

В такій системі програма послідовного виконання дій зберігається в генераторі програми, який здійснює її покрокове виконання відповідно до стану керованої системи. Ця програма може або безперервно вводитися або ж зчитуватися з перфокарт, магнітних стрічок чи інших елементів зберігання інформації.

#### *Керування за часом.*

При керуванні за часом задаючі величини поступають від програмного пристрою, оснащеного генератором часу. Таким чином, характерною ознакою системи керування за часом є генерація керуючих дій, що задаються програмним пристроєм, у часі. Як генератор програми може використовуватися:

- кулачковий вал;
- копір;
- перфокарта;
- перфострічка;
- електронні контролери.

Як уже наголошувалося вище, системи керування класифікують за різними ознаками. Так у DIN 19237 також представлено декілька видів керування, які відрізняються за формою представлення інформації та по видах її обробки.

#### Форми представлення інформації (рис.5.2)

##### *Аналогове керування.*

При цьому виді керування обробляються аналогові сигнали. Їх обробка здійснюється безперервно функціональними елементами системи.

##### *Цифрове (дискретне) керування.*

При цьому виді керування обробляються цифрові сигнали. Інформація представляється у цифровій формі. Функціональними елементами є лічильники, регістри, елементи пам'яті, лічильні пристрої і т.д.

##### *Двійкове керування.*

При цьому виді керування обробляються двійкові сигнали, які не є складовою частиною інформації, представленою у цифровій формі.

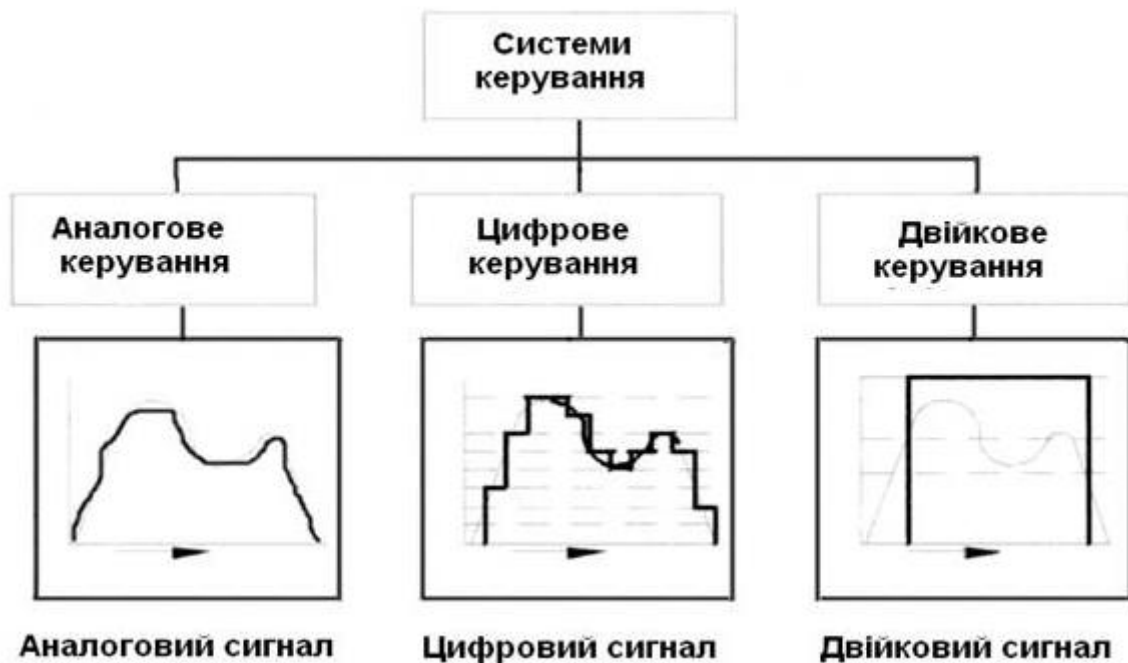


Рис. 5.2. Класифікація форм представлення інформації

#### Види обробки сигналів (рис.5.3)

##### *Синхронне керування.*

Керування, при якому обробка сигналів синхронізована з тактовим імпульсом.

*Асинхронне керування.*

Керування, здійснюване без тактових імпульсів, при якому зміна вихідних сигналів відбувається тільки за рахунок перемикання вхідних сигналів.

*Логічне керування.*

Керування, при якому поле значень вхідних сигналів формує певне поле значень вихідних сигналів на основі зв'язків, виражених в термінах Булевої алгебри. Колишні назви, наприклад: паралельне керування, слідкуюче керування або блокувальне керування, в стандарті DIN 19237 не згадуються.



Рис.5.3 Класифікація за видами обробки сигналів

*Послідовне керування.*

Керування з примусовим покроковим процесом, при якому перемикання програми від кроку до кроку залежить від певних умов, виконуваних у ході процесу. Алгоритм програми такого керування може мати переходи, петлі, розгалуження і т.д. Такі колишні назви, як програмне керування або тактове керування, в стандарті DIN 19237 не згадуються.

Послідовне керування підрозділяється на дві підгрупи.

*Послідовне керування за часом.*

Керування, при якому умови перемикання залежать тільки від часу.

Для здійснення цього виду керування використовуються реле часу, лічильники часу або задаючі вали з постійною швидкістю обертання.

Поняття "Схеми з керуванням за часом" по DIN 19226 замінюється поняттям "Формування вхідної величини залежно від часу".

*Послідовне керування за станом процесу.*

Послідовне керування, при якому умова подальшого перемикання залежить тільки від сигналів, що поступають від керованої системи.

Поняття "Схеми з керуванням по переміщенню" за DIN 19226 – те ж саме, що послідовне керування за станом процесу, при якому умова подальшого перемикання залежить тільки від сигналу про переміщення об'єкту керування.

### **5.3. Пневматична система**

Постановка задачі.



У загальному випадку керування циліндром здійснюється за допомогою керуючого розподільника. При цьому вибір розподільника (число ліній, число положень перемикання і спосіб керування переміщеннями) залежить від кожної конкретної задачі.

### 5.3.1. Керування циліндром односторонньої дії

Шток поршня циліндра односторонньої дії повинен висуватися при натисненні пневмокнопки і автоматично повертатися у початкове положення, якщо пневмокнопка відпускається.

#### Рішення.

Керування циліндром односторонньої дії здійснюється від 3/2-розподільника з ручним приводом. Якщо пневмокнопка натиснута, то розподільник перемикається з початкового положення у положення "Живлення увімкнено".

Пневмосистема складається з:

- циліндра односторонньої дії з пружинним поверненням;
- 3/2-розподільника з ручним керуванням і пружинним поверненням;
- лінії живлення, приєднаної до 3/2-розподільника;
- пневмолінії між розподільником і циліндром.

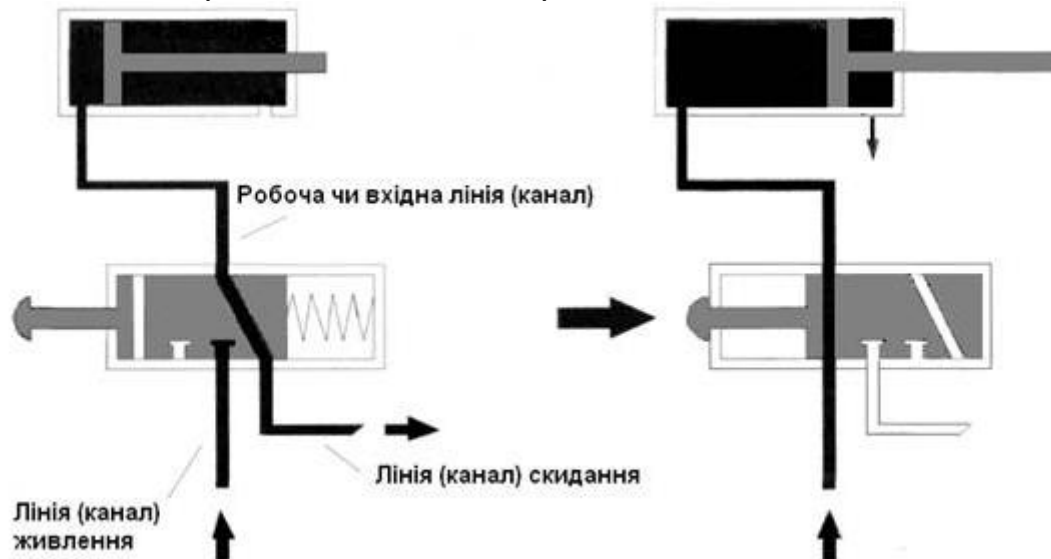


Рис. 5.4. Керування циліндром односторонньої дії

3/2-розподільник має три лінії (канали): лінію живлення, робочу (вихідну) лінію і лінію вихлопу (скидання).

Комутація між цими лініями визначається позицією (положенням) розподільника. Можливі положення перемикання зображені на рис. 5.4.

#### Початкове положення

Початкове положення (рис. 5.4, зліва) - положення, у яке стає система, якщо всі комунікації підведені, і ручне керування знаходиться у положенні "Вимкнено". У положенні "Вимкнено" канал живлення розподільника перекритий і шток поршня циліндра (під впливом зворотньої пружини) втягнутий. В цьому положенні розподільника поршнева порожнина сполучена з навколишнім середовищем.

#### Кнопка натиснена

При натисненні кнопки замочний орган 3/2-розподільника перемикається у нове положення, стискаючи пружину. На схемі (рис.5.4, справа) розподільник показаний у робочому положенні. В цьому стані канал живлення через розподільник сполучений з поршневою порожниною циліндра. При цьому робочий тиск діє проти сили зворотньої пружини поршня, висуваючи шток. Якщо шток поршня досягає свого висунутого (переднього) кінцевого положення, то у поршневій порожнині циліндра встановлюється максимальне значення тиску повітря, рівне тиску живлення.

#### Кнопка відпущена

Як тільки кнопка відпускається, поворотна пружина розподільника повертає його у початкове положення і шток поршня втягується.

#### Примітка

Швидкості висування і втягування штока поршня у загальному випадку будуть різними. Причинами цього є:

- сила опору пружини, що діє при висуванні штока;
- опір проходженню повітря при його русі через розподільник.

Зазвичай для циліндрів односторонньої дії швидкість висування більша, ніж швидкість втягування.

### **5.3.2. Керування циліндром двосторонньої дії**

#### Постановка задачі.

Шток поршня циліндра двосторонньої дії повинен висуватися при натисненні пневмокнопки і повинен автоматично повертатися у початкове положення, якщо пневмокнопка відпускається. Циліндр двосторонньої дії може виконувати роботу при русі в обох напрямках, оскільки тиск живлення може бути поданий в обидві порожнини циліндра для висування або втягування штока.

#### Рішення.

Керування циліндром двосторонньої дії здійснюється за допомогою 4/2-розподільника з ручним керуванням. Розподільником винен видаватися або зніматися сигнал, якщо пневмокнопка відповідно натиснута або відпущена. Схема системи складається з:

- циліндра двосторонньої дії;
- 4/2- розподільника з ручним керуванням і пружинним поверненням;
- лінії живлення, приєднаної до 4/2-розподільника;
- пневмоліній між розподільником і циліндром.

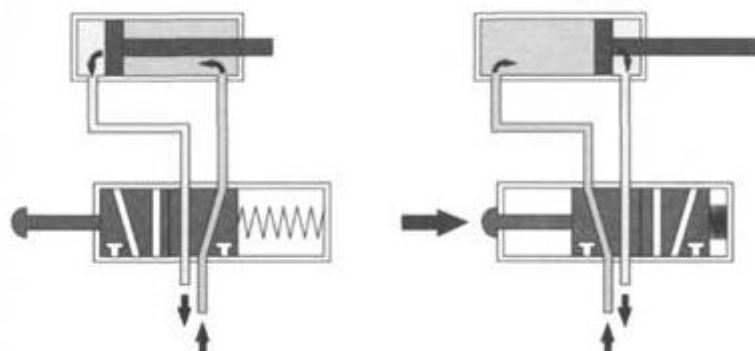


Рис. 5.5. Керування циліндром двосторонньої дії

### Початкове положення

Початкове положення (рис 5.5, зліва) - положення, у яке стає система, якщо всі комунікації проведені і ручне керування знаходиться в положенні "Вимкнено". В положенні "Вимкнено" штокова порожнина циліндра сполучена з каналом живлення, а поршнева порожнина - з навколишнім середовищем.

### Кнопка натиснена

При натисненні кнопки замочний орган 4/2-розподільника перемикається у нове положення, стискаючи пружину. На схемі (рис.5.5, справа) розподільник показаний у робочому положенні. В цьому стані канал живлення через розподільник сполучений з поршневою порожниною циліндра, а штокова порожнина - з навколишнім середовищем. При цьому робочий тиск у поршневій порожнині забезпечує висунення штока поршня. Якщо шток поршня досягає свого висунутого (переднього) кінцевого положення, то в поршневій порожнині циліндра встановлюється максимальне значення тиску, рівне тиску живлення.

### Кнопка відпущена

Як тільки кнопка відпускається, зворотня пружина розподільника повертає його у початкове положення. Штокова порожнина з'єднується з каналом живлення, і шток втягується. Повітря з поршневої порожнини витісняється у навколишнє середовище.

### Примітка

Швидкості висунення і втягування штока поршня у загальному випадку будуть неоднаковими. Причиною цього є те, що ефективна площа поршневої порожнини циліндра більша, ніж ефективна штокової порожнини. При висуненні штока у циліндр необхідно подати більше повітря, ніж при його втягуванні. Тому швидкість втягування більша, ніж швидкість висунення при однакових навантаженнях на шток.

## **11.4 Проектування систем керування**

При розробці систем керування необхідна чітка постановка задачі. Відомо декілька способів представлення задачі в описовій або графічній формі. Системи керування повинні бути забезпечені наступною документацією:

- ескіз об'єкту керування;
- діаграма "переміщення-крок";
- діаграма "переміщення-час";
- діаграма керування;
- діаграма функціонування;
- функціональна схема;
- принципова схема.

*Ескіз об'єкту керування* дає уявлення про просторове розташування виконавчих пристроїв на установці, роботою якої керує пневматична система. Зазвичай ескіз зображається не в масштабі і не дуже детально, але орієнтація виконавчих пристроїв показується правильно. Ескіз супроводжується описом роботи установки (машини) і діаграмою руху виконавчих пристроїв.

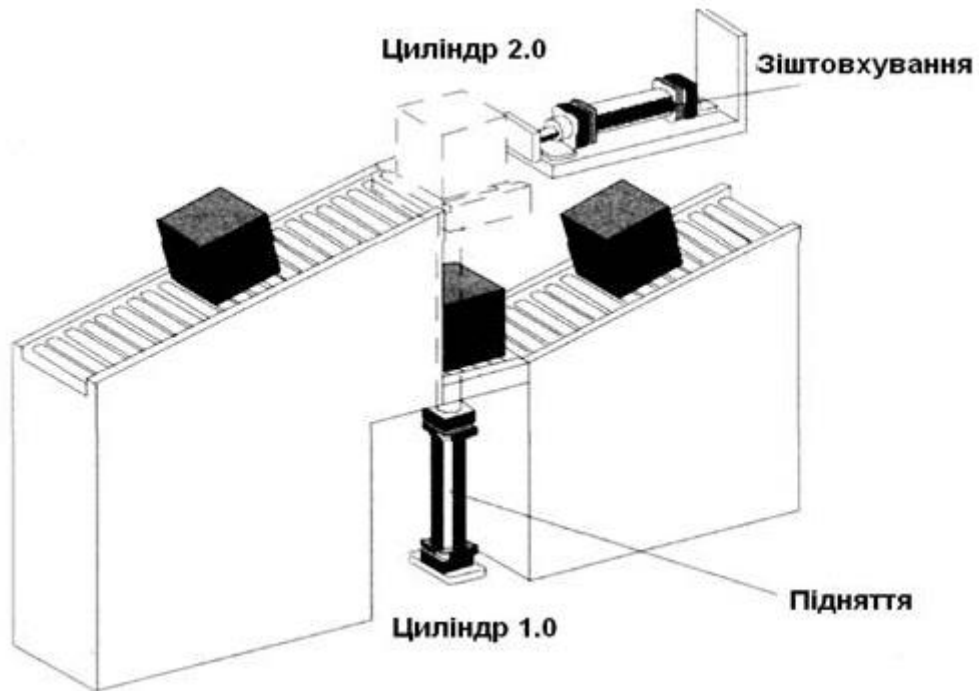


Рис. 5.6. Приклад ескізу об'єкту керування

Діаграма "переміщення-крок" і діаграма "переміщення-час" є діаграмами руху. Діаграма "переміщення-крок" застосовується для схематичного представлення послідовності рухів. Діаграма показує послідовність роботи виконавчих пристроїв. На ній представляється залежність шляху від кроку.

Якщо система складається з декількох виконавчих пристроїв, то їх переміщення зображаються на діаграмі одне під одним. Порівнюючи положення окремих виконавчих пристроїв на кожному кроці, можна встановити взаємозв'язок між їх положенням.



Рис. 5.7. Діаграма "переміщення-крок"

На діаграмі (рис.5.7) показано переміщення штоків двох циліндрів 1.0 і 2.0. На кроці 1 висувається шток циліндра 1.0, а на кроці 2 - шток циліндра 2.0. На кроці 3 шток циліндра 1.0 втягується, а на кроці 4 втягується шток циліндра 2.0. Крок 5 еквівалентний кроку 1.

По діаграмі "переміщення-час" встановлюється залежність шляху від часу.

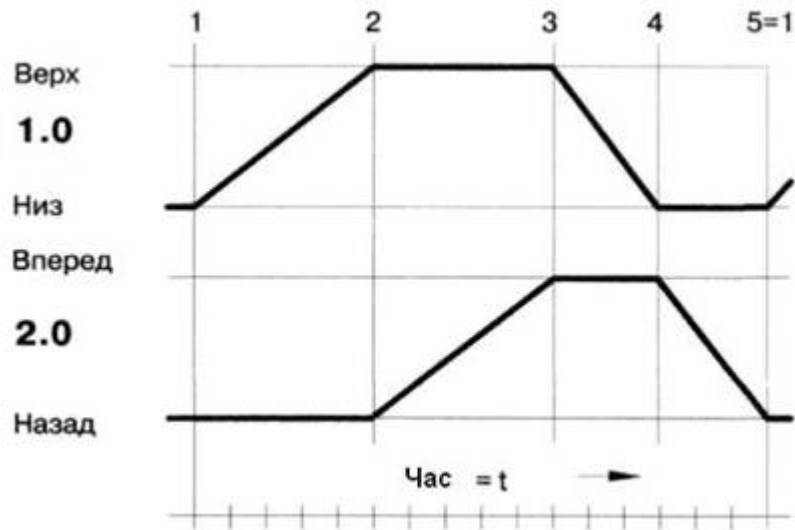


Рис. 5.8. Діаграма "переміщення-час"

На *діаграмі керування* представляється залежність станів перемикачів інформаційних і керуючих елементів від кроку. Час їх перемикачів до уваги не береться.

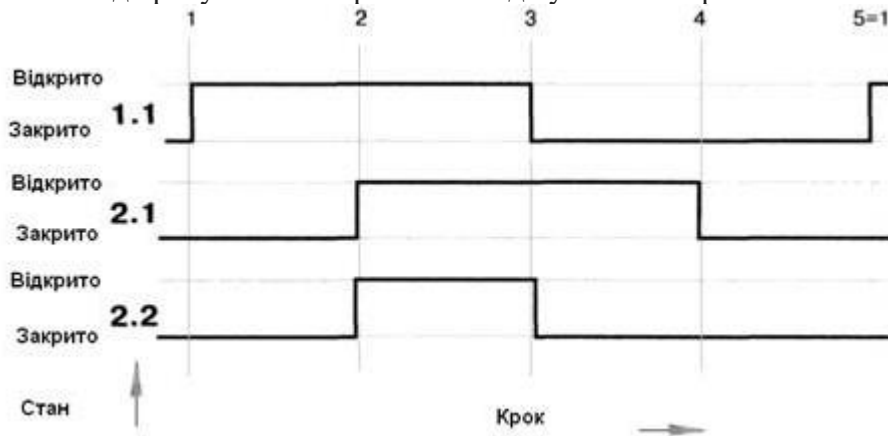


Рис. 5.9. Діаграма керування

*Функціональна діаграма (діаграма функціонування)* це комбінація, що складається з діаграми переміщення і діаграми керування. Окремі стани системи позначаються лініями, які називаються функціональними лініями.

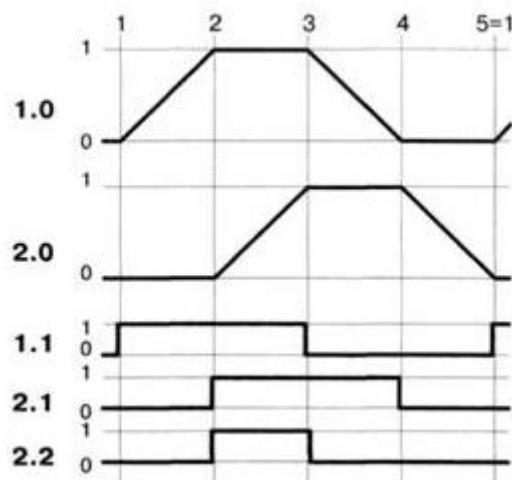


Рис. 5.10. Функціональна діаграма

Разом з функціональними лініями на функціональній діаграмі можуть зображатися лінії сигналів, які описані у нормах VDI 3260 "Функціональні діаграми робочих машин та виробничих установок".

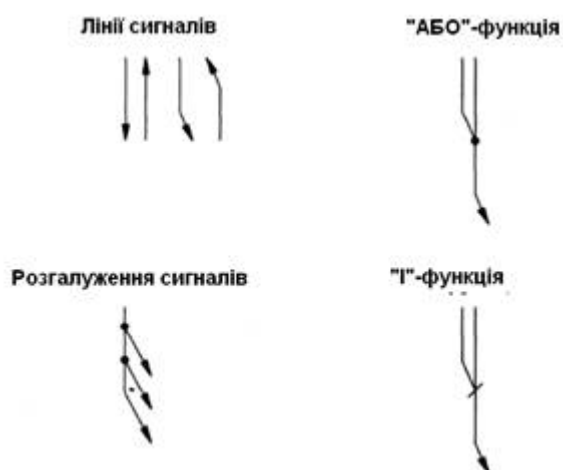


Рис. 5.11. Зображення ліній сигналів

Лінії сигналів зображаються лінією зі стрілкою. Вони виходять із зображення інформаційних елементів і закінчуються у тому місці діаграми, де від дії цього сигналу повинна здійснюватися зміна стану. Стрілки на лінії сигналів позначають напрям дії сигналу керування.

Розгалуження сигналів безпосередньо на місці розгалуження позначається крапкою. Від одного вхідного сигналу може змінюватися стан декількох пристроїв.

Для "АБО"-функції в місці об'єднання сигнальних ліній ставиться крапка. У цьому випадку декілька вхідних сигналів незалежно один від одного можуть керувати однаковим станом системи.

"І"-функція позначається поперечним штрихом на місці перетину ліній сигналів. Зміна стану системи може відбутися тільки у тому випадку, якщо будуть прикладені всі вхідні сигнали.

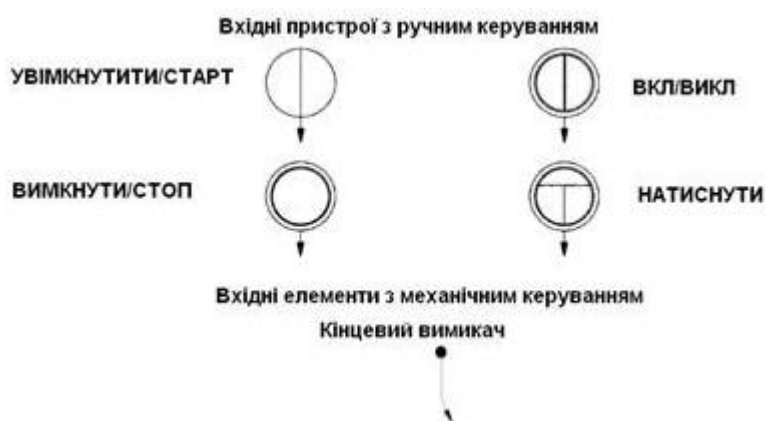


Рис. 5.12. Зображення вхідних пристроїв

Позначення вхідних елементів розміщується на основі відповідних ліній сигналів.

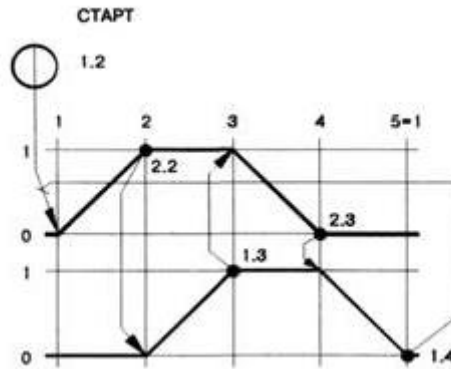


Рис. 5.13. Діаграма "переміщення-крок" з лініями сигналів

Діаграма описує наступний процес: якщо включається кінцевий вимикач 1.4 і оператор натискує кнопку 1.2, то висувається шток циліндра 1.0. Коли циліндр 1.0 повністю висунеться, то включиться кінцевий вимикач 2.2 і висунатиметься шток циліндра 2.0. Коли циліндр 2.0 висунеться, то включиться кінцевий вимикач 1.3 і шток циліндра 1.0 почне втягуватися. Коли циліндр 1.0 втягнеться, то включиться кінцевий вимикач 2.3 і почне втягуватися циліндр 2.0. Коли шток циліндра 2.0 втягнеться, то включиться кінцевий вимикач 1.4, тобто система повернеться у початкове положення.

Короткий спосіб опису процесу дає уявлення про процес руху. У цьому випадку застосовуються позначення руху штоків циліндрів А, В і т.д. Процес висування позначається знаком "+", а втягування - знаком "-".

Процес А+ В+ В- А- означає: циліндр А висувається, циліндр В висувається, циліндр В втягується, циліндр А втягується, тобто наступні один за одним рухи описуються послідовно один за одним.

Процес А+ В+ А+ В- означає: циліндр А висувається, циліндр В висувається і циліндр А втягується одночасно, циліндр В втягується. Рухи, що одночасно відбуваються, зображаються один під одним.

При короткому способі опису кінцеві вимикачі позначаються тими ж символами, що і циліндри, з якими вони зв'язані, але малими (рядковими) буквами. При цьому індекс "0" присвоюється позиції "втягнуто", а індекс "1"- позиції "висунуто".

Функціональна схема дає ясну картину взаємодії і послідовності виконання команд у пневматичній системі. На приведеній вище функціональній схемі автоматичної лінії представлено наступний процес: затискний циліндр А висувається (А+) і спрацьовує кінцевий вимикач а1. Сигнал а1 викликає висунення (В+) циліндра В, тобто здійснюється процес клепання. Шток клепального циліндра, що висувається, В натискає кінцевий вимикач b1, який подає сигнал на втягування клепального циліндра (В-). Тепер спрацьовує кінцевий вимикач b0, який звільняє деталь від фіксації і викликає втягування (А-) циліндра А. Коли циліндр А повністю втягнеться, включиться кінцевий вимикач а0. Сигнал а0 служить передумовою початку повторного робочого циклу.





розподільника впливає на більшість вихідних характеристик приводу. Вдосконалення розподільників здійснюється за наступними напрямками:

- блоковий монтаж із загальним підведенням живлення і вихлопом;
- зниження втрат енергії за рахунок застосування розподільників непрямої дії (з пілотними клапанами);
- багатофункціональні розподільники, зміна властивостей яких здійснюється за рахунок застосування різних варіантів шайб і ущільнень;
- заміна традиційних матеріалів на пластмаси і широке застосування штампування;
- інтеграція декількох розподільників в один функціональний блок (тактові ланцюжки);
- монтаж розподільника на циліндрі.

Встановлені на колекторі розподільники використовують загальне підведення живлення (в центрі) і загальний вихлоп (з боків). Якщо потрібно, то вихлопні тракти за допомогою трубопроводів можуть бути відведені в будь-яке місце і забезпечені індивідуальними або загальними глушниками. Компактна і міцна конструкція колекторів відповідає ідеї створення локальних постів керування.

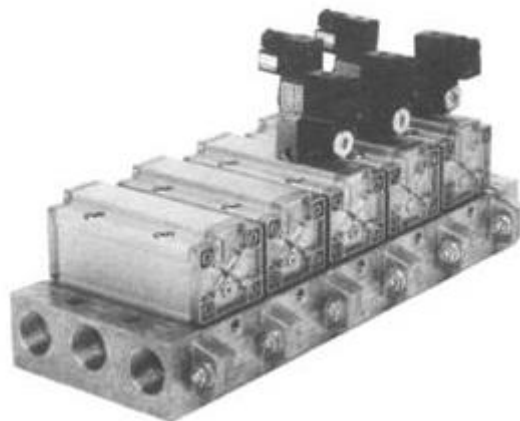


Рис. 5.16. Блок клапанів, встановлений на колекторі

### 5.6. Спеціальні пристрої та модулі

В пневмоавтоматиці під терміном спеціальні пристрої (блоки керування) розуміється комбінація виконавчих і керуючих елементів у єдиному конструктивному блоці. Найпростішим прикладом блоку керування може служити комбінація циліндра і розподільника. Для приведення такого блоку в дію після монтажу необхідна тільки подача повітря під тиском. Залежно від задачі, що вирішується в блок можуть входити циліндри і розподільники різних типів. Такий пристрій, маючи узгоджені один з одним складові частини, є лінійним приводом, готовим до експлуатації після установки на об'єкті керування.

#### Поворотний стіл

В деяких виробничих процесах необхідно забезпечити рух робочого органу по колу з рядом фіксованих значень кута повороту. Для цих цілей використовуються поворотні столи з фіксацією проміжних положень. Виконавчим елементом такого пристрою служить пневматичний циліндр, який отримує сигнал від пневматичного блоку керування.

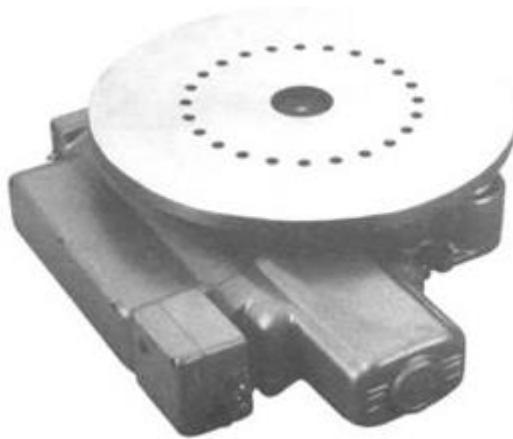


Рис. 5.17. Поворотний кроковий стіл

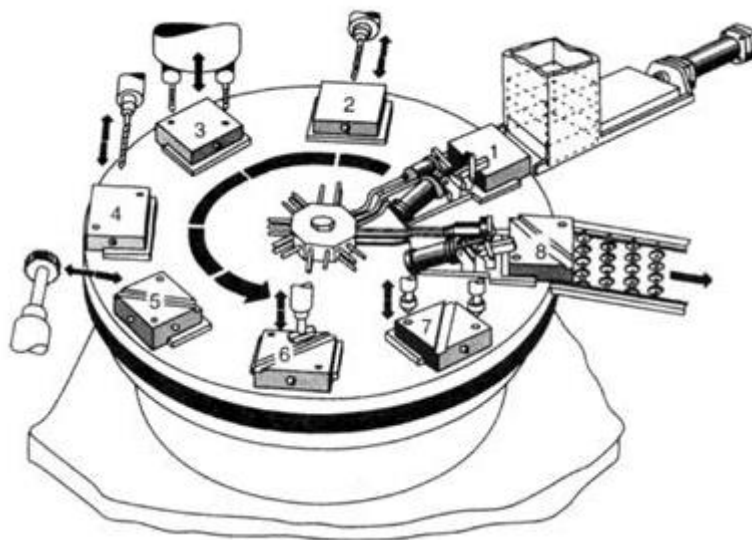


Рис. 5.18. Приклад застосування поворотного крокового столу

Представлений на рис. 5.18 оброблюючий центр виконує ряд функцій:

- Поворотний стіл - крокове обертання.
- Станція 1 - обробка деталі.
- Станції 2-7 - прийом, позиціонування і фіксація деталі.
- Станція 8 - видача деталі.

На поворотному столі можуть проводитися різні процеси послідовної обробки деталі. При цьому тільки один раз деталь поступає і встановлюється для обробки і лише один раз знімається і видається з оброблюючого центру.

Поворотний стіл призначений для поворотних тактових робіт на монтажних і пакувальних автоматах, а також в оброблювальних центрах.

#### Кроковий подаючий пристрій

Нижче показано кроковий подаючий пристрій із затискаючою і подаючою цангою. Він служить для крокового переміщення стрічок, смуг, стрижнів, профілів і труб з металу, пластмаси, дерева і текстилю. Кроковий подаючий пристрій може як штовхати, так і тягнути заготовки. Швидкість і величина подачі, а також зусилля затиску і зусилля подачі можуть налагоджуватися.

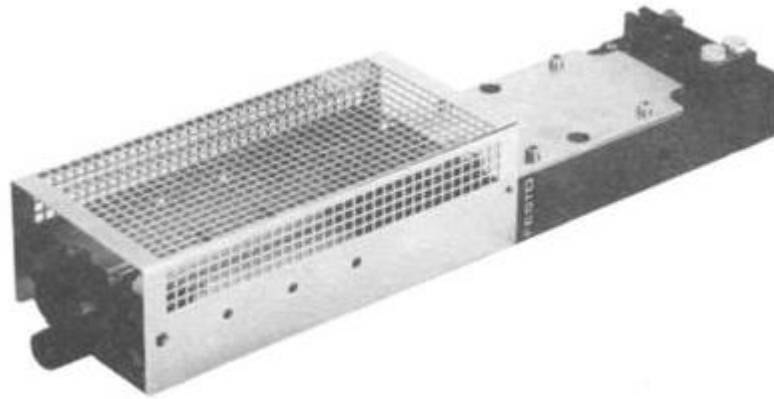


Рис. 5.19. Пневматичний кроковий подаючий пристрій

Ширина матеріалу, що подається, може досягати 200 мм. Точність позиціонування залежить від необхідної точності подачі та ваги матеріалу і знаходиться в діапазоні 0,02...0,05 мм

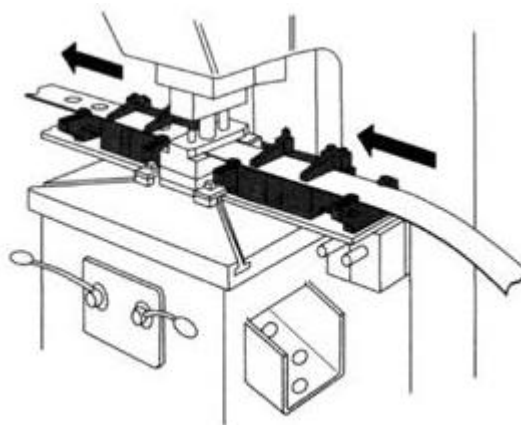


Рис. 5.20. Кроковий подаючий пристрій

#### Пневмогідравлічний подаючий пристрій

Ці пристрої встановлюються там, де потрібна постійна сила при змінному зовнішньому навантаженні.

Пневматичний циліндр, гідравлічний циліндр і блок пневматичного керування утворюють компактний модуль. Гідравлічний циліндр з'єднується з пневматичним циліндром за допомогою коромисла.

Завдяки гідравлічному гальмівному циліндру забезпечується постійна швидкість подачі, яка може налаштуватися за допомогою дроселя. Під час подачі можливе перемикання на прискорений хід. Завдяки пневматичному сигналу на блоці керування встановлюється зв'язок з відповідним дроселем гальмівного циліндра. Як тільки з'являється сигнал, швидкість руху подаючого пристрою зростає. Прискорення можливе і в протилежному напрямі руху.

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

### Основна

1. Методичні вказівки до лабораторної роботи № 1 "Дослідження пристрою для вимірювання різниці тисків газових середовищ" з курсу "Гідрогазодинаміка" / укл. : О.К. Шкодзінський , В.П. Пісьціо. - Тернопіль : ТНТУ, 2018. - 10 с.
2. Методичні вказівки до лабораторної роботи №2 "Дослідження місцевих гідравлічних опорів та пристроїв для вимірювання витрати рідини" з курсу "Гідрогазодинаміка" / укл. : О.К. Шкодзінський , В.П. Пісьціо. - Тернопіль : ТНТУ імені Івана Пулюя, 2018. - 19 с.
3. Методичні вказівки до лабораторної роботи № 3 "Дослідження втрат енергії потоку у місцевих гідравлічних опорах та на тертя у трубопроводі" з курсу "Гідрогазодинаміка" / укл. : О.К. Шкодзінський , В.П. Пісьціо. - Тернопіль : ТНТУ, 2018 - 16 с.
4. Методичні вказівки до лабораторної роботи №6 "Моделювання нестационарного руху рідини та газу у середовищі FreeFem++" з курсу "Гідрогазодинаміка" / укл. : О.К. Шкодзінський , В.П. Пісьціо. - Тернопіль : ТНТУ, 2018. - 8 с.
5. Безвесільна О.М., Подчашинський Ю.О. Інформаційно-комп'ютерні системи та технології. Наукові дослідження в галузі вимірювання механічних величин.: Підручник. – Житомир: ЖДТУ, 2007. – 320 с.
6. Безвесільна О.М. Елементи і пристрої автоматики та систем управління. Перетворюючі пристрої приладів та комп'ютеризованих систем. Підручник. – Житомир: ЖДТУ, 2008. – 700 с.
7. 8. Ловейкін В. С. Мехатроніка: навч. посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Човнюк. – Київ : ЦП «Компринт», 2012. – 358 с.
8. 9. Bishop R. H. The Mechatronics Handbook / R. H. Bishop. – Boca Raton : CRC Press, 2002. – 1229 p.
9. 10. Попович М. Г. Електромеханічні системи автоматичного керування та електропривод / М. Г. Попович, О. Ю. Лозинський, В. Б. Клепиков. – Київ : Либідь, 2005. – 678 с.
10. Beckers I.H. Elektrisches Messen mechanischer Broben // "VDI – Z" 118. – n17, 18. – 1976. – P. 863 – 872.
11. Цвіркун Л. І. Робототехніка та мехатроніка : навч. посібник /Л. І. Цвіркун, Г. Грулер; Нац. гірничий ун-т. – 2-ге вид., випр. – Дніпропетровськ : НГУ, 2010. – 224 с

