

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ВНУТРІШНІХ СПРАВ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

*Циклова комісія аеронавігації*

**ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни  
«Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки»  
обов'язкових компонент  
освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів**

за темою № 9 - «Об'ємні гідромашини»

**Вінниця 2023**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 30.08.2023 № 7

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою  
Кременчуцького льотного коледжу  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 28.08.2023 № 1

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з технічних дисциплін  
Протокол від 29.08.2023 № 7

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації, протокол від 28.08.2023 р № 1.

**Розробник:**

викладач циклової комісії аеронавігації, доцент, к.т.н. Павленко О. В.

**Рецензенти:**

1. викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к.т.н., старший науковий співробітник, спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Тягній В. Г.
2. доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського, к.т.н., Черненко С. М.

### План лекції

1. Основні поняття. Загальні властивості об'ємних гідромашин
2. Величини, що характеризують робочий процес об'ємних насосів
3. Методи теорії подібності в лопатевих насосах
4. Перерахунок характеристик лопатевих насосів на іншу частоту обертання
5. Коефіцієнт швидкохідності
6. Розширення області застосування відцентрових насосів обточуванням робочих коліс
7. Насосна установка і її характеристика
8. Робота насоса па мережу
9. Нестійка робота насосної установки (помпаж)
10. Регулювання режиму роботи насоса
11. Послідовна і паралельна робота насосів на мережу
12. Робота насоса на розгалужений трубопровід
13. Будова вихрових насосів
14. Робочий процес вихрових насосів
15. Кавітація в вихрових насосах
16. Робота вихрових насосів в режимі самовсмоктування
17. Основні поняття про поршневі насоси
18. Закон зміни подачі
19. Робота клапанної системи розподілу
20. Нерівномірність подачі поршневих насосів і методи її вирівнювання
21. Індикаторна діаграма поршневого насоса
22. Баланси енергії і подачі поршневого насоса
23. Поршневі насоси з комбінованою системою розподілу
24. Гідроциліндри
25. Поворотні гідродвигуни

### Рекомендована література:

#### Основна література

1. Федорець В.О., Педченко М.Н., Федорець О.О. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод. Підручник. Житомир.: ЖІТІ, 1998. – 412 с.
2. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ: ІНКІОС, Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.
3. Рогалевич Ю.П. Гідравліка / Ю.П. Рогалевич. – К. : Вища шк., 1993. – 255 с.
4. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.
4. Навроцький Б. І. Механіка рідин : [підруч. для техн. вузів]/ Б.І. Навроцький, Є. Сухін. — К. : ДІА, 2003. — 416 с.

5. Гідравліка та гідропривод: збірник задач і вправ : навч. посіб./ Л. В. Возняк, Р. Ф. Гімер, П. Р. Гімер [та ін.]. - Івано-Франківськ: Факел, 2018. - 283 с.

#### Допоміжна література

6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода : учеб. пособие для студ. вузов / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан и [др.]. — К.: КПИ, 2006. — 216 с.

7. Мандрус В.І., Лендій Н.П. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади. Навчальний посібник. Львів:, Світ, 1995.-264с.

8. Промисловий гідропривод : Практичний порадник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корошупов, К.С. Коваленко ; м-во освіти і науки, молоді та спорту України. ДонДТУ.НТУУ "КПІ". — Алчевськ : ДонДТУ ; К. : НТУУ "КПІ", 2012. — 176 с.

9. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков, Ю. М. Константинов, В. Н. Попов и др. — 2-е изд. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 2004.

10. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Підручник. Львів:, "Магнолія -2006", 2007.-340 с.

11. Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка і гідроприводи. Навчальний посібник. К.: Університет "Україна", 2007.-164 с.

12. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький. Н. П. Лещій. — Львів: Світ, 1994. — 264 с.

13. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. - 132 с.

#### Текст лекції

##### **1. Основні поняття. Загальні властивості об'ємних гідромашин**

*Об'ємною* називається гідромашина, робочий процес якої заснований на попереминому заповненні робочої камери рідиною і витіснення її з робочої камери. Під робочою камерою об'ємної гідромашини розуміється обмежений простір усередині машини, періодично змінює свій об'єм і попереминно сполучається з місцями входу і виходу рідини.

Об'ємна гідромашина може мати одну або кілька робочих камер.

Відповідно до того, створюють гідромашини потік рідини чи використовують його, їх поділяють на об'ємні насоси і гідродвигуни.

В об'ємному насосі переміщення рідини здійснюється шляхом витіснення її з робочих камер. Витискується за допомогою робочого органу насоса, що безпосередньо здійснює роботу витіснення - поршні, плунжери, шестерні, гвинти, пластини і т. д.

За принципом дії, точніше за характером процесу витіснення рідини, об'ємні насоси поділяють на поршневі (плунжерні) і роторні.

У *поршневому (плунжерні) насосі* рідина витісняється з нерухомих камер в результаті лише зворотно-поступального руху поршнів, плунжерів чи діафрагм.

У *роторному насосі* рідина витісняється з робочих камер, які рухаються в результаті обертального або обертально-поступального руху витискувачів (шестерень, гвинтів, пластин, поршнів).

За характером руху вхідної ланки об'ємні насоси поділяють наприклад обертальні (з обертовим рухом вхідної ланки) н прямодіючі (зі зворотно-поступальним рухом вхідної ланки).

*Об'ємний гідродвигун* це об'ємна гідромашина, призначена для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідної ланки. За характером руху вихідної (веденого) ланки об'ємні гідродвигуни ділять на три класи:

- гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки;
- гідромотори з безперервним обертальним рухом вихідної ланки;
- поворотні гідродвигуни з обмеженим кутом повороту вихідної ланки.

*Об'ємний гідропривід* це сукупність об'ємних гідромашин, гідроапаратури і інших пристроїв, призначена для передачі механічної енергії і перетворення руху за допомогою рідини.

Термін об'ємний гідропривід включає в себе поняття об'ємної гідропередачі, як частини об'ємного гідроприводу, що складається з насоса, гідродвигуна (одного або декількох) і трубопроводів - гідроліній. Таким чином, гідропередача - це силова частина гідроприводу, через яку протікає основний потік енергії.

Під *гідроапаратурою* розуміються пристрої для управління потоком рідини в гідроприводі, за допомогою якого здійснюється регулювання гідроприводу. Останнє може бути ручним або автоматичним, а з іншого боку - механічним, гідравлічним, електричним або пневматичним.

До загальних властивостей об'ємних насосів, які обумовлені їх принципом дії і відрізняють їх від насосів лопатевих, відносяться наступні.

1. *Циклічність робочого процесу* і пов'язана з нею порціонність і нерівномірність подачі. подача об'ємного насоса здійснюється не рівномірним потоком, а порціями, кожна з яких відповідає подачі однієї робочої камери.

2. *Герметичність насоса* - постійне відокремлення напірного трубопроводу від всмоктуючого (лопатеві насоси герметичністю не володіють, а є проточними).

3. *Самовсмоктування* - здатність об'ємного насоса створювати вакуум у всмоктуючому трубопроводі, заповненому повітрям, достатній для підйому рідини до рівня розташування насоса. Висота всмоктування рідини при цьому не може бути більше гранично допустимої. Лопатеві насоси без спеціальних пристосувань не є самовсмоктуючими.

4. *Жорсткість характеристики* - крутизна її в системі координат  $H$  (або  $p$ ) по  $Q$ , що означає малу залежність подачі насоса  $Q$  від тиску. Ідеальна

подача зовсім не залежить від тиску насоса (характеристики лопатевих насосів зазвичай пологі).

5. *Незалежність тиску*, створюваного об'ємним насосом, від швидкості руху робочого органу насоса і швидкості рідини. В принципі при роботі з нестисливою рідиною об'ємний насос, що володіє ідеальним ущільненням, здатний створювати скільки завгодно високий тиск, обумовлений навантаженням, при як завгодно малій швидкості руху витискувачів. Для отримання високих тисків за допомогою лопатевого насоса потрібні великі частоти обертання колеса і великі швидкості рідини.

Об'ємні гідродвигуни в основному мають ті ж властивості, що й об'ємні насоси, але з деякими відмінностями, зумовленими іншою функцією двигунів. Об'ємні гідродвигуни також характеризуються циклічністю робочого процесу і герметичністю. Жорсткість характеристик об'ємних гідродвигунів полягає в малій залежності швидкості вихідної ланки від навантаження на цій ланці (зусилля на штоку гідроциліндра і моменту на валу гідромотора).

## 2. Величини, що характеризують робочий процес об'ємних насосів

Основною величиною, що визначає розмір об'ємного насоса (об'ємного гідродвигуна) є його робочий об'єм.

Робочий об'єм насоса і частота його робочих циклів визначають ідеальну подачу. Ідеальною подачею об'ємного насоса називають подачу в одиницю часу нестисливої рідини при відсутності витоків через зазори. Осереднена за часом ідеальна подача

$$Q_n = V_0 n = V_k z k n,$$

де  $V_0$  - робочий об'єм насоса тобто ідеальна подача насоса за один цикл (один оборот валу насоса);  $n$  - частота робочих циклів насоса (для обертальних насосів частота обертання валу);  $V_k$  - ідеальна подача з кожної робочої камери за один цикл;  $z$  - число робочих камер в насосі;  $k$  - кратність дії насоса – число подач з кожної камери за один робочий цикл (один оборот валу).

Таким чином робочий об'єм насоса

$$V_0 = V_k z k.$$

Найчастіше  $k = 1$ , але в деяких конструкціях  $k = 2$  і більше.

Дійсна подача насоса менше ідеальної внаслідок витоків через зазори з робочих камер і порожнини нагнітання, а при високому тиску насоса ще і за рахунок стиснення рідини. Відношення дійсної подачі  $Q$  до ідеальної називається коефіцієнтом подачі:

$$\varepsilon = Q/Q_n = (Q_n - q_y - q_{сж})/Q_n,$$

де  $q_y$  – витрата на витикання;  $q_{сж}$  – витрата стиснення.

Коли стиснення рідини дуже мале, коефіцієнт подачі дорівнює об'ємному КПД насоса ( $\varepsilon = \eta_0$ ):

$$\eta_0 = Q/Q_n = (Q_n - q_y)/Q_n = Q/(Q + q_y).$$

Нагадаємо, що тиск насоса являє собою різницю між тиском  $p_2$  на виході із насоса і тиском  $p_1$  на вході в нього

$$p_n = p_2 - p_1,$$

а напір насоса

$$H_n = p_n / (\rho g).$$

Корисна потужність насоса

$$N_n = Q p_n.$$

Потужність, споживана обертальним насосом (потужність двигуна, що витрачається на привод насоса),

$$N_n = M_n \omega_n,$$

де  $M_n$  – момент на валу насоса;  $\omega_n$  – кутова швидкість його валу.

ККД насоса є відношення корисної потужності до потужності, споживаної насосом

$$\eta_n = N_n / N_n = Q p_n / (M_n \omega_n). \quad (3.8)$$

Подібно до того, як це прийнято для лопатевих насосів, для об'ємних насосів розрізняють гідравлічний  $\eta_g$ , об'ємний  $\eta_o$  і механічний  $\eta_m$  ККД, що враховують три види втрат енергії: гідравлічні - втрати напору (тиску), об'ємні - втрати на перетікання рідини через зазори, і механічні - втрати на тертя в механізмі насоса:

$$\eta_g = (p_2 - p_1) / p_{ин} = p_n / p_{ин};$$

$$\eta_o = Q / (Q + q_y);$$

$$\eta_m = (N_n - \Delta N_m) / N_n = N_{ин} / N_n,$$

де  $p_{ин}$  - індикаторне тиск, що створюється в робочій камері насоса і відповідає теоретичному напору у лопатевому насосі;  $\Delta N_m$  - втрати потужності на тертя в механізмі насоса;  $N_{ин}$  - індикаторна потужність, що передається до рідини в робочій камері і відповідає гідравлічній потужності в лопатевих насосах.

Загалом маємо уже відомий вираз для ККД

$$\eta_n = \eta_g \eta_o \eta_m,$$

### 3. Методи теорії подібності в лопатевих насосах

Складний характер руху реальної рідини в робочих органах лопатевих насосів призводить до того, що виключно теоретично розрахувати усі елементи насоса неможливо. Тому під час проектування нових конструкцій насосів користуються експериментальними даними, які отримані під час експлуатації подібних насосів на діючих станціях або під час випробувань моделей насосів у лабораторних умовах.

Для того, щоб результати досліджень, проведених на моделях, можна було застосовувати під час розрахунку реальних насосів, необхідно дотримуватися вимог теорії подібності руху реальної рідини. Ці вимоги

полягають у необхідності дотримання умов геометричної, кінематичної і динамічної подібності. У випадку моделювання лопатевих насосів ці умови означено так.

*Геометрична подібність* вимагає, щоб усі лінійні розміри одного з насосів (модель) були в однакову кількість разів менше (або більше) відповідних розмірів іншого насоса (натурного) – *кратність*. Математично ці умови можна записати у вигляді постійного лінійного коефіцієнта подібності (*масштабу моделювання*)

$$M_{\text{лін}} = \frac{D_{\text{натурі}}}{D_{\text{моделі}}} = \frac{b_{\text{натурі}}}{b_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.}$$

Геометрична подібність включає також подоби шорсткостей поверхні стінок внутрішніх каналів, зазорів в щілинних ущільненнях і товщини лопаток робочого колеса. Геометрична подібність щілинних ущільнень, шорсткості стінок і товщини лопаток не завжди виконується. Зазвичай у більших насосів зазори в ущільненнях, шорсткість і товщина лопаток щодо менше, ніж у малих.

*Кінематична подібність* вимагає, щоб співвідношення швидкостей усіх частинок рідини моделі й натурного насоса були рівними, а траєкторії їхнього руху були геометрично подібними. Математично ці умови можна записати у вигляді постійності ряду співвідношень

$$\frac{V_{\text{натурі}}}{V_{\text{моделі}}} = \frac{W_{\text{натурі}}}{W_{\text{моделі}}} = \frac{u_{\text{натурі}}}{u_{\text{моделі}}} = \dots = \text{const.}$$

(W – кутові швидкості)

З швидкостями руху рідини зв'язана витрата Q, а площа перерізу відноситься до геометричної подібності.

Необхідно, також, дотримуватися постійності співвідношення швидкості протікання рідини щодо швидкості руху деталей насоса. При дотриманні геометричної подібності можна отримати ще одну умову кінематичної подібності (по витраті):

$$\frac{Q_{\text{моделі}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}^3} = \frac{Q_{\text{натурі}}}{n_{\text{натурі}} D_{\text{натурі}}^3} = \text{const.}$$

*Динамічна подібність*, окрім геометричної та кінематичної, необхідна ще і пропорційність усіх сил, які діють у відповідних точках потоку (сили тиску, ваги, інерції, в'язкості). У загальному виді динамічна подібність обумовлюється рівністю

чисел Ейлера  $\left( Eu = \frac{P}{\rho V^2} \right)$ , Фруда  $\left( Fr = \frac{V^2}{gL} \right)$ , Рейнольдса  $\left( Re = \frac{VL}{\nu} \right)$ ,  
Струхала  $\left( St = \frac{Vt}{L} \right)$

Під час розв'язання задач гідромеханіки часто користуються не усіма критеріями одночасно, а тільки окремими із них. Вибір цих критеріїв



залежить від характеру сил, що переважають у потоці, який моделюється. Так числом Ейлера користуються під час моделювання сил тиску, числом Рейнольдса – сил в'язкості, числом Фруда – сили ваги, а числом Струхала – сил інерції. Під час моделювання насосів важливе значення має критерій Ейлера. Стосовно цього випадку умова подібності Ейлера може набути такого вигляду

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{D_{\text{натури}}^2 \sqrt{H_{\text{натури}}}} = \frac{Q_{\text{моделі}}}{D_{\text{моделі}}^2 \sqrt{H_{\text{моделі}}}}.$$

Це рівняння встановлює залежність між головними енергетичними параметрами (подача і напір) модельного і натурального насосів.

Для перерахування результатів, які отримано на моделі, у параметри натурального насоса користуються формулами перерахунку.

Припустимо, що геометрично і кінематично подібні один до одного робочі колеса одностипних насосів діаметрами  $D_{\text{моделі}}$  і  $D_{\text{натури}}$  обертаються з частотами  $n_{\text{моделі}}$  і  $n_{\text{натури}}$ , створюючи при цьому напори  $H_{\text{моделі}}$  і  $H_{\text{натури}}$  та подачі  $Q_{\text{моделі}}$  і  $Q_{\text{натури}}$ .

За умови радіального входу в робоче колесо із головного рівняння відцентрового насоса маємо два рівняння для натури і моделі

$$H_{\text{моделі}} = K_{\text{моделі}} \eta_{\text{гідр.моделі}} \frac{u_{2\text{моделі}} V_{2\text{моделі}} \cos \alpha_{2\text{моделі}}}{g},$$

$$H_{\text{натури}} = K_{\text{натури}} \eta_{\text{гідр.натури}} \frac{u_{2\text{натури}} V_{2\text{натури}} \cos \alpha_{2\text{натури}}}{g}.$$

Співвідношення це постійне число, розділимо одне на одне

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \frac{K_{\text{натури}}}{K_{\text{моделі}}} \cdot \frac{u_{2\text{натури}}}{u_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\cos \alpha_{2\text{натури}}}{\cos \alpha_{2\text{моделі}}} \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}}.$$

Памятка – форма запису основного рівняння насоса

$$H_{\text{теор.}\infty} = \frac{u_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 V_{2u}}{g}$$

Увага пояснення щодо  $K_{\text{моделі}}$  і  $\eta_{\text{гідр}}$  у 13.5 Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса.

Оскільки насоси подібні то  $K_{\text{натури}} = K_{\text{моделі}}$

$$\alpha_{2\text{натури}} = \alpha_{2\text{моделі}}$$

$$\psi_{2\text{натури}} = \psi_{2\text{моделі}}$$

$\frac{b_{2\text{натури}}}{b_{2\text{моделі}}} = \frac{D_{2\text{натури}}}{D_{2\text{моделі}}}$ ,  $\frac{V_{2\text{натури}}}{V_{2\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}} D_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}} D_{\text{моделі}}}$ . - усі співвідношення дорівнюють постійному числу - коефіцієнт подібності (масштабу моделювання)

Тоді після усіх скорочень матимемо формули співвідношень подач, напорів та потужностей насосів, які отримано на підставі теорії подібності лопатевих насосів, називають **формулами перерахунку**

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \frac{(n_{\text{натури}} D_{2\text{натури}})^2}{(n_{\text{моделі}} D_{2\text{моделі}})^2} \cdot \frac{\eta_{\text{гідр.натури}}}{\eta_{\text{гідр.моделі}}},$$

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \frac{D_{\text{натури}}^3}{D_{\text{моделі}}^3} \frac{\eta_{\text{об.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}}},$$

$$\frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} = \left( \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \left( \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5 \frac{\eta_{\text{об.натури}} \eta_{\text{гідр.натури}} \eta_{\text{мех.натури}}}{\eta_{\text{об.моделі}} \eta_{\text{гідр.моделі}} \eta_{\text{мех.моделі}}}.$$

Вони дають можливість розрахувати головні параметри насоса, який проектується, якщо відомі параметри насоса геометрично і кінематично йому подібного.

Для приблизних розрахунків величини коефіцієнтів корисної дії модельного і натурального насосів можна прийняти рівними. Тоді формули перерахунку значно спрощуються

$$\frac{H_{\text{натури}}}{H_{\text{моделі}}} = \left( \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^2 \left( \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^2$$

$$\frac{Q_{\text{натури}}}{Q_{\text{моделі}}} = \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \left( \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^3$$

$$\frac{N_{\text{натури}}}{N_{\text{моделі}}} = \left( \frac{n_{\text{натури}}}{n_{\text{моделі}}} \right)^3 \left( \frac{D_{\text{натури}}}{D_{\text{моделі}}} \right)^5$$

Крім того, формули перерахунку дають можливість визначити параметри насоса при різних частотах обертання, випробувавши насос при одній частоті. Це окремий пункт.

#### **4. Перерахунок характеристик лопатевих насосів на іншу частоту обертання**

В умовах виробництва часто виникає потреба у визначенні характеристик насосів при частотах обертання, які відрізняються від номінальної (в технічному паспорті насоса наводяться характеристики для номінальної частоти обертання). Для розрахунків у таких випадках користуються формулами перерахунку. У цьому випадку  $D = \text{const}$  і формули перерахунку набувають такого вигляду

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1};$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2;$$

$$\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3.$$

Ці залежності називають **законом пропорційності**.

Із перших двох рівнянь очевидно, що  $H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 = (Q_1/Q_2)^2$ ,

або  $H_1/Q_1^2 = H_2/Q_2^2 = H_3/Q_3^2 = \dots = H/Q^2 = \text{const} = s$ .

Отже, рівняння кривої подібних режимів має вигляд

$$H = sQ^2. \quad \text{або} \quad H_1 = \frac{H_a}{Q_a^2} Q_1^2 = KQ_1^2.$$

- показано на рис. 5.2 пунктирною лінією.

Маємо рівняння параболи з вершиною у початку координат, яка проходить через точку  $a$  з координатами  $Q_a, H_a$  (див. рис. 5.2) Задавшись різними величинами частот обертання, за формулами пропорційності вираховують координати точок  $Q_{a1} - H_{a1}; Q_{a2} - H_{a2}; \dots; Q_{ai} - H_{ai}$ , куди переміститься точка  $a$  при частотах обертання  $n_1; n_2; \dots; n_i$ . Усі ці точки лежать на параболі, яка проходить через точку  $a$  і має вершину у початку координат – пунктирна лінія. Ця парабола  $(0; a_i; a_2; a_1; a)$  називається **параболою подібних режимів** – лінія, яка відображає  $H$  і  $Q$  при постійних  $n$ .

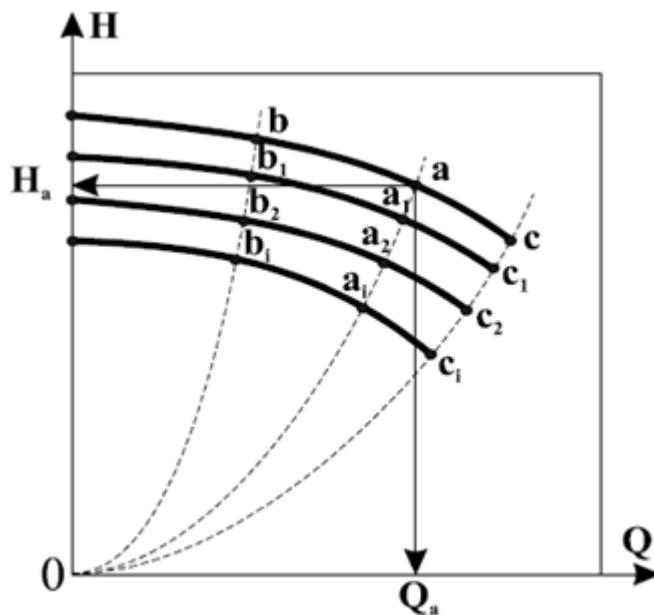


Рисунок 5.2 – Вплив частоти обертання робочого колеса на основі характеристики насоса

Перерахунок будь-якої іншої точки характеристики  $Q - H$  (наприклад точки  $b$  або  $c$ ) на частоти обертання  $n_1; n_2; \dots; n_i$  дасть точки  $b_1; b_2; \dots; b_i$  і  $c_1; c_2; \dots; c_i$ , які розмістяться на параболах, що проходять відповідно через точки  $b$  і  $c$ .

Проводячи через точки  $a_1, b_1, c_1$  плавну криву (жирні), отримаємо характеристику  $Q_1 - H_1$  насоса при частоті обертання  $n_1$ . Таким же чином отримують характеристики  $Q_i - H_i$  для будь-якої частоти обертання.

Приклад.

$$n_1 := 730$$

Задано із заводської характеристики при 730 об/хв. На кривій з паспорту вибираємо ряд точок  $H$  і  $Q$

$$Q_{1\_730} := 6800 \quad Q_{2\_730} := 6000 \quad Q_{3\_730} := 5200 \quad Q_{4\_730} := 4400$$

$$H_{1\_730} := 76 \quad H_{2\_730} := 80.5 \quad H_{3\_730} := 84 \quad H_{4\_730} := 87$$

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left( \frac{n}{n_1} \right)^2;$$

$$Q_{1\_650} := Q_{1\_730} \cdot \frac{650}{n_1} = 6054.795$$

$$Q_{2\_650} := Q_{2\_730} \cdot \frac{650}{n_1} = 5342.466$$

$$H_{1\_650} := H_{1\_730} \cdot \left( \frac{650}{n_1} \right)^2 = 60.255$$

$$H_{2\_650} := H_{2\_730} \cdot \left( \frac{650}{n_1} \right)^2 = 63.823$$

$$Q_{3\_650} := Q_{3\_730} \cdot \frac{650}{n_1} = 4630.137$$

$$Q_{4\_650} := Q_{4\_730} \cdot \frac{650}{n_1} = 3917.808$$

$$H_{3\_650} := H_{3\_730} \cdot \left( \frac{650}{n_1} \right)^2 = 66.598$$

$$H_{4\_650} := H_{4\_730} \cdot \left( \frac{650}{n_1} \right)^2 = 68.976$$

Отримані точки для 650 об/хв з'єднати лінією

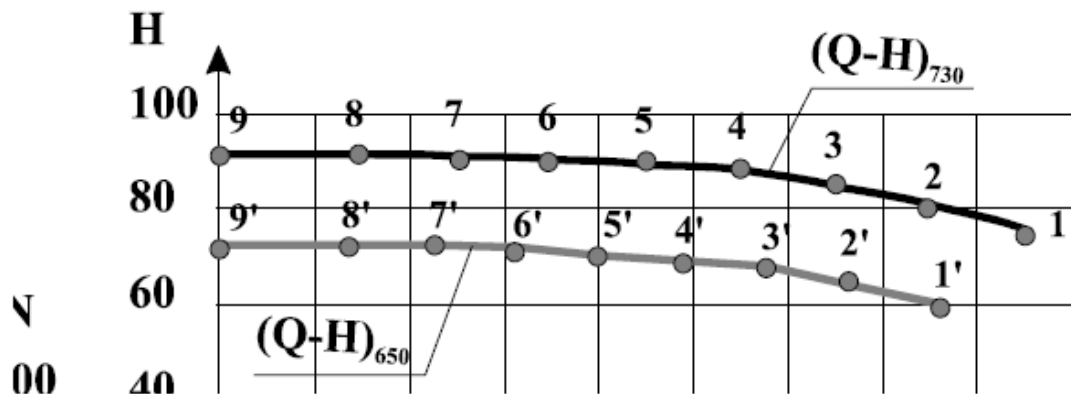


Рисунок 14.1 – Пояснення до прикладу розрахунків

### 5. Коефіцієнт швидкохідності

В даний час широко застосовується проектування нового насоса шляхом перерахунку за формулами подібності розмірів існуючого насоса. Для того щоб скористатися цим методом, слід вибрати серед усього розмаїття існуючих насосів, що мають високі техніко-економічні показники, такий насос, у якого режим, подібний заданим режимом роботи проектного насоса, був би близький до оптимального. Для цього необхідно знайти параметр, який служив би критерієм подібності і, отже, був би однаковий для всіх подібних насосів. Визначивши по заданих Q, H, n проектного насоса цей критерій подібності і порівнявши його з критеріями подібності наявних конструкцій, отримаємо можливість підібрати необхідний насос.

Для порівняння лопатевих насосів різного типу користуються поняттям *коефіцієнта швидкохідності*, об'єднуючи насоси в групи за принципом їхньої геометричної і кінематичної подібності.

**Коефіцієнтом швидкохідності насоса  $n_s$**  називається кількість обертів другого насоса, який за всіма деталями геометрично подібний тому, що розглядається, але таких розмірів, що, працюючи в тому ж режимі, створює напір 1 метр водяного стовпа при подачі 75 л/с

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}.$$

Коефіцієнт 3,65 не змінює фізичного сенсу оскільки вираз

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}.$$

має точно такий же фізичний зміст і є критерієм (ознакою) подібності насосів. Його походження історичне. Вхідні в рівняння (величини мають наступні розмірності: Q в м<sup>3</sup>/с, H в м, n в об / хв.

Цікавий математичний трюк полягає у тому, що при H=1 м і Q=75 л/с буде

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{0,075}}{1^{3/4}} = n.$$

чисельно коефіцієнт швидкохідності насоса  $n_s$  дорівнює кількості обертів n. На цій підставі часто коефіцієнтом швидкохідності називають частоту обертання насоса, геометрично подібного даному, який при напорі 1 м подає 0,075 м<sup>3</sup>/с рідини.

Висновки:

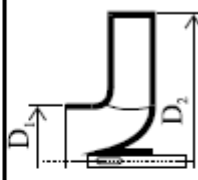
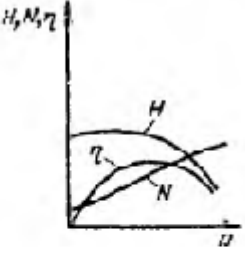
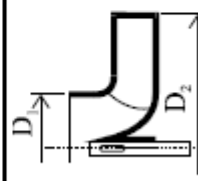
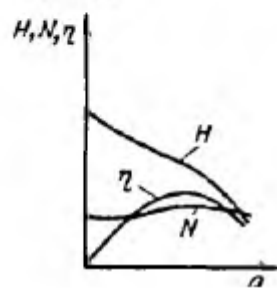
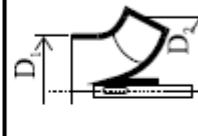
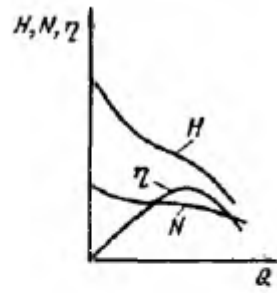
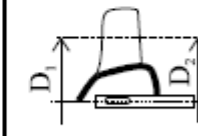
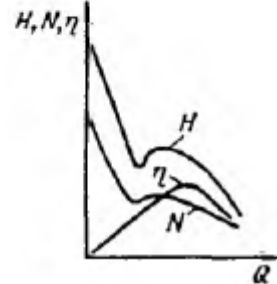
1. Коефіцієнт швидкохідності різний для різних режимів роботи насоса.
2. Якщо насоси геометрично подібні, то коефіцієнти швидкохідності у них однакові. Отже, рівність коефіцієнтів швидкохідності є необхідною ознакою подібності насосів.

Зверніть увагу – терміни «*коефіцієнт швидкохідності*» і «*коефіцієнт швидкохідності насоса*» мають не однаковий зміст. *Коефіцієнт швидкохідності насоса* визначають при максимальному ККД.

Тому коефіцієнт швидкохідності  $n_s$  виступає у якості класифікаційної ознаки насосів. Залежно від коефіцієнта швидкохідності робочі колеса лопатевих насосів можна розділити на такі різновиди:

- 1) Відцентрові насоси – тихохідні ( $n_s = 50-90$ ) і нормальні ( $n_s = 80-300$ )
- 2) Півосьові ( $n_s = 250-500$ )
- 3) Осьові (пропелерні) ( $n_s = 500-1000$ ).

Цілком очевидно, що кожному виду відповідає певна форма лопатей і пропорції лопатного колеса. І як наслідок характеристики різних видів насосів також будуть різними за формою протікання кривих, як показано у наступній таблиці.

насос	$n_s$	ескіз робочо-го колеса	$D_2/D_1$	форма лопатки	
відцентровий	тихохідний	50 - 80		2,5 - 3	
	нормальний	80-300		2,0	
напівосьовий осьовий (діагональ-ний)	350 - 500		1,1 - 1,2		
	500-1500		1,0		

## 6. Розширення області застосування відцентрових насосів обточуванням робочих коліс

Припустимо, що від насоса потрібно отримати подачу  $Q'$  і напір  $H'$  і режимна точка В з координатами  $Q'$  і  $H'$  лежить нижче характеристики насоса - точка А (рис. 2.24). Нехай двигун насоса не має регулювання частоти обертання (наприклад, асинхронний двигун з короткозамкненим ротором). Для того щоб робота насоса відповідала режимної точці А, слід так змінити його характеристику, щоб вона пройшла через цю точку. Якщо не можна вирішити цю задачу зміною частоти обертання насоса, то застосовують обточування робочого колеса по зовнішньому діаметру. При зменшенні зовнішнього діаметра робочого колеса  $D_2$  окружна швидкість  $u_2$  на виході з колеса зменшується, що веде до зменшення напору. Отже, при обточуванні

колеса крива характеристики насоса знижується і при деякому значенні  $D_2$  пройде через задану режимну точку.

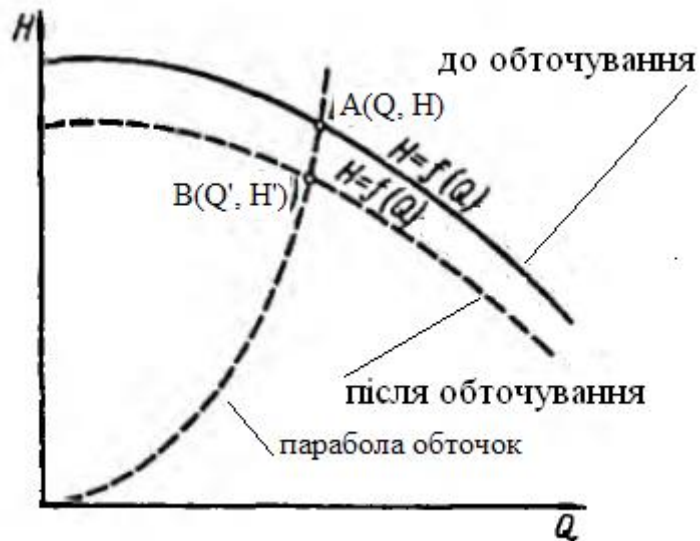


Рисунок 2.24 – Парабола обточувань

Досліди показують, що для розрахунку характеристики відцентрового насоса, що виходить після обточування його робочого колеса, можна наближено прийняти пропорційність подачі першого ступеня, а напору другого ступеня зовнішнього діаметра робочого колеса

$$Q/Q' = D_2/D'_2; \quad H/H' = (D_2/D'_2)^2.$$

Ці залежності отримані емпірично. досліді показують також, що для режимів, які відповідають цим рівнянням ККД насоса приблизно однаковий, якщо обточування робочого колеса не дуже значне. Це означає, що у не великих межах зміни діаметру  $D_2$  можна впливати на подачу насоса без втрат ККД.

Підставивши в рівняння напорів відношення  $D_2/D'_2$ , із рівняння витрати отримаємо

$$H/H' = (Q/Q')^2 \quad \text{або} \quad H/Q^2 = H'/(Q')^2 = \text{const} = c,$$

$$H = cQ^2.$$

Отже, режими, що задовольняють рівнянням  $Q/Q' = D_2/D'_2; \quad H/H' = (D_2/D'_2)^2$ , розташовуються в полі  $H - Q$  на параболі, що має вершину на початку координат. Будемо називати цю параболу параболою обточок. При обточуванні робочого колеса по зовнішньому діаметру геометрична подібність порушується, тому парабола обточок не має нічого спільного з параболою подібних режимів – рис. 2.24.

Насос вигідно експлуатувати тільки в області високих ККД і великих висот всмоктування, тому повинна використовуватися не вся характеристика насоса, а тільки частина її. Мінімальна подача робочої ділянки



характеристики насоса визначається допустимим зниженням ККД в порівнянні з максимальним; максимальна подача - допустимим зниженням ККД.

Нехай крива 1 на рис. 2.25 є характеристикою насоса з необточеним колесом. Ділянка АВ характеристики є робочою ділянкою. Побудуємо характеристику насоса при максимальному обточуванні робочого колеса (крива І І) і нанесемо на ній межі С і D робочої ділянки. Поєднавши точки А і С, а також точки В а D, отримаємо чотирикутник ABDC. Всі режимні точки чотирикутника можна отримати, застосовуючи проміжне обточування робочого колеса. Режими, що лежать в межах чотирикутника, задовольняють вимогам, що пред'являються як за значенням ККД, так і по висотах всмоктування і, отже, є робочими. Чотирикутник ABDC називається полем насоса.

На рис. 2.26 зображений зведений графік робочих полів консольних насосів, побудований в логарифмічних координатах. Такі графіки додаються до каталогів насосів, що випускаються промисловістю, і полегшують вибір насоса (за заданим значенням подачі і напору знаходять на зведеному графіку режимну точку і відповідну їй марку і частоту обертання насоса).

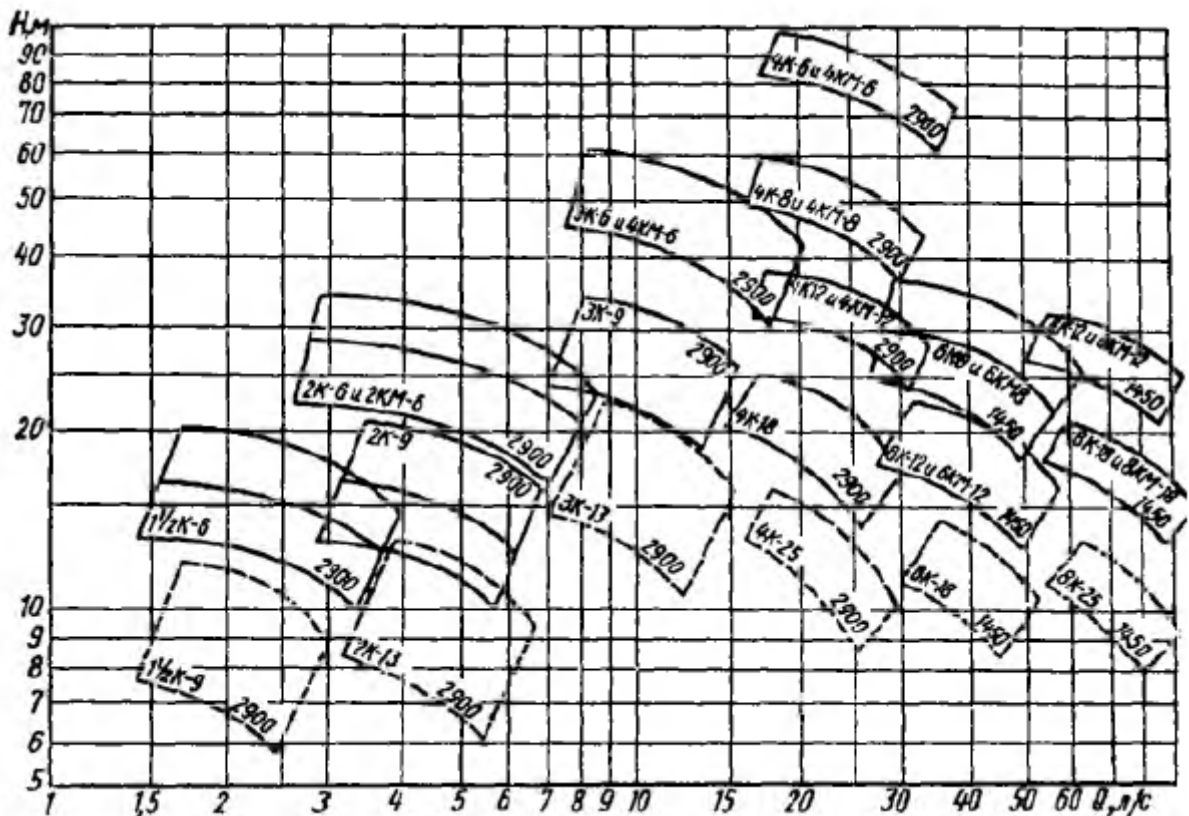


Рисунок 2.26 – Принцип утворення полів характеристик консольних насосів

## 7. Насосна установка і її характеристика

Основні параметри насосів – це подача та напір. Параметрами, що характеризують роботу насосів, є також потужність та коефіцієнт корисної дії (ККД).

Подачею або продуктивністю насоса називається кількість рідини або газу, що переміщується насосом за одиницю часу.

Розрізняють об'ємну  $Q$  (у м<sup>3</sup>/с) і масову  $Q_M$  (у кг/с) подачу насоса.

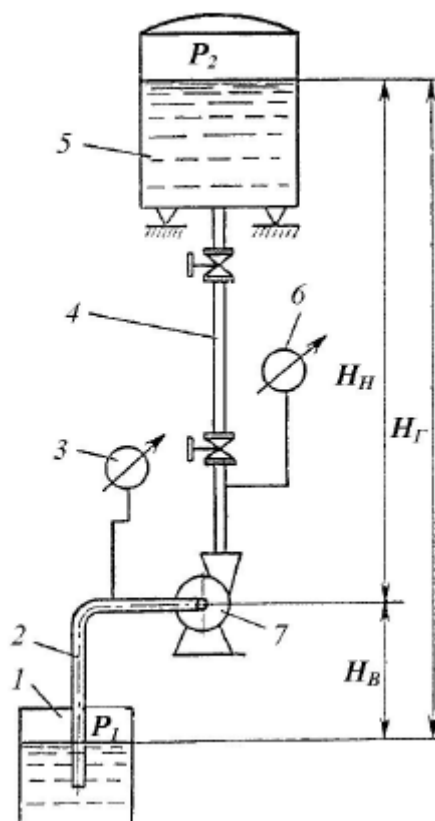
Об'ємною подачею насоса називається об'єм рідини  $V$ , що подається насосом за одиницю часу  $\tau$ . Визначається за тією ж формулою, що й об'ємна витрата.

Масова подача  $Q_M$  – це маса рідини  $m$ , що переміщується насосом за одиницю часу  $\tau$

$$Q_M = m / \tau = \rho \cdot V / \tau = \rho \cdot Q_V,$$

де  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Напором насоса називається приріст питомої енергії, яку одержує рідина, що подається насосом. Розглянемо принципову схему насосної установки (рис. 9.1), в якій рідина з нижнього резервуара 1 перекачується насосом 7 до верхнього резервуара 5.



1, 5 – нижній та верхній резервуари відповідно; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний трубопровід відповідно; 3 – вакуумметр; 6 – манометр; 7 – насос

Рисунок 9.1 – Схема насосної установки

Ця схема дозволяє визначити важливі для характеристики насосів параметри: висоту всмоктування  $H_B$ , висоту нагнітання  $H_H$  та висоту геометричного підйому рідини  $H_G$ , яку ще називають повним напором, що створюється насосом.

Висота всмоктування  $H_B$  – є висотою від рівня рідини в нижньому резервуарі до осі насоса.

Висота нагнітання  $H_H$  – відстань по вертикалі від осі насоса до рівня рідини у верхній ємності.

Геометрична висота нагнітання  $H_G$  – це відстань по вертикалі від рівня рідини в нижній ємності до рівня у верхній.

Висота всмоктування  $H_B$  повинна бути такою, щоб забезпечити підйом рідини у всмоктувальному трубопроводі 2. У насосі треба створити таке розрідження, щоб тиск із боку всмоктування  $p_B$  був менший за тиск  $p_1$  на вільній поверхні забірною (нижнього) резервуара. Різниця тисків  $p_1 - p_B$  є рушійною силою, яка змушує рідину переміщуватися з резервуара до насоса.

Рівняння Бернуллі для кінцевих перерізів всмоктувального трубопроводу має вигляд

$$\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = H_B + \frac{v_6^2}{2g} + \frac{p_6}{\rho \cdot g} + h_6,$$

де  $v_0$  і  $v_6$  – швидкість рідини в забірному резервуарі та всмоктувальному трубопроводі, відповідно, м/с;  $p_1$  і  $p_6$  – тиск в забірному резервуарі та всмоктувальному патрубку насоса відповідно, Па;  $h_6$  – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі, м.

Зазвичай нагнітальний і всмоктувальний патрубки насоса мають однаковий діаметр, відповідно швидкості рідини в цих патрубках однакові. Тоді повний напір  $H$  (в м), що розвивається насосом, визначається у відповідності до рівняння Бернуллі, як

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (H_6 + H_H) + (h_6 + h_H),$$

де  $h_H$  – втрати напору в нагнітальному трубопроводі, м, або

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_z + h, \quad (9.4)$$

де  $p_2$  і  $p_1$  – тиск в просторах нагнітання та всмоктування, відповідно, Па;  $\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $H_z$  – геометрична висота підйому рідини, м;  $h$  – напір, який витрачається на створення швидкості та подолання тертя і всіх місцевих опорів у всмоктувальній і нагнітальній лініях, м;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – прискорення вільного падання.

Останню формулу (9.4) використовують під час вибору насосів для технологічних установок.

Якщо тиск в забірній і наповнювальній ємностях однаковий! ( $p_2 = p_1$  – відкриті ємності), то рівняння напору (9.4) буде простіше

$$H = H_z + h.$$

Під час перекачування рідини горизонтальним трубопроводом ( $H_f = 0$ ) рівняння напору (9.4) набуде вигляду:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h.$$

Для визначення напору діючого насоса користуються показниками манометра 6, який встановлюється на нагнітальній лінії 4 після виходу рідини з насоса, та вакуумметра 3 на всмоктувальній лінії 2. Манометр вимірює надмірний тиск

$$p_H = p_2 - p_a,$$

де  $p_a$  – атмосферний тиск.

Вакуумметр вимірює розрідження у рідині, яка поступає в насос

$$p_6 = p_a - p_1.$$

Тоді тиск, який розвиває насос, буде визначатись як

$$p = p_2 - p_1 = p_H + p_6,$$

а повний напір  $H = (p_H + p_6) / (\rho g)$ . При цьому  $h \approx 0$  і  $H_f \approx 0$ .

До насоса для його роботи безперервно підводиться енергія від двигуна. Розрізняють корисну та дійсну потужність насоса. Корисна потужність насоса  $N_k$  (у Вт) – це корисна робота  $A_k$ , яка передається насосом всій рідині, що перекачується, в одиницю часу

$$N_k = A_k / \tau = m \cdot g \cdot H / \tau = Q_M \cdot g \cdot H = \rho \cdot g \cdot Q_V \cdot H.$$

Дійсна (справжня) потужність на валу насоса  $N$  (у Вт), тобто потужність, яка споживається насосом, більше корисної потужності внаслідок втрат у самому насосі (гідравлічні втрати, витікання рідини крізь нещільності, витрати внаслідок тертя в підшипниках тощо), які враховуються коефіцієнтом ККД насоса  $\eta_n$

$$N = N_k / \eta_n = \rho \cdot g \cdot Q_V \cdot H / \eta_n.$$

Коефіцієнт корисної дії  $\eta_n$  характеризує досконалість конструкції та економічність експлуатації насоса

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_m,$$

де  $\eta_o = Q_o / Q_V$  – коефіцієнт подачі, або об'ємний ККД, який є відношенням дійсної продуктивності (подачі) насоса  $Q_o$  до теоретичної  $Q_V$  (враховує витрати рідини крізь нещільності);  $\eta_z$  – гідравлічний ККД – відношення дійсного напору насоса до теоретичного (враховує втрати напору під час руху рідини через насос);  $\eta_m$  – механічний ККД, який характеризує витрати потужності на механічне тертя в насосі.

Значення  $\eta_n$  залежить від конструкції та в середньому становить: для відцентрових насосів – 0,6...0,7; для поршневих – 0,8...0,9.

**Характеристикою насосної установки** називається залежність потрібного напору від витрати рідини. Геометричний напір  $H_{\text{геом}}$ , тиск  $p''$  і  $p'$  і, отже, статичний напір  $H_{\text{стат}}$  від витрати зазвичай не залежать – *фіксовані*

величини. При турбулентному режимі гідравлічні втрати пропорційні витраті в другому ступені

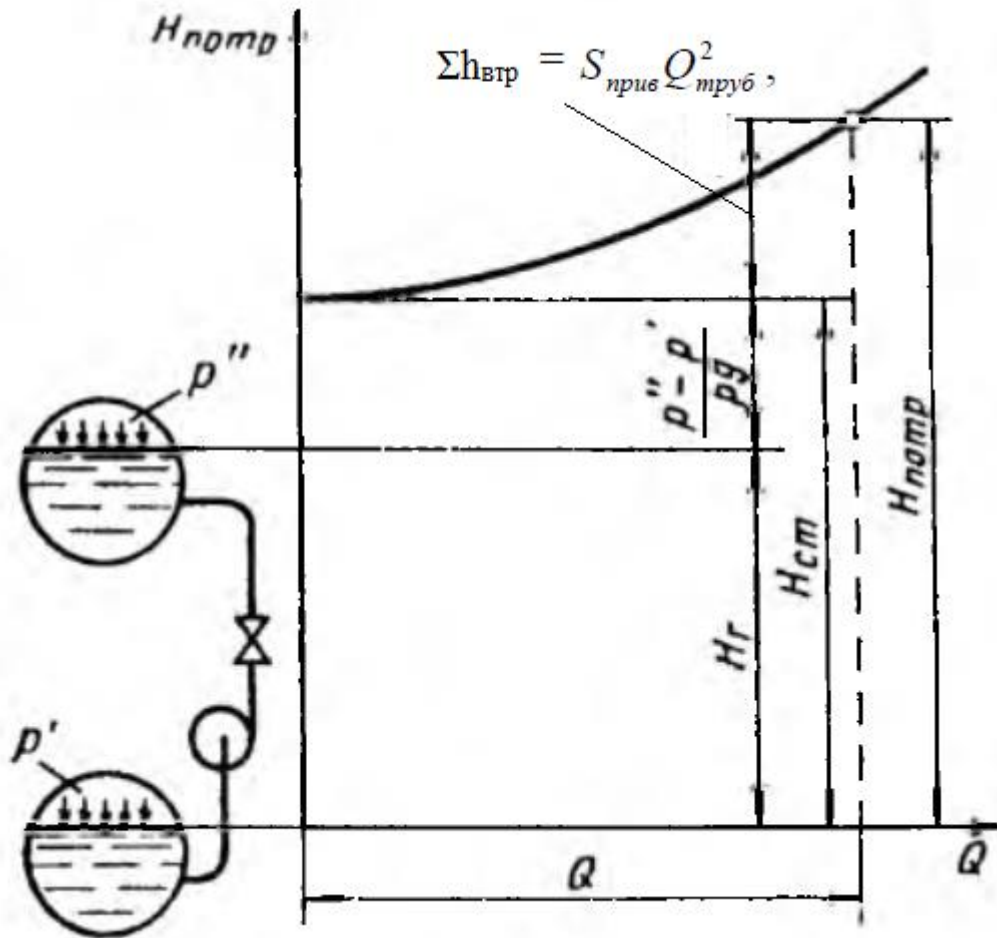
$$\Sigma h_{\text{втр}} = S_{\text{прив}} Q_{\text{труб}}^2,$$

де  $S_{\text{прив}}$  – приведений коефіцієнт опору трубопроводу, який враховує втрати напору у водоводах, комунікаціях насосної станції і у водопровідній мережі.

Потрібний напор визначиться так

$$H_{\text{труб}} = (H_{\text{геом}} + \dot{H}_{\text{вільн}}) + S_{\text{прив}} Q_{\text{труб}}^2,$$

Графічно це виглядає так



Справа зображена характеристика насосної установки, зліва - схема установки. Рівні, на яких розміщені елементи установки, па схемі накреслені в масштабі осі напорів графіку. Рівень в приймальному резервуарі суміщений з віссю абсцис. Так як статичний напір установки від подачі насоса не залежить, характеристика насосної установки представляє сумарну

$$\Sigma h_{\text{втр}} = S_{\text{прив}} Q_{\text{труб}}^2,$$

характеристику підвідного і напірного трубопроводів

яку зміщену у верх уздовж осі напорів на величину  $H_{\text{ст}}$ .  $H_{\text{ст}}$  у більшості випадків задають у завданні.

Насос, який є у складі установки має свою характеристику. Можна у одній системі координат показати характеристику трубопроводу і насоса

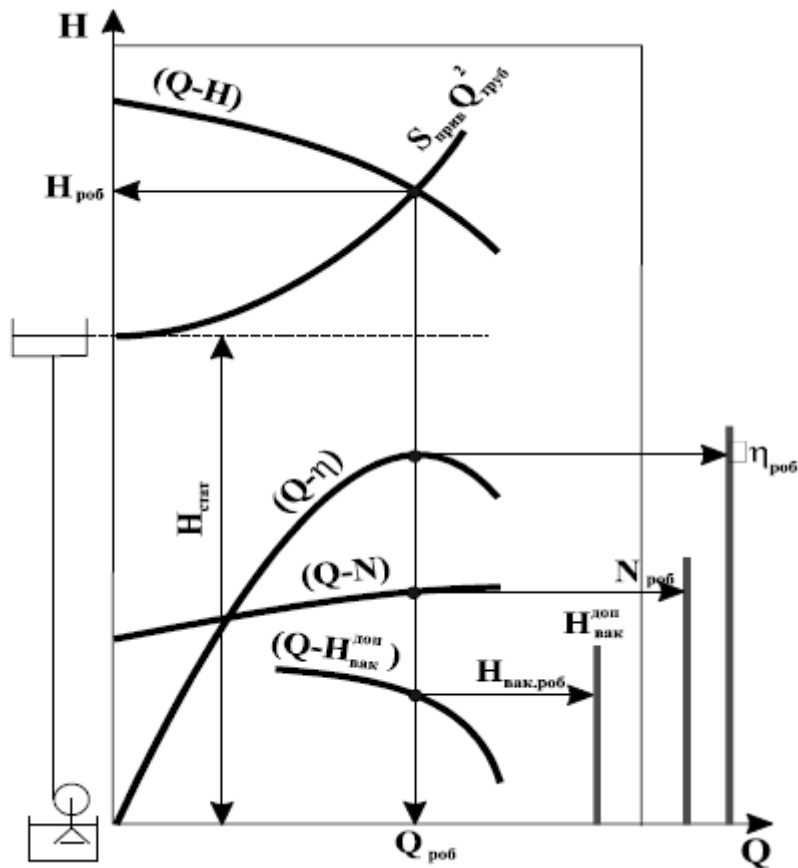


Рисунок 5.7 – Схема знаходження робочої точки системи «насос-трубопровід»

Точка перетину характеристик насоса і трубопроводу є **робочою точкою системи**. Вона визначає усі параметри роботи насоса ( $Q_{роб}$ ,  $H_{роб}$ ,  $N_{роб}$ ,  $\eta_{роб}$ ,  $H_{вак.роб}$ ) на цей трубопровід. Більшої витрати за цим трубопроводом насос подати не зможе.

Характеристика насоса при цьому береться із технічного паспорту або із каталогу насосів.

## 8. Робота насоса па мережу

*Пояснимо як працює насос на споживача.*

Насос даної насосної установки працює на такому режимі, при якому потрібний напор дорівнює напору насоса, --- при якому енергія, споживана при русі рідини по трубопроводах установки 1 (потрібний напір) дорівнює енергії, що передається рідині насосом (напір насоса). Для визначення режиму роботи насоса слід на одному і тому ж графіку в однакових масштабах нанести характеристику насоса і насосної установки (рис. 2.29).

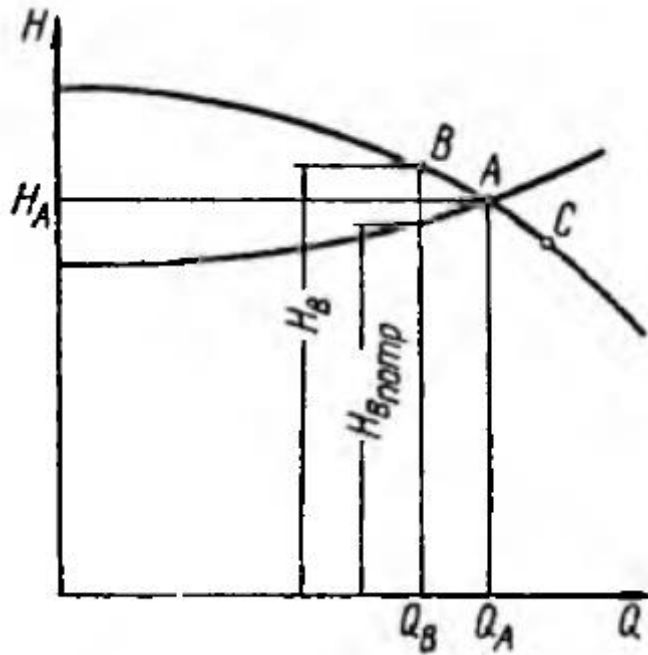


Рисунок 2.29 – Визначення положення робочої точки режиму роботи насоса на мережу

Задана рівність напору насоса і потрібного напору установки позначено точкою А перетину характеристик. Покажемо, що насос не може працювати в режимі, відмінному від режиму А. Припустимо, що насос працює в режимі точка В. В цьому випадку напор, який передає насос рідині, дорівнює  $H_B$ , видно, що напор, який витрачається (напор втрат)  $H_{впотр}$  при русі рідини по трубопроводах установки,  $H_{впотр} < H_B$ . Таким чином, енергія, що витрачається при русі рідини по трубопроводах установки, менше енергії, що насос передає рідині. Надлишок енергії в рідині йде на прирощення її кінетичної енергії. Отже, швидкість рідини збільшується. Збільшення швидкості призводить до збільшення витрати, яке буде відбуватися до тих пір, поки він зрівняється з  $Q_A$ . Якщо подача (витрата  $Q$ ) насоса більша (точка С), то напор, який передає рідині насос менше споживаного. Недолік енергії компенсується за рахунок власної кінетичної енергії рідини. Це призводить до зменшення швидкості руху і, отже, до зменшення витрат до  $Q_A$ .

*Тепер розглянемо окремі випадки насосних установок.*

1. Приймальний і напірний рівні збігаються. При цьому геометричний напір установки  $H_r = 0$ ,  $p'' = p'$  і характеристика насосної установки являє собою криву  $H_{потр} = kQ^2$  (рис. 2.30). Весь напор витрачається на подолання гідравлічного опору в системі. Наносимо на характеристику установки характеристику насоса. Перетин кривої напорів  $H = f(Q)$  насоса з характеристикою установки  $H_{потр} = f(Q)$  дає робочу точку А, що визначає режим роботи насоса.

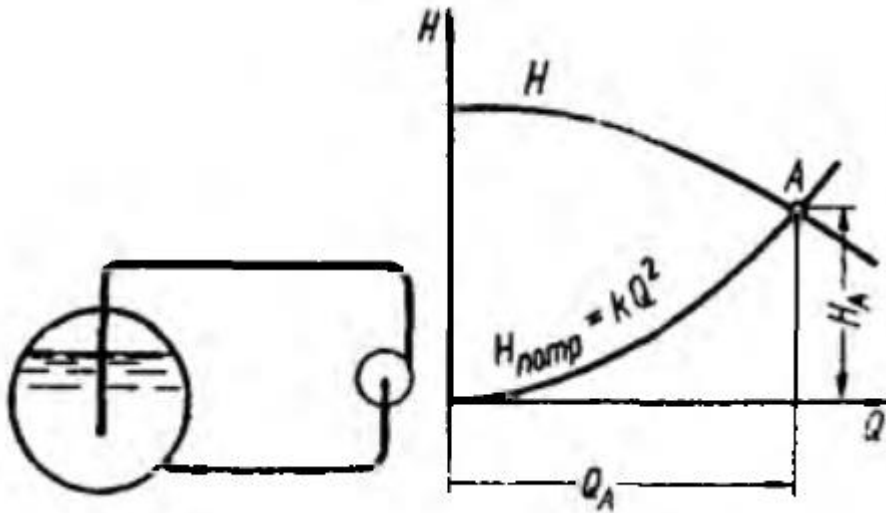


Рисунок 2.30 – Визначення режиму роботи насоса на насосну установку при  $H_r = 0$  і  $p'' = p'$

Зверніть увагу: крива  $H_{\text{потр}}$  починається з нуля – спільний рівень рідини і насоса по середині.

2. Напорний рівень знаходиться нижче приймального (рис. 2.31). Геометричний напір при цьому негативний, тому його слід відкласти вниз від осі абсцис графіка. Нехай  $p'' = p'$ . Приймальний рівень схеми установки поєднуємо з віссю абсцис. Побудувавши від прямої ВС вгору криву втрат  $H_{\text{потр}} = kQ^2$ , отримаємо характеристику установки. На перетині кривої напорів характеристики насоса з характеристикою насосної установки знаходимо точку А, яка визначає режим роботи насоса. Точка перетину характеристики установки з віссю абсцис дає витрата  $Q_0$  в трубопроводі при відсутності насоса – само тече. Включення насоса збільшило витрати в системі на величину  $Q_A - Q_0$ .

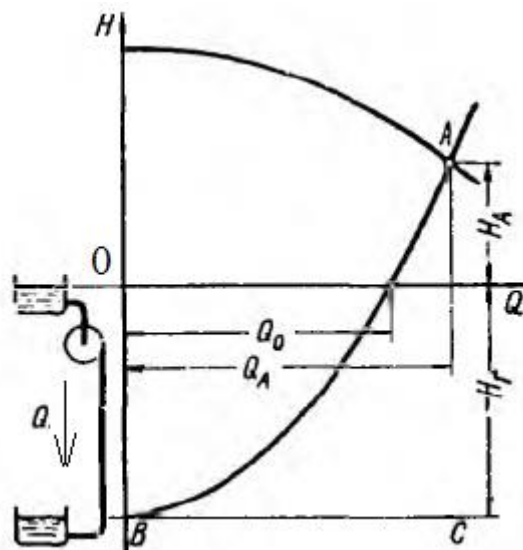


Рисунок 2.31 – Визначення режиму роботи насоса на установку з від'ємним геометричним напором



### 9. Нестійка робота насосної установки (помпаж)

У деяких випадках робота насоса є нестійкою: подача різко змінюється від максимального значення до нуля, напор коливається в значних межах, спостерігаються гідравлічні удари, шум і вібрації всієї машини і трубопроводів. Це явище називається помпаж. Помпаж відбувається у насосів, що мають криву напорів  $H=f(Q)$  з западаючою лівою гілкою (рис. 2.32), тобто крива напорів, що має максимум при  $Q > 0$ . Таку характеристику мають зазвичай тихохідні насоси.

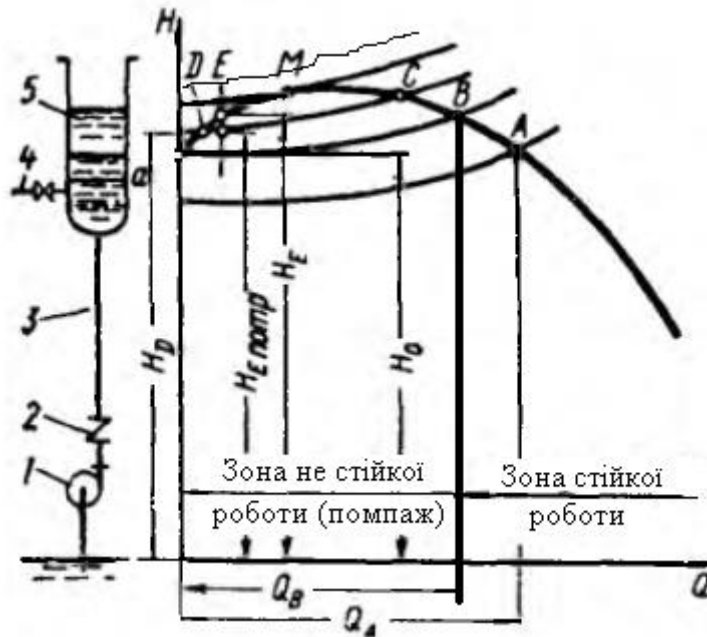


Рисунок 2.32 – До визначення зони нестійкої роботи насосу

Розглянемо нестійку роботу насоса за схемою, зображеної на рис. 2.32. Насос 1 подає рідину по трубопроводу 3 в резервуар 5, звідки вона надходить по трубі 4 до споживача. Нехай в початковий момент резервуар заповнений рідиною до рівня  $a$ . При цьому насос працює в режимі, який визначається робочою точкою  $A$  на характеристиці. Якщо витрата рідини, що відводиться до споживача, менше подачі насоса  $Q_a$ , то рівень рідини в резервуарі підвищується, характеристика установки зміщується вгору і подача насоса відповідно до кривої напорів  $H=f(Q)$  зменшується до тих пір, поки робоча точка не займе положення  $M$ . Якщо при цьому подача насоса перевищує витрату, яка скидається з резервуара 5 по трубі 4, то рівень в резервуарі підвищиться ще більше і характеристика установки пройде вище характеристики насоса. При цьому потрібний напор стане більше напору насоса, в результаті чого відбудеться зрив подачі. Під дією зворотного потоку рідини у низ зворотний клапан 2 закриється. Насос буде працювати при подачі  $Q = 0$  і напорі  $H_0$ . Через відсутність притоку рідини в резервуар 5 рівень рідини в ньому буде знижуватися (рідина продовжує витікати з резервуара 5 по трубі 4). Після того як рівень знизиться до висоти, що відповідає напору  $H_0$ , насос знову вступить в роботу. Подача різко,

стрибкоподібно, зростає до  $Q_B$ , відповідної робочої точки В. Рівень в резервуарі знову почне поступово підніматися і явище повториться.

Зрив подачі насоса і перехід його на холостий режим роботи можуть статися і при незмінній характеристиці установки (рівень в резервуарі постійний), якщо характеристика установки перетинає характеристику насоса в двох точках (точки С і Е характеристики). Це може виникнути при зниженні частоти обертання (наприклад, через тимчасове падіння напруги електромережі). При цьому характеристика насоса знизиться і станеться зрив подачі до нуля. При подальшому підвищенні частоти обертання насос буде продовжувати працювати при холостому режимі ( $Q=0$ ), так як напор, створюваний ним при  $Q = 0$ , менше статичного напору установки. З цієї ж причини помпаж може виникнути при паралельній роботі насосів, якщо напор при нульовій подачі одного з насосів менше напору другого насоса при його одиночній роботі на мережу (наприклад, якщо на рис. 2.38  $H_{0I} < H_0$ ). У цьому випадку тимчасове зниження частоти обертання насосів може привести до зриву подачі першого насоса до нуля.

Характеристики насосів, які не мають нестійкої області на характеристиці, називають стабільними. Насоси, що застосовуються для подачі рідини при змінних режимах, повинні мати стабільні характеристики.

## 10. Регулювання режиму роботи насоса

Даній характеристиці насоса і насосної установки відповідає тільки одна робоча точка. Тим часом, необхідна подача може змінюватися. Для того щоб змінити режим роботи насоса, необхідно змінити характеристику насоса або насосної установки. Ця зміна характеристик для забезпечення необхідної подачі називається регулюванням. Регулювання відцентрових і малих осьових насосів може здійснюватися або за допомогою регулюючої засувки (змінюється характеристика насосної установки) або зміною частоти обертання (змінюється характеристика насоса). Іноді малі осьові насоси регулюють перепуском частини подачі з напірного трубопроводу у всмоктуючий. Робота установки з середніми і великими осьовими насосами, що мають поворотні лопасті, регулюється зміною кута установки лопастей робочого колеса, при якому змінюється характеристика насоса.

*Регулювання засувкою (дроселюванням).* Припустимо, що насос повинен мати подачу *не*  $Q_A$ , що відповідає точці А перетину характеристики насоса з характеристикою насосної установки, а  $Q_B < Q_A$  (рис. 2.33). Цією подачі відповідає робоча точка В характеристики насоса. Щоб характеристика насосної установки перетиналася з кривою напорів  $H = f(Q)$  в точці В, необхідно збільшити втрати напору в установці. Це здійснюється прикриттям регулюючої засувки, встановленої на напірному трубопроводі. В результаті збільшення втрат напору в установці характеристика насосної установки піде крутіше і перетне криву напорів  $H = f(Q)$  насоса в точці В. При цьому режимі необхідний напор установки складається з капора  $H_v$ , що витрачається в установці при експлуатації з повністю відкритою засувкою, і втрати напору  $h_z$  в засувці. Таким чином, регулювання роботи насоса

дроселюванням викликає додаткові втрати енергії, що знижують ККД установки, тому цей спосіб є неекономічним. Однак завдяки винятковій простоті регулювання дроселюванням отримало найбільше поширення.

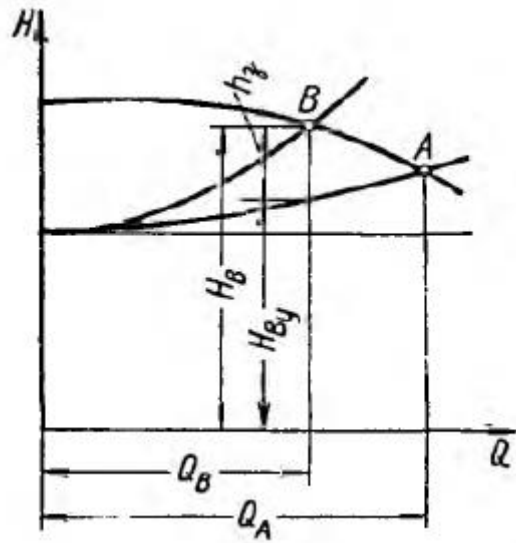


Рисунок 2.33 – Регулювання засувкою (дроселюванням)

Регулювання зміною частоти обертання насоса. Зміна частоти обертання насоса веде до зміни його характеристики і, отже, робочого режиму (рис. 2.34). Для регулювання зміною частоти обертання необхідні двигуни зі змінною частотою обертання (електродвигуни постійного струму, парові і газові турбіни та двигуни внутрішнього згорання).

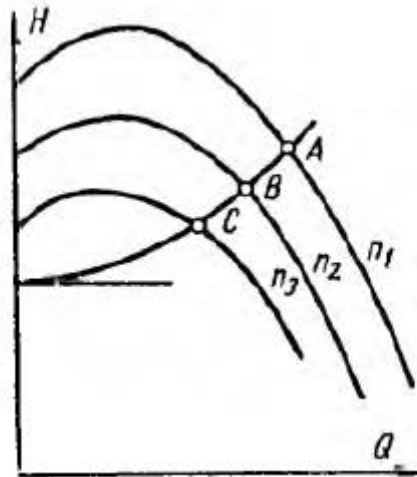


Рисунок 2.34 – Регулювання зміною частоти обертання насоса

Регулювання роботи насоса зміною його частоти обертання більш економічно, ніж регулювання дроселюванням. Навіть застосування гідromуфт і опору в ланцюзі ротора асинхронного двигуна, пов'язане з додатковими втратами потужності, є більш економічним, ніж регулювання дроселюванням.

*Регулювання перепуском.* Воно здійснюється перепуском частини рідини, що подається насосом, з напірного трубопроводу у всмоктуючий але обводив трубопроводу, на якому встановлена засувка (див. Схему установки на рис. 2.36, засувка 2). При зміні ступеня відкриття цієї засувки змінюються витрата перепускає рідини і, отже, витрата в зовнішній мережі. Енергія рідини, що проходить по обвідному трубопроводів, втрачається, тому регулювання перепуском не економічно.

*Регулювання поворотом лопастей.* Воно застосовується в середніх і великих поворотнолопастних осьових насосах. При повороті лопастей змінюється характеристика насоса і, отже, режим його роботи (рис. 2.35). ККД насоса при повороті лопатей змінюється незначно, тому цей спосіб регулювання значно економічніше регулювання дроселюванням.

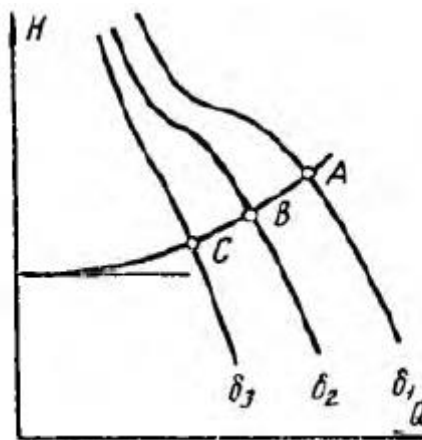


Рисунок 2.35 – Регулювання поворотом лопатей

Порівняти економічність регулювання роботи насоса різними способами найпростіше за споживаною насосом потужністю. Нехай крива ОА (рис. 2.36) є характеристикою насосної установки при повністю відкритій регулюючої засувці 1, а криві  $H_1$  і  $N_1$  - криві напору і потужності характеристики насоса при частоті обертання  $n_1$ . Режим роботи насоса визначається точкою А. Подача насоса рівна  $Q_A$ . Меншу подачу  $Q_B$  в можна отримати наступним чином.

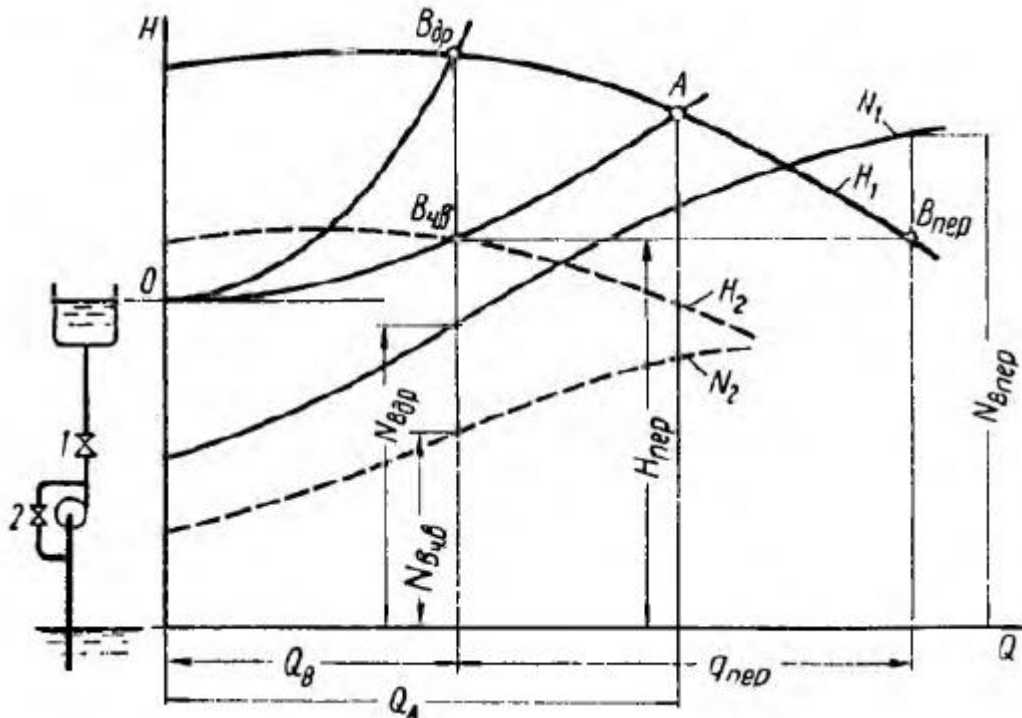


Рисунок 2.36 – Порівняння способів регулювання роботи насоса за критерієм економічності

1. *Дроселювання.* Прикриваючи регулюючу засувку 1, зміщуємо режимну точку насоса уздовж характеристики насоса з А у  $B_{др}$ . Потужність, споживану насосом при роботі на цьому режимі, знайдемо по кривій потужності  $N_1$ . Вона дорівнює  $N_{Вдр}$ .

2. *Зміною частоти обертання.* При зменшенні частоти обертання режимна точка зміщується вздовж характеристики насосної установки з А в  $B_{чв}$ . Цьому режиму роботи відповідає інша частота обертання  $n_2$ . Потужність насоса визначається по кривій потужності  $N_2$ , побудованої для частоти обертання  $n_2$ . Вона дорівнює  $N_{Вчв}$ .

3. *Перепуском.* Перепуск здійснюється відкриттям засувки 2. Так як при регулюванні перепуском характеристика насосної установки не змінюється (засувка 1 залишається відкритою повністю), то при витраті насосної установки  $Q_B$  напор насоса, рівний потрібному напору установки, визначається ординатою  $H_{пер}$  характеристики ОА насосної установки. При цьому напорі режим насоса відповідає точці  $B_{пер}$ . Рідина, що подається насосом, частково йде в зовнішню мережу  $Q_B$ , частково повертається в підводящий трубопровід  $q_{пер}$ . Потужність насоса при роботі на режимі  $B_{пер}$  дорівнює  $N_{Впер}$ .

*Висновки.* З рис. 2.36 випливає, що найменша потужність виходить при регулюванні зміною частоти обертання, трохи більше потужність при регулюванні дроселюванням, найбільша - при регулюванні перепуском

$$N_{Вчв} < N_{Вдр} < N_{Впер}.$$

## 11. Послідовна і паралельна робота насосів на мережу

*Послідовне з'єднання насосів* зазвичай застосовується для збільшення напору в тих випадках, коли один насос не може створити необхідного напору. При цьому подача насосів однакова, а загальний напір дорівнює сумі напорів обох насосів, взятих при одній і тій же подачі. Отже, сумарна характеристика насосів I і II (рис. 2.37) виходить складанням ординат кривих напорів I і II обох насосів. Перетин сумарної характеристики насосів з характеристикою насосної установки дасть робочу точку А, яка визначає подачу  $Q$  і сумарний натиск  $H_I + H_{II}$  обох насосів. Провівши через точку А вертикальну пряму отримаємо на перетині її з кривими напорів I і II напори насосів  $H_I$  і  $H_{II}$ .

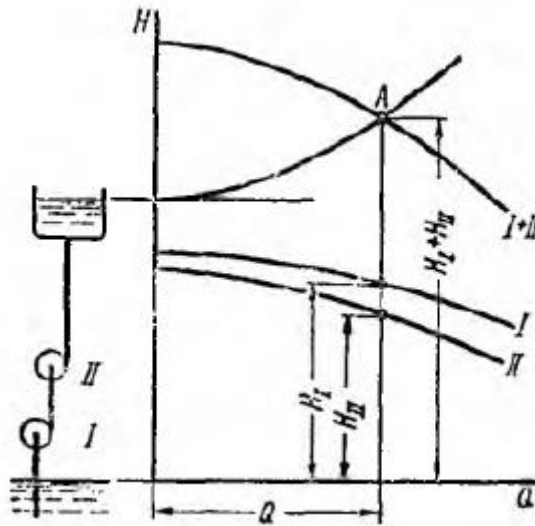


Рисунок 2.37 – Послідовне з'єднання насосів

При послідовному з'єднанні насосів рідина, що підводиться до насоса II, має значний тиск. При цьому тиск в насосі II може перевищити величину, допустиму але умовам міцності. У цьому випадку насос II слід розміщувати окремо (вище) від насоса I, в такій точці напірного трубопроводу, в якій тиск рідини знижується до безпечного для насоса II значення.

*Паралельне з'єднання насосів* застосовують для збільшення подачі. Насоси, що працюють паралельно на один довгий трубопровід, зазвичай встановлюють близько один від іншого, в межах одного машинного залу. На рис. 2.38 зліва показана схема такої установки двох насосів. Так як насоси II і I знаходяться близько один від іншого а трубопровід, на який вони працюють, довгий, можна знехтувати опором підвідних і напірних трубопроводів до вузлової точки О. Нехай прийомні рівні обох насосів однакові. При цьому напір насосів однаковий, так як однаковий тиск в точці О, створено обома насосами. Замінімо обидва насоса одним, який має подачу, що дорівнює сумі подач обох насосів, взятих при однаковому напорі.

При такій заміні режим роботи насосної установки не зміниться. Для отримання характеристики цього насоса або сумарної характеристики двох насосів, слід скласти абсциси точок кривих напору  $H=f(Q)$  обох насосів, взятих при одній і тій ж ординаті. Іншими словами, слід скласти криві напорів I і II обох насосів по горизонталі. Перетин сумарною характеристикою I + II з характеристикою насосної установки дасть робочу точку A. Абсциса точки A дорівнює сумарній подачі обох насосів  $Q_I + Q_{II}$ . Ордината – це напор насосів  $H_I = H_{II}$ . Провівши через точку A горизонтальну пряму, отримаємо на перетині з кривими I і II напорів режимні точки C і B насосів I і II.

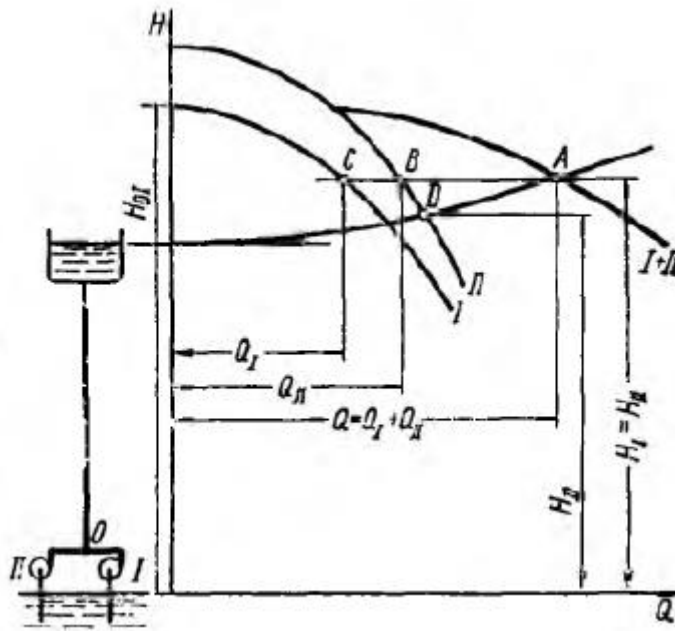


Рисунок 2.38 – Паралельне з'єднання насосів

*Висновок* – напір однаковий, а подачі додаються.

## 12. Робота насоса на розгалужений трубопровід

Па рис. 2.40 зображена схема установки з розгалуженою мережею. Насос подає рідину в два резервуари C і D, розташовані на різних рівнях. Потрібно визначити режим роботи насоса і витрати в обох відгалуженнях.

Можливі два випадки роботи насоса на мережу.

1. Рівень рідини в п'єзометрі, встановленому в точці B, вище рівня рідини в резервуарі D ( $y > z_D$ ). В цьому випадку рідина від точки B рухається як в резервуар C, так і в резервуар D.

2. Рівень рідини в п'єзометрі нижче рівня рідини в резервуарі D ( $y < z_D$ ) - У цьому випадку рідина по трубопроводу BD рухається в напрямку від точки D до точки B.

ПОЯСНЕННЯ ДО 1-ГО ВИПАДКУ

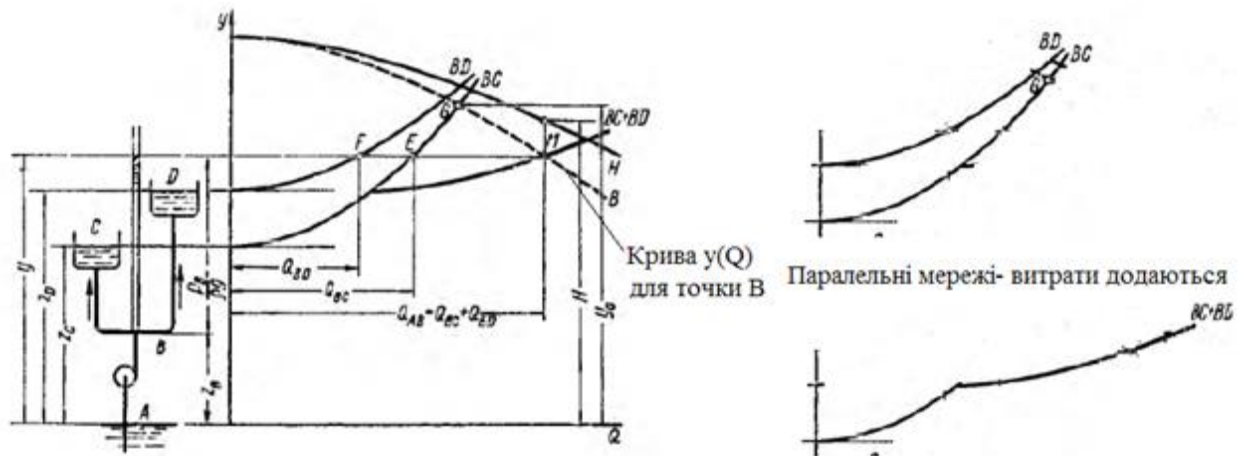


Рисунок 2.40 – Робота на мережу – перший випадок

Крива В (пунктирна) – крива  $H=f(Q)$  для точки В (Напір насоса мінус втрати на ділянці АВ).

Насосна установка працює в такому значенні  $u$ , при якому витрата в трубопроводі АВ дорівнює сумі витрат в трубопроводах ВС і ВD - при якому абсциси (витрата) сумарною кривої  $BC + BD$  і приведеної характеристики (витрата) насоса В однакові. Цьому задовольняє точка М перетину цих кривих.

#### ПОЯСНЕННЯ ДО 2-ГО ВИПАДКУ

Крива В (пунктирна) – крива  $H=f(Q)$  для точки В (Напір насоса мінус втрати на ділянці АВ) – так само як і для 1-го випадку

Але із бака D рідини витікає у бак С, отже витрата  $Q$  для С складається із подачі насоса + витрата із бака D

$$Q_{BC} = Q_{AB} + Q_{BD}.$$

Отже до пунктирної лінії В додаємо лінію ВD за витратою (наступний рисунок)



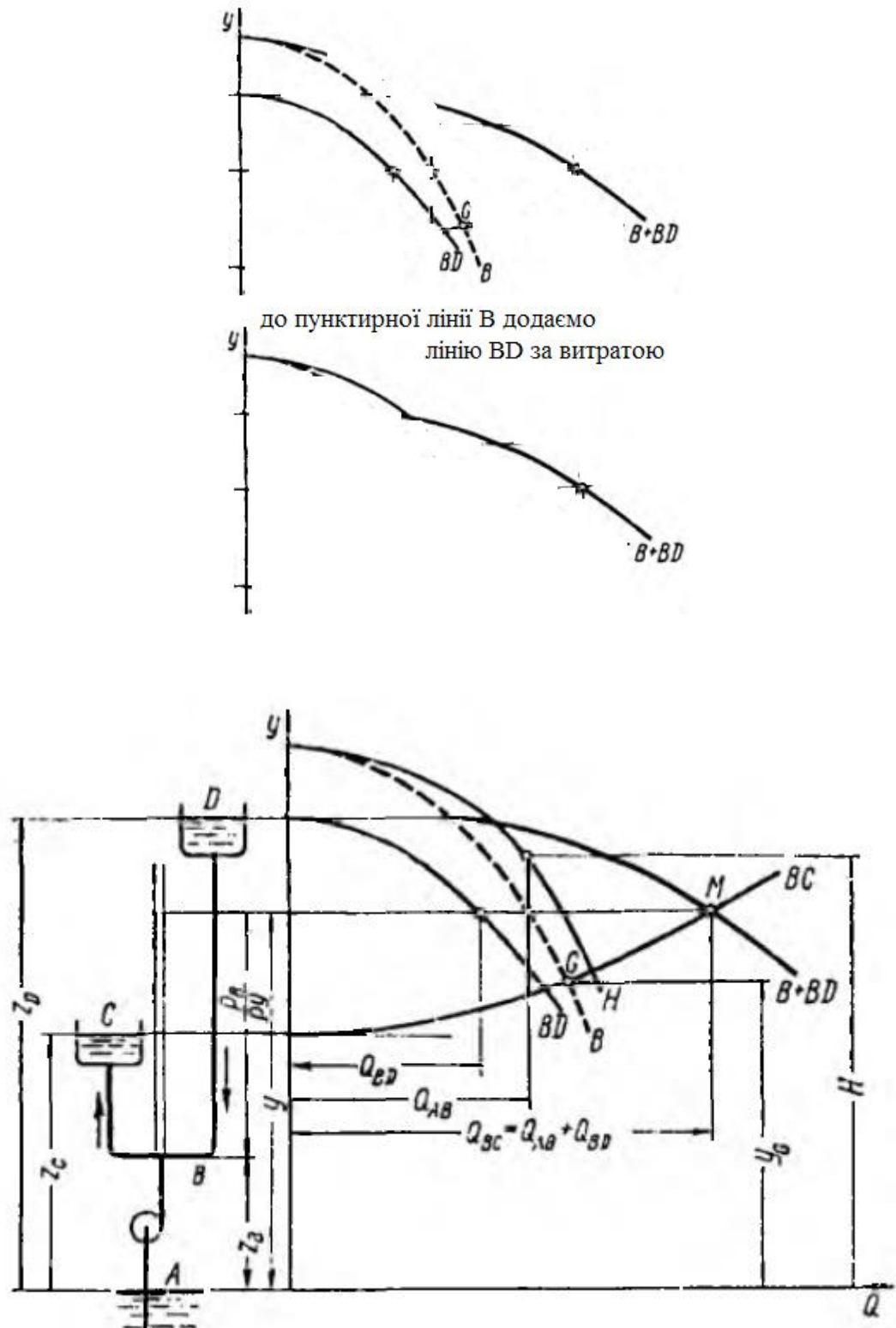


Рисунок 2.41 – Робота на мережу – другий випадок

Установка працює при такому значенні  $y$ , при якому сума витрат в трубопроводах АВ і ВD (абсциса точки кривої  $B+D$ ) дорівнює витраті в трубопроводі ВС. Цій умові відповідає точка М перетину кривих ВС і  $B+B D$ . Абсциса цієї точки дорівнює витраті в трубопроводі ВС, ордината -  $y$ . За відомим значенням  $y$  визначаємо по кривим В і ВD витрати  $Q_{AB}$  і  $Q_{BD}$  в

трубопроводах АВ і ВD. За відомою подачею насоса (витрата  $Q_{AB}$ ) знаходимо його напір  $H$  за характеристикою  $H=f(Q)$ .

### 13. Будова вихрових насосів

Робочим органом вихрового насоса є робоче колесо 2 з радіальними або похилими лопатками (рис. 2.62), поміщене у циліндричний корпус з малими торцевими зазорами. У корпусі 1 вихрового насоса встановлено робоче колесо 2 з малими зазорами. У корпусі також виконано спеціальний концентричний канал 3, розташований по периметру кола описуваної лопатками від входного патрубка 4 до напірного 5. Концентричний канал розділено перемичкою 6, яка не дозволяє рідині перетікати з напірної лінії у всмоктувальну. Корпус зроблений так, що він досить щільно охоплює «плоску» частина робочого колеса, а в районі перегородок залишається значний бічний зазор. Лопатки робочого колеса передають енергію рідини, яка під впливом сил інерції і тертя переміщається від всмоктувального патрубка до напірного.

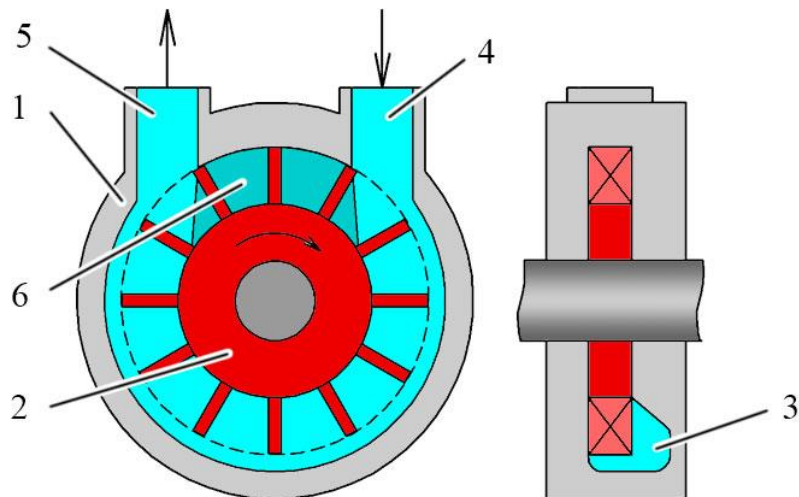


Рисунок 2.62 – Схема закрито-вихрового насоса



Рисунок 15.2 – Зовнішній вигляд робочого колеса вихрового насоса

Напір вихрового насоса в 3-9 разів більше, ніж відцентрового, при тих же розмірах і частоті обертання. Більшість вихрових насосів мають

самоусмоктувальну здатність, тобто здатність при пуску засмоктати рідину без попереднього заповнення трубопроводу.

Більшість вихрових насосів можуть, працювати на суміші рідини і газу. Недоліком вихрового насоса є низький ККД, що не перевищує 45%. Найбільш поширені конструкції мають ККД 35-38%. Низький ККД перешкоджає застосуванню вихрового насоса при великих потужностях. Вихрові насоси виготовляють на подачу до 12 л/с.

Напір вихрових насосів досягає 250 м, потужність доходить до 25 кВт, коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 4-5-40$ . Частота обертання вихрового насоса, так само як і лопатевого, обмежена тільки кавітаційними явищами. Отже, насос може бути безпосередньо з'єднаний з електродвигуном.

Вихрові насоси не придатні для перекачування рідин з великою в'язкістю, внаслідок того, що при збільшенні в'язкості натиск і ККД різко падають.

Ці насоси непридатні також для подачі рідин, що містять абразивні частинки, так як через зношування швидко збільшуються торцеві і радіальні зазори, що призводить до падіння напору і ККД.

Їх застосовують, коли потрібно отримати великий напір при малій подачі. Особливо перспективно їх використання при перекачуванні суміші рідини і газу. Зокрема, їх застосовують для подачі легколетких рідин (бензин, спирт і ін.), рідин, насичених газами, зріджених газів, кислот, лугів та інших хімічних агресивних реагентів.

Насоси бувають закрито- і відкрито-вихрові. Насос, зображений на рис. 2.62, закрито-вихровий. Рідина надходить з підвідного патрубка 5 безпосередньо в канал 2.

В відкрито-вихрових насосах (рис. 2.63) рідина з підвідного патрубка 2 через вхідне вікно 3 подається до лопаток робочого колеса 1 і, тільки пройшовши через нього, надходить в кільцевий канал 4. Під впливом лопаток робочого колеса рідина переміщається по кільцевому каналу, і через отвір 6 надходить в напірну лінію 7. Насос, зображений на рис. 2.63, має відкритий канал, який закінчується напірним отвором 6, розташованим на тому ж радіусі, що і канал.

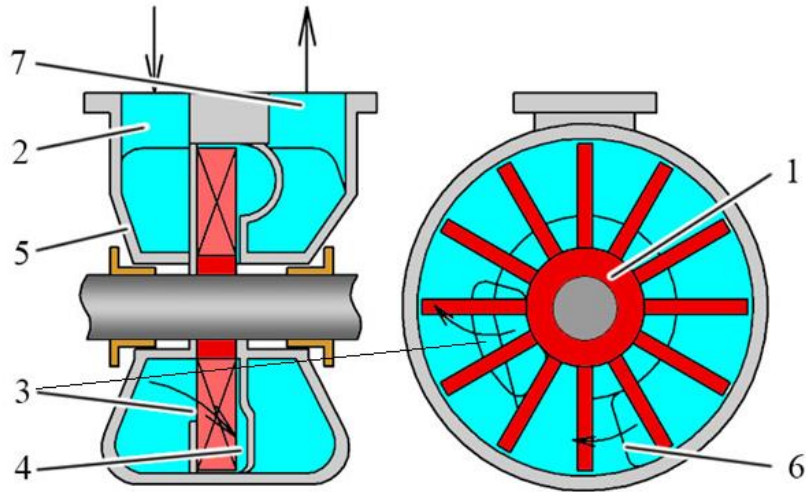


Рисунок 2.63 – Схема відкрито-вихрового насоса

#### 14. Робочий процес вихрових насосів

Робоче колесо вихрового насоса працює аналогічно робочому колесу відцентрового насоса, засмоктуючи рідину з внутрішньої частини каналу і нагнітаючи в зовнішню. В результаті виникає поздовжній вихор (рис. 2.64).

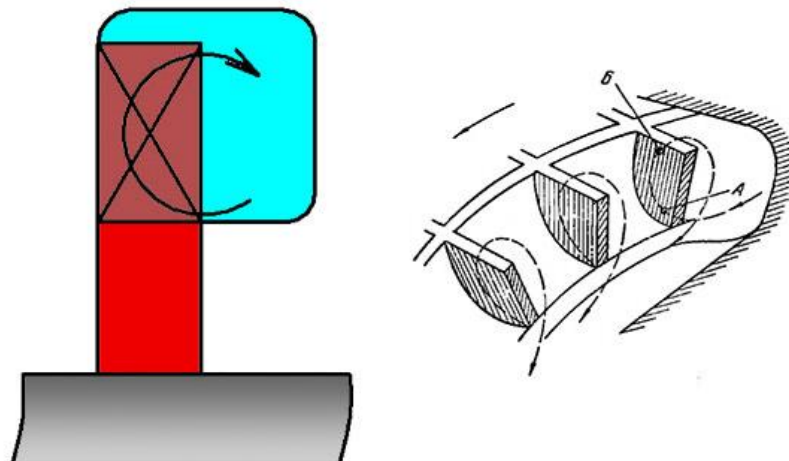


Рисунок 2.64 - Поздовжній вихор

Проходячи через робоче колесо, рідина набуває окружну складову швидкості, більшу за швидкість рідини в каналі. При змішуванні рідин, що тече по каналу і виходить з робочого колеса, рідина в каналі отримує імпульс в напрямку руху колеса, який призводить до зростання тиску уздовж каналу. Переміщення частинок рідини, що рухаються в каналі з різними швидкостями, призводить до інтенсивного вихроутворення і, отже, до значних втрат енергії. Частина напору, що передається до рідини в робочому колесі, витрачається на подолання гідравлічного опору колеса і меридіональної складової сил тертя на стінці каналу. Всі ці гідравлічні втрати оцінюються ККД  $\eta_{rp}$  вихрового робочого процесу. Останній супроводжується також об'ємними втратами через радіальних витоків через

торцеві зазори між робочим колесом і корпусом насоса. Ці втрати оцінюються об'ємним  $\eta_{ок}$  каналу.

На рис. 2.65 зображено залежність  $\eta_{р,п}\eta_{о,к}\eta_{о}$  від  $Q$ . Добуток  $\eta_{р,п}\eta_{о,к}\eta_{о} = 1$  при  $Q = Fu$ . При подачі близькою до  $Fu$  напір насоса його корисна потужність дорівнюють нулю, витрачена ж потужність нулю не дорівнює. При цьому ККД насоса дорівнює нулю. Оптимальний режим вихрового насоса виходить при  $Q \approx 0,5Fu$ . При цьому  $\eta_{р,п}\eta_{о,к}\eta_{о} \approx 0,5$  і максимальний повний ККД насоса  $\eta_{max} \ll 0,5$ .

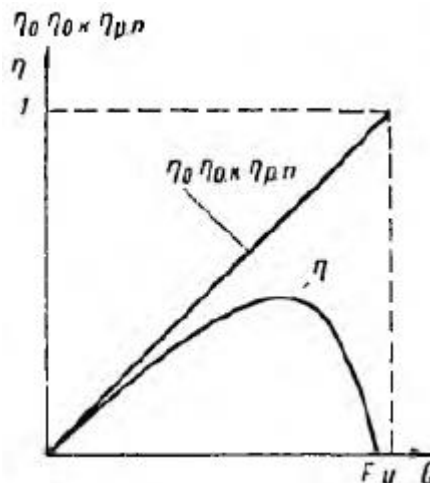
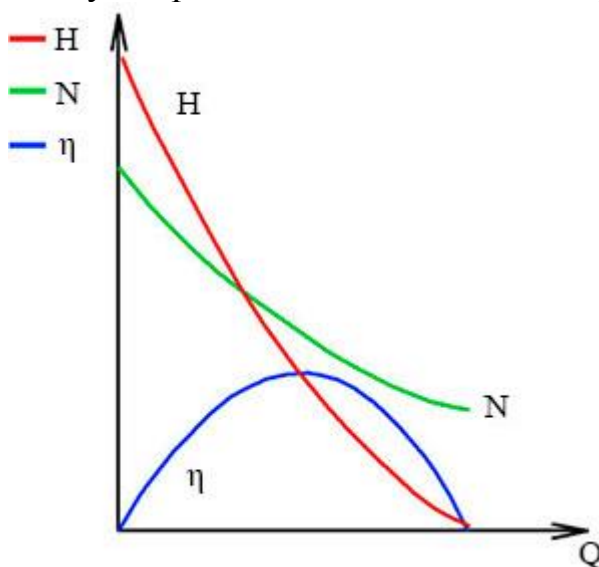


Рисунок 2.65 – Залежність  $\eta_0$ ,  $\eta_{ок}$ ,  $\eta_{рп}$  і  $\eta$  від  $Q$

Типову характеристику вихрових насосів показано на рисунку нижче



З розглянутого випливає, що робочі процеси вихрових і лопатевих насосів різні, проте вихрові насоси мають багато спільного з лопатевими (простота і подібність конструкції, високі частоти обертання, схожість характеристики і ін.).

Характеристику вихрового насоса можна перерахувати на іншу частоту обертання і інші розміри за формулами перерахунку.

### 15. Кавітація в вихрових насосах

Умови входу рідини на лопатки колеса відкрито-вихрового і лопатевого насосів мало відрізняються, тому теорія кавітації лопатевих насосів застосовна і для відкрито-вихрових насосів. Отже, кавітаційні якості вихрових насосів нижче, ніж відцентрових. Це пояснюється в основному тим, що у вихрових насосів великі кути атаки на вході в колесо і вхідні кромки лопаток мають погану обтічність.

У закрито-вихрових насосах рідина підводиться безпосередньо в канал. Отже, до робочого колеса вона надходить на великому радіусі, при великих окружних і відносних швидкостях, тому кавітаційні якості таких насосів дуже низькі.

Для поліпшення кавітаційних якостей закрито-вихрового насоса перед робочим колесом підключають додатковий елемент - відцентрову щабель. Такий насос називається відцентрово-вихровим.

### 16. Робота вихрових насосів в режимі самовсмоктування

Більшість вихрових насосів має самовсмоктуючу здатність. Для самовсмоктування насос повинен бути заповнений перед пуском невеликою кількістю рідини. Досить тієї кількості рідини, яка залишається в насосі після попереднього пуску.

На рис. 2.67 зображена схема відкрито-вихрового насоса з глухими каналами.

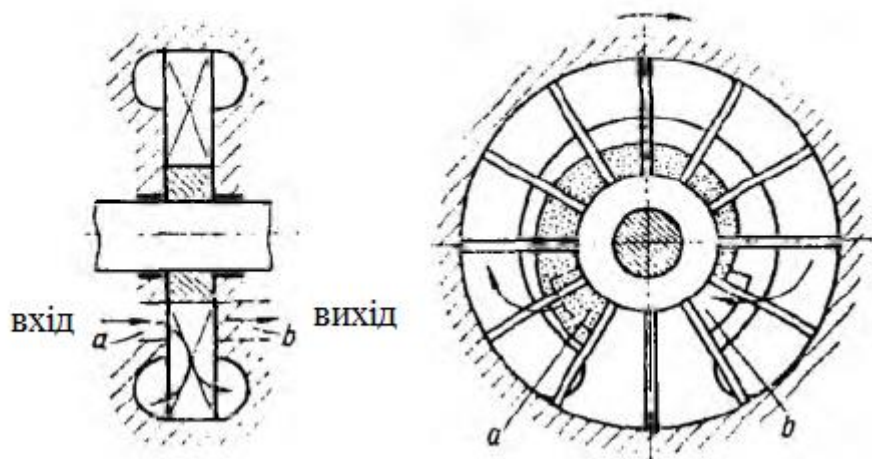


Рисунок 2.67 – Схема відкрито-вихрового насоса з глухими каналами

Напірний отвір *b* розташований на меншому радіусі, ніж канал. Останній не з'єднаний безпосередньо з напірним отвором, і рідина переходить з каналу в напірний отвір прямо через осередок (ячейка *рос.*) робочого колеса. При роботі на режимі самовсмоктування рідина на початку каналу під дією відцентрових сил йде з осередків колеса в канал. На місце, що звільнилося в осередках колеса місце з вхідного вікна *a* засмоктується



газ, що заповнює підвідний трубопровід. При подальшому русі осередку тиск в ній підвищується і газ стискається. В кінці каналу рідина виходить з нього в осередок колеса і витісняє газ в напірний отвір. Висмоктування газу з трубопроводу, що підводить призводить до утворення в ньому вакууму, під дією якого рідина піднімається з приймального резервуара і надходить в насос.

Відкрито-вихровий насос з глухими каналами може також працювати на суміші рідини і газу. При цьому газ під дією відцентрових сил відокремлюється від рідини і накопичується в центральній частині осередків колеса. При його обертанні газ переноситься до напірного отвору і витісняється з нього рідиною, що виходить з каналу.

### **17. Основні поняття про поршневі насоси**

Поршневі насоси з кривошипно-шатунним приводом і клапанною системою розподілу відносяться до машин, що використовуються ще в глибоку давнину.

Конструктивна схема насосної установки з найпростішим насосом такого типу представлена на рис. 3.1. Робочою камерою служить циліндр 6, а витиснювачем - плунжер 8 зі зворотно-поступальним рухом, яке йому повідомляє кривошипно-шатунний механізм. Система розподілу, що забезпечує з'єднання циліндра поперемінно з всмоктуючої (що підводить) 1 і напірної (що відводить) 3 лініями, складається з всмоктуючого 11 і нагнітального 5 клапанів. Клапани є автоматичними. При збільшенні обсягу робочої камери (при циклі заповнення), в ній встановлюється тиск  $p_{1ц}$  менше, ніж тиск  $p_1$  перед клапаном 11. Під дією виниклої різниці тисків клапан піднімається і камера заповнюється рідиною з всмоктуючої лінії 1. При зменшенні обсягу камери (при циклі витіснення), коли плунжер в неї всовується, тиск в камері починає підвищуватися, клапан 11 закривається і, коли тиск в камері досягне значення  $p_{2ц}$ , більшого, ніж тиск  $P_2$  за клапаном 5, рідина буде витіснятися через цей клапан в лінію 3.

Відзначимо, що описана зміна циклів можлива тільки за умови, що тиск  $p_2$  більше, ніж  $p_1$  (це відповідає роботі такої гідромашини в якості насоса).

Якщо підвести до лінії 1 рідину під високим тиском, то плунжер під її дією не почне рухатися, так як клапани допустять вільний проток рідини в лінію 3, де тиск менше. Отже, використовувати насос з автоматичними клапанами в якості гідродвигуна неможливо, він незворотній.

Деталі насосної установки з поршневим насосом показано на рис. 10.1.





манжетів. Поверхні циліндрів і поршнів, а також ущільнюючі деталі дуже чутливі до зношування за наявності в рідині абразивних домішок. Тому поршневі насоси недоцільно застосовувати для забруднених рідин.

**Плунжерні насоси** за принципом дії аналогічні поршневим. У цих насосах замість поршня в середині робочого циліндра (1) в ущільнюючому сальнику рухається порожній циліндр – плунжер (2). Плунжерні насоси простіші в експлуатації за поршневі, тому що в них немає деталей, які швидко зношуються (поршневих кілець, манжетів і т. ін.). Ретельне оброблення потрібне тільки для поверхні плунжера, яка треться в сальнику. Нещільність між сальником і плунжером легше виявити і ліквідувати, ніж нещільність між поршнем і циліндром. Тому плунжерні насоси більше поширені в системах водопостачання, каналізації і в будівництві. Ними можна перекачувати і забруднені рідини. Плунжерні насоси застосовують навіть для транспортування бетонних сумішей.

Приводні механізми поршневих насосів прийнято розділяти на кривошипні і кулачкові.

### 18. Закон зміни подачі

Із схеми насосів можна бачити, що при кривошипному і кулачковому механізмах поршні мають одні і ті ж закономірності руху. Поршень переміщається між крайніми положеннями, обумовленими точками А і Б. Вони називаються мертвими точками, так як в них швидкість поршня дорівнює нулю. Переміщення  $x$  поршня визначається кутом  $\alpha$  повороту валу.

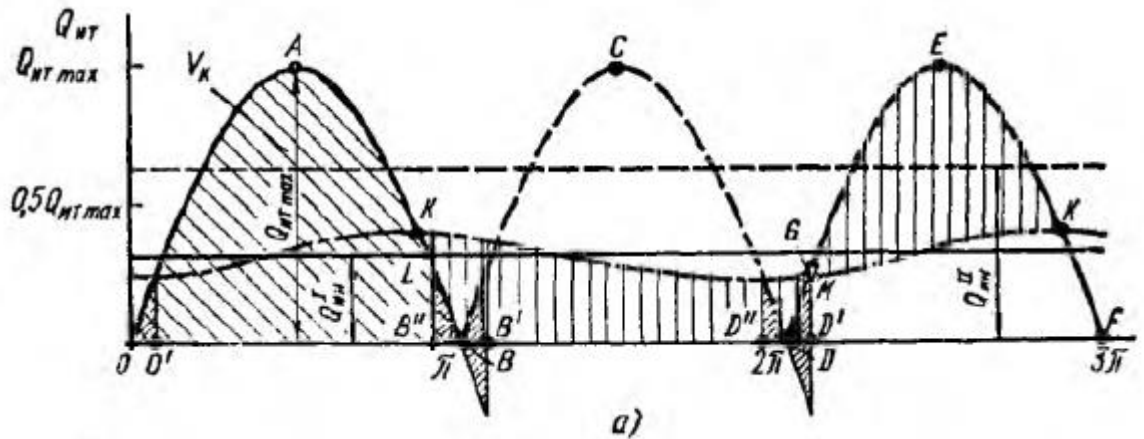
Поточне значення ідеальної подачі  $Q_{ит}$  дорівнює добутку швидкості поршня  $v_{п}$  на його площу  $S$

$$Q_{п.т} = S (h/2) \omega \sin \alpha.$$

де  $h$  – діаметр кривошипа, рис. 3.1.

На рис. 3.4, а лінія ОАВБ представляє графік зміни  $Q_{ит}$  для одного циліндра за час повного циклу, якому відповідав би поворот механізму на кут  $\alpha = 2\pi$ . Рідина подається споживачеві за половину обороту, коли поршень всуваючи в циліндр переміщається від правої мертвої точки А до лівої Б. Об'єм, який подається за цей час виражається площею під синусоїдою ОАВ. Його величина дорівнює відповідно робочому об'єму  $V_k$  однопоршневого насоса:

$$V_k = \int_0^{\pi} S \frac{h}{2} \omega \sin \alpha d\alpha = Sh.$$



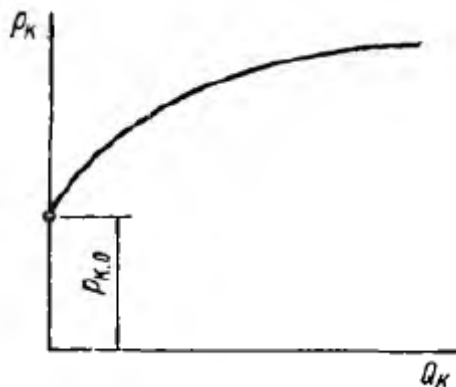
За час другої половини циклу, коли поршень висувається з циліндра і останній заповнюється новою рідиною (пряма В D), подача споживачеві не проводиться. Таким чином *подача однопоршневого насоса нерівномірна за величиною і переривчаста в часі*.

### 19. Робота клапанної системи розподілу

Клапанна система розподілу складається з усмоктувального і нагнітального автоматичних клапанів. Вони піднімаються під дією різниці тисків  $p_k$ .

Клапан являє собою тарілку 3, оперту па пружину 4 (Рис. 3.5). При відкритому клапані тарілка утворює з сідлом 1 кільцеву щілину 2 висотою  $z$ , яка завдяки дії сили пружини  $R_p$  і ваги клапана  $G_k$  здатна пропускати рідину тільки в одному напрямку. Ущільнюючі пояски  $bd$  тарілки ретельно притирають до сідла, щоб забезпечити герметичність закритого клапана. Щілини клапанів роблять конічними і плоскими. Притирання плоских клапанів простіше, і при зносі їх легше ремонтувати. Однак в швидкохідних насосах з такими клапанами найбільш часто виникають стукіт і вібрація. Насосні клапани повинні витримувати без помітного зносу велике число робочих циклів. Для цього їх посадку на сідло слід проводити без удару, що досягається при певній ширині пасків, при якій рідина з щілини висотою  $z$  при зближенні поверхонь видавлюється досить повільно.

Характеристика клапана  $p_k = f(Q_k)$  являє собою зростаючу залежність (рис. 3.6). Збільшення  $p_k$  зі збільшенням  $Q_k$  або, що те ж саме, зі зростанням висоти підйому  $z$  клапана пов'язано з перерозподілом тиску рідини по поверхні тарілки відкритого клапана по порівняно з закритим: в області входу в щілину і в щілині, де швидкості рідини великі, тиск в порівнянні зі станом спокою знижується.  $p_k$  – перепад тиску на клапані



$p_{k0}$  - різниця тисків для відкриття клапана

Рисунок 3.6 – Характеристика клапана

Значення витрати через клапан

$$Q_k = \mu S_{щ} \sqrt{(2/\rho) p_k}, \quad (3.21)$$

Площа кільцевої щілини  $S_{щ} = \pi d_k z \sin(\beta)$  для плоского і  $S_{щ} = \pi d_k z \times \sin(\beta)$  для конічного клапанів. Коефіцієнт  $\mu$  витрати є експериментальною величиною.

Клапанам поршневих насосів властиве запізнювання. Через відсутність жорсткого зв'язку між клапанами і поршнем момент закриття клапанів відстає від моментів проходження поршнем через мертві точки А і Б.

Зростання  $p_k$  означає збільшення опору клапанів, що в кінцевому підсумку веде до зменшення ККД і, що особливо важливо, до погіршення всмоктуючої здатності насосів.

Прагнення збільшити частоту обертання, зберігаючи при цьому хорошу всмоктувальну здатність поршневого насоса, зустрічає великі труднощі через особливості робочого процесу клапанної системи розподілу; при зростанні в'язкості рідини ці труднощі зростають. В останньому випадку кращою є комбінована клапанно-золотникова система розподілу.

## 20. Нерівномірність подачі поршневих насосів і методи її вирівнювання

Подача однопоршневого насоса переривчаста і відрізняється великою нерівномірністю, яку прийнято характеризувати коефіцієнтом

$$\sigma = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q_n.$$

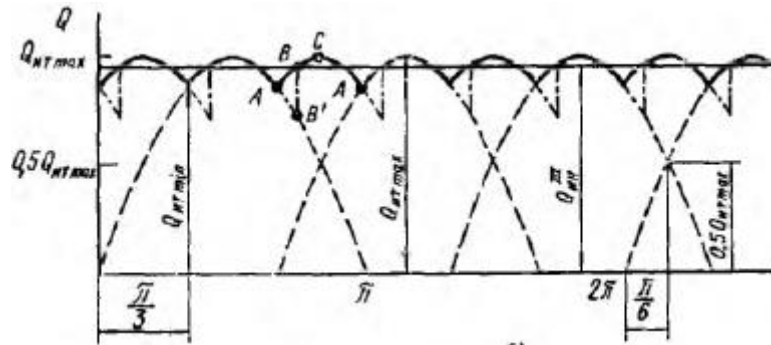
Для однопоршневого насоса

$$\sigma = Q_{n, \text{т max}}/Q_n = Sh2\pi n/(2Shn) = \pi.$$

Більшість споживачів не може використовувати настільки сильно пульсуючу подачу. Швидке наростання і зменшення подачі в трубах, перемежуються станом спокою під час циклу всмоктування, викликає в них і в насосі пульсації тиску, що веде до шуму, вібрацій і втомним руйнуванням в насосній установці.

Для зменшення нерівномірності застосовують *два способи*.

**Перший** зводиться до застосування багатопоршневих машин із загальною приводний частиною і загальними магістральними трубопроводами.



Об'єми як при прямому, так і зворотному ході дорівнюватимуть

$$V_1 = V_2 = (\pi d_{\text{ш}}^2 / 4) h.$$

Подача такого насоса двостороннього дії за подвійний хід поршня дорівнює робочому об'єму насоса

$$V_0 = V_1 + V_2 = \pi d_{\text{ш}}^2 / 4.$$

При трьох поршнях середня ідеальна подача  $Q_n = 3Shn$ . Цикли витіснення перекривають один інший так, що рідина в трубах ніколи не зупиняється – рисунок попередній, діаграма відповідає трьом циліндрам. В цьому випадку величина  $\sigma$  різко знижується:

$$\sigma = \frac{1}{3} \pi \left( 1 - \sin \frac{\pi}{3} \right) = 0,14.$$

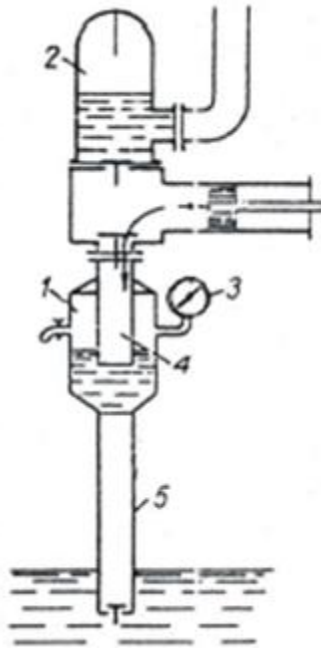
Зменшуються і граничні значення інерційних пульсацій тиску  $p_u$  у наслідок зменшення максимальних прискорень потоку. Більша рівномірність подачі і пов'язана з цим поліпшення якості робочого процесу збільшуються із застосуванням непарних чисел поршнів більше трьох. Підсумовуючи значення  $Q_n$  для насосів з різними числами поршнів, можна показати, що у насосів з непарним числом поршнів рівномірність подачі більша, ніж у насосів з парним числом (наступним за даними непарних) поршнів. Приблизно  $\sigma$  можна визначити за формулами:

для непарного числа поршнів  $\sigma = 1,25/z^2$ ;

для парного числа поршнів  $\sigma = 5/z^2$ .

**Другим** способом вирівнювання подачі є застосування гідропневматичних акумуляторів (повітряний ковпак). Повітряні ковпаки 12 і 4 (див. Рис. 3.1) встановлюють на вхідній і вихідній лініях безпосередньо перед і після робочої камери, так, щоб шлях від неї до ковпаків був мінімальний. Застосовують ковпаки, як правило, з одно- і двоциліндровими насосами.

І досить розповсюджений варіант показано на наступному рисунку.



1, 2 – ковпак усмоктувального та нагнітального трубопроводів; 3 – вакуумметр; 4 – патрубок; 5 - трубопровід

Рисунок 17.5 – Схема встановлення повітряних ковпаків для поршневого насосу

Повітряний ковпак, встановлений на всмоктуючому трубопроводі, служить для вирівнювання в ньому швидкості рідини і тим самим сприяє зменшенню впливу сил інерції.

## 21. Індикаторна діаграма поршневого насоса

*Індикаторна діаграма* (рис. 3.10) являє собою запис тиску в циліндрі насоса в залежності від кута повороту а приводного механізмів або, що те ж, від часу. Вона дозволяє найбільш повно судити про робочий процес насоса і є основним засобом аналізу при розробці і випробуванні нових насосів. Її назва походить від назви приладу - індикатора тиску, - представляє пружинно-поршневої манометр з записуючим пристроєм, що застосовувався раніше для отримання таких діаграм для парових машин, насосів, двигунів внутрішнього згоряння. В даний час тиск записують за допомогою датчиків тиску, приєднаних до порожнини циліндра, і осцилографа.

На рис. 3.10 показана індикаторна діаграма  $p_c = f(\alpha)$  для поршневого насоса з вирівнюванням подачі гідроакумулятором. Ділянка діаграми  $0 - \pi$  відповідає циклу витіснення, а ділянка  $\pi - 2\pi$  - циклу заповнення.

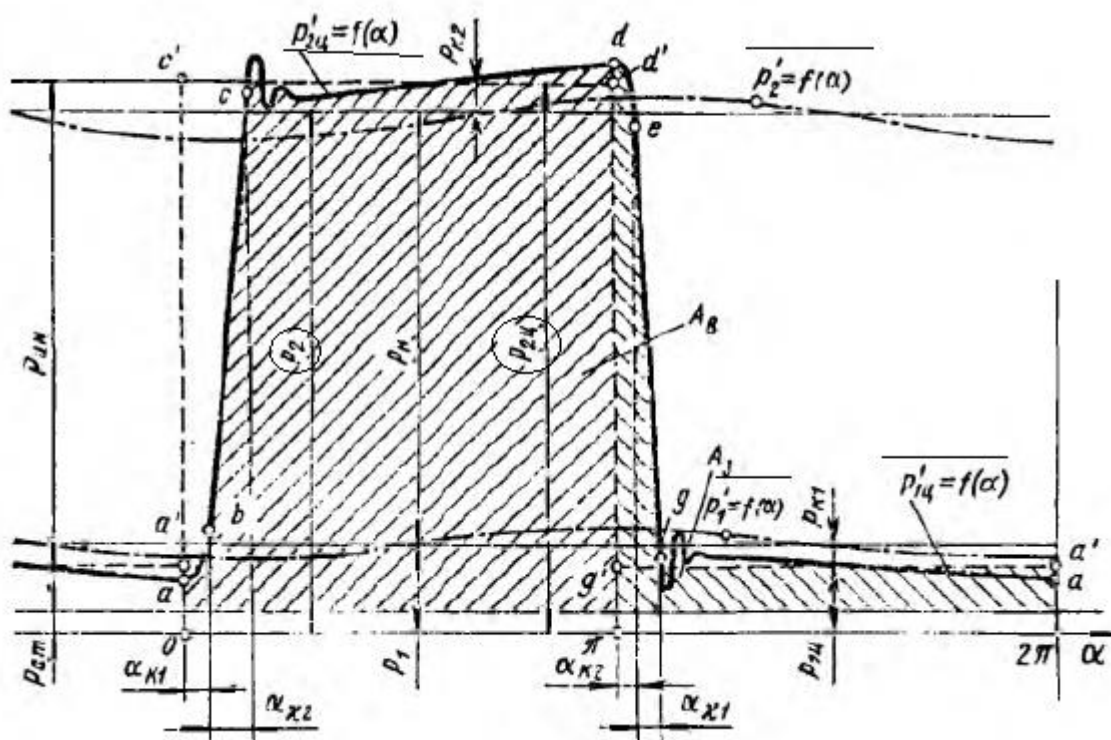


Рисунок 3.10 – Індикаторна діаграма поршневого насоса

Через неповноту рівномірності подачі в відповідно коливань витрати рідини в лініях значення тиску в них  $p'_1$  і  $p'_2$  коливаються біля своїх середніх значень  $p_1$  і  $p_2$ . При цьому тиску в циліндрі  $p'_{2ц}$  і  $p'_{1ц}$  також коливаються близько середніх значень  $p_{2ц}$  і  $p_{1ц}$ . Різницю між тисками в циліндрі і в лінії (наприклад,  $p_{2ц}$  і  $p_2$ ) складають втрати в клапанах  $p_k$ . Отже, насос, створюючи корисний тиск  $p_n$ , повинен створити в циліндрі повний приріст тиску, названий індикаторним тиском

$$p_{ин} = p_{2ц} - p_{1ц}.$$

Корисний приріст тиску, названий *тиском насоса*, менше  $p_{ин}$  і визначається залежністю

$$p_n = p_2 - p_1.$$

Розглянемо характерні ділянки зміни тиску в циліндрі.

*Лінія ab* відповідає запізнюванню всмоктуючого клапана протягом кута  $\alpha_{к1}$ . Це затримує початок зростання тиску в циліндрі.

*Ділянка de* є затримка падіння тиску через запізнювання нагнітального клапана.

*Лінія bc* - стиснення рідини в процесі підйому тиску від  $p_b$  в точці *b* до  $p_c$ , при якому відкривається нагнітальний клапан. Процесу стиснення відповідають кут стиснення  $\alpha_{к2}$  і хід стиснення  $x_{к2}$ , який визначається стисканням рідини в корисному і мертвому об'ємах

На ділянці *cd* рідина витісняється з циліндра – тут здійснюється подача.

Після закриття нагнітального клапана в точці  $e$  і розширення рідини, що залишилася в циліндрі (лінія  $eg$  розширення мертвого об'єму), в точці  $g$  відкривається всмоктуючий клапан і на ділянці  $ga$  циліндр заповнюється новою рідиною.

Під час підйому клапанів (після відриву клапанів від сідел в точках  $c$  і  $g$ ) в циліндрі, як правило, відзначаються затухаючі коливання тиску. Вони обумовлені коливаннями клапанів, що відриваються від сідел зі значним прискоренням.

## 22. Баланси енергії і подачі поршневого насоса

Основна частина потужності насоса  $N_n$ , підведеної до його валу від двигуна, передається до рідини поршнями в циліндрах. Її називають індикаторною потужністю  $N_{ин}$ . Різниця  $N_n - N_{ин}$  є потужністю механічних втрат  $\Delta N_m$ . Вона переходить в тепло і розсіюється при терті в приводному механізмі і ущільненнях насоса. З механічним ККД насоса зв'язок прямий

$$(N_n - N_{ин})/N_n = \Delta N_m/N_n = 1 - \eta_m.$$

Індикаторну потужність визначають за індикаторною діаграмою, площа під якою пропорціональна роботі, виконаною поршнем за час одного обороту. Вона складається з роботи циклу витіснення і циклу заповнення.

Насос віддає потіку, який спрямовано споживачеві, корисну потужність  $N_p = Q p_n$ . ( $N_p$  – полезная, *рос*). Тоді різниця

$$\Delta N_r = N_{ин} - N_p$$

представляє суму втрат гідравлічного походження, яка частково розсіюється у вигляді тепла. До них відносяться потужність, що втрачається з витоками через закриті клапани і ущільнення поршнів, а також потужність, що витрачається на подолання опорів відкритих клапанів.

$\eta_{ин} = N_p/N_n$  – індикаторний ККД. Він характеризує ступінь досконалості вузла насоса, як гідравлічного пристрою.

А якщо усе разом, то баланс потужності

$$N_n = N_p + \Delta N_r + \Delta N_m.$$

Повний ККД насоса є добуток механічного і індикаторного ККД

$$\eta = N_p/N_n = \eta_{ин} \eta_m.$$

Коефіцієнт подачі

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_n} = \frac{Q}{Q + q_y} = \frac{Q}{V_0 n}.$$

Поршневі насоси є високопродуктивними машинами з високим коефіцієнтом подачі. При правильній конструкції клапанів втрати подачі через запізнювання малі. При роботі на помірних тисках ( $p_n < 10$  МПа) частка витоків становить 1 -2%. При цьому  $\varepsilon = 0,97 - 0,98$ . При високому тиску (30-

40 МПа) відповідно втрати подачі складуть 4-6%, і коефіцієнт подачі знизиться до  $\varepsilon = 0,89 - 0,93$ .

Поршневі насоси є також і високоефективними машинами, що мають високий ККД  $\eta_m = 0,96 \div 0,94$ .

$N_n$  – потужність, підведена до валу від двигуна

$N_{in}$  – потужність, яку передали рідині у середині насоса (індикаторна)

$N_p$  – корисна потужність у трубі після насоса

$N_m$  – потужність механічних втрат

$N_g$  – потужність гідравлічних втрат

Клапанні поршневі насоси прості за конструкцією. Вони можуть працювати при високому тиску і перекачувати різні, в тому числі агресивні і забруднені рідини. Їх недоліками є: обмеженість частоти обертання через труднощі створення швидкодіючих всмоктуючих клапанів особливо при роботі на в'язких рідинах; значна маса і габаритні розміри, як наслідок обмеженості  $n$  при заданій подачі; труднощі регулювання подачі і неможливість її реверсу, що обмежує застосування поршневих насосів в гідропередачах.

### 23. Поршневі насоси з комбінованою системою розподілу

Схема поршневого насоса з комбінованою системою розподілу показана на рис. 3.11. Як приклад обраний *аксіально-кулачковий* насос. Кулачок 6, обертаючись, штовхає в осьовому напрямку поршні 4, які спираються на його похилу робочу площину 7 шарнірними башмаками 5.

У такому насосі поршень 4, усуваючись в циліндр, може використовувати для витіснення рідини через клапан 2 тільки частина  $h_z$  свого повного ходу  $h$ . Частина  $h_z$  ходу він робить, перекриваючи вікно 1, поєднане з порожниною корпусу, до якого в такому разі приєднується підводяча лінія. Таким чином, кожен поршень є одночасно золотником, який керує впуском і випуском. Коли поршень висувається на протязі ходу  $h_z$  при закритому клапані 2, тиск в циліндрі падає до рівноважного (равновесное давление насыщенных паров, *рос*) значення  $p_{min}$  для парогазової суміші, що заповнює при цьому його порожнину. Отже, на частині  $h_z$  ходу, при висуненні поршня в циліндрі відбувається *кавітація*.

З моменту початку відкриття щілини 1 на протязі ходу  $h_z$  рідина інтенсивно втікає в циліндр під дією перепаду тисків ( $p_1 - p_{min}$ ). До його заповнення ( $p_1$  – тиск в порожнині корпусу).

В такому насосі циліндр заповнюється через кільцеву щілину з малим гідравлічним опором, на відміну від насоса з всмоктуючим клапаном, опір якого завжди в багато разів більше опору щілини. Як вказувалося, всмоктувальні клапани, особливо при роботі на в'язких рідинах, мають велике запізнювання і часто, не забезпечують заповнення циліндра до кінця ходу, є причиною кавітаційного зниження подачі насоса. Насос з щілинним всмоктуванням не має цих недоліків і здатний краще, ніж клапанний, працювати на в'язких рідинах в важких умовах всмоктування.



Описані переваги досягаються при істотних недоліках.

1. Хід поршня і, отже, можливий робочий об'єм насоса використовується не повністю, так як

$$V_0 = S_{h_3} z < S h z.$$

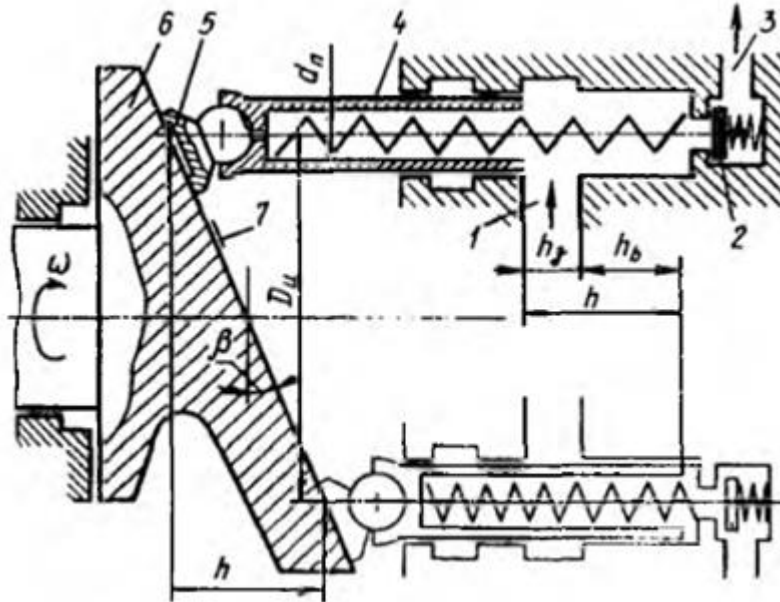
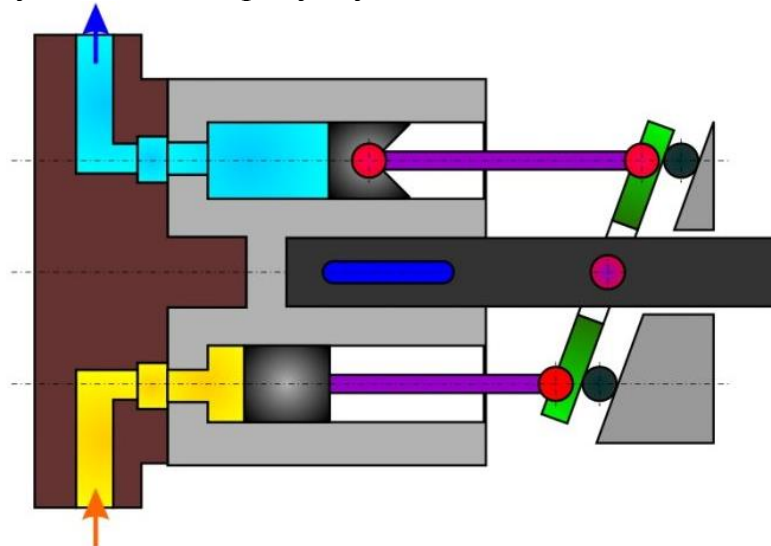


Рисунок 3.11 – Схема поршневого насоса з комбінованою системою розподілу

Це призводить до збільшення маси і габаритних розмірів насоса.

Такі насоси називають аксіально-поршневими. Принцип дії аксіально-поршневого насоса показано на рисунку нижче.



2. Заповнення циліндра в умовах кавітації викликає підвищений вміст газу, який до того був розчинений у рідині, в циліндрі перед початком ходу витіснення, що призводить до значного зниження подачі через велику частку ходу  $h_3$  на стисканні і, отже, до збільшення нерівномірності подачі.

3. Через збільшення перерв між ходами витіснення на величину, пропорційну ходу  $h_3$ , а також з-за причини, зазначеної в п. 2, різко зростає нерівномірність подачі і пов'язані з цим пульсації тиску в циліндрах і відводить лінії.

На рис. 3.12 показано зміна подачі п'ятициліндрового насоса зі щільним всмоктуванням, що ілюструє значне погіршення рівномірності при такій системі розподілу.

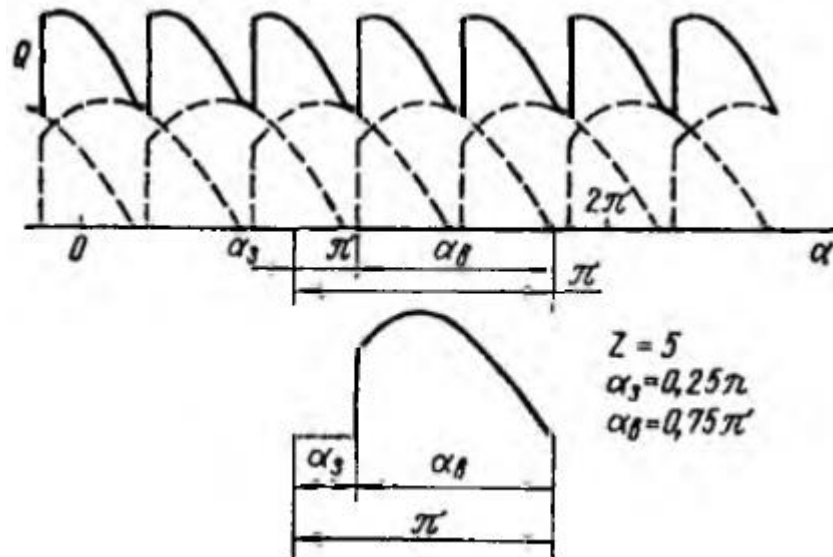


Рисунок 3.12 – Графік подачі п'ятициліндрового насоса з комбінованою системою розподілу

Нерівномірність буде мінімальною при оптимальному співвідношенні  $h_3$  і ходу плунжера.

Типовий вигляд характеристики поршневого насоса показано на рис. 17.11.

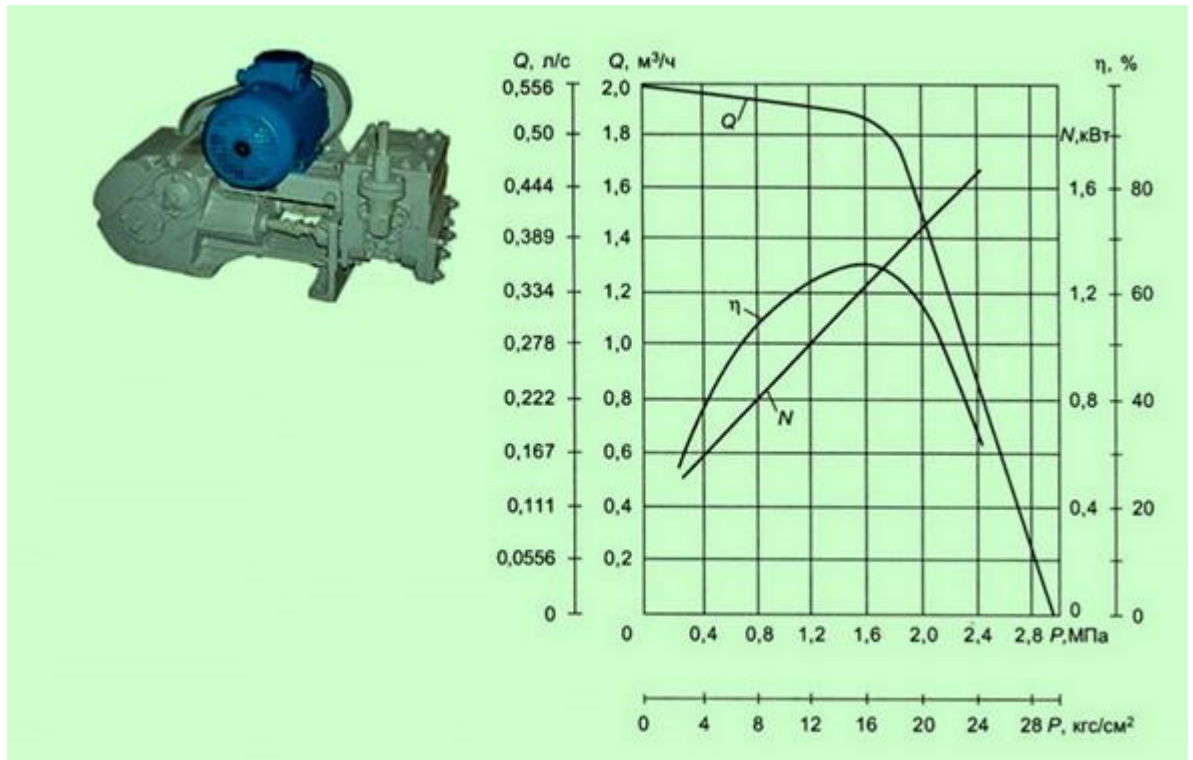


Рисунок 17.11 – Типова характеристика поршневого насосу

## 24. Гідроциліндри

До об'ємних гідродвигунів відносяться:

*гідромотори*, що використовують енергію потоку рідини і надають вихідному валу необмежений обертальний рух;

*гідроциліндри*, надають вихідній ланці поступальний рух;

*поворотні гідродвигуни*, надають вихідному валу обмежене обертальний рух.

Гідромотори відносяться до оборотних роторних гідромашин, які можуть використовуватися як насоси і як гідромотори.

Гідроциліндри широко застосовують у всіх галузях техніки і особливо часто в будівельних, землерийних, підйомно-транспортних, дорожніх машинах, а також в технологічному обладнанні - металорізальних верстатах, ковальсько-пресових машинах.

*Гідроциліндр односторонньої дії* (рис. 1, 2, а) має плунжер 1, переміщуваний силою тиску рідини в одну сторону. Зворотний хід плунжера відбувається під дією зовнішньої сили якщо вона діє безперервно, або пружини 2. Єдине зовнішнє ущільнення плунжера складається з основного 3, і захисного від бруду 3' ущільнюючих елементів. Гідроциліндр двосторонньої дії (рис. 2 б) має поршень 4 з штоком 5, ущільнені внутрішнім 6 і зовнішнім 7 ущільнювачами. Різниця повної  $S$  і кільцевої  $S'$  площ поршня веде до різниці в використовуваному тиску  $p$  при переміщенні вліво і вправо, якщо зовнішня сила однакова. Якщо до циліндра підводиться постійна витрата  $Q$ , то різниця площ призводить залежно від напрямку переміщення до різниці швидкостей руху поршня.

Загальну будову типового гідроциліндру показано на рис. 1.

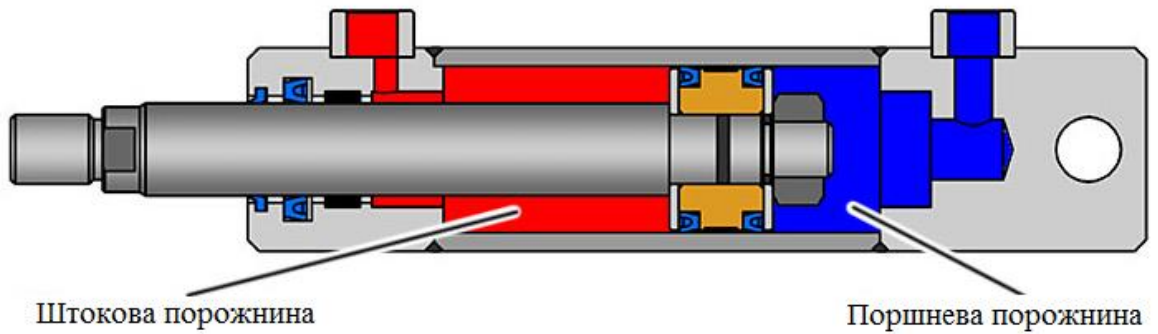
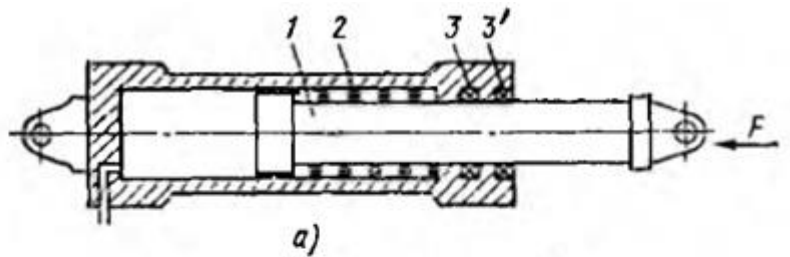


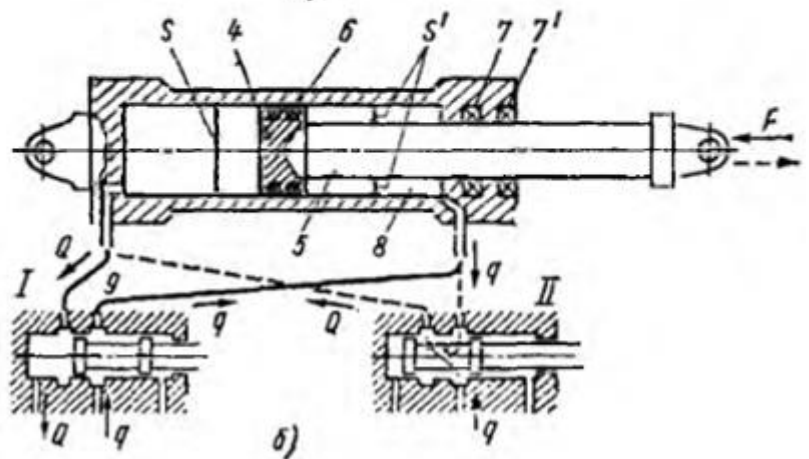
Рисунок 1 – Будова типового гідроциліндру

Для усунення цих явищ, коли вони небажані, такі гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою (див. Позиції I і II), при якій штокова порожнину 8 безперервно з'єднана з живильною лінією 9. Якщо при цьому  $S' = S / 2$ , то при русі вліво (позиція золотника I) і вправо (позиція золотника II) швидкість  $v = Q / S'$  і сила  $F = p \cdot S'$  будуть однакові.

а - односторонньої дії



б - двосторонньої дії з  
диференціальною  
схемою включення



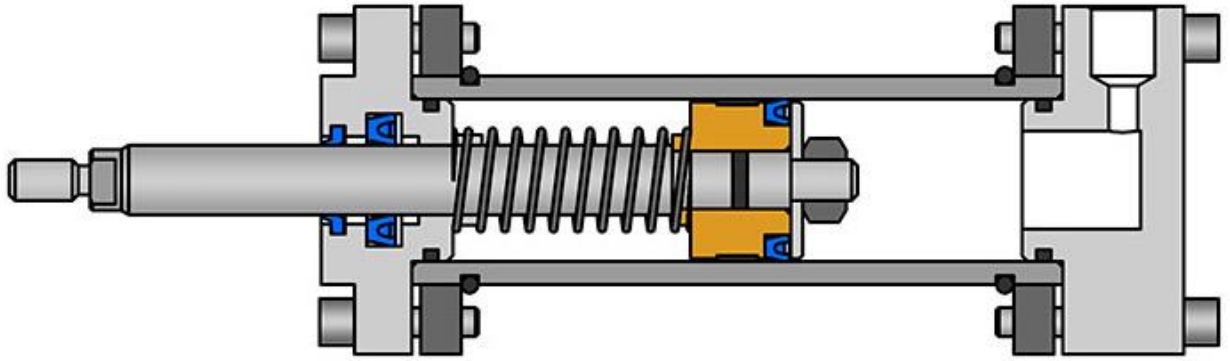
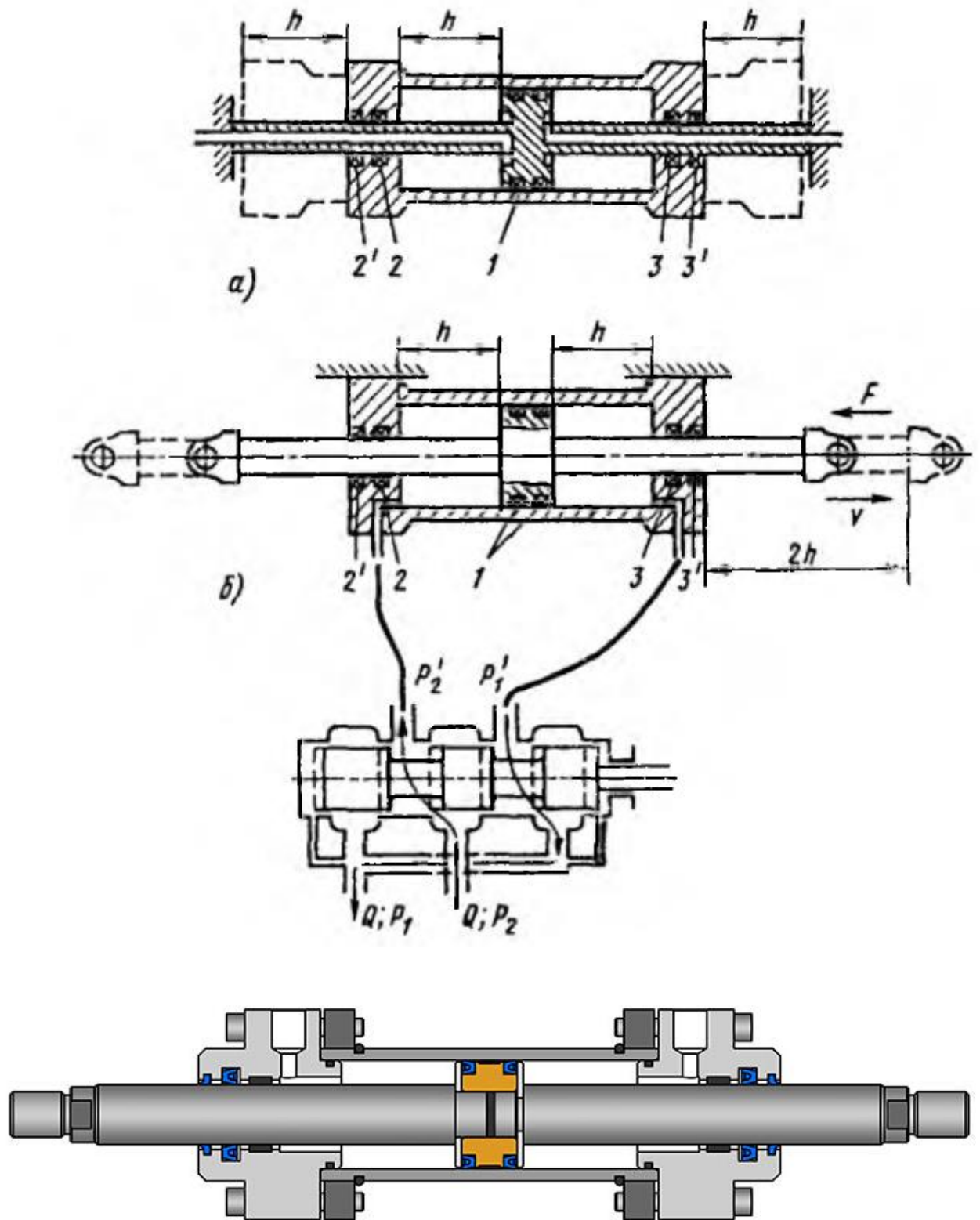


Рисунок 2 – Види гідроциліндрів

Для отримання повної симетрії сил і швидкостей застосовують гідроциліндри із двостороннім штоком (рис. 3) з одним внутрішнім 1 і двома 2 і 3 зовнішніми ущільненнями. У цьому випадку конструкція із закріпленим штоком (рис. 3, а) в півтора рази коротше, ніж конструкція з закріпленим циліндром (рис. 3, б).

Кількість ущільнень, що є джерелами тертя і місцями зовнішніх і внутрішніх витоків визначає об'ємний і механічний ККД гідроциліндра, а також його надійність. З цієї точки зору з розглянутих менший ККД при інших рівних умовах має гідроциліндр з двостороннім штоком.



а – поршень закріплено; б – закріплено циліндр і корпус золотника  
 Рисунок 3 – Гідроциліндр з двобічним штоком

Схема *тришвидкісного гідроциліндра* з двома рівнями сили, що розвивається показана на рис. 4. Такі гідроциліндри поширені в пресовому обладнанні. Швидкий хід зближення зі швидкістю  $v = Q/S_1$ ,  $S_1$  - площа внутрішнього циліндра 4) здійснюється заповненням порожнини через підведення 1 при лініях 2 і 3, з'єднаних з областю зливу. Робочий хід з малою



швидкістю  $v_2 = Q/(S_1 + S_2)$  на короткому шляху здійснюється за живлення порожнин 4 і 6 через підводи 1 і 2. При цьому циліндр, який використовується при максимальній робочій площі, розвиває максимальну силу  $F = p (S_1 + S_2)$  при найменшому тиску  $p$ . Швидкий зворотний хід зі швидкістю  $v = Q / S_3$  проводиться при заповненні порожнини 5 через лінію 3, лінії 1 і 2 при цьому з'єднані з областю зливу.

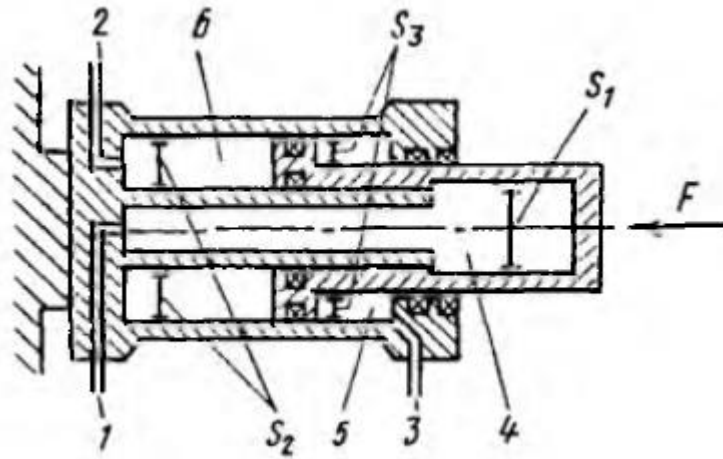


Рисунок 4 – Тришвидкісний гідроциліндр

*Телескопічні гідроциліндри* (рис. 5) застосовують у випадках, коли бажаний хід перевищує допустиму установчу довжину гідроциліндра. Висування секцій циліндра, якщо він живиться через лінію 1 від джерела постійної витрати  $Q$  (наприклад, об'ємний насос) буде відбуватися з різною швидкістю  $i$ , якщо зовнішня сила  $F$  постійна, при різних тисках.

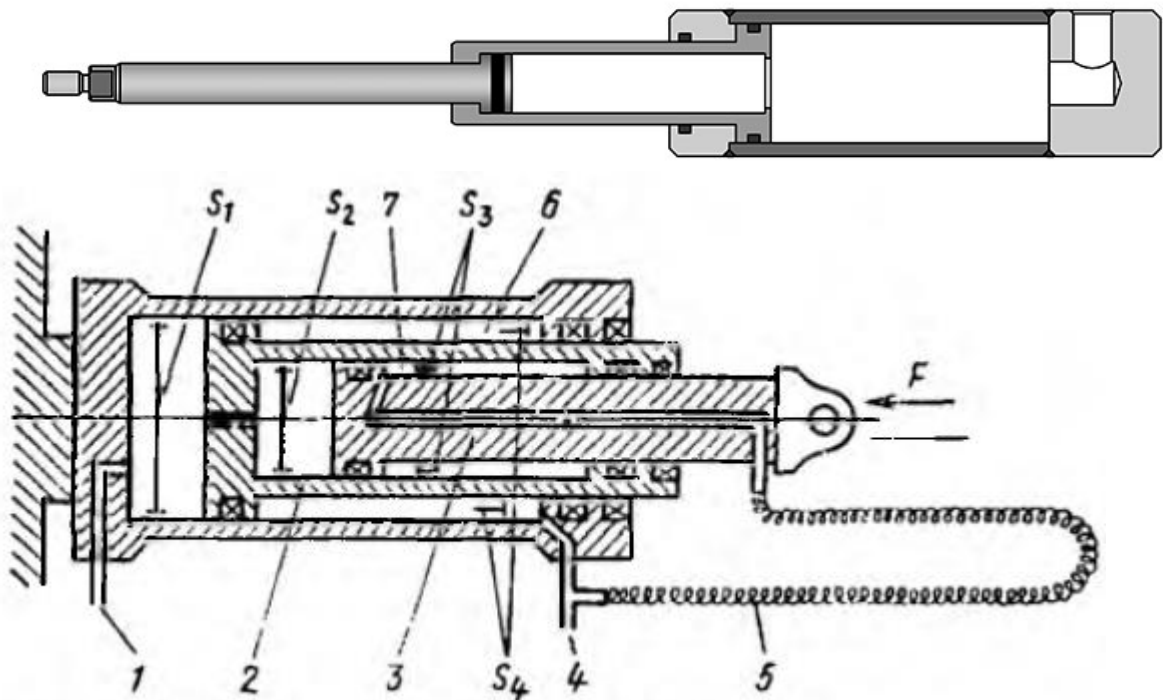


Рисунок 5 – Телескопічний гідроциліндр

При висуванні першим рухається до упору поршень 2 з малою швидкістю  $v_1 = Q/S_1$  при меншому тиску  $p_1 = F/S_1$ . Після повного висунення поршня 2 починає рух до повного висунення поршень 3, площа якого  $S_2$ . При цьому швидкість збільшується до  $v_2 = Q/S_2$ , а тиск зростає до  $p_2 = F/S_2$ . Повернення секцій проводиться або під дією сили  $F$ , або шляхом подачі витрати  $Q$  через лінію 4 в порожнині 6 і 7 через рукав 5.

Можливе застосування телескопічних циліндрів, що мають до шести секцій.

У багатьох випадках гідроциліндри працюють у важких умовах при навантаженнях, що можуть раптово змінитися і при несприятливих кліматичних умовах. Для захисту від попадання вологи і бруду передбачають подвійні зовнішні ущільнення (наприклад, 2 і 3) з брудознімаючі кільцями 2 'і 3' (див. рис. 3), а іноді і гумові сальфони (8, див. рис. 6), які цілком закривають шток при висуненні.

Для захисту від ударів поршня об кришку циліндра в кінці ходу встановлюють кінцеві гальмівні пристрої (рис. 6). У кришках гідроциліндра виконані гнізда 1 і 2, а на поршні відповідні їм циліндричні виступи 6 і 7, що утворюють з гніздами малі зазори. В кінці ходу кільцевої обсяг 5 видавлюватиметься через дросель 3 і кільцеву щілину, опір яких велике, і швидкість поршня зменшиться. Для швидкого заповнення циліндра на початку ходу в обхід дроселя 3 і щілини передбачені зворотні клапани 4.

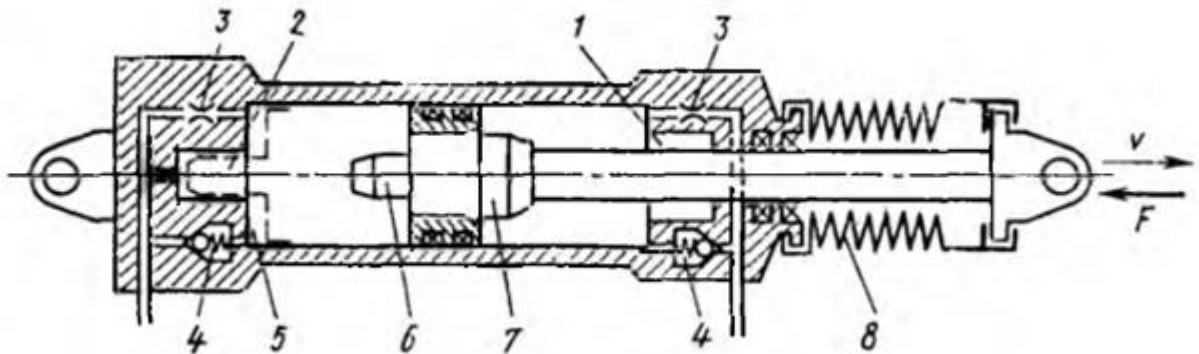


Рисунок 6 – Гідроциліндр з кінцевими дросельними гальмами і захищеним штоком

Часто висувають вимогу до гідроциліндрів щодо здатності утримувати навантаження при нерухомому поршні без подачі рідини від насоса. Схема фіксуючого пристрою на поршні 5 представлена на рис. 7. У разі рівного розподілу тиску в обох порожнинах 6 і 7 циліндра пластинчасті кільцеві пружини 1 зміщують кульки 2 на конічну поверхню 3, і кульки заклинюють поршень. При подачі рідини від насоса в одну з порожнин в ній підвищується тиск і ковзний ущільнюючий елемент 4 зміщується. Таким чином, перед початком руху поршня кульки виштовхуються з кільцевої конусної щілини і



не перешкоджають руху поршня. Така система через зношування стінок циліндрів може бути застосована тільки при малих навантаженнях.

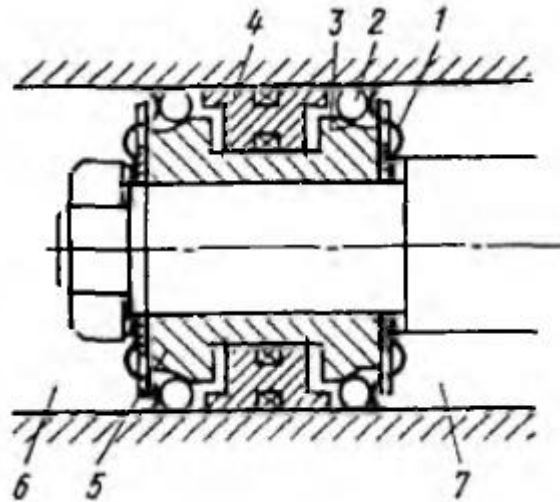


Рисунок 7 – Поршень гідроциліндру з пристроєм для фіксації

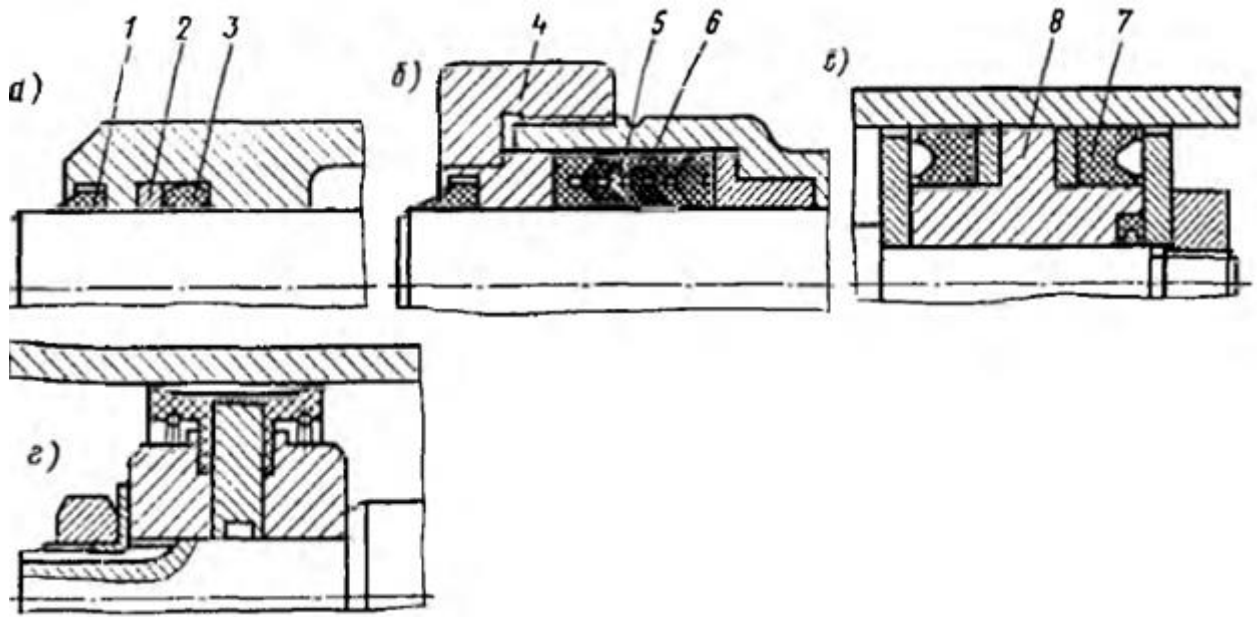
При великих навантаженнях положення поршня фіксується *гідравлічними замками*, що представляють *керовані зворотні клапани* – конструкції окремих пристроїв буде розглянуто у іншій темі.

Ефективність роботи гідроциліндрів, їх ККД залежать в основному від якості ущільнень поршнів і штоків (рис. 8).

Ущільнення, показане на рис. 3.60, а складається з гумового кільця 3 з пластиковим затягим кільцем 2 і захисного кільця 1, що оберігає основне ущільнення від потрапляння бруду.

Конструкція, зображена на рис. 8 б представляє пакет V-подібних манжет: ущільнюючих 6 з гуми і розділових 5 із пластику. Гайкою 4 пакет може стискуватися для компенсації зносу.

На рис. 8 в і г представлені ущільнення поршнів двостороннього дії: ущільнення високого тиску манжетами 7 поршня з напрямних поясом 8 і ущільнення двосторонньої манжетою, що служить одночасно направляють елементом. Останнє призначене для помірних тисків. Для надійної і тривалої роботи ущільнень і, отже, гідроциліндрів необхідна обробка робочих поверхонь циліндрів і штоків до  $Ra \approx 0,2$ .



а – резиновими кільцями круглого перерізу; б, в – V – подібними манжетами; г – двобічною манжетою

Рисунок 8 – Конструкції ущільнення штоків (а, б) и поршня (в, г) гідроциліндрів

Об'ємний ККД гідроциліндра представляє відношення

$$\eta_o = vS/Q = vS/(vS + q),$$

де  $v$  - швидкість поршня;  $Q$  - витрата;  $q$  - витоку по поршню і штоку.

В справно і довго працюючому ущільненні обов'язково повинен існувати витік у вигляді змазує плівки, що виноситься з порожнини на металевій поверхні, ковзаючи по ущільненню. Робота в режимі граничного або сухого тертя без такої плівки скорочує термін служби ущільнень.

Механічний ККД гідроциліндра

$$\eta_m = F/pS = F/(F + F_T),$$

де  $p$  - різниця тиску;  $F_T$  - сума сил тертя в ущільненнях.

Параметри гідроциліндрів показано на рис. 9.

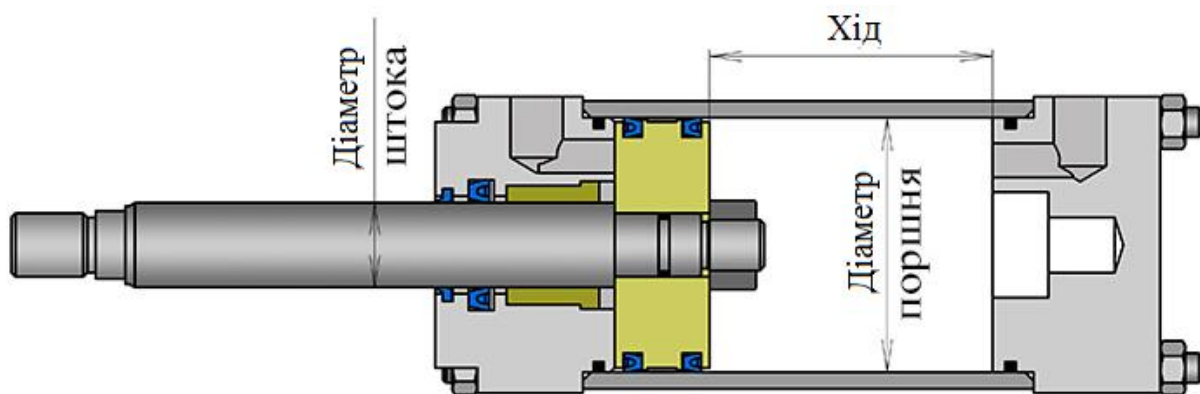
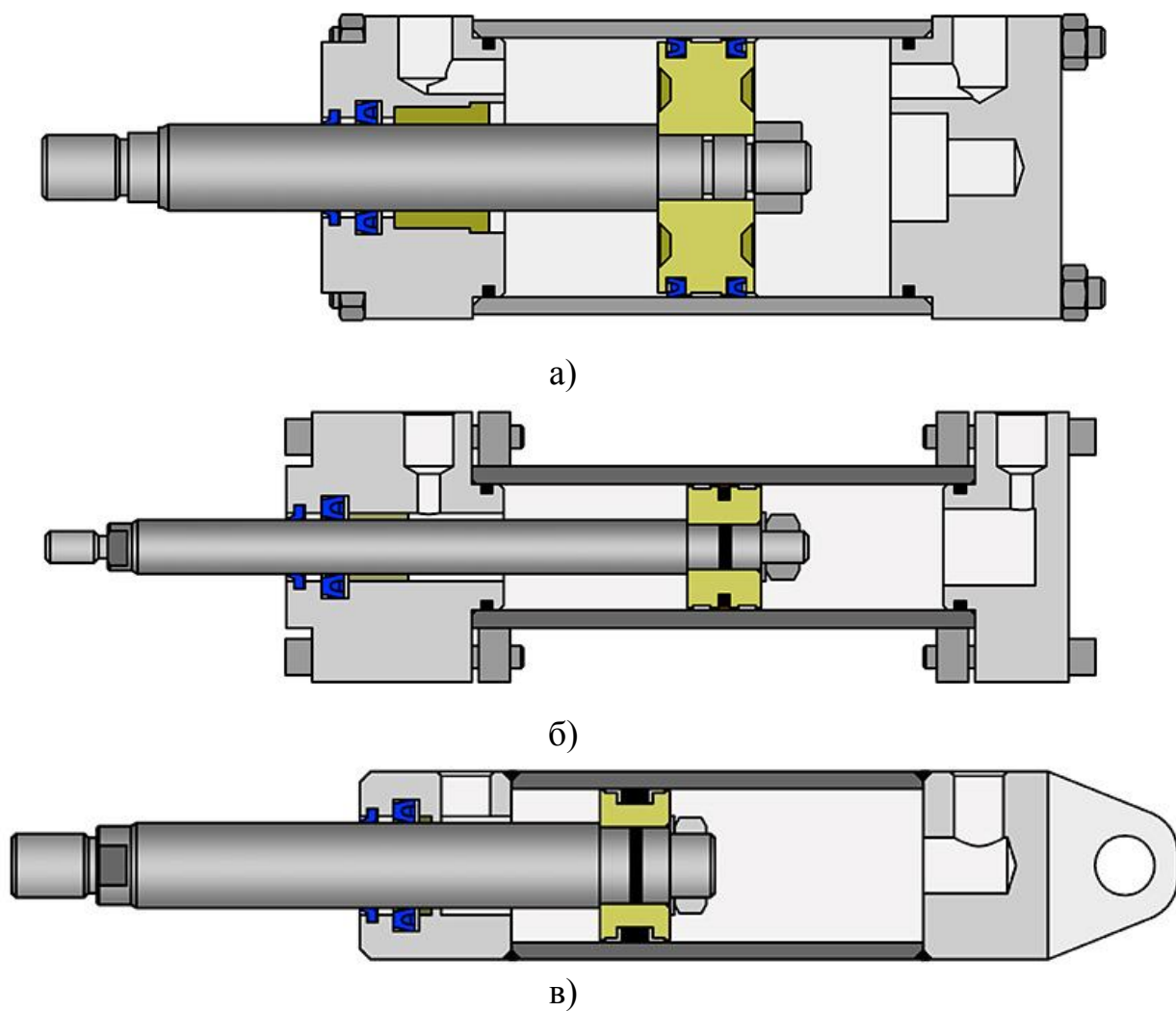


Рисунок 9 – Параметри гідроциліндра

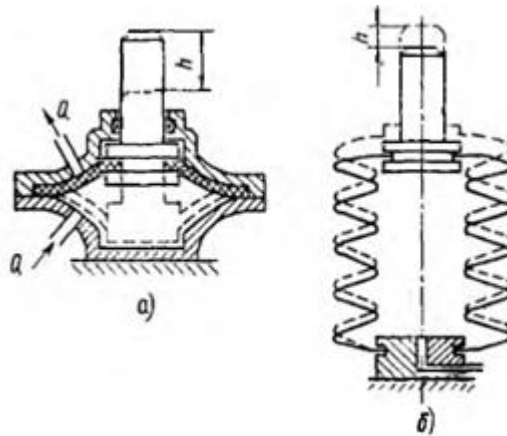
Варіанти складання гідроциліндрів показано на рис. 10.



а) - за допомогою різьбових шпильок; б) – шпильки із стопорними кільцями ; в) - зварювання

Рисунок 10 - Варіанти складання гідроциліндрів

При малих тисках і переміщеннях  $h$  як гідро- і пневмодвигуни поступального руху застосовують мембранні (рис. 11, а) і сильфонні (рис. 11, б) системи.



А – мембранний; б - сильфонний

Рисунок 11 – Гідродвигуни поступального руху

## 25. Поворотні гідродвигуни

Принцип дії поворотного гідромотору показано на рис. 12.

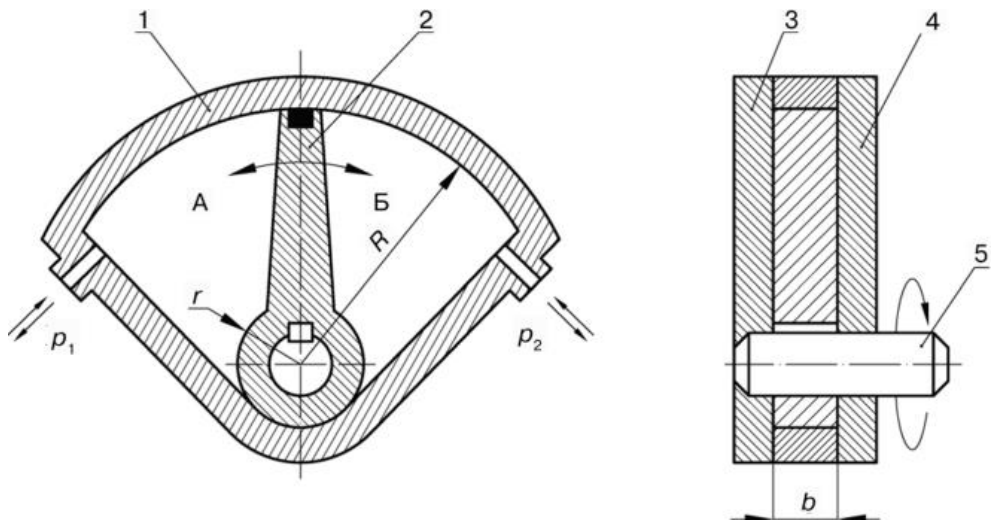
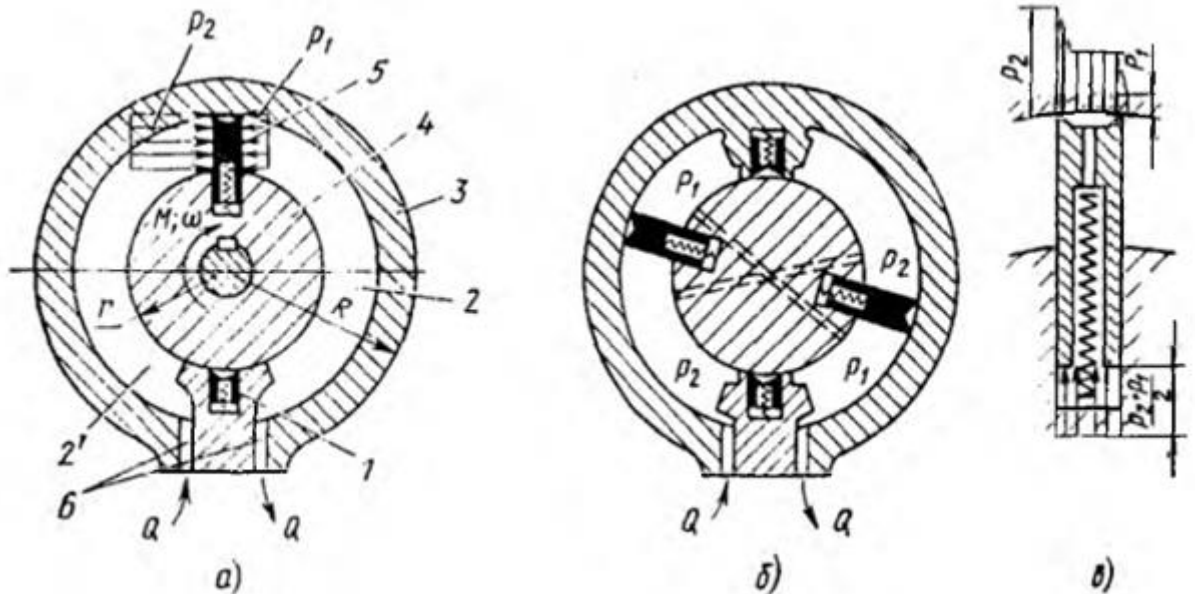


Рисунок 12 - Принцип дії поворотного гідромотору

На рис. 13, а зображено однопластинчатий двокамерний, а на рис. 13, б - двопластинчатий чотирикамерний двигуни. У конструкції таких гідродвигунів багато спільного з пластинчастими гідромашинами. Ротор 4 ущільнений радіально щодо зовнішнього корпусу 3 рухомий 5 і нерухомої 1 пластинами, які утворюють дві або більше дугові камери 2 і 2'- робочі порожнини, в які по каналах 6 подається і відводиться рідина. Для скорочення і усунення внутрішніх витоків по торцях ротора і пластин застосовують підгонку бічних кришок з малими зазорами, підтиск однієї з кришок з гідростатичним розвантаженням або радіальні пружні ущільнення з

гуми або полімерних матеріалів. Надійне ущільнення торців ротора є головними труднощами при створенні таких гідродвигунів. Тертя і витоку по торцях є головними втратами енергії. Ущільнюючі пластини виконують для скорочення тертя, як правило, гідростатично врівноваженими (рис. 13, в).



А – з двома об’ємами; б – з чотирма об’ємами; в – гідростатично розвантажена пластина

Рисунок 13 – Поворотні гідродвигуни

Момент, що розвивається кожною з рухомих пластин,

$$m = (p_2 - p_1) (R - r) \frac{R + r}{2} b = (p_2 - p_1) \frac{R^2 - r^2}{2} b,$$

де  $b$  – ширина ротору.

Кутова швидкість ротора двокамерного двигуна

$$\omega = 2Q / [(R^2 - r^2) b].$$

При застосуванні чотирикамерного гідродвигуна момент збільшується, а кутова швидкість зменшується в 2 рази. Так як застосування багатоканальних систем скорочує можливий кут повороту ротора, число камер більше чотирьох застосовують рідко.

### Контрольні питання

1. Поясніть принцип дії об’ємних насосів.
2. У чому полягає різниця між поршневим і роторним насосом?
3. Чим відрізняється гідронасос від гідродвигуна?
4. Як розділяють гідроприводи за джерелами енергії?
5. Як розділяють гідроприводи за характером руху вихідної ланки?
6. Які параметри характеризують робочий процес об’ємних насосів?
7. Що таке коефіцієнт подачі насоса?

8. На які параметри насосу впливає обточування його робочого колеса?
9. Дайте визначення коефіцієнта швидкохідності та поясніть його значення.
10. Відобразіть схематично характеристики  $H=f(Q)$  насоса при зміні частоти обертання насосного колеса.
11. Які параметри, характеристики необхідні для визначення робочої точки насосної системи?
12. Як змінюється напір і подача у мережі при послідовному з'єднанні насосів?
13. Як змінюється напір і подача у мережі при паралельному з'єднанні насосів?
14. За яких умов рідина із бака, що розташовано вище, буде перетікати у нижній бак якщо у мережі є насос?
15. Якими чинниками визначається ідеальна подача поршневого насоса  $Q_{ит}$ ?  
Як визначити величину робочого об'єму  $V_k$  однопоршневого насоса?
17. Покажіть зміну подачі однопоршневого насоса залежно від кута повороту приводного вала.
18. Покажіть характеристику клапана.
19. Від яких чинників залежить значення витрати через клапан?
20. Яким чином зменшують зменшення нерівномірності подачі поршневого насоса?
21. Дайте визначення індикаторної діаграми поршневого насоса.
22. Покажіть ділянку індикаторної діаграми, протягом якої відбувається подача рідини до споживача.
23. Які складники входять до балансу потужності поршневого насоса?
24. У чому полягає принципова відмінність поршневого насоса від аксіальнокулачкового (окрім приводу)?
25. Яке явище викликає зменшення подачі поршневого насоса з клапанами?
26. Чому у поршковому насосі виникає кавітаційне явище?
27. Від яких чинників залежить нерівномірність подачі аксіальнокулачкового насоса?
28. Чим гідроциліндри із двостороннім штоком відрізняються від гідроциліндру односторонньої дії?
29. З яких деталей складається гідроциліндр односторонньої дії?
30. Яким чином запобігають ударах поршня об днище гідроциліндру?
31. . Які типи ущільнень використовують для ущільнення поршня?
32. Від яких чинників залежить момент, що розвиває поворотний гідродвигун?