



Міністерство освіти і науки України

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, робототехніки та
комп'ютерних технологій

Кафедра електропостачання та
енергетичного менеджменту

О. М. Мороз, А. І. Середа

ДИНАМІЧНІ ПОТОКОВІ СИСТЕМИ

(розділ «Насоси динамічних потокових систем»)

Курс лекцій

*для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної та заочної форм навчання*

спеціальності

151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

**Харків
2023**

Міністерство освіти і науки України

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, робототехніки та
комп'ютерних технологій

Кафедра електропостачання та енергетичного менеджменту

О. М. Мороз, А. І. Середа

ДИНАМІЧНІ ПОТОКОВІ СИСТЕМИ

(розділ «Насоси динамічних потокових систем»)

Курс лекцій

*для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
денної та заочної форм навчання
спеціальності*

151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

Затверджено
рішенням науково-методичної ради
факультету енергетики,
робототехніки та
комп'ютерних технологій
Протокол № 3
від 22 лютого 2023 року

**Харків
2023**

УДК 621.5
М-80

Схвалено на засіданні кафедри
електропостачання та енергетичного менеджменту
Протокол №7 від 8.02.2023 р.

Рецензенти:

С. О. Тимчук, д-р техн. наук, проф., зав. кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій ДБТУ.

Ю. М. Хандола, канд. техн. наук, зав. кафедри електромеханіки, робототехніки, біомедичної інженерії та електротехніки ДБТУ.

М-80 «Динамічні потокові системи» (розділ «Насоси динамічних поточкових систем»): курс лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» / О. М. Мороз, А. І. Середа / - Електрон. дані. – Х.: ДБТУ, 2023. – 50 с.

Курс лекцій з дисципліни «Динамічні потокові системи» (розділ «Насоси динамічних поточкових систем») складений відповідно до програми навчальної дисципліни. У курсі лекцій вивчаються основні типи насосів, їх характеристики, режими роботи та їх підбір. Наведені також посилання на відео в YouTube. Кожна лекція містить питання для самоконтролю.

Видання призначено для здобувачів технічних спеціальностей закладів вищої освіти.

УДК 621.5

Відповідальний за випуск: О. О. Мірошник, д-р техн. наук, професор

© Мороз О.М.,
Середа А.І., 2023.
© ДБТУ, 2023

Рекомендована література

1. Волоцкий В. М. Гидравлические приводы машин и их оборудование / Волоцкий В. М. – Харьков: Гидроэлекс, 1995. – 155 с.
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод / [Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І.]. – Запоріжжя, Прем'єр, 2005. – 464 с.
3. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – 566 с. URL: <https://cutt.us/tT4oV>.
4. FluidSIM Hydraulics. URL: <https://en.freownloadmanager.org/Windows-PC/FluidSIM-Hydraulics.html>.
5. Левицький Б. Ф. Гідравліка / Левицький Б. Ф., Лещій Н. П. – Львів: Світ, 1994. – 264 с.
6. П. Кросер, Ф. Эбель. Пневматика. Учебное пособие. Перевод с немецкого: Гнатюк Ю.Й., Четверкин А.А. – К., ДП «Фесто», 2002 – 228 с.
7. Носко С. В. Проектування пневмоприводів. Навчальний посібник / Носко С. В. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 130 с. URL: <https://cutt.us/MsuZy>.
8. Рогалевич Ю. П. Гідравліка / Рогалевич Ю. П. – К.: Вища школа, 1993. – 255 с.
9. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления. – Отраслевой каталог. Под редакцией А.И.Кудрявцева. – Всесоюзный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по машиностроению и робототехнике (ВНИИТЭМР). – М., 1990 – 186 с.

Тема 8

Гідравлічні машини

Гідравлічними машинами називають машини, які передають енергію рідині (насоси) або одержують енергію від рідини (гідродвигуни), при протіканні її через порожнини робочих органів машини.

Насоси – гідромашини призначені для перекачування рідин, які перетворюють механічну енергію приводного двигуна у механічну енергію рухомої рідини.

Існують такі групи насосів:

1) лопатеві; 2) об'ємні; 3) насоси тертя.

До *лопатевих насосів* відносяться відцентрові, діагональні та осьові насоси, в яких рідина переміщується під дією лопаток робочого колеса.

Об'ємні насоси переміщують рідину по принципу механічного періодичного витіснення рідини робочим тілом, яке створює в процесі переміщення певний тиск на рідину.

До них відносяться:

поршневі насоси – в яких поршень або плунжер, що витісняє рідину, здійснює зворотно-поступальний рух;

роторі – з обертальним та зворотно-поступальним рухом робочого органу.

Насоси тертя поділяються на насоси з твердим та рідким робочим тілом, в яких рідина або газ переміщується за рахунок передачі їй енергії під дією сил тертя.

До них відносяться вихрові насоси, в яких робочий орган колесо з лопатками, та струменеві насоси, в яких рідина переміщується під дією потоку рідини або газу.

Відцентрові насоси

Головним робочим органом відцентрового насоса є робоче колесо, яке вільно обертається всередині корпусу.

Робоче колесо складається з двох дисків (переднього та заднього), які з'єднані в одну конструкцію за допомогою лопаток (рис. 8.1). Лопатки плавно відігнуті в сторону, протилежну напрямку обертання робочого колеса. Передній диск має отвір для

підведення рідини, а задній – для закріплення колеса на валу. Потік рідини входить в насос у осьовому напрямі, а виходить – у радіальному.

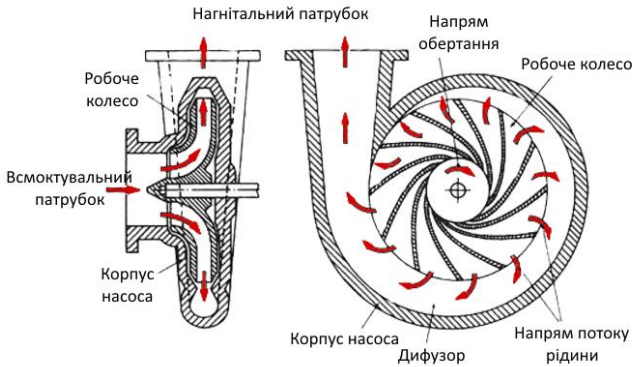


Рисунок 8.1 – Схема робочого колеса відцентрового насоса

На вході до корпусу насоса під'єднується всмоктувальний патрубок, а на виході – нагнітальний.

Всмоктувальний трубопровід та корпус насоса перед запуском повинні бути заповнені рідиною.

Принцип дії насоса полягає в тому, що при обертання робочого колеса на кожний об'єм рідини масою m , що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані r від осі валу, діє відцентрова сила

$$F = m\omega^2 r,$$

де r – відстань від центра частинки до центра колеса;

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ – кутлова швидкість обертання колеса;}$$

n – число обертів робочого колеса за хвилину.

Під дією цієї сили рідина викидається з робочого колеса, в результаті чого в центрі колеса утворюється вакуум, а в периферійній його частині – підвищення тиску. Рух рідини у всмоктувальному трубопроводі відбувається внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини в нижньому резервуарі та в центральній частині колеса, де утворюється вакуум.

Відео – принцип роботи відцентрового насосу.

<https://www.youtube.com/watch?v=BaEHVpKc-1Q>

В залежності від конструкції відцентрові насоси діляться на консольні, насоси з двохстороннім входом рідини на робоче колесо та багатоступеневі секційні насоси.

До групи *консольних насосів* відносяться відцентрові одноступеневі насоси з одностороннім підведенням рідини до робочого колеса (рис. 8.2). Колесо такого насоса розміщується на кінці вала (консолі), закріпленого в підшипниках корпусу насоса.

Матеріал деталей проточної частини консольних насосів – сірий чавун. Конструктивно насоси мають наступне виконання: К – горизонтальні консольні з опорою на корпусі, з приводом від двигуна через пружну муфту (рис. 8.3); КМ – консольні моблочні (рис. 8.4). Робоче колесо встановлено на кінці подовженого вала електричного двигуна.

Ці насоси випускаються на однакові робочі параметри і при обмежених робочих площадках перевага віддається виконанню КМ, які, як правило, мають на 30% меншу довжину.

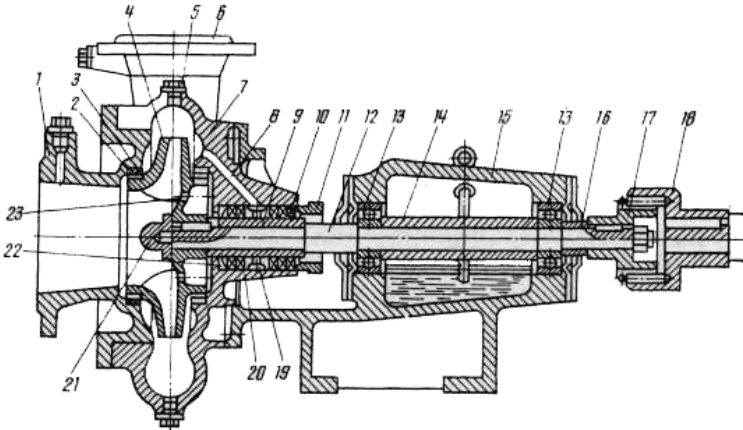


Рисунок 8.2 – Розріз відцентрового консольного насоса

1 – вхідний (всмоктувальний) патрубок; 2 – ущільнююче кільце; 3 – захисне кільце; 4 – робоче колесо; 5 – пробка отвору для під'єднання вакуумного насоса; 6 – вихідний (нагнітальний) патрубок; 7 – корпус насоса; 8 – отвір; 9 – захисна втулка; 10 – набивка сальника; 11 – кришка сальника; 12 – вал; 13 – підшипники; 14, 16 – втулки; 15 – стійка опірня з ванною для оливи; 17, 18 – напівмуфти; 19 – кільце гідравлічного ущільнення; 20 – корпус сальника; 21 – гайка; 22 – грандбуksа; 23 – розвантажувальний отвір.



Рисунок 8.3 – Насос типу К



Рисунок 8.4 – Насос типу КМ

Консольні насоси призначені для перекачування води та інших нейтральних рідин з температурою від 0° до 85°C (за спеціальним замовленням до 105°C) з твердими включеннями розміром до 0,2 мм, об'ємна концентрація яких не перевищує 0,1%.

Найбільший допустимий манометричний тиск на вході: для насосів типу К – 6 кгс/см^2 , для КМ – $3,5 \text{ кгс/см}^2$.

Виконання насосу за вузлом ущільнення визначається температурою води та тиском на вході в насос. Ущільнення буває одинарним та подвійним. В одинарне сальникове ущільнення затворна рідина не подається. При температурі води більшій ніж 85°C або при абсолютному тиску на вході нижче атмосферного в подвійне сальникове ущільнення подається затворна вода під тиском, що перевищує тиск рідини перед ущільненням на $0,5 \dots 1 \text{ кгс/см}^2$. Нормальна величина витікання води назовні через сальник до 3 л/год (через сальник повинна просочуватись рідина, щоб змащувати ущільнюючі поверхні).

В позначення насосів традиційно закладається багато інформації.

До 1982 року позначення консольних насосів було наступним: наприклад 4К-6, де

“4” – діаметр всмоктувального патрубку в мм, зменшений в 25 разів;

“К” – консольний;

“6” – коефіцієнт швидкохідності насоса, зменшений у 10 разів і округлений.

Коефіцієнт швидкохідності – умовне число обертів, зв'язане з геометричними розмірами робочого колеса

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

де Q – подача ($\text{м}^3/\text{с}$) та H – напір (м) – при максимальному ККД; n – частота обертів, об/хв.

Більш швидкохідні насоси мають відносно низький напір.

Це позначення в більшій мірі відображало конструктивно-розмірні характеристики насосів.

У 1982 році було введено параметричне позначення насосів, той же насос позначався К 90/85, де “90” – подача ($\text{м}^3/\text{год.}$), “85” – напір (м) – при максимальному ККД.

Це позначення в більшій мірі відображало споживчі властивості насоса.

З 1990 року введено позначення насосів у відповідності з міжнародними стандартами. Той же насос позначається К100-65-250аБ-СД,

де “100” – діаметр всмоктувального патрубку, мм;

“65” – діаметр напірного патрубку, мм;

“250” – номінальний діаметр робочого колеса, мм;

“а” – індекс обточки робочого колеса. Як правило більше двох обточок не буває, тому позначення вводять “а” і “б” (якщо колесо без обточки – то індексу немає).

“Б” – виконання за матеріалом проточної частини.

У зв’язку з великою різноманітністю рідин в насосах використовується значна кількість матеріалів, для яких введені наступні позначення:

А – вуглецева сталь;

В – чавун, в тому числі сірий чавун

(як правило цей матеріал не вказується);

Б – бронза;

К – хромонікелева сталь;

Ю – сплав алюмінію;

П – пластмаса;

Р – гумове покриття;

Ф – кераміка, фарфор;

“СД” – виконання за видом ущільнення;

С – одинарне сальникове ущільнення (без подачі затворної рідини);

СД – подвійне сальникове ущільнення (з подачею затворної рідини).

Попередні позначення мінялися без істотної зміни конструкції. Остання зміна потребувала значної зміни конструкції у відповідності з вимогами міжнародних стандартів.

Основною відмінністю та перевагою конструкції відцентрових насосів (з осьовим входом рідини на робоче колесо), розроблених у відповідності з міжнародним стандартом, є те, що демонтаж насоса можливо здійснити без від'єднування напірного та всмоктувального трубопроводів. При цьому трубопроводи кріпляться до корпусу, а робоче колесо виймається зі сторони електричного двигуна.

Подача консольних насосів від 2,4 до 100 л/с при напорах від 8,8 до 100 м.

Перевагою консольний насосів є простота конструкції та компактність. Недоліками є наявність осьових зусиль, які намагаються зсунути робоче колесо в сторону вхідного патрубку та необхідність заповнення робочої камери рідиною перед включенням його в роботу.

Відцентрові насоси з *двостороннім входом* рідини на робоче колесо (рис. 8.5) є більш конструктивно довершеною групою одноступеневих насосів з горизонтальним роз'єднуванням корпусу. Ці насоси мають переваги в порівнянні з другими насосами: кращі кавітаційні якості та відсутність осьових зусиль на вал за рахунок умов входу потоку на робоче колесо.

Корпус насоса виконується з горизонтальним роз'єднанням. Всмоктувальний та напірний патрубки розміщені в нижній частині корпусу. Таке розміщення патрубків та горизонтальне роз'єднання корпусу забезпечує можливість огляду, ремонту та заміни робочих органів без демонтажу насоса з фундаменту та від'єднання трубопроводів.

Ці насоси позначаються так: $DQ-N$ де D – насос з двостороннім входом; Q – подача, м³/год.; N – напір, м. Вони мають подачу від 30 до 3000 л/с при напорі від 10 до 140м.

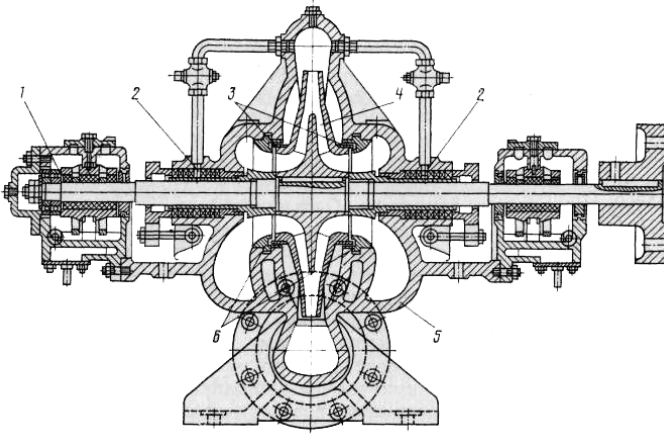


Рисунок 8.5 – Схема відцентрового насоса з двостороннім входом рідини на робоче колесо

1 – радіально-упорний підшипник; 2 – гідравлічні затвори; 3,6 – ущільнюючі кільця; 4 – робоче колесо, 5 – канали підведення рідини до робочого колеса.

У багатоступневих відцентрових насосах потік рідини, що перекачується, переміщується послідовно декількома робочими колесами, які змонтовані на одному валу і в одному корпусі. Тому напір насоса дорівнює сумі напорів, що створюється кожним робочим колесом. Подача всіх коліс однакова. Корпус багатоступеневого секційного насоса (рис.8.6) складається з окремих секцій, число яких дорівнює числу ступенів.

Секційна конструкція дозволяє збільшувати або зменшувати число секцій і таким чином збільшувати або зменшувати напір насоса. Багатосекційні насоси випускаються з числом робочих коліс від 2 до 10.

Гідравлічна п'ята служить для сприймання гідравлічних осьових зусиль.

Недоліком цих насосів є низький ККД та складність монтажу. Секційні багатоступеневі насоси позначаються так: ЦНС Q - H , де Ц – центробежний, H – насос; С – секційний; Q – подача, $\text{м}^3/\text{год}$; H – напір, м. Подача цих насосів від 30 до $500 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі від 44 до 1900м.

Відео. <https://www.youtube.com/watch?v=PdeDmN8Uuo>
<https://www.youtube.com/watch?v=7q4fv0Bk0Y4>

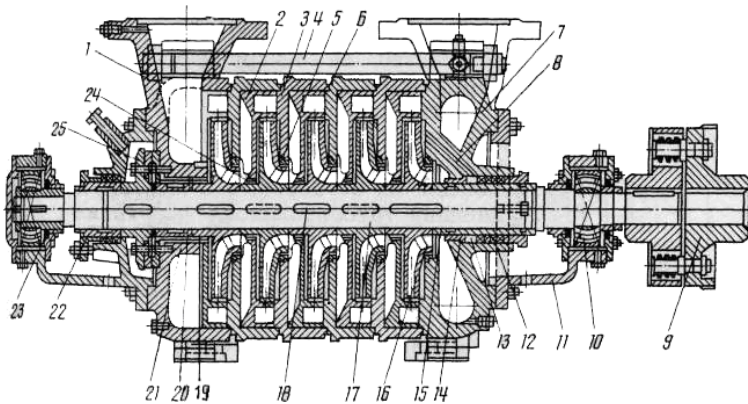


Рисунок 8.6 – Схема багатоступеневого секційного відцентрового насоса
 1 – вихідний патрубок; 2 – направляючий апарат; 3 – корпус секції; 4 – шпилька для стягування; 5 – захисне ущільнююче кільце; 6 – гумовий шинур; 7 – вхідний патрубок; 8 – канал гідравлічного ущільнення сальника; 9 – муфта; 10 – радіальний роликопідшипник; 11 – кронштейн; 12 – сальник; 13 – кільце гідравлічного ущільнення; 14 – грандбукса; 15 – розпірно-захисна втулка; 16 – робоче лопатеве колесо; 17 – вал; 18 – призматична шпонка; 19 – щільна для підведення води до гідравлічної п'яти; 20 – дистанційна втулка; 21 – втулка розвантаження; 22 – гайка-втулка; 23 – ущільнення в кришці підшипника; 24 – захисне ущільнююче кільце; 25 – гідравлічна автоматична п'ята.

Свердловинні насоси із занурюваним електричним двигуном.

Ці насоси являють собою агрегат який складається з багатоступеневого насосу та занурюваного електричного двигуна (рис. 8.7). Насосний агрегат підвищується в свердловині на колоні водопідйомних труб на такій глибині, щоб приймальна сітка насосу знаходилась нижче динамічного рівня води в свердловині не менше ніж на 1,5м. Насоси виготовляються для свердловин діаметром від 100 до 400 мм.

Кожна ступінь насоса (рис. 8.7,б) складається з диску 4, робочого колеса 7, направляючого апарату 6 та відводу. Робоче колесо виготовляється з полістиролу, стійкого до ударів. Лопатеві відводи мають радіальні лопатки, які утворюють міжлопатеві канали для відведення води від робочого колеса попередньої ступені і підведення води до робочого колеса наступної ступені. Вони виготовляються з поліпропілену і армуються ча-

вунними кільцями в місцях ущільнюючих вузлів. Опорами валу є два гумометалевих підшипники (нижній та верхній). Підшипники насоса та електричного двигуна змащуються водою. У верхній частині насоса встановлюється кульовий клапан 9, який розвантажує агрегат від тиску стовпа рідини в напірному трубопроводі.

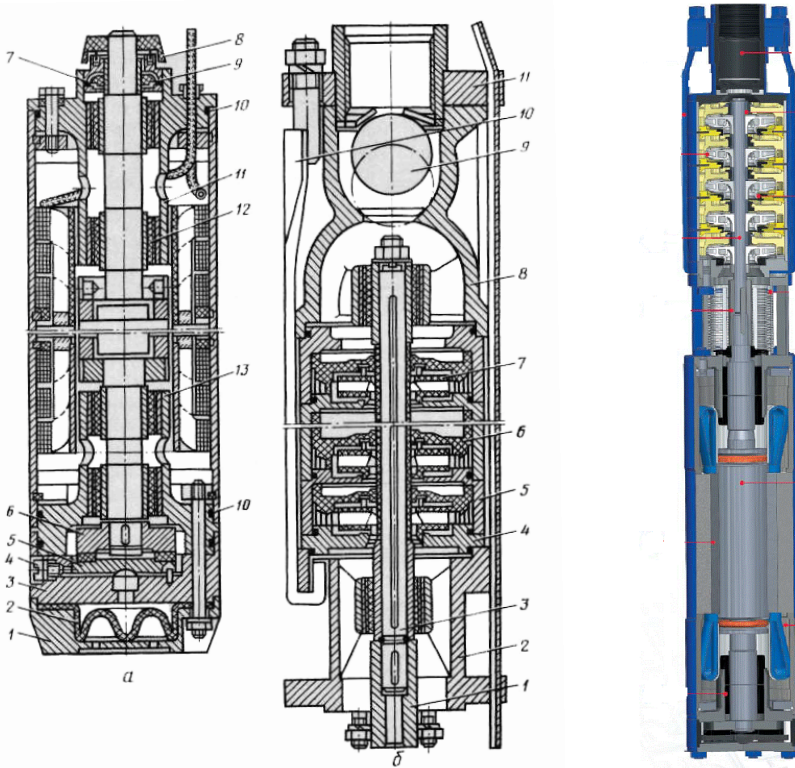


Рисунок 8.7 – Схема свердловинного насоса із занурювальним електричним двигуном

а – електричний двигун: 1 – днище; 2 – діафрагма; 3,11,13 – корпус; 4 – пробка-гвинт; 5 – під'ятник; 6 – п'ята; 7 – манжета; 8 – скидач піску; 9,10 – гумові кільця; 12 – підшипник;

б – насос: 1 – з'єднувальна муфта; 2 – корпус основи; 3 – вал; 4 – диск; 5 – корпус секції; 6 – направляючий апарат; 7 – робоче колесо; 8 – ступиця верхнього підшипника; 9 – кульовий клапан; 10 – стяжки; 11 – головка.

Насос приводиться в дію за допомогою спеціального електричного двигуна, який перед опусканням в свердловину заповнюється чистою профільтрованою водою. Електричний двигун

не повинен включатися в роботу без води навіть на короткий час, тому, що це може призвести до пошкодження підшипників та обмотки статора.

Свердловинні занурювальні насоси позначаються так: $\text{ЭЦВ-d}_c\text{-Q-H}$ (ЭЦВ – електрический центробежный водяной; d_c – діаметр свердловини у мм, зменшений у 25 разів; Q – подача, $\text{м}^3/\text{год.}$; H – напір, м). Наприклад, ЭЦВ8-25-300 . Подача цих насосів від 2,5 до $670 \text{ м}^3/\text{год.}$ при напорах від 25 до 650 м.

Відео: <https://www.youtube.com/user/NeptunoPumps>
<https://www.youtube.com/watch?v=Gk5ndef77V0>

Осьові насоси

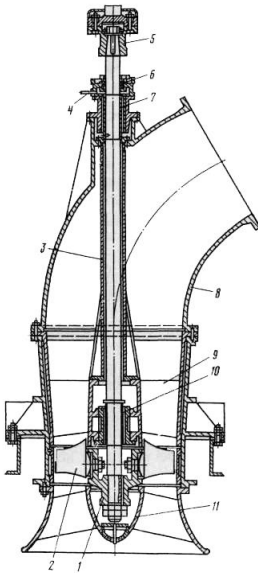


Рисунок 8.8 – Схема осьового насоса

1 – втулка робочого колеса; 2 – лопаті робочого колеса; 3 – труба; 4 – трубка для підведення води; 5 – муфта; 6 – сальник; 7,10 – підшипник; 8 – коліно; 9 – нерухомі лопаті направляючого апарату; 11 – обтікач.

Осьові насоси (рис.8.8) випускаються з вертикальним та горизонтальним розміщенням вала і жорстким закріплення лопаток (позначаються відповідно ОВ та ОГ) та з поворотними лопатками (відповідно ОПВ та ОПГ).

В насосах з поворотними лопаткам положення лопаток робочого колеса може регулюватися, завдяки чому забезпечується регулювання подачі насоса при високому ККД. Робоче колесо насоса складається з втулки, з закріпленими на ній профільованими лопатками, і розміщується в сферичній камері. При обертанні робочого колеса в результаті силової взаємодії його лопаток з рідиною створюється потік вздовж його осі.

Рідина в осьовому насосі рухається поступально і одночасно закручується робочим колесом. Для запобігання обертального руху використовується направляючий апарат. Підшипники насоса змащуються водою, що перекачується або спеціально очищеною водою. Перед включенням насоса в роботу до верхнього підшипника повинна подаватись вода під напором, що перевищує напір насоса на 7...10 м. Осьові насоси мають подачу від 0,5 до 54 м³/с (1800...200000 м³/год.) при напорі від 2,5 до 28 м. Ці насоси використовуються для подачі води в канали, в системах охолодження ТЕС та АЕС.

Насосна установка

Насосною установкою (рис. 8.9) називається насосний агрегат з певним обладнанням, яке монтується за певною схемою і забезпечує роботу насоса.

При розрахунках та проектуванні насосної установки найважливішими є такі задачі: визначення напору насоса H , потужності насоса N та перевірка процесу всмоктування.

Необхідний напір насоса визначається за формулою

$$H = H_z + h_g + h_n, \quad (8.1)$$

де H_z – геодезичний напір (висота підймання рідини);

h_g – втрата напору у всмоктувальному трубопроводі;

h_n – втрата напору в нагнітальному трубопроводі.

Геодезичний напір складається з геометричної висоти всмоктування $H_{z.g}$ та геометричної висоти нагнітання $H_{z.n}$.

$$H_z = H_{z.g} + H_{z.n}. \quad (8.2)$$

Потужність, що споживається насосом, визначається за формулою

$$N_H = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}, \quad (8.3)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується;

Q – подача, м³/с;

H – напір, м;

η_n – ККД насоса.

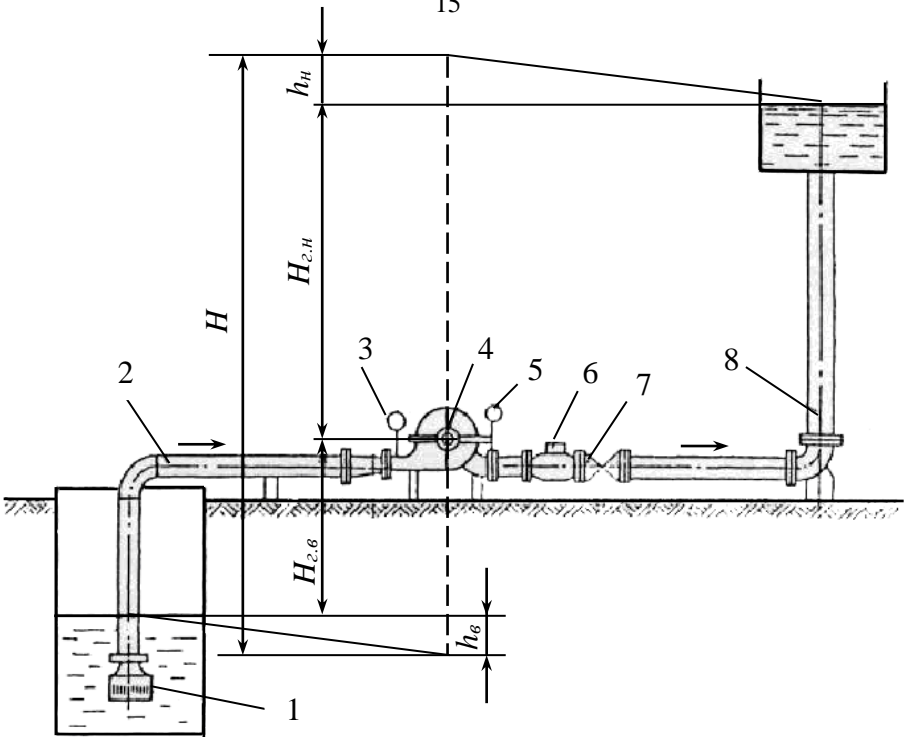


Рисунок 8.7 – Схема насосної установки

1 – приймальна сітка зі зворотним клапаном; 2 – всмоктувальний трубопровід; 3 – вакуумметр; 4 – насос; 5 – манометр; 6 – зворотний клапан; 7 – засувка; 8 – напірний трубопровід.

Коефіцієнт корисної дії насоса визначається як добуток трьох коефіцієнтів, що характеризують окремі види втрат енергії в насосі

$$\eta_n = \eta_g \eta_{об} \eta_{мех}, \quad (8.4)$$

де η_g – гідравлічний ККД насоса;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса;

$\eta_{мех}$ – механічний ККД насоса.

Значення ККД сучасних лопатевих насосів знаходиться в межах 0,6...0,9.

Необхідна потужність двигуна для приводу насоса визначається за формулою

$$N_{\partial} = k \frac{N_H}{\eta_n} = k \frac{\rho g Q H}{\eta_n \eta_n} \quad (8.5)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k = 1,05 \dots 1,3$), більше значення коефіцієнта k відноситься до насосів невеликої потужності;

η_n – ККД передачі.

Питання для самоперевірки:

1. Що таке насоси та які існують групи насосів?
2. Який принцип дії об'ємних насосів та які вони бувають?
3. Який принцип дії насосів тертя та які вони бувають?
4. Яка будова робочого колеса відцентрового насоса?
5. Який принцип дії відцентрового насоса?
6. Яка будова консольного насоса?
7. Як позначаються консольні насоси?
8. Яка будова насоса з двостороннім входом рідини на робоче колесо?
9. Яка будова багатоступеневого секційного насоса?
10. Яка будова свердловинного насоса з занурювальним електричним двигуном?
11. Як позначаються насоси типу ЕЦВ?
12. Яка будова осьового насоса?
13. Який будова насосної установки та призначення її елементів?
14. Як визначається необхідний напір насоса?
15. Як визначається ККД насоса?
16. Як розраховується необхідна потужність двигуна для приводу насоса?

Відео. Робота відцентрового насоса.

https://www.youtube.com/watch?v=_BAnnTLpros

Тема 9

Кавітація в насосах

Явище кавітації являє собою процес порушення суцільності течії рідини, який виникає там, де тиск знижуючись досягає тиску насичених парів рідини. Це явище супроводжується утворенням великої кількості бульбашок. Рухаючись в потоці рідини бульбашки об'єднуються і перетворюються у великі бульбашки (*каверни*). Поток рідини каверни переносяться до області підвищеного тиску, де вони руйнуються. При цьому, оточуюча їх рідина, рухається до центру каверни зі значною швидкістю. В центрі кожної каверни відбувається співударання частинок рідини, що призводить до виникнення гідравлічного удару, тиск в цих центрах може підвищуватись до 100 атмосфер. Під дією змінного місцевого тиску бульбашки різко стискаються та розширюються і відповідно температура газу всередині бульбашок коливається в широких межах і може досягати декількох сотень градусів за Цельсієм. Хімічна агресивність газів у бульбашках викликає ерозію матеріалів, з якими стикається рідина в стані кавітації.

При виникненні кавітації робота насоса супроводжується значним характерним шумом, з'являється вібрація, зменшуються гідроенергетичні параметри насоса (подача Q , напір H , потужність N та ККД η), а в деяких випадках припиняється подача насоса внаслідок зменшення густини рідини, що перекачується.

Якщо руйнування каверн відбувається на поверхні робочого колеса або корпусу насоса, то це призводить до кавітаційної ерозії цих поверхонь.

Причинами виникнення кавітації є такі фактори:

- високе розміщення насоса по відношенню до рівня рідини, що перекачується;
- збільшення частоти обертання робочого колеса;
- пуск насоса при відкритій засувці на напірній лінії та спорожненому напірному трубопроводі;
- збільшення гідравлічних втрат напору у всмоктувальному трубопроводі;
- підвищення температури рідини, що перекачується.

Головною умовою усунення кавітації є правильне визначення допустимої висоти всмоктування, яка визначається за формулами:

$$H_g^{\text{don}} = H_{\text{бак}}^{\text{don}} - h_g - \frac{V_g^2}{2g}, \quad (9.1)$$

$$H_g^{\text{don}} = \frac{P_{\text{ам}} - P_{\text{н.п}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{дон}} - h_g, \quad (9.2)$$

де $H_{\text{бак}}^{\text{don}}$ – допустима вакууметрична висота всмоктування (визначається з характеристики насоса);

h_g – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі;

V_g – середня швидкість руху рідини у всмоктувальному трубопроводі;

$p_{\text{ам}}$ – атмосферний тиск;

$p_{\text{н.п}}$ – тиск насичених парів рідини, який залежить від рідини та її температури (визначається з довідника);

$\Delta h_{\text{дон}}$ – допустимий кавітаційний запас (визначається з характеристики насоса).

Якщо реальна висота всмоктування менша допустимої ($H_g < H_g^{\text{don}}$), то кавітація відсутня. Тобто для забезпечення безкавітаційної роботи насоса, необхідно, щоб тиск у трубопроводі був більшим тиску насичених парів рідини. Оскільки тиск насичених парів рідини залежить від її температури, то при збільшенні температури допустима висота всмоктування насоса зменшується.

У відповідності з міжнародними вимогами в каталогах насосів фірм виробників допустима висота всмоктування визначається через NPSH (Net Positive Suction Head).

Net Positive Suction Head (NPSH) Чиста додаткова висота всмоктування.

NPSH can be defined as two parts: NPSH може бути визначена як дві частини:

NPSH Available (NPSH_A): The absolute pressure at the suction port of the pump. NPSH допустима (NPSH_A): Абсолютний тиск у всмоктувальному патрубку насоса.

and

NPSH Required ($NPSH_R$): The minimum pressure required at the suction port of the pump to keep the pump from cavitating.

$NPSH_A$ is a function of your system and must be calculated, whereas $NPSH_R$ is a function of the pump and must be provided by the pump manufacturer.

$NPSH_A$ MUST be greater than $NPSH_R$ for the pump system to operate without cavitating.

The formula for calculating $NPSH_A$:

та

NPSH необхідна ($NPSH_R$): необхідний мінімальний тиск у всмоктувальному патрубку насоса для запобігання виникнення кавітації в насосі. $NPSH_A$ є функцією системи і повинна розраховуватись. Тоді як $NPSH_R$ є функцією насоса і повинна бути забезпечена виробником насоса.

$NPSH_A$ повинна бути більшою ніж $NPSH_R$ для того, щоб насосна установка працювала без кавітації.

Формула для розрахунку $NPSH_A$:

$$NPSH_A = H_A \pm H_Z - H_F + H_V - H_{VP} \quad (9.3)$$

Term (позначення)	Definition (визначення)	Notes (примітки)
H_A	The absolute pressure on the surface of the liquid in the supply tank. Абсолютний тиск на поверхні рідини в резервуарі живлення.	– Typically atmospheric pressure (vented supply tank), but can be different for closed tanks. Звичайний атмосферний тиск (відкритий резервуар живлення), для закритих резервуарів тиск може бути іншим. – Always positive (may be low, but even vacuum vessels are at a positive absolute pressure). Завжди додатній (може бути низьким, але навіть вакуумні резервуари знаходяться під додатнім абсолютним тиском).
H_Z	The vertical	– Can be positive when liquid level is

	<p>distance between the surface of the liquid in the supply tank and the centerline of the pump.</p> <p>Вертикальна відстань між поверхнею рідини в резервуарі живлення та осью насоса.</p> <p>Якщо рівень рідини в резервуарі живлення знаходиться нижче осьової лінії насоса то H_Z має знак “-“, і навпаки.</p>	<p>above the centerline of the pump (called static head).</p> <p>– Може бути додатною коли рівень рідини знаходиться над осью насоса (статичний напір).</p> <p>– Can be negative when liquid level is below the centerline of the pump (called suction lift).</p> <p>– Може бути від’ємною коли рівень рідини знаходиться нижче осьової лінії насоса (висота всмоктування).</p> <p>– Always be sure to use the lowest liquid level allowed in the tank.</p> <p>– Необхідно завжди розраховувати на самий низький рівень рідини, який може бути в резервуарі.</p>
H_F	<p>Friction losses in the suction piping.</p> <p>Втрати напір на тертя у всмоктувальному трубопроводі.</p>	<p>– Piping and fittings act as a restriction, working against liquid as it flows towards the pump inlet.</p> <p>Трубопроводи та арматура діють як обмеження, працюючи проти рідини при її русі до всмоктувального патрубку насоса.</p>
H_V	<p>Velocity head at the pump suction port.</p> <p>Швидкісний напір у всмоктувальному патрубку насоса</p>	<p>– Often not included as it’s normally quite small.</p> <p>Часто не враховується внаслідок незначної величини.</p>
H_{VP}	Absolute vapor	– Must be subtracted in the end to make

	<p>pressure of the liquid at the pumping temperature. Абсолютний тиск насичення пари рідини при даній температурі.</p>	<p>sure that the inlet pressure stays above the vapor pressure. Повинен відніматися для підтвердження, що тиск всмоктування залишається більшим ніж тиск насичених парів рідини. – Remember, as temperature goes up, so does the vapor pressure. Пам’ятайте, якщо температура зростає також зростає і тиск насичених парів рідини.</p>
--	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Таким чином допустима висота всмоктування (рис. 9.1) визначається за формулою

$$H = P_b \times 10,2 - NPSH - H_f - H_v - H_{VP} - H_s, \quad (9.4)$$

де P_b – барометричний тиск в барах;

$H_s = 0,5$ м – запас.

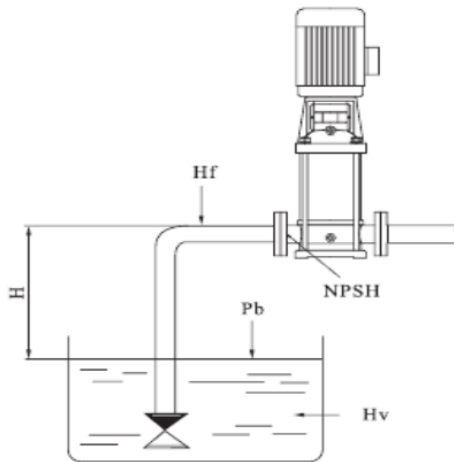


Рисунок 9.1 – Визначення допустимої висоти всмоктування

Відео: кавітація в насосах –

<https://www.youtube.com/watch?v=eMDAw0TXvUo>

Ефект рідини, що руйнує насоси (з 1.30 хв.)

[https://lingualeo.com/ru/jungle/the fluid effects that kill pumps-2388144?utm_action=20](https://lingualeo.com/ru/jungle/the_fluid_effects_that_kill_pumps-2388144?utm_action=20)

Робочі характеристики відцентрового насоса

Робочими характеристиками насоса називаються залежності напору, потужності та ККД від подачі, відповідно $H=f_1(Q)$, $N=f_2(Q)$, $\eta=f_3(Q)$ при номінальній частоті обертання робочого колеса ($n_1=const$) (рис. 9.2). Ці характеристики отримують експериментальним шляхом і вони приводяться в паспортних даних насоса.

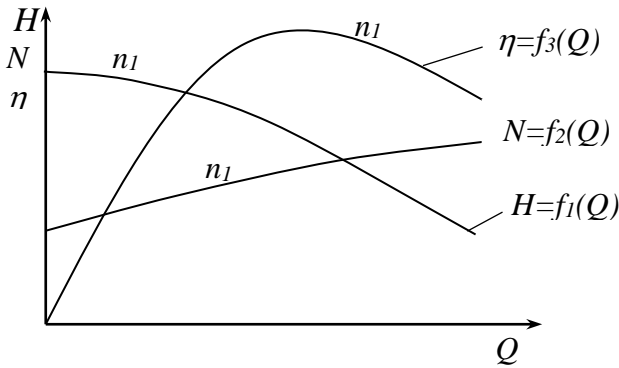


Рисунок 9.2 – Робочі характеристики насоса

Перерахунок характеристик лопатевого насоса при зміні частоти обертання робочого колеса

При зміні частоти обертання робочого колеса насоса змінюються і характеристики насоса (рис. 9.3).

При частоті обертання n_2 , що відрізняється від номінальної частоти n_1 , параметри насоса розраховуються за наступними залежностями:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad (9.5)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2; \quad (9.6)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3. \quad (9.7)$$

ККД насоса при зміні частоти обертання майже не змінюється $\eta_1 \approx \eta_2$.

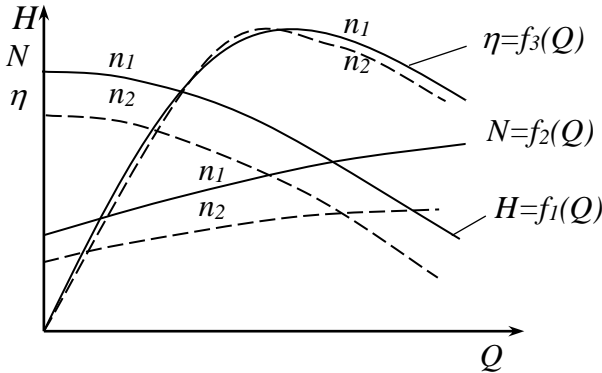


Рисунок 9.3 – Робочі характеристики насоса при номінальній частоті обертання n_1 та частоті обертання n_2

Робота насоса допускається тільки зі зниженою частотою обертання, а робота з підвищеною частотою обертання, більшою ніж на 10...15 % від номінальної, повинна погоджуватись з підприємством – виробником.

Зміна характеристики насоса обточуванням робочого колеса

Обточування робочого колеса забезпечує зміну вихідного діаметра робочого колеса, що призводить до зниження головних параметрів насоса. Величину обточування характеризує коефіцієнт обточування

$$m = \frac{D_2 - D'_2}{D_2} 100\%, \quad (9.8)$$

де D_2 і D'_2 – відповідно вихідний діаметр робочого колеса до обточування та після.

Перерахунок характеристик насоса, при обточуванні робочого колеса, проводиться за формулами:

$$Q' = Q \frac{D_2'}{D_2}; \quad (9.9)$$

$$H' = H \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2; \quad (9.10)$$

$$N' = N \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3. \quad (9.11)$$

Рекомендовані коефіцієнти обточування обмежуються відношенням вихідного діаметра робочого колеса D_2 до вхідного D_1 (рис. 9.4).

D_2/D_1	3...2	2...1,5	1,5...1,2
$m, \%$	20	15	10

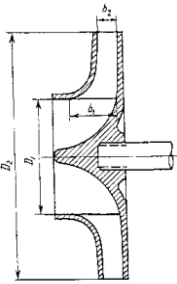


Рисунок 9.4 –
Робоче колесо

Зміна діаметра робочого колеса забезпечує значне розширення діапазону застосування насосу, в якому його робоча характеристики відповідає необхідним значенням подачі Q та напору H . Рекомендовані режими роботи насосу, які покривають поле Q - H між характеристиками з максимальним та мінімальним діаметрами робочого колеса, обмежені хвильовими лініями, називається *полем насоса* (рис. 9.5). Хвильові лінії відмічають зону роботи насоса з високим ККД.

Для полегшення підбору насосів в каталогах насосів приводяться зведені графіки полів насосів (рис. 9.6). За заданими значеннями Q та H на зведений графік полів насосів наносять режимну точку, і на поле якого насоса ця точка попала, той насос і вибирається.

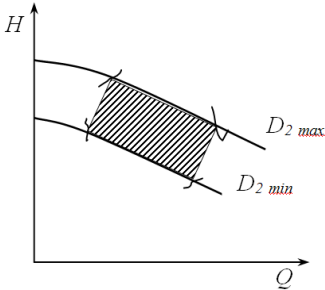


Рисунок 9.5 – Поле насоса

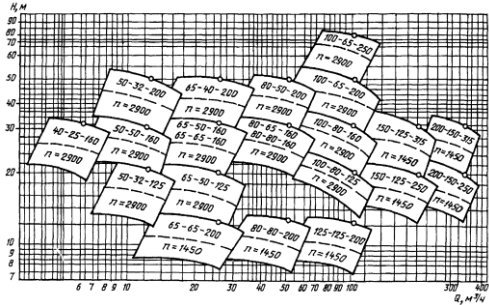


Рисунок 9.6 – Зведений графік полів насосів

Питання для самоперевірки:

1. Що таке кавітація та які причини її виникнення?
2. Як визначається допустима висота всмоктування насоса?
3. Що таке NPSH і як ця величина розраховується?
4. Що таке $NPSH_A$?
5. Що таке $NPSH_R$?
6. Що таке робочі характеристики насоса?
7. Як розраховуються робочі характеристики насоса при зміні частоти обертання робочого колеса?
8. Що таке коефіцієнт обточування робочого колеса та які його значення?
9. Як розраховуються характеристики насоса при обточуванні робочого колеса?
10. Що таке поле насоса?
11. Як вибирається насос за допомогою зведеного графіка полів насосів?

Тема 10

Робота насоса на трубопроводі

Для визначення режиму роботи насоса на одному і тому ж графіку будується основна робоча характеристика насоса $H=f_1(Q)$ та гідравлічна характеристика трубопроводу. Точка перетину (т. А) основної робочої характеристики насоса та гідравлічної характеристики трубопроводу називається *робочою точкою насосної установки* (рис. 10.1). Положення робочої точки визначає подачу та напір насоса, а також інші робочі параметри насоса ($N, \eta, H_{\text{вак}}^{\text{дон}}$ або $\Delta h_{\text{дон}}$).

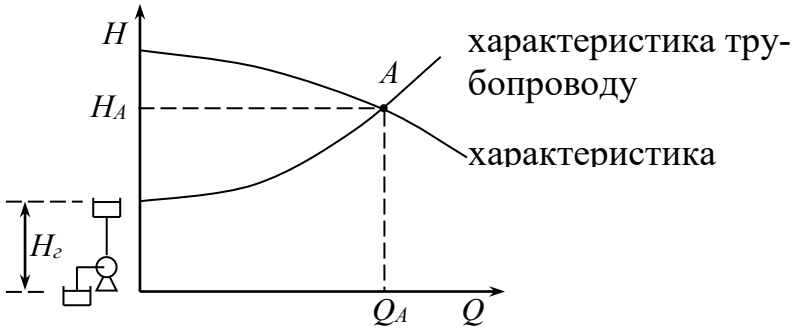


Рисунок 10.1 – Визначення робочої точки насосної установки

Гідравлічна характеристика трубопроводу розраховується за формулою

$$H = H_z + SQ^2, \quad (10.1)$$

де H_z – геодезичний напір або висота підймання рідини;

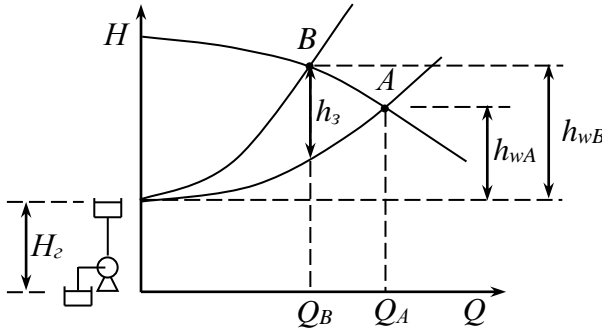
$$S = \frac{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}{2g\omega^2} \text{ – коефіцієнт опору трубопроводу.}$$

Регулювання режиму роботи насоса

Режим роботи даного насоса на даний трубопровід визначається положенням робочої точки. Якщо необхідно змінити подачу Q , тобто зменшити її, то це можливо зробити двома способами:

- 1) зміною гідравлічної характеристики трубопроводу;
- 2) зміною характеристики насоса.

1-й спосіб. Змінити характеристику трубопроводу можна змінивши значення коефіцієнта S , а його можна змінити за рахунок збільшення коефіцієнта опору засувки ζ_3 , тобто збільшивши S . При цьому характеристика трубопроводу, зберігаючи початкове положення стає більш крутою (рис. 10.2).



h_3 – втрати напору на засувці; h_{wA} та h_{wB} – відповідно втрати напору в трубопроводі для робочих точок A та B

Рисунок 10.2 – Регулювання подачі насоса за допомогою засувки

Таке регулювання неекономічне, тому що приводить до збільшення втрат напору на величину h_3 і відповідно зменшує ККД насосної установки, тому що на засувці витрачається частина потужності приводного двигуна

$$N_3 = \frac{\rho g h_3 Q}{\eta_n}, \quad (10.2)$$

де η_n – ККД насоса.

Цей вид регулювання часто застосовується внаслідок простоти його здійснення.

2-й спосіб. Регулювання подачі Q відцентрового насоса здійснюється шляхом зміни робочої характеристики самого насоса, що реалізується за рахунок зміни частоти обертання робочого колеса (рис. 10.3). Таке регулювання можливе, якщо можна змінювати оберти приводного двигуна насоса. Найбільш еконо-

мічно ефективним способом зміни частоти обертання робочого колеса насоса є використання частотних перетворювачів.

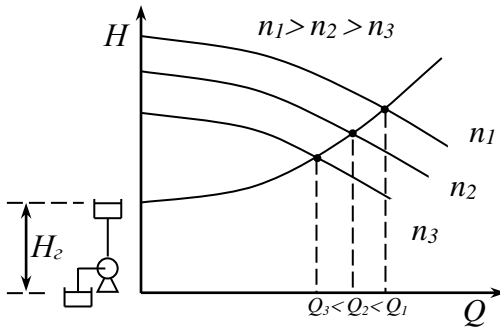


Рисунок 10.3 – Регулювання подачі відцентрового насоса шляхом зміни частоти обертання робочого колеса

Управління насосними агрегатами базується на стабілізації тиску на виході з насосної станції. У якості сигналу зворотного зв'язку використовуються датчики тиску або витрати води. Перевагами частотно-регульованого електроприводу насосів є економія електричної енергії до 60%, запобігання виникнення гідравлічних ударів, відсутність пускових струмів, робота електричних двигунів та пускової апаратури зі зниженим навантаженням, що значно збільшує термін служби електродвигунів, значна економія води за рахунок оптимізації тиску в мережах.

Паралельна та послідовна робота насосів на мережу

Робота декількох насосів на загальний напірний трубопровід називається паралельною роботою (рис. 10.4,а).

Послідовним з'єднанням називається таке включення насосів коли перший насос подає рідину у всмоктувальний патрубок наступного, а останній – в нагнітальний трубопровід (рис. 10.4,б).

Паралельна робота насосів використовується з метою збільшення подачі і у тих випадках, коли споживання рідини змінюється з часом. Спільна характеристика, паралельно працюючих насосів, будується шляхом додавання подач при однакових напорах (рис. 10.5,а). Паралельна робота насосів доцільна при

пологій гідравлічній характеристиці трубопроводу. При паралельній роботі двох однакових насосів подача не збільшується в два рази ($Q_2 < 2Q_1$), внаслідок того, що гідравлічна характеристика трубопроводу має вигляд параболи.

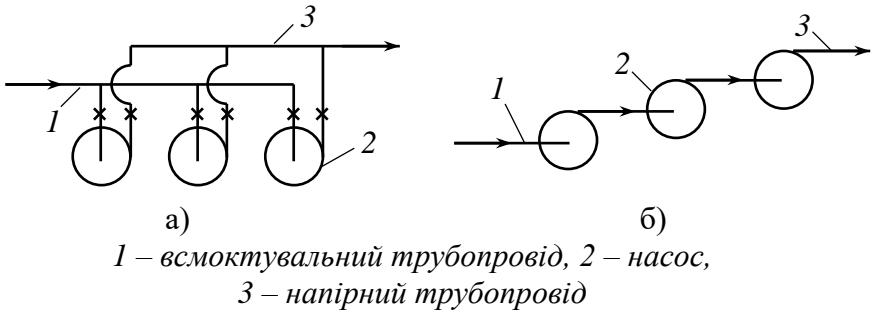
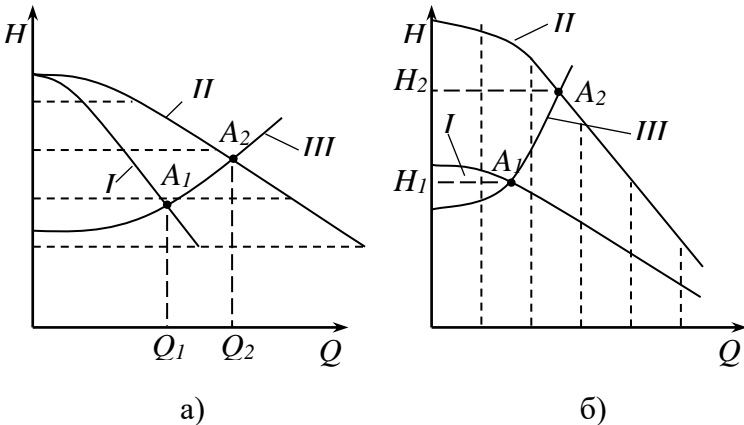


Рисунок 10.4 – Паралельне та послідовне включення насосів

Послідовна робота насосів використовується з метою збільшення напору. Спільна характеристика, послідовно включених насосів, будується шляхом додавання напорів при однакових подачах (рис. 10.5,б).



I – робоча характеристика одного насоса; II – сумісна характеристика двох насосів; III – гідравлічна характеристика трубопроводу.

Рисунок 10.5 – Побудова спільних характеристик насосів

При послідовному з'єднанні насосів можна отримати значні напори, але потрібно враховувати той фактор, що корпус насоса розрахований на певний тиск і коли він перевищить допустимий, то це призведе до його руйнування. Подібні схеми включення насосів застосовуються в пожежних системах, в системах опалення та в трубопроводах значної довжини.

Вибір діаметру трубопроводу на основі економічних розрахунків

Потужність двигуна для привода насоса визначається за формулою

$$N = k \frac{\rho g Q H}{\eta_n \eta_n} \quad (10.3)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується насосом;
 Q, H – відповідно подача (m^3/c) та напір (m) насоса;
 η_n, η_n – відповідно ККД насоса та передачі.

Частина потужності двигуна

$$N_1 = \frac{\rho g Q h_w}{\eta_n} \quad (10.4)$$

витрачається на подолання гідравлічного опору в трубопроводах, що залежить від діаметру трубопроводу. Втрати напору в трубопроводі зворотно пропорційні діаметру труби

$$A = \frac{1}{K^2} = 0,0827 \frac{\lambda}{d^5}, \quad (10.5)$$

де A – питомий опір трубопроводу;
 K – модуль витрат трубопроводу;
 λ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Збільшуючи діаметр трубопроводу можна значно зменшити втрати напору, відповідно зменшити потужність N_1 і відповідно витрати на електроенергію. Але більший діаметр призводить до збільшення будівельної вартості трубопроводу і щорічних амортизаційних відрахувань, і навпаки, при меншому діаметрі значно збільшується кількість електроенергії, що витрачається на подолання гідравлічного опору. Звідси очевидно, що економічно найвигіднішим діаметром є такий, при якому приведені річні затрати будуть мінімальними.

Приведені (на 1м трубопроводу) річні затрати визначаються за формулою

$$S' = S'_1 + \left(\frac{1}{T_e} + \frac{R}{100} \right) S'_2, \quad (10.6)$$

де S'_1 – затрати на оплату електроенергії, яка витрачається на подолання гідравлічного опору по довжині 1м трубопроводу;

S'_2 – будівельна вартість 1м трубопроводу;

T_e – нормативний термін відшкодування капіталовкладень в будівництво (для водопостачання $T_e = 7 \dots 10$ років);

R – нормативні відрахування (у %) на амортизацію та поточний ремонт, віднесені до 1 року.

Задача про визначення економічно найвигіднішого діаметра може вирішуватись методом підбору при якому задаються різні значення діаметра і знаходять відповідні значення S' та будують графік $S' = f(d)$ (рис. 10.6).

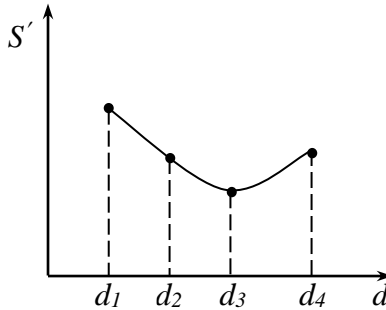


Рисунок 10.6 – Визначення економічно найвигіднішого діаметра

Економічно найвигіднішому діаметру відповідає мінімум приведених річних затрат (у даному випадку d_3).

Випробування трубопроводів

Трубопроводи випробують перед здачею їх в експлуатацію. Випробування проводять гідравлічним, пневматичним та комбінованим способами на окремих ділянках, кінці яких закривають заглушками.

Гідравлічні випробування здійснюють у 2 етапи:

- попередні випробування на міцність;
- заключні випробування на герметичність.

При попередніх випробуваннях довжина ділянок – 800...1200м.

Значення тиску при випробуваннях p_e встановлюють в залежності від матеріалу трубопроводу та робочого тиску p_p .

Так для сталевих трубопроводу при

$$p_p \leq 2 \text{ МПа} \quad p_e = p_p + 0,5 \text{ МПа},$$

а при

$$p_p > 2 \text{ МПа} \quad p_e = 1,25 p_p.$$

Тиск в трубопроводах створюють за допомогою пресувальних агрегатів. Воду трубопроводи заповнюють за допомогою пересувних насосних станцій. Тривалість витримування трубопроводу під тиском залежить від матеріалу трубопроводу (в середньому 30 хв.). Попередні випробування здійснює будівельно-монтажна організація.

Заклучні випробування трубопроводів на герметичність проводять після закінчення усіх робіт і не раніше ніж через 24 години після засипання траншеї, а для залізобетонних труб – через 72 години. При заключних випробуваннях тиск в трубах збільшується до необхідного значення і витримують протягом 30 хвилин. Після цього визначають об'єм рідини, що витік з трубопроводу, і цей об'єм не повинен перевищувати допустимий.

Допустимі значення втрат води (л/хв/1 км) залежать від діаметра трубопроводу та його матеріалу і наводяться в довідниках.

Заклучні випробування оформляють актом приймальної комісії, до складу якої входять представник замовника, головний інженер будівельної організації та виконроб.

Питання для самоперевірки:

1. Що таке робоча точка насосної установки?
2. Як розраховується гідравлічна характеристика трубопроводу?
3. Як регулюється подача насоса шляхом зміни гідравлічної характеристики трубопроводу?
4. Як змінюється подача відцентрового насоса при зміні частоти обертання робочого колеса?
5. Які переваги частотно-регульованого електроприводу насосів?
6. Що таке паралельна робота насосів, з якою метою вона використовується та як будується спільна характеристика насосів?
7. Що таке послідовна робота насосів, з якою метою вона використовується та як будується спільна характеристика насосів?
8. Як визначається економічно найвигідніший діаметр трубопроводу?
9. Який порядок випробовування трубопроводів?
10. Від чого залежить тиск при випробовуваннях трубопроводів?
11. Що визначається при заключних випробовуваннях трубопроводів?

Тема 11

Об'ємні насоси

Об'ємним називається насос, в якому рідина переміщується шляхом періодичної зміни об'єму камери, яку вона займає, і яка періодично з'єднується з місцями входу та виходу рідини. Переміщення рідини в об'ємних насосах здійснюється шляхом витіснення її з робочої камери робочим тілом (поршень, плунжер, шестерні, гвинти, пластини). Об'ємні насоси відрізняються від лопатевих наступними ознакам:

- 1) подача рідини в об'ємних насосах здійснюється циклічно, а не рівномірним потоком, як в лопатевих насосах, причому за кожний цикл робочого процесу подається об'єм рідини, який дорівнює робочому об'єму насоса;
- 2) напірний трубопровід об'ємного насоса постійно відокремлений від всмоктувального трубопроводу розмежувальними пристроями;
- 3) об'ємні насоси мають здатність самозасмоктування рідини, тобто здатні створювати вакуум у всмоктувальному трубопроводі без попереднього його заповнення рідиною;
- 4) ідеальна подача насоса не залежить від тиску, що створюється ним;
- 5) тиск, що створюється насосом, не залежить від швидкості руху робочого органу.

По характеру руху робочого тіла об'ємні насоси діляться на поршневі зі зворотно–поступальним рухом робочого тіла та роторні з обертальним або обертально–поступальним рухом робочого органу.

Середня подача об'ємного насоса розраховується за формулою

$$Q = \frac{Vn}{60} \eta_Q, \quad (11.1)$$

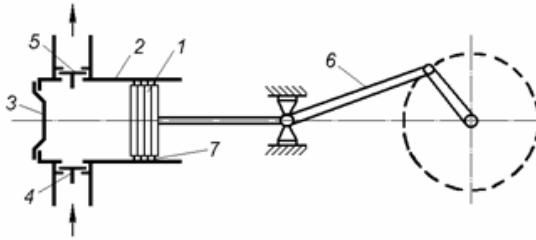
де V – робочий об'єм насоса, тобто об'єм рідини, що витісняється робочим тілом за 1 цикл;

n – число робочих циклів за 1 хвилину;

η_Q – об'ємний ККД насоса.

Поршневі насоси

Поршневий насос простої дії (рис.11.1) за один оберт валу кривошипа робить один такт всмоктування і один такт нагнітання.



- 1 – поршень; 2 – корпус насоса; 3 – кришка корпусу насоса;
4 – всмоктувальний клапан; 5 – нагнітальний клапан;
6 – кривошипно-шатунний механізм; 7 – ущільнюючі кільця.

Рисунок 11.1 – Схема поршневого насоса простої дії

Об'єм рідини, що витісняється за один робочий цикл розраховується за формулою

$$V = SF, \quad (11.2)$$

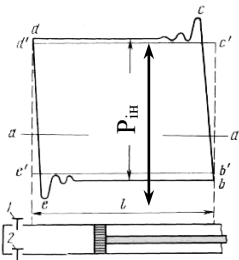
де F – площа поршня;

S – хід поршня.

Подача розраховується за формулою

$$Q = \frac{SFn}{60} \eta_Q \quad (11.3)$$

Індикаторна діаграма (графічне зображення зміни тиску в циліндрі насоса за один оберт валу кривошипа) показана на рис. 11.2.



1,2 – нагнітальний та всмоктувальний клапани

Рисунок 11.2 – Індикаторна діаграма

При русі поршня вправо з мертвої точки d до точки b відбувається засмоктування рідини в циліндр, при русі поршня вправо з мертвої точки b до точки d відбувається подача рідини в нагнітальний трубопровід. Тиск в циліндрі при цьому зменшується не стрибкоподібно, а з деяким запізненням (лінії de , bc), внаслідок

запізнення закриття нагнітального клапана та відкриття всмоктувального клапана, а також наявності повітря в циліндрі. Деяке збільшення тиску в точках e і c пояснюється подоланням опору при відкритті клапанів.

В поршневому насосі подвійної дії (рис. 11.3) за один оберт валу кривошипа відбувається два такти нагнітання та всмоктування. Подача цього насоса більш рівномірна ніж подача насоса простої дії (рис. 11.4).

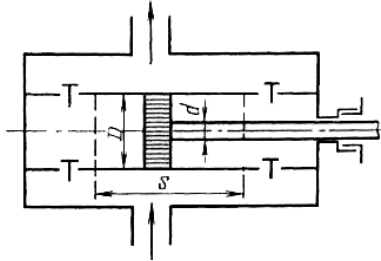


Рисунок 11.3 – Схема поршневого насоса подвійної дії

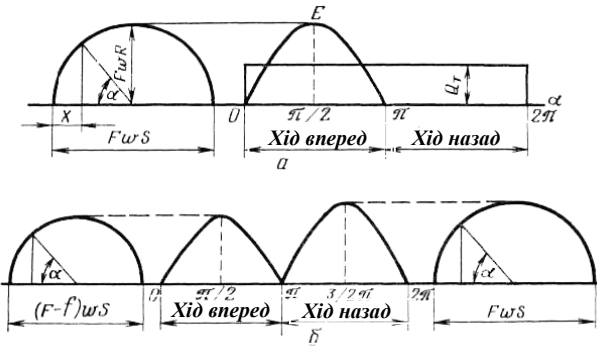


Рисунок 11.4 – Графіки подачі поршневих насосів:
а) простої дії; б) подвійної дії

За один оберт валу кривошипа поршневого насоса подвійної дії витіснений об'єм рідини розраховується за формулою

$$V = SF + S(F-f) = (2F-f)S, \quad (11.4)$$

де f – площа штока поршня.

Подача розраховується за формулою

$$Q = \frac{(2F - f)Sn}{60} \quad (11.5)$$

Перевагами поршневих насосів є високий ККД, незалежність напору від подачі, здатність перекачувати рідину з різною в'язкістю, здатність самозасмоктування рідини (без попереднього заповнення корпусу насоса та всмоктувального трубопроводу рідиною, що перекачується).

Недоліками поршневих насосів є нерівномірна подача і значні коливання тиску, тихохідність насосів, значна вартість на металоемкість. Для зменшення коливань тиску, на напірному трубопроводі поршневих насосів, встановлюються повітряні ковпаки.

Регулювання подачі в поршневих насосах здійснюється шляхом зміни об'ємного ККД η_Q за допомогою регулюючого перепускного клапана, через який частина рідини із нагнітального трубопроводу або робочої камери направляється знову у всмоктувальний трубопровід.

Відео:

Плунжерний

насос

<https://www.youtube.com/watch?v=C2VOcfkGNY4>

Роторні насоси

До роторних насосів відносяться шестеренні, гвинтові, роторно-шиберні, радіально-поршневі та аксіально-поршневі насоси. На відміну від поршневих насосів роторні насоси не мають всмоктувальних та нагнітальних клапанів. Ці насоси використовуються для перекачування нафтопродуктів, тобто добре змащувальних рідин.

Середня подача роторних насосів визначається за загальною формулою

$$Q = \frac{Vn}{60} \eta_Q, \quad (11.6)$$

де V – об'єм рідини, що подається за один оберт ротора.

Тиск нагнітання роторних насосів, так як і поршневих, визначається характеристикою трубопроводу. При збільшенні тиску подача дещо зменшується за рахунок збільшення втрат рідини через ущільнення, тобто зменшується η_Q .

Потужність роторних насосів визначається за формулою

$$N = \frac{pQ}{\eta}, \quad (11.7)$$

де p – тиск, що створюється насосом.

Шестеренні насоси

Основним робочим органом шестеренних насосів є пара шестерень – ведуча та ведена (рис.11.5).

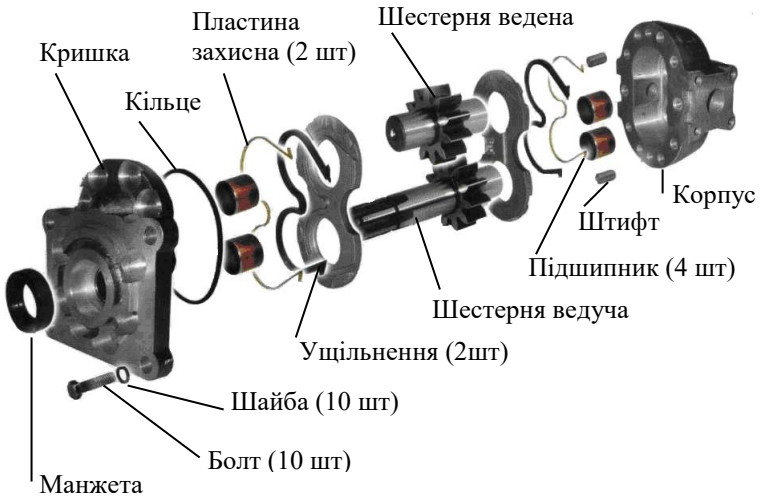


Рисунок 11.5 – Будова шестеренного насоса

Зуби шестерень переміщують рідину з області всмоктування в область нагнітання (рис. 11.6).

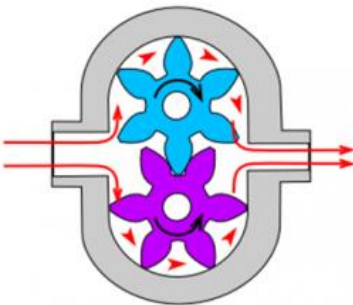


Рисунок 11.6 – Принцип роботи НШ

Ці області ізолюються одна від іншої за рахунок зачеплення шестерень. Всмоктування забезпечується за рахунок того, що рідина захоплюється впадинами зубчатих коліс і переміщується з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання до місця зчеплення коліс, де зубці одного колеса витісняють рідину з впадин іншого.

Характеристики шестеренного насоса звичайно являють собою залежності подачі, потужності та ККД від тиску, що створюється насосом (рис. 11.7).

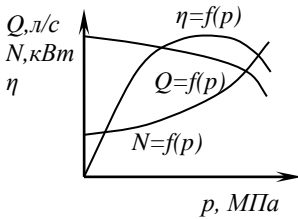


Рисунок 11.7 – Характеристики шестеренного насоса

Для обмеження тиску в насосі встановлюють запобіжний клапан, тиск відкриття якого регулюють пружиною. Різкий перегин кривої $Q-p$ (рис. 11.7) відповідає початку спрацювання запобіжного клапана.

Шестеренні насоси використовуються в системах мащення, в гідросистемах тракторів, автомобілів, станків та інших механізмів. Шестеренні насоси мають подачу від 0,22 до 144 м³/год, тиск від 0,4 до 25 МПа і ККД – 0,87...0,9.

<https://www.youtube.com/watch?v=UQkl1xkaBcg>

Гвинтові насоси

Рідина в цих насосах переміщується вздовж вісі по впадинах між гвинтовими поверхнями, які герметично відокремлюють всмоктувальну порожнину від напірної. За кількістю гвинтів насоси бувають одно-, двох- та трьохгвинтові. Схема двогвинтового насоса показана на рис. 11.8, характеристики – рис. 11.9.

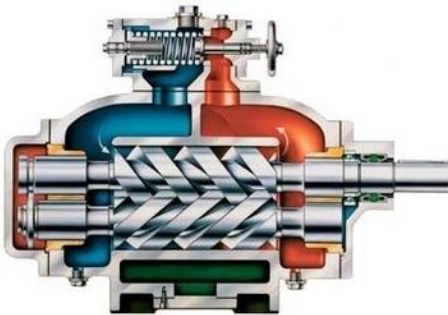
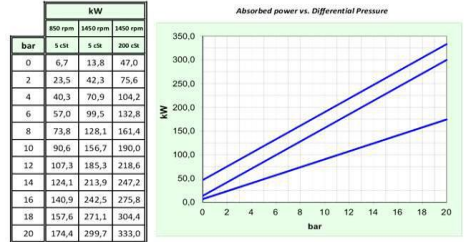


Рисунок 11.8 – Схема двогвинтового насоса

Достоїнствами гвинтових насосів є здатність самозасмоктування рідини, строго рівномірна подача, безшумність при роботі, мала маса, придатні для перекачування рідин з високою в'язкістю, до 35000 сСт (бітум, гудрон, мастильні оливи, жири, сиропи, мед і т.п.). Ці насоси мають подачу від 0,3 до 1700 м³/год при тиску нагнітання 0,5...25 МПа та ККД 60...80%.



а)

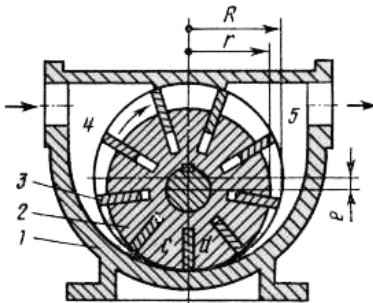


б)

Рисунок 11.9 – Характеристики гвинтового насоса

а) залежність подачі від тиску; б) залежність потужності від тиску

Роторно-пластинчаті насоси



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластини; 4 – порожнина всмоктування; 5 – порожнина нагнітання.

Рисунок 11.10 – Схема роторно-пластинчастого насоса

В корпусі роторно-пластинчатого насоса (рис.11.10) обертається масивний ротор, розміщений ексцентрично відносно внутрішньої циліндричної поверхні статора. В радіальних пазах ротора розміщуються пластини, головки яких, під дією відцентрової сили, рухаються по внутрішній поверхні статора.

Завдяки ексцентриситету e при обертанні ротора рідина переміщується із порожніми A в B . Якщо ексцентриситет e зменшити зміщенням ротора вгору, то в нижній частині корпусу буде виникати міжлопатевий простір. При $e=0$ об'єми міжлопатевих об'ємів не буде змінюватися і подача буде дорівнювати 0 .

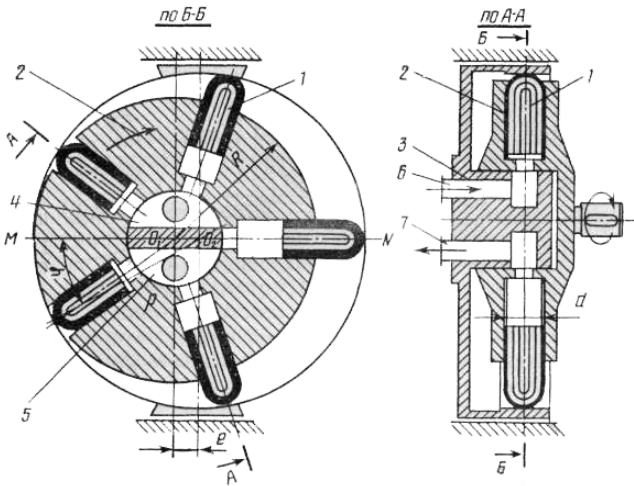
Відео: принцип дії РПН

http://wiki.tntu.edu.ua/%D0%A4%D0%B0%D0%B9%D0%BB:%D0%A0_%D0%9D13.gif

Радіально-поршневі насоси

В радіально-поршневому насосі (рис. 11.11) поршні 1 обертуються разом з ротором блоком циліндрів 2 і одночасно приймають участь в зворотній поступальній русі в радіальному напрямі всередині циліндрів, це відбувається завдяки ексцентричному розміщенню ротора відносно статора.

Розподілення рідини здійснюється нерухою цапфою 3 з прорізами 4 і 5, які утворюють всмоктувальну та нагнітальну порожнини. При обертанні кожний циліндр половину оберту (при висуванні поршня) з'єднується вікном з прорізом 4, а другу половину (при всуванні поршня) – з прорізом 5. Осьові отвори 6 і 7 з'єднують прорізи з лініями підводу та відводу. При обертанні сферичні головки поршнів ковзають по кільцевій направляючій внутрішньої поверхні статора.



1 – поршень; 2 – ротор-блок циліндрів; 3 – нерухома цапфа;
4,5 – прорізи; 6,7 – осьові отвори.

Рисунок 11.11 – Схема радіально-поршневого насоса

Теоретична подача насоса за хвилину визначається за формулою

$$Q = 2eFzn, \quad (11.8)$$

де e – ексцентриситет; F – площа поршня, м^2 ; z – число поршнів; n – частота обертання ротора, хв^{-1} .

Подача насосів рівномірна. Регулювання подачі може здійснюватись зміною ексцентриситету e . В насосах з регульованою подачею передбачена можливість зміни ексцентриситету при роботі машини, при цьому статор переміщується відносно ротора. Перехід центру статора через центр ротора призводить до зміни напрямку подачі насоса, в елементах гідروприводу це призводить до зміни напрямку обертання гідромотора.

Тиск, що створюється радіально-поршневими насосами, може досягати до 500 МПа, частота обертів ротора $160 \dots 242 \text{с}^{-1}$.

Однією з різновидностей радіально-поршневого насоса є насос з ексцентричним валом – ексцентриковий вал, що обертається і примушує поршні здійснювати зворотно-поступальний рух (рис. 11.12).

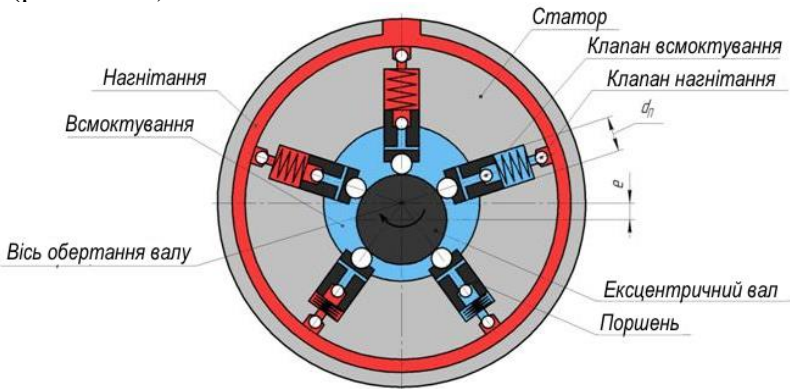


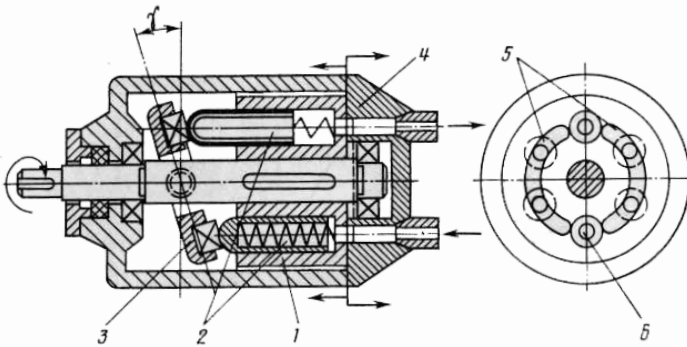
Рисунок 11.12 – Схема радіально-поршневого насоса з ексцентричним валом

Аксіально-поршневі насоси

Аксіально-поршневі насоси компактні та мають найменшу масу у порівнянні з другими насосами при передачі однакової потужності. Малі радіальні габарити насоса забезпечують їм малі моменти інерції, внаслідок чого вони широко використовуються як регульовані насоси в гідроприводах.

За кінематичними схемами розрізняють аксіально-поршневі насоси з нахиленим блоком циліндрів та з нахиленим диском.

Принципова схема будови насоса з нахиленим диском показана на рисунку 11.13. В роторі (блоці циліндрів) 1 вздовж його осі виконані циліндри, в яких переміщуються під дією пружин поршні 2. Сферичні головки поршнів упираються в диск 3, який нахилений під кутом γ до перпендикулярної площини до осі вала насоса. В регульованих насосах кут нахилу диска може змінюватись в процесі роботи насоса і відповідно змінюється хід поршнів та подача насоса.



1 – ротор (блок циліндрів); 2 – поршні; 3 – диск; 4 – торцева розподільча система; 5 – напівкільцеві порожнини; 6 – вікна.

Рисунок 11.13 – Схема аксіально-поршневого насоса з нахиленим диском

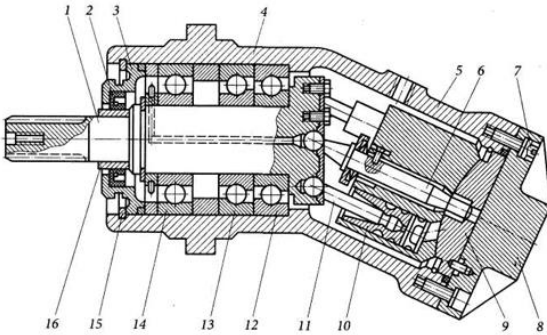
Для підведення та відведення рідини від циліндрів використовується торцева розподільча систем, яка виконана у вигляді двох напівкільцевих порожнин 5, з якими періодично з'єднуються порожнини циліндрів через вікна 6. Одна з напівкільцевих порожнин з'єднана зі всмоктувальною лінією, а друга – з нагнітальною. При обертанні блока циліндрів поршні, упираючись в нахилений диск, періодично висовуються з циліндрів, здійснюючи такт всмоктування, та засовуються, здійснюючи такт нагнітання рідини.

Подача насоса за хвилину розраховується за формулою

$$Q_m = F D t g \gamma z n, \quad (11.9)$$

де F – площа поршня; D – діаметр кола, по якому розміщені осі циліндрів; γ – кут нахилу диску; z – число циліндрів (поршнів); n – частота обертання ротора, хв^{-1} .

В насосах з нахиленим блоком (рис. 11.14) обертається диск, що шарнірно з'єднаний з поршнями, осі яких нахилені до диску, внаслідок чого здійснюється їх зворотно-поступальний рух. Торцевий розподільвач має два серпоподібних вікна А та Б, одне з яких з'єднується зі всмоктувальною лінією, а друге – з нагнітальною.



1 – вал; 2 – ущільнення; 3, 8 – кришки; 4 – корпус; 5 – блок циліндрів; 6 – шип; 7 – болт; 9 – розподільвач; 10 – поршень; 11 – шатун; 12, 13, 14 – підшипники; 15 – стопорне кільце; 16 – втулка

Рисунок 11.14 – Схема нерегульованого аксіально-поршневого насоса з нахиленим блоком

Шатуни 11 та шип 6 закріплені в сферичних отворах валу 1 за допомогою штампованої пластини. На розподільвачі 9, закріпленому нерухомо відносно кришки 8, виконані два дугоподібних пази, які суміщаються з отворами кришки. Блок циліндрів 5 за допомогою тарілчастих пружин притискується до розподільвача 9.

При обертанні вала шатуни з поршнями ведуть блок циліндрів, здійснюючи зворотно-поступальний рух відносно блока циліндрів. За один оберт кожний поршень здійснює один подвійний хід – всмоктування та нагнітання робочої рідини.

Подача насоса за хвилину розраховується за формулою

$$Q_m = FD \sin \gamma zn \quad (11.10)$$

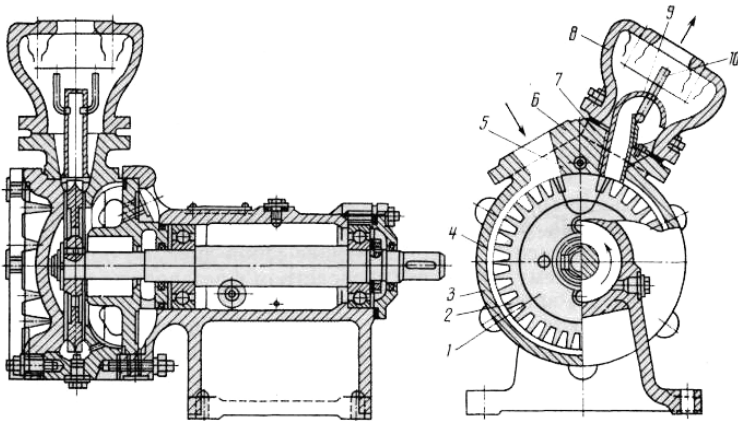
Тиск, що створюється аксіально-поршневими насосами, 5...25МПа.

При подачі робочої рідини під тиском в робочі камери циліндрів аксіально-поршневого насоса він буде працювати в режимі гідромотора.

<https://www.youtube.com/watch?v=an1HA73Daio>

Вихрові насоси

Конструкція вихрового насоса показана на рисунку 11.15. Робочий орган насоса – робоче колесо 1 з лопатками 2, розміщене в циліндричному корпусі 3. Навколо робочого колеса є концентричний канал 4, який починається біля всмоктувального патрубку 6 і закінчується біля нагнітального патрубку 7. Канал переривається перемичкою 5, яка служить ущільненням між нагнітальним та всмоктувальним патрубками. Для забезпечення самозасмоктування насоса на напірному патрубку монтується додатковий вузол 8, в якому розміщується ковпак 9 та повітропровід 10.



1 – робоче колесо; 2 – лопатки; 3 – корпус насоса; 4 – кільцевий канал; 5 – всмоктувальний патрубок; 6 – перемичка; 7 – нагнітальний патрубок; 8 – вузол для забезпечення самозасмоктування рідини; 9 – ковпак; 10 – повітропровід.

Рисунок 11.12 – Вихровий насос

Принцип роботи насоса такий. При обертанні робочого колеса частинки рідини в комірках обертаються разом з колесом і, за рахунок сил тертя, захоплюють частинки рідини, яка розміщена в кільцевому каналі. Одночасно на частинки рідини в комірках діє відцентрова сила яка викидає їх в кільцевий канал, а потім вони знову попадають на колесо, здійснюючи вихровий рух, попадаючи то на лопатки робочого колеса, то в кільцевий канал. В результаті виникає рух рідини з високими тангенціальними швидкостями з одночасним утворенням та руйнуванням вихрів і дією на рідину відцентрових сил.

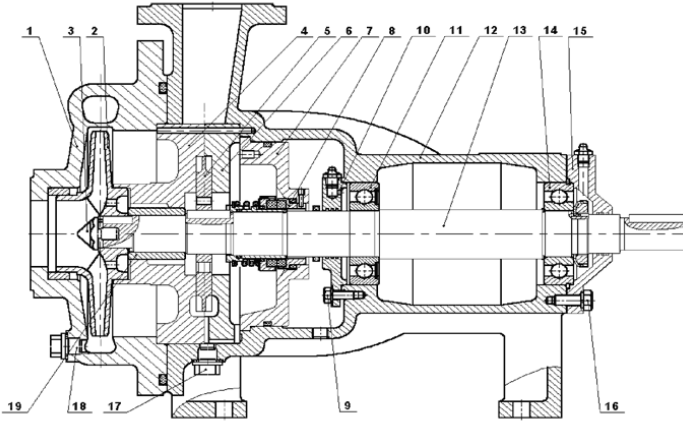
Напір вихрового насоса в 3...6 разів більший ніж відцентрового насоса при тих же розмірах і частоті обертання робочого колеса. Завдяки компактності, високим напорам, здатності самозасмоктування (тобто здатності при запуску засмоктувати рідину без попереднього заповнення рідиною всмоктувального трубопроводу та корпусу насоса) вихрові насоси використовуються для перекачування суміші рідини та газу, легколетучих рідин (бензин, спирт), кислот, скраплених газів і т.п.

Недоліком вихрових насосів є їх низький ККД, не більше 45%, та те що вони не придатні для перекачування рідин з великою в'язкістю, тому що при збільшенні в'язкості напір та ККД різко зменшується.

Подача вихрових насосів до 12 л/с, напір до 250 м.

<https://www.youtube.com/watch?v=TL8MX4pPTeU>

Високі експлуатаційні показники мають відцентрово-вихрові насоси (рис. 11.13), в яких поєднані позитивні якості відцентрових та вихрових насосів. Такі насоси представляють собою комбінацію з двох насосів – відцентрового та вихрового, які зібрані на одному валу і з'єднані між собою послідовно по ходу рідини, що перекачується. Насос має осьове підведення води, на всмоктувальній лінії його встановлюється відцентрове колесо, яке забезпечує висоту всмоктування до 5...7м. Потім вода попадає до камери вихрового насосу де вона отримує високий напір. Такі насоси мають подачу 14...36 м³/год, напір до 280 м та ККД 0,45...0,48.



1,7,15 – кришка; 2 – відцентрове колесо; 3 – гайка для закріплення колеса на валу; 4,6 – вставка; 5 – вихрове колесо; 8 – ущільнення; 9,16 – болт; 10 – кришка; 11,14 – шарикопідшипникова опора; 12 – корпус; 13 – вал насоса; 17,18 – пробки; 19 – сальникове ущільнення.

Рисунок 11.13 – Відцентрово-вихровий консольний насос

Струменеві насоси

Струменеві насоси (рис. 11.14) мають просту конструкцію, в якій відсутні рухомі частини. Робота їх побудована на передачі енергії від потоку робочої рідини, що рухається з великою швидкістю, до рідини, що перекачується, за рахунок сил тертя.

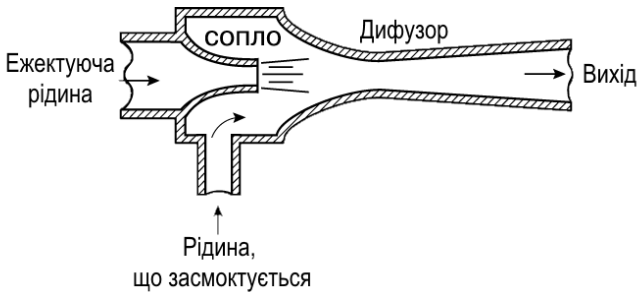
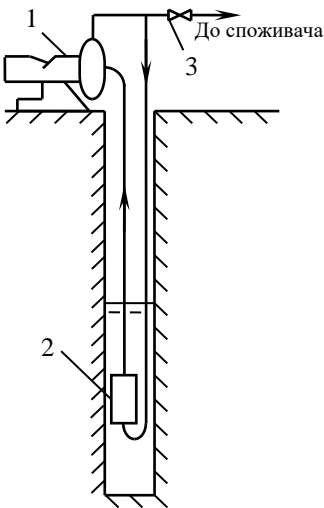


Рисунок 11.14 – Струменевий насос

Робоча рідина подається до сопла насоса, де внаслідок звуження, швидкість руху струменю збільшується, а тиск, у відповідності з рівнянням Бернуллі, зменшується. В результаті цього в камері всмоктування утворюється вакуум, внаслідок чого до неї засмоктується рідина, що перекачується. Потокм ежектууючої рідини, рідина, що поступила в камеру всмоктування, переноситься в дифузор, де відбувається інтенсивне перемішування цих рідин та перетворення кінетичної енергії потоку рідини в потенціальну енергію тиску, під дією якого вона рухається в напірному трубопроводі.

ККД таких насосів – не більший 30%. Глибина підймання води таким насосом 6...7 м. Використовуються вони для перекачування забруднених рідин зі значним вмістом абразивних частинок.



1 – відцентровий насос;
2 – струменевий насос;
3 – засувка.

Рисунок 11.15 – Водоструменева установка

В системах водопостачання використовуються водоструменеві установки які складаються з відцентрового та струменевого насосів (рис. 11.15). Струменевий насос розміщується в колодязі нижче динамічного рівня води і з'єднується з відцентровим насосом колонами труб. З відцентрового насоса вода подається до струменевого насоса і при проходженні через нього підсмоктує рідину з колодязя. Сумарна витрата поступає в насос, після проходження якого, вона ділиться на два потоки, один потік поступає в струменевий насос, а другий – до споживача. Такі водоструменеві установки мають велику надійність і використовуються для підйому води з глибини до 40 м.

<https://www.youtube.com/watch?v=m0xBVMQ3wtw>

<https://www.youtube.com/watch?v=U0wGhmvhChU>

Питання для самоперевірки:

1. Що таке об'ємний насос та який принцип її дії?
2. Чим відрізняються об'ємні насоси від відцентрових?
3. Від яких параметрів залежить подача об'ємного насоса?
4. Яка будова та принцип дії поршневого насоса простої дії?
5. Від чого залежить подача поршневого насоса простої дії?
6. Що таке індикаторна діаграма поршневого насоса та що вона показує?
7. Яка будова та принцип дії поршневого насоса подвійної дії?
8. Від чого залежить подача поршневого насоса подвійної дії?
9. Які достоїнства та недоліки поршневих насосів?
10. Які насоси відносяться до роторних насосів і як визначається їх подача та потужність?
11. Яка будова та принцип дії шестеренного насоса?
12. Що являють собою характеристики шестеренного насоса?
13. Яка будова та принцип дії гвинтових насосів?
14. Від чого залежить подача гвинтового насоса?
15. Яка будова та принцип дії роторно-пластинчастого насоса?
16. Яка будова та принцип дії радіально-поршневого насоса?
17. Від чого залежить подача радіально-поршневого насоса?
18. Яка будова та принцип дії аксіально-поршневого насоса?
19. Від чого залежить подача аксіально-поршневого насоса?
20. Яка будова та принцип дії вихрових насосів?
21. Яка будова та принцип дії відцентрово-вихрового консольного насосу?
22. Яка будова та принцип дії струменевих насосів?
23. Яка будова та принцип дії водоструменевої установки?

Навчальне видання

ДИНАМІЧНІ ПОТОКОВІ СИСТЕМИ
(розділ «Насоси динамічних поточкових систем»)

Курс лекцій

МОРОЗ Олександр Миколайович
СЕРЕДА Анатолій Іванович

Формат 60×84/16. Гарнітура Times New Roman
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.
Ум. друк. арк. 2,91. Наклад 100 пр.
ДБТУ
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44