

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Кривий Ріг
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних
дисциплін та обладнання
Протокол № 6
від «04» грудня 2020 р.

Рекомендовано навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 4
від «17» грудня 2020 р.

Кривий Ріг
2020

УДК 338.487(072)

О 46

Ц 67

Рекомендовано до видання Вченою радою Донецького національного університету економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського (протокол № 4 від 17 грудня 2020 р.).

Рецензенти:

Дейниченко Г. В., д.т.н., професор, завідувач кафедри устаткування харчової і готельної індустрії ім. М. І. Беляєва Харківського державного університету харчування та торгівлі.

Хорольський В. П., д.т.н., професор кафедри загальноінженерних дисциплін та обладнання Донецького національного університету економіки та торгівлі ім. М. Туган-Барановського.

Погребняк А. В., доцент, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та міжнародної логістики Університету митної справи та фінансів.

Омельченко О.В., Цвіркун Л.О.

О 46 Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с.

Пропонований навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» у процесі вивчення дисципліни «Гідравлічні машини». Навчальний посібник містить навчально-методичні та науково-технічні матеріали, які необхідні студентам для формування професійних компетентностей в області гідравлічних машин і основних закономірностей рівноваги і руху рідин для вирішення практичних задач, пов'язаних з розрахунком гідравлічних машин, здійсненням вибору гідравлічних насосів за їх технічними характеристиками. Наявність контрольних запитань із кожної теми надає студентам змогу самостійного контролю рівня засвоєння навчального матеріалу. Наведено список рекомендованої літератури.

УДК 338.487(072)

© Омельченко О.В., Цвіркун Л.О., 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ I. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН	6
1. Основні параметри гідравлічних машин.....	6
2. Класифікація гідравлічних машин.....	11
3. Відцентрові насоси. Принцип дії та конструкція.....	19
4. Основні рівняння відцентрових насосів (рівняння Ейлера).....	31
5. Поршневі насоси. Подача поршневих насосів. Графіки подачі.....	37
6. Роторні гідравлічні машини.....	49
7. Теоретичні основи лопатевих гідравлічних машин. Характеристики лопатевих нагнітачів.....	59
РОЗДІЛ II. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД, ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ТА ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ	66
8. Гідродинамічні передачі.....	66
9. Об'ємний гідропривід. Принцип дії, класифікація.....	70
10. Гідроциліндри. Гідророзподільники. Клапани.....	75
11. Принципова схема. Розрахунок простих об'ємних гідроприводів.....	81
12. Гідравлічні двигуни.....	90
13. Експлуатація гідравлічних машин.....	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	99

ВСТУП

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» у процесі вивчення дисципліни «Гідравлічні машини». Посібник містить навчально-методичні та науково-технічні матеріали, які необхідні студентам для формування професійних компетентностей в області гідравлічних машин і основних закономірностей рівноваги і руху рідин для вирішення практичних задач, пов'язаних з розрахунком гідравлічних машин, здійсненням вибору гідравлічних насосів за їх технічними характеристиками. Наявність контрольних запитань із кожної теми надає студентам змогу самостійного контролю рівня засвоєння навчального матеріалу. Наведено список рекомендованої літератури.

РОЗДІЛ І. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

Тема 1. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

1.1 Основні поняття та визначення

Гідравлічна машина – це агрегат в якому механічна енергія передається від рідини, що протікає в робочому органі (гідравлічні двигуни або турбіни) або, навпаки, механічна енергія приводу перетворюється в гідравлічну енергію рідини, що перекачується, завдяки чому здійснюється її рух (насоси).

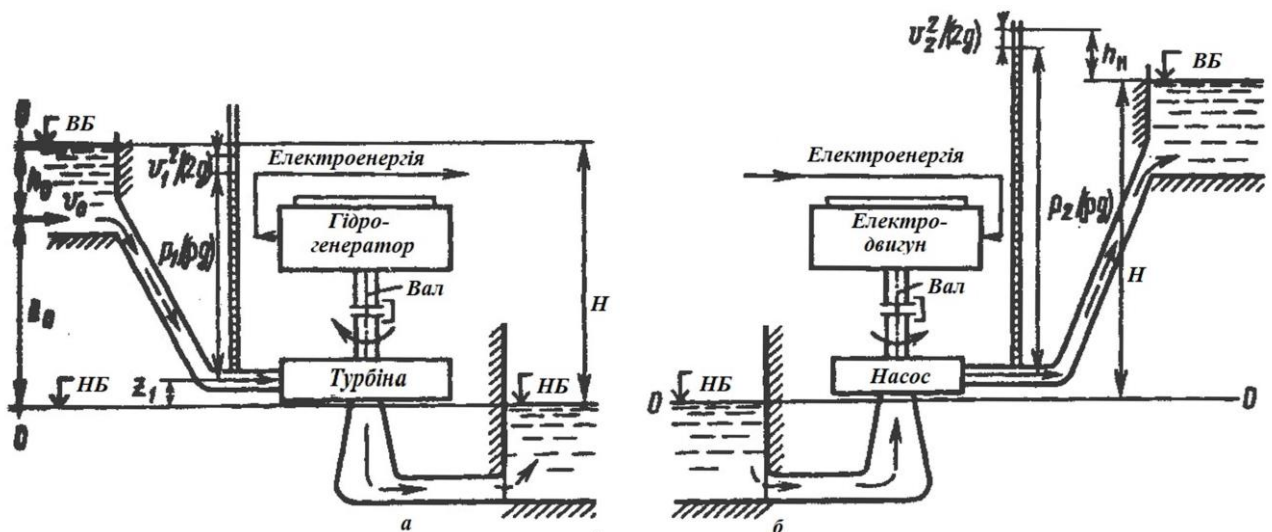


Рисунок 1.1 – Схеми гідравлічних машин

а) – турбінна установка

б) – насосна установка

Гідравлічні двигуни в яких робочий орган отримує енергію від рідини, що протікає, зазвичай представляють собою гідравлічні турбіни, що застосовуються для установки на гідроелектричних станціях, де вони служать приводом електричних генераторів. У турбіні енергія води перетворюється в механічну енергію обертання валу, від якої приводиться в обертання ротор електричного генератора, де механічна енергія перетворюється в електричну.

Насоси є однією з найпоширеніших різновидів гідравлічних машин. Їх застосовують у багатьох галузях промисловості та сільського господарства. Вони є невід'ємною частиною систем водопостачання, теплофікації, центрального опалення, вентиляції, котельних установок, гідромеханізації та використовуються в багатьох інших галузях техніки. Насоси й гідродвигуни застосовують в гідропередачах, де основним елементом є гідравлічний привід, призначення якого полягає в передачі енергії до виконавчого робочого органу та управлінні його рухом за допомогою рідини.

Основними робочими параметрами, які характеризують гідравлічні машини та режими їх роботи – є напір (або тиск), подача (для насоса) або витрата (для гідродвигуна), потужність і коефіцієнт корисної дії.

До гідравлічних машин відноситься велике коло машин, механізмів і пристроїв, які призначені для створення або використання потоку рідкого середовища як носія енергії, головним чином – насоси, гідродвигуни і гідроперетворювачі. Однак, часто в це поняття включають і гідропередачі. Останні є сукупністю насосів і гідродвигунів, з'єднаних між собою певним чином в рамках єдиної системи, що служить для передачі та перетворення енергії за допомогою рідкого середовища.

Гідравлічні машини – насоси, гідродвигуни, а також гідропередачі, які за принципом дії поділяють на два види: динамічні та об'ємні.

Насос як динамічний, так і об'ємний – являє собою машину для створення потоку рідкого середовища. У динамічному насосі рідке середовище переміщується під силовим впливом на неї в камері постійної сполученої зі входом і виходом насоса. Для об'ємного насоса характерним є те, що рідка середа в ньому переміщується шляхом періодичної зміни обсягу займаної нею камери, поперемінно сполученої зі входом і виходом насоса.

Гідродвигун служить для перетворення енергії, зворотною тому, яке має місце в насосах, тобто для перетворення енергії потоку рідкого середовища в енергію вихідної ланки. В техніці динамічні гідродвигуни представлені - гідротурбінами, а об'ємні – гідроциліндрами, поворотними гідродвигунами та гідромоторами. Гідроциліндр, як відомо, це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки – штока або плунжера. Поворотний гідродвигун являє собою об'ємну гідромашину з обмеженим поворотним рухом вихідної ланки – валу.

Гідротурбіна і гідромотор – це гідродвигуни з необмеженим обертальним рухом вихідної ланки, тобто валу.

Для робочого процесу динамічних гідромашин характерними є великі швидкості руху їх робочих органів (а, значить, і рідкого середовища). У той же час в об'ємних гідромашинах великі швидкості робочих органів (і рідкого середовища) не обов'язкові, так як головну роль в їх робочому процесі відіграє тиск рідкого середовища.

Об'ємні насоси за характером руху робочих органів поділяють на роторні, крильчасті і зворотно-поступальні.

Роторними називають об'ємний насос з обертовим або обертальним і зворотно-поступальним рухом робочих органів незалежно від характеру руху ведучої ланки насоса.

Крильчасті насоси відрізняє зворотно-поворотний рух, а зворотно-поступальні насоси – прямолінійний зворотно-поступальний рух робочих органів незалежно від характеру руху ведучої ланки.

За ознакою роторні насоси бувають роторно-поворотними (з обертальним і зворотно-поворотним рухом робочих органів), роторно-поступальними – з обертовим і зворотно-поступальним рухом робочих органів і роторно-обертальними (з обертовим рухом робочих органів).

Залежно від напрямку переміщення рідкого середовища в групі роторно-обертальних насосів виділяють:

- зубчасті насоси, в яких переміщення рідкого середовища здійснюється в площині, перпендикулярній до осі обертання робочих органів;
- гвинтові з переміщенням рідкого середовища уздовж осі обертання робочих органів.

По виду робочих органів роторно-поступальні насоси діляться на шиберні (з робочими органами у вигляді шиберів) і роторно-поршневі (з робочими органами у вигляді поршнів або плунжерів).

1.2 Технічні показники гідравлічних машин

Об'ємна подача насоса Q – це відношення обсягу подаваного рідкого середовища на часі.

Теоретична подача насоса Q_m – являє собою суму подачі і об'ємних втрат насоса.

Робочий об'єм насоса q_0 – це різниця найбільшого і найменшого значень замкнутого обсягу за оборот або подвійний хід робочого органу насоса.

Напір насоса H – величина, яка визначається залежністю:

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} \quad (1.1)$$

де p – тиск насосу;

ρ – щільність рідкого середовища;

g – прискорення вільного падіння.

При вирішенні практичних завдань натиск насоса часто визначають за виразом:

$$H = (z_k - z_n) + \frac{p_k - p_n}{\rho \cdot g} + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2 \cdot g} \quad (1.2)$$

або:

$$H = \frac{p_{ман} - p_{вак}}{\rho \cdot g} + \Delta z + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2 \cdot g} \quad (1.3)$$

де z_k і z_n – висота центра ваги перерізу виходу і входу в насос;

p_k і p_n – тиск на виході і на вході в насос;

v_k і v_n – швидкість рідкого середовища на виході і на вході в насос;

$p_{ман}$ і $p_{вак}$ – тиск на виході і вакуум на вході в насос;

Δz – тиск на виході і вакуум на вході в насос.

Напір рідкого середовища $H_{зм}$, що сприймається гідромотором, обчислюється за виразом (1.1), з тією, однак, різницею, що вхід вважається виходом, а вихід - входом.

Перепад тиску в гідромоторі:

$$\Delta p_{zm} = p_1 - p_2, \quad (1.4)$$

або:

$$\Delta p_{zm} = \rho \cdot g \cdot H_{zm}, \quad (1.5)$$

де p_1 і p_2 – тиск на вході і виході гідромотора, Па.

Теоретична (ідеальна) подача рідкого середовища визначається геометричними розмірами і частотою обертання (швидкістю руху) робочих органів, а також конструктивними факторами:

$$Q_m = q_o \cdot n, \quad (1.6)$$

де q_o – робочий об'єм насоса;

n – частота обертання валу насоса.

Корисна потужність насоса N_n – це потужність, що передається насосом рідкому середовищу, яке подається:

$$N_n = p \cdot Q = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (1.7)$$

Потужність, яка споживається насосом, обчислюється за формулою:

$$N = M \cdot \omega, \quad (1.8)$$

де M – крутний момент на валу насоса;

ω – кутова швидкість обертання валу.

Потужність насоса N більше корисної потужності N_n внаслідок неминучих втрат всередині насоса. Ефективність конструкції визначається ККД насоса – відношенням корисної потужності до потужності насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{M \cdot \omega} = \frac{p \cdot Q}{M \cdot \omega} \quad (1.9)$$

З виразів (1.6) і (1.8) витікає, що:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} = \frac{p \cdot Q}{\eta} \quad (1.10)$$

Залежність дає можливість підібрати двигун для приводу насоса і розрахувати потужність, необхідну для його роботи.

Для гідромоторів вираження для потужності дещо інші.

Корисна потужність гідромотора:

$$N_n = M_{z.m} \cdot \omega, \quad (1.11)$$

де $M_{z.m}$ – момент на вихідній ланці гідромотора;
 ω – кутова швидкість вихідної ланки - вала.

Потужність гідромотора:

$$N = \rho \cdot g \cdot H_{z.m} \cdot Q = \Delta p_{z.m} \cdot Q, \quad (1.12)$$

де $\Delta p_{z.m}$ – перепад тисків в гідромоторі.

Об'ємна витрата Q гідромотора завжди більше, ніж теоретична (ідеальна) витрата Q_m , так як на відміну від насоса об'ємні втрати гідромотора спрямовані в ту ж сторону, що і основний потік рідкого середовища. Тому об'ємний ККД гідромотора виразиться таким чином:

$$\eta_{o.z.m} = \frac{Q_m}{Q} = \frac{Q_m}{Q_m + q_{ym}} \quad (1.13)$$

де q_{ym} – об'ємні втрати в гідромоторі (витоку).

ККД гідромотора є відношенням:

$$\eta_{z.m} = \frac{N_n}{N} = \frac{M_{z.m} \cdot \omega}{\Delta p_{z.m} \cdot Q} \quad (1.14)$$

Частота обертання n вала гідромотора може бути обчислена:

$$n = \frac{Q}{q_o} \cdot \eta_{o.z.m} \quad (1.15)$$

Крутний момент M на валу гідромотора:

– теоретичний

$$M_m = \frac{\Delta p_{z.m} \cdot q_o}{2 \cdot \pi} \quad (1.16)$$

– дійсний

$$M = \frac{\Delta p_{z.m} \cdot q_o}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{m.z.m} \quad (1.17)$$

де $\eta_{m.z.m}$ – механічний ККД гідромотора.

Для гідроциліндрів потужність обчислюють за формулою (1.11), корисну потужність знаходять з виразу:

$$N_n = R \cdot v \quad (1.18)$$

де R – зусилля на штокі;

v – швидкість штока.

ККД гідроциліндра:

$$\eta_u = \frac{N_n}{N} = \frac{R \cdot v}{N} \quad (1.19)$$

Втрати потужності в гідромашинах прийнято поділяти на три види і оцінювати відповідним ККД. Для насосів, наприклад, розрізняють:

– гідравлічний ККД η_g , що є відношенням корисної потужності насоса до суми корисної потужності і потужності, витраченої на подолання гідравлічних опорів в насосі;

– механічний ККД η_m – це величина, що виражає відносну частку механічних втрат в насосі;

– об'ємний ККД η_o – відношення корисної потужності насоса до суми корисної потужності і потужності, витраченої з витоками.

ККД гідромашини являє собою добуток трьох вищевказаних ККД:

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_o \quad (1.20)$$

Аналогічні визначення можуть бути дані для відповідних ККД гідродвигунів.

Контрольні запитання

1. Які основні параметри насосів?
2. Що називається подачею насоса?
3. Як визначається геодезичний напір?
4. Що називається напором насоса?
5. Які існують залежності для визначення напору насоса?
6. Що називають кавітаційним запасом?
7. Як визначається кавітаційний запас?

Тема 2. КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

2.1 Класифікація насосів

Насоси за принципом дії та конструкцією діляться на дві основні групи – динамічні і об'ємні.

До динамічних відносять насоси, в яких рідина в камері рухається під силовим впливом і має постійний зв'язок з вхідним і вихідним патрубками. Це силовий вплив здійснюється за допомогою робочого колеса, який повідомляє рідині кінетичну енергію, трансформовану в енергію тиску. Динамічними є насоси лопатеві, електромагнітні, тертя та інерції.

До об'ємних відносять насоси, в яких повідомлення енергії рідини здійснюється за принципом механічного періодичного витіснення рідини робочим тілом, що створює в процесі переміщення певний тиск рідини. В об'ємних насосах рідина отримує енергію в результаті періодичної зміни замкнутого обсягу, який поперемінно повідомляється то з входом, то з виходом насоса. Об'ємними є насоси поршневі, плунжерні, діафрагмові, роторні і шестеренні.

Лопатевими називають насоси, в яких передача енергії здійснюється за допомогою обертового лопатевого колеса (яке служить їх робочим органом), шляхом динамічної взаємодії лопатей колеса з обтічною їх рідиною. Лопатевими є насоси відцентрові, осьові й діагональні.

Відцентровими називають лопатеві насоси з рухом рідини через робоче колесо від центру до периферії, осьовими - лопатеві насоси з рухом рідини через робоче колесо в напрямку його осі. Робочі колеса осьових насосів складаються з декількох гвинтових порожнин, що мають форму лопатей пропелера.

Насоси тертя та інерції є групою динамічних насосів, в яких передача енергії рідини здійснюється силами тертя та інерції. Сюди відносять вихрові, шнекові, лабіринтові, черв'ячні і струменеві насоси. Лопатеві насоси класифікують також по напорі, потужності і коефіцієнту швидкохідності.

За напором розрізняють насоси: низьконапірні до 20 м, середньо-напірні від 20 до 60, високо-напірні понад 60.

За потужністю (кВт) насоси можуть бути мікронасоси до 0,4, дрібні до 4, малі до 100 при подачі 0,5 м³/с, середні до 400, великі понад 400 при подачі вище 0,5 м³/с, унікальні понад 8000 при подачі понад 20 м³/с.

За коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.1)$$

де n – частота обертання, об/хв;

Q – подача, м³/с;

H – напір, м.

У цій формулі під напором H для багатоступеневих насосів розуміють напір, що розвивається одним колесом (сходами). Якщо насос має робоче колесо з двостороннім входом, підставляють значення Q , яке дорівнює половинній їх подачі. Коефіцієнт швидкохідності є найбільш повною гідравлічною характеристикою відцентрових насосів, дозволяє класифікувати насоси не по одному якомусь окремому параметру (подачі, напорі або частоті обертання), а за їх сукупністю і дає підставу для порівняння різних типів насосів і вибору

насоса, найбільш придатного для роботи в заданих умовах. Для лопатевих насосів різних типів значення n_s об/хв наведені нижче:

Відцентрові бувають тихохідні 50 ... 80, нормальні 80 ... 150, швидкохідні 350 ... 500. У діагональних насосів коефіцієнт швидкохідності знаходиться в межах 350 ... 500, а у осьових 500 ... 1500.

Коефіцієнт швидкохідності n_s визначає і форму робочого колеса насоса. Як приклад, розглянемо колеса насосів різної швидкохідності. Тихохідне колесо характеризується тим, що вихідний діаметр набагато більше вхідного і колесо має відносно малу ширину. Зі збільшенням швидкохідності ця різниця скорочується, ширина зростає і далі переходить в діагональне і осьове.

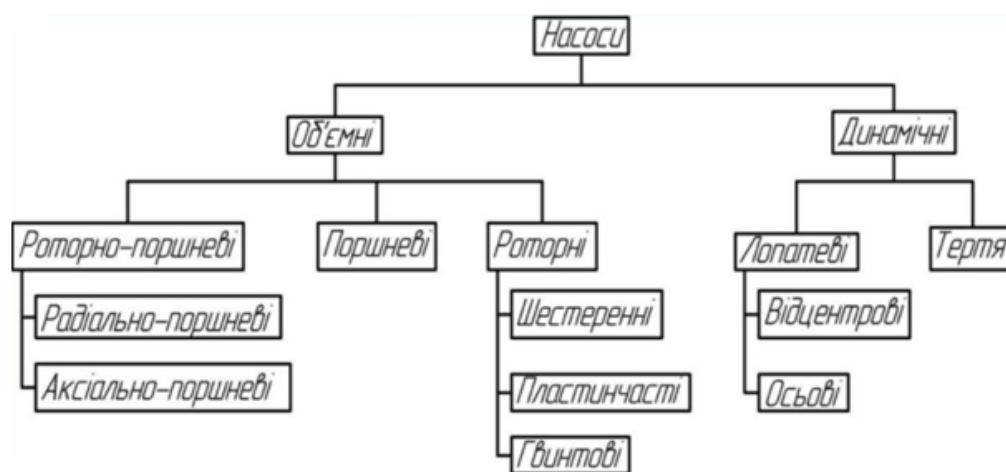


Рисунок 2.1 – Класифікація насосів

2.2 Класифікація насосів по конструкції та призначенню

Лопатеві насоси. При класифікації лопатевих насосів по конструкції враховують такі ознаки:

- розташування осі обертання (вертикальне, горизонтальне);
- розташування і виконання опор (консольне, з виносними або внутрішніми опорами);
- кількість коліс (одно-, двох і багатоступінчасті), виконання підведення і відведення (з полу спіральним або камерним підведенням, з лопатевим відведенням тощо);
- наявність регулювання;
- конструкція корпусу (з поздовжнім роз'ємом, секційна тощо), вид ущільнення (з м'яким сальником, з торцевим ущільненням);
- конструкція робочого колеса (з відкритим або закритим робочим колесом, поворотньо-лопатєва, з двостороннім входом);
- здатність до самовсмоктування, герметичність, наявність конструктивного об'єднання з двигуном, систем обігріву або охолодження, включеного шнека, призначення (для установки в свердловині, капсулі).

При класифікації за призначенням розрізняють насоси: *загального призначення*. Для перекачування чистої води з невеликим вмістом зважених часток; для перекачування пульпи або ґрунтуземлесоси, ґрунтові та грязьові; для подачі води з свердловин – електрозанурювальні з двигуном, що знаходиться під рівнем води, і глибинні, у яких двигун встановлений над свердловиною, а насос розташовується в свердловині під водою (від насоса до двигуна йде секційний вал, утримуваний в напрямних підшипниках, встановлених в хрестовинах між секціями водопідйомних труб); для перекачування бензину, гасу або масел, хімічних речовин і ін.

Насоси типу К і КМ – це консольні насоси одноступеневого типу з входом рідини в робоче колесо з одного боку. Вони мають такі характеристики: натиск 8,8 ... 9,8 м, висоту всмоктування до 8 м і подачу 4,5 ... 360 м³/год.

Залежно від розміру кожен насос має свою марку, в якій вказані діаметр вхідного патрубку, коефіцієнт швидкохідності і тип насоса. Так, цифра 8 у консольного насоса марки 8К-18 означає діаметр вхідного патрубку (мм), зменшений в 25 разів, консольний тип насоса позначений буквою К, а число 18 – зменшений в 10 разів коефіцієнт швидкохідності насоса.

Насоси типу НД – це одноколісні горизонтальні насоси з двостороннім підведенням рідини в робоче колесо. Існує три різновиди таких насосів: НДН (низького напору), ПДВ (середнього напору) і НДВ (високого напору). Кожен з трьох різновидів має кілька розмірів. Діаметр напірного патрубку (мм), зменшений (округлено) в 25 раз, вказується цифрою перед буквами в марці насоса. Висота всмоктування у таких насосів не буває вище 7 м.

Насоси типу НДН мають подачу 1350 ... 5000 м³/ч і натиск від 10 до 32 м;

насоси типу ПДВ – подачу 216 ... 6500 м³/ч і натиск 18 ... 90 м;

насоси типу Стройтрест подачу від 90 до 720 м³/ч і натиск 22 ... 104 м.

Насоси типу НМК, ЦНС, ЦННМ, ЦК – це багатоступінчасті горизонтальні насоси, де підведення рідини відбувається з двох сторін в перше робоче колесо. Ці насоси мають кілька різновидів з числом коліс від 2 до 11. Напір у них до 2000 м і подача 3600 м³/год.

До групи горизонтальних відцентрових насосів відносяться одноколісні насоси типу Д з подачею 380 ... 12 500 м³/ч і напором 12 ... 137 м, чотиріступінчасті насоси типу М з подачею 700 ... 1200 м³/год і напором 240 ... 350 м трьох- і п'ятиступінчасті насоси типу МД з подачею 90 ... 320 м³/год і напором 138 ... 725 м чотирьох- і шестиступінчасті секційні насоси типу НГМ з подачею 54 ... 90 м³/ч і напором 102 ... 210 м.

Розглянемо вертикальні відцентрові і осьові насоси для перекачування води і чистих рідин.

Насоси типу НДСВ – їх випускають в двох типорозмірах 207 ДВ і 24 Будтрест. Це одноступінчасті вертикальні насоси середнього напору з двостороннім входом рідини в робоче колесо. Подача становить 2700 ... 6500 м³/год, напір – 40 ... 79 м.

Насоси типу В – це найбільші насоси, одноступінчасті вертикальні з одностороннім входом рідини в робоче колесо. Їх випускають з подачею от 3000 до 6500 м³/ч, напором 18 ... 72 м декількох типорозмірів.

Осьові насоси - лопатеві насоси, в яких рідина проходить через робоче колесо паралельно його осі. Такі насоси призначені для подачі великої кількості рідини при малому напорі. У осьових насосів потік рідини, що виходить з каналів робочого колеса, має вихрову з закруткою структуру.

Переваги осьових насосів: простота і компактність конструкції. Компактність конструкції має вирішальне значення при великих подачах, а отже, і при великих діаметрах трубопроводів. Осьові насоси можуть бути встановлені на вертикальній, горизонтальній або похилій трубі.

В осьових насосах рідина, рухаючись поступально, отримує обертальний рух, що створюється робочим колесом. Для усунення обертального руху рідини служить направляючий апарат, через який рідина протікає перед виходом в напірний трубопровід.

Діагональні насоси. За конструкцією діагональні насоси схожі з осьовими, основна відмінність їх полягає у формі робочого колеса. Рідке середовище рухається в робочому колесі під кутом до осі насоса (по діагоналі), що і визначає назву цих насосів. Діагональний насос поворотно-лопатєвого типу з робочим колесом діаметром 2 м, розрахований на натиск 30 м. Лопаті робочих коліс можуть мати жорстке кріплення і можуть бути поворотними, тобто їх установка регулюється.

Водокільцеві насоси відносяться до групи самовсмоктувальних, або вакуум-насосів.

Вони можуть поглинати і повітря, і воду. Великий недолік відцентрових насосів звичайних конструкцій їх нездатність до самостійного всмоктування рідини, так як повітря, спочатку знаходиться у всмоктувальній трубі, внаслідок його малої маси не може бути відкачано для створення досить глибокого вакууму, що забезпечує підйом рідини до заповнення нею робочого колеса насоса. Водокільцеві насоси можуть створювати значні розрідження в повітряному середовищі, а отже, і піднімати рідину по всмоктувальній трубі на досить велику висоту, тобто можуть самі всмоктувати рідину без попередньої заливки насоса. Це явище називають самовсмоктуванням.

Застосовують водокільцеві насоси як самостійні агрегати для перекачування газів або рідин, але частіше як допоміжні установки для забезпечення заливки великих відцентрових насосів, а також для створення та підтримки вакууму в різних ємностях та апаратах.

Вихрові насоси. Напір вихрового насоса в 4 ... 6 разів більше, ніж відцентрового, при тих же габаритах і частоті обертання. Вихрові насоси випускають одноступінчастими і двоступінчастими. Крім того, вихрові насоси мають самовсмоктувальну здатність, що дозволяє використовувати їх в якості вакуум-насосів при затоці великих відцентрових насосів. У вихрових насосів відносно невисокий ККД (25 ... 55%). Випускають комбіновані насоси, у яких в одному корпусі розміщені вихрові та відцентрові колеса.

Зіставлення технічних даних вихрових і відцентрово-вихрових насосів показує, що при однакових подачах вихрові та відцентрово-вихрові насоси працюють при більш високих напорах, але відносно низьких ККД.

Спеціальні насоси і водопідйомні засоби. Ерліфти (емульсійні водопідйомники). Застосовують ерліфти в каналізації для підйому господарсько-фекальних та відпрацьованих виробничо-стічних вод.

Зазвичай ерліфт є підйомна труба, призначена для підняття суміші води з повітрям. Трубу опускають в свердловину, до якої по іншій трубі підводиться стиснене повітря. Обидві труби вставляють в обсадних трубах свердловини і опускають до рівня води.

Принцип дії ерліфта полягає в наступному. При зануренні у воду підйомна труба заповнюється водою. Підведене в трубу повітря з водою утворює водоповітряну суміш, яка має меншу щільність у порівнянні з водою і, отже, піднімається на більш високий рівень. Таким чином вода транспортується зі свердловини у водоповітряний резервуар. Тут вода звільняється від повітря і самопливом йде до споживача.

У разі тимчасового використання ерліфтних установок (наприклад, на будівництві при водозниженні або на дослідженнях при виконанні пробних відкачок) можна обійтися без водопідйомних труб. У цьому випадку, повітря, яке підведене по водопідйомній трубі 4, випускається прямо в обсадних трубах, де і змішується з водою. Утворена водоповітряна емульсія буде вилитися безпосередньо через обсадні труби.

Переваги ерліфтов: відсутність тертьових і перегороджуючих деталей в свердловині, можливість пропуску забруднених вод і використання викривлених свердловин, простота пристрою тощо.

Основні недоліки: низький ККД ерліфтової установки (10 ... 15%), необхідність другого підйому води зі збірного резервуара до споживача за допомогою відцентрового або іншого насоса і необхідність значного (не менше 50% сумарної висоти) занурення форсунки ерліфта під динамічний горизонт води (ДГВ), що утворюється при роботі ерліфта.

Водострумні насоси. У водострумних насосів робоча вода під тиском підводиться по трубі до сопла, а з нього зі збільшеною швидкістю потрапляє в циліндричну ділянку – змішувач. Далі змішаний потік води надходить в розширюючу ділянку насоса – дифузор, де в зв'язку з пониженням швидкості тиск (напір) збільшується до такої межі, що забезпечує подальший підйом і переміщення води по трубі до споживача.

Водострумні насоси характеризуються простотою пристрою і обслуговування, так як не мають частин, що труться і клапанів. Вони малочутливі до забруднення води, і тому їх часто застосовують для перекачування пульпи, вугільного шламу, зливових і стічних каналізаційних вод.

У практиці сільського водопостачання водострумні насоси зазвичай використовують в комбінації з відцентровими для збільшення їх висоти всмоктування. Перевага такої установки полягає в тому, що в свердловині немає обертових деталей, а відцентровий насос і електродвигун розташовуються на земній поверхні, в зручному для огляду місці.

Недолік водострумних насосів – низький ККД (не вище 30 ... 32%).

Артезіанські насоси. Розрізняють глибинні і електрозанурювальні артезіанські насоси. Глибинні насоси підвішують у свердловині на колонці нагнітальних труб. Електродвигун встановлений над гирлом свердловини на опорній станині. Передбачено коліно для відводу води в горизонтальний трубопровід. Приводний вал, нагнітальні труби і корпус насоса зібрані з окремих секцій. Вал насоса укріплений в проміжних опорах.

Електрозанурювальний насос з'єднаний безпосередньо з електродвигуном і занурений в свердловину нижче рівня води. Кабель живлення електродвигуна спускається в свердловину одночасно з навішуванням нагнітальних труб.

Електрозанурювальні насоси можуть працювати в забрудненій воді, хоча через великий вміст зворотних частинок термін служби насосів скорочується. Найбільш поширені насоси свердловин з трансмісійним валом і з занурювальним електродвигуном.

Контрольні запитання

1. Як визначається кавітаційний запас?
2. Що називається потужністю насоса?
3. Як визначається потужність насоса?
4. Що називається ККД насоса?
5. Які втрати визначають ККД насоса?
6. З яких основних елементів складається горизонтальний відцентровий насос на стояку підшипникової опори?

Тестові завдання

Гідравлічна машина

- A. агрегат
- B. система
- C. установка
- D. комплекс

До гідравлічних машин відноситься

- A. насоси
- B. гідродвигуни і гідропередачі
- C. усі відповіді вірні
- D. електродвигуни

Насос являє собою машину для

- A. для перетворення енергії потоку рідкого середовища в енергію вихідної ланки
- B. створення потоку рідкого середовища
- C. передачі та перетворення енергії за допомогою рідкого середовища
- D. передачі бензолу

Насоси за принципом дії і конструкцією діляться на дві основні групи

- A. динамічні та об'ємні
- B. відцентрові та осьові

- C. насоси тертя та інерції
- D. складні та генеровані

До об'ємних насосів відносять

- A. вихрові
- B. вібраційні
- C. поршневі
- D. плужні

До динамічних насосів відносять

- A. роторні
- B. поршневі
- C. вихрові
- D. комплексні

Насоси й гідродвигуни застосовують в

- A. гідропередачах
- B. турбинах
- C. силових установках
- D. енергетичних комплексах

Основними робочими параметрами, які характеризують гідравлічні машини та режими їх роботи є

- A. напір (або тиск)
- B. подача (для насоса) або витрата (для гідродвигуна)
- C. усі відповіді вірні
- D. тиск, електродвигун

Відцентровий насос – насос, у якому рух рідини та необхідного напорю складаються за рахунок відцентрової сили, що виникає при дії

- A. робочого колеса на рідину
- B. лопатей на рідину
- C. правильна відповідь відсутня
- D. робочого колеса на тиск, що виникає при роботі

Відцентрові насоси поділяються на 17 груп, з-поміж яких є

- A. консольні, горизонтальні
- B. піскові, ґрунтові, шламові
- C. усі відповіді вірні
- D. шламові, центробіжні

Тема 3. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ. ПРИНЦИП ДІЇ ТА КОНСТРУКЦІЯ

3.1 Принцип дії відцентрового насосу

Насос – гідравлічна машина, що створює напорне переміщення рідини при повідомленні її енергією.

Відцентровий насос – насос, у якому рух рідини та необхідного напору складаються за рахунок відцентрової сили, що виникає при дії робочого колеса на рідину.

Насосний агрегат – насос у сукупності з електроприводом та передаточним механізмом (муфтою, редуктором, шківом тощо).

Насосна установка – комплекс обладнання, що забезпечує роботу насосів у потрібному режимі і складається з одного або декількох агрегатів, трубопроводів, заторної та регулюючої арматури, контрольно-виміральної апаратури, а також обладнання управління та захисту.

Всередині нерухомого корпусу (рис. 3.1), що має спіральну форму, знаходиться робоче колесо 1, що є основним робочим органом відцентрового насоса. Воно закріплено на валу 2. Колесо складається з двох дисків (переднього 3 і заднього 4), між якими розташовані лопаті 5, плавно вигнуті в сторону, протилежну напрямку руху колеса. Лопаті об'єднують диски у єдину конструкцію. Внутрішні поверхні дисків та поверхні лопатей утворюють так звані міжполосні канали колеса, які при роботі насоса заповнені перекачуваною рідиною.

Ротор обертається у підшипниках 6. Між обертаємими та нерухомими деталями встановлюються ущільнення 8 для зменшення циркуляції всередині насоса та ущільнення 7 для зменшення витоків з насоса. При обертанні колеса на кожну частину рідини (масою m), що знаходиться у міжпорожнинному каналі на відстані від осі валу і рухається зі швидкістю:

$$F = \frac{m \cdot v^2}{r}. \quad (3.1)$$

Відцентрові сили переміщують рідину на периферію, де створюється підвищена стійкість, а у центрі колеса – розрідження. За рахунок цієї різниці тиск рідини потрапляє у напірний трубопровід. Так реалізується безперервна подача рідини насосом.

Для відводу рідини в корпусі насоса є розширювальна спіральна камера (у вигляді вуглецю, куди надходить рідина та випускається з робочого колеса). Спіральна камера (відвід 10) переходить в короткий дифузор, що утворює напірний патрубок 11, з'єднаний з напірним трубопроводом.

Відцентрові насоси є одним з найбільш поширених різновидів динамічних гідравлічних машин. Вони широко застосовуються у системах водопостачання, водовідведення, теплоенергетики, хімічної промисловості, в атомній промисловості, у авіаційній та ракетній техніці тощо.

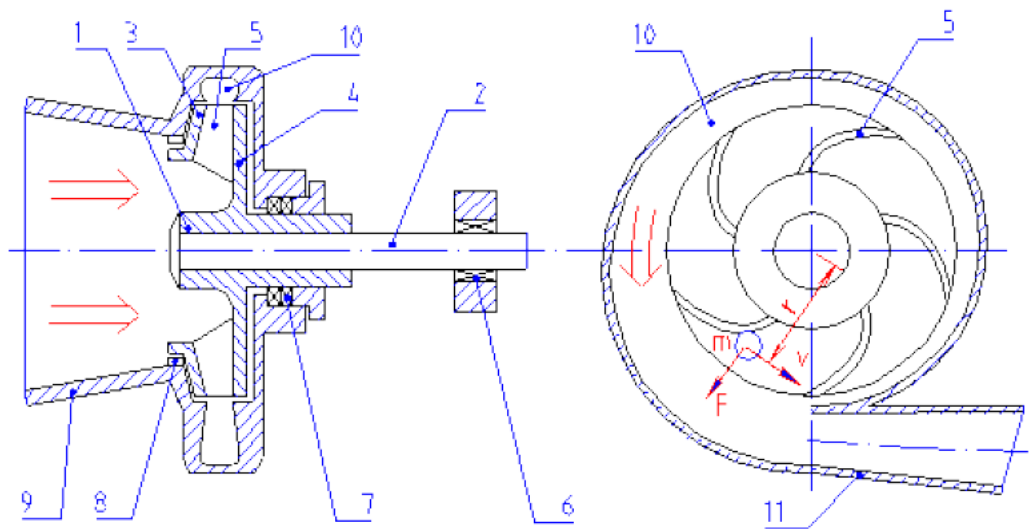


Рисунок 3.1 – Схема відцентрового насоса

На рис. 3.1 позначено: 1 – колесо, 2 – вал, 3 – передній диск, 4 – задній диск, 5 – лопаті, 6 – підшипники, 7 і 8 – ущільнення, 9 – підвід, 10 – спіральний відвід, 11 – напірний патрубок.

відцентрові насоси поділяються на 17 груп:

- | | |
|------------------|-------------------------------------|
| 1. Консольні | 10. Піскові, ґрунтові, шламові |
| 2. Горизонтальні | 11. Фекальні |
| 3. Конденсатні | 12. Насоси для зважувальних речовин |
| 4. Вертикальні | 13. Морські |
| 5. Хімічні | 14. Бензинові |
| 6. Осьові | 15. Масні |
| 7. Артезіанські | 16. Нефтяні |
| 8. Віхрові | 17. Спеціальні |
| 9. Маслонасоси | |

3.2 Галузі застосування та особливості режимів роботи відцентрових насосів

Призначення ВН полягає у здійсненні перекачувань рідини у виробничо-господарській галузі, у системах опалення. Тож у якості перекачуваного матеріалу можуть виступати такі рідини, в складі яких не містяться мінеральні масла, тверді та абразивні включення. ВН, які мають нормальний ступень поглинання і спіральний корпус, застосовуються в промислових системах циркуляції та водяного охолодження, у системах кондиціонування та опалення, водопідготовки та водопостачання, в технологічних операціях та процесах.

Основними різновидами ВН для води є вертикальні, вакуумні та центробіжні насоси високого тиску. ВН для води можуть бути як домашніми, так і промисловими залежно від галузі їх застосування. Даним приладом

притаманні такі позитивні характеристики, як висока продуктивність та надійність.

По призначенню, особливостям режимів роботи та вимогам до показників регулювання, насосні агрегати відцентрової дії можна розділити на чотири основні групи.

1. Насосні агрегати системи водотеплопостачання та каналізації, які використовуються у системі житлово-комунального господарства (ЖКГ) і на промислових підприємствах, обираються максимальні технічні параметри (подача, напір). Підвищена напруга призводить до перевитрати не тільки електроенергії, але і води через непродуктивні відходи у мережі та для споживача, що викликає необхідність регулювання вихідних параметрів ВН. Насоси ЖКГ об'єднуються в насосні станції.

Особливістю даної групи, як споживача електроенергії, є явні виражені матриці та вечірні піки навантажень, а також їх сезонні коливання. Нерівномірний характер споживання води та її каналізації вимагає контролю над напругою у так званих контрольних точках мережі, забезпечення заданого рівня або рівня в накопичувальних та приймальних резервуарах. Очевидно, що приведені завдання можуть бути вирішені лише за допомогою автоматизації насосних агрегатів на базі сучасних засобів регулювання У даний час управління такими процесами здійснюється шляхом дроселювання, тобто вентильним обмеженням подачі на виході ВН. Однак реалізація таких схем повинна спиратися на системи регульованого електропривода ВН.

У структурі енергобалансу сучасних виробничих підприємств насосне устаткування може займати до 20%. До задач водо- та теплопостачання додаються комплексно-оборотне водопостачання стічних споруд, станції перекачувань промислових стоків, подача води для охолодження обладнання тощо. Очевидно, що для вирішення перерахованих завдань необхідно мати сучасні ефективні схеми регулювання напору та подачі ВН.

2. Насосні агрегати магістральних трубопроводів – нафтоперекачувальні станції (НПС), водоводи тощо. Такі трубопроводи відрізняються від трубопроводів інших призначень своєю протяжністю (не менше 50 км) та пропускною здатністю (діаметр труби не менше 150 мм і до 1200 мм).

На головній перекачувальній станції, що знаходиться у початковій точці нафтопровідної станції, здійснюється прийом нафти від промислових постачальників і відбувається завантаження її в трубопровід. В залежності від прийнятої технологічної схеми, на деяких НПС може передбачатися потужність для прийому, зберігання нафти (такі НПС називають станціями з ємністю: резервуарний парк, пункт обліку нафти, опорна насосна та магістральна насосна), на інших НПС ці ємності відсутні, і вони називаються проміжними.

3. Насосні агрегати, що використовуються у електроенергетиці, слід виділити в окрему групу. На ТЕЦ відцентрові насоси є найбільш енергоємними споживачами (встановлена потужність живильних насосів, наприклад, може досягати 25 мВт) і в значній мірі визначають витрати на виробництві теплової та електричної енергії.

Електропривод живильних насосів. Живильні насоси у схемі водопостачання ТЭЦ є самими потужними механізмами особистих потреб та по значенню прирівнюються до головного тепломеханічного обладнання.

Подача живлення в барабан котла є важливою складовою всього технологічного процесу. Регулювання рівня у барабані здійснюється регуляторами рівня і витратою через регулюючий клапан. Рівень у барабані котла визначається тепловим навантаженням котла, тиском пари у барабані котла, витратою пари з барабану котла і витратою живлення в барабан.

Тиск у спільному колекторі, який утворюється нагрівальними насосами, змінюється як у зв'язку з вказаними причинами, так і при оперативних перемиканнях. В даний час подача на колектор ТЕЦ регулюється ступенево, паралельно з підключенням живильних насосів, а при необхідності зниження – відводом частини подачі ВН на його вхід («перепуск»). Таким чином, втрата потужності в не регульованому приводі нагрівальних насосів складається із втрат у дроселюючих пристроях живлення котлів і в пристроях «перепуску».

Електроприводи багерних насосів та насосів освітленої води.

Ці насоси служать для перекачування гідрошлакової суміші на азотермічні та відновлювальні води для повторного використання.

Виробнича потужність багерного насоса повинна регулюватися для підтримки необхідного рівня у накопичувальній ємності. Методи дроселювання у цьому випадку є неприйнятними, так як пов'язані з постійним зносом і виходом зі строю регулюючої установки. На ТЕЦ використовують регулювання «перепуском», тобто скиданням частин пульпи з виходом насоса на його вхід. У даному випадку установка регульованого електропривода насоса є оптимальним рішенням, що дозволяє здійснити:

- економію значної частки електроенергії, що споживається двигуном насосу;
- зменшити знос насосного агрегату за рахунок зниження частот обертання лопатей у режимі зниженої продуктивності (основний недостаток багерних насосів – це швидкий знос робочих коліс, термін служби яких не перевищує 700 ч.).

Електропривод циркуляційних та конденсатних насосів.

Охолодження нагрітої в конденсаторі води відбувається у градирнях, тому режими роботи циркуляційних насосів у схемах оборотного водопостачання пов'язані як з процесами, що відбуваються в градирнях, так і з роботою конденсаторів. Виробнича потужність циркуляційних насосів повинна регулюватися у нерівномірній частині графіку навантажень, а також при переході з зимового на літній сезон, залежно від кількості теплоти, що необхідно відвести.

Електропривод мережевих насосів та насосів підпитки тепломережі. Враховуючи велику встановлену потужність мережевих насосів (їх одинична потужність може досягати кількох мегават, а кількість – більше десяти), що використовуються на ТЕЦ, їх можна віднести до найбільш великих внутрішніх споживачів електроенергії. Очевидно, що продуктивність мережевих насосів повинна змінюватися відповідно до теплопостачання.

4. Режими роботи насосів, що виконують функції транспорту рідких продуктів у різних технологічних схемах металургії, хімічної та інших галузей промисловості, потребують окремого глибокого аналізу. Регулювання виходу ВН у них може здійснюватися по напору, подачі, рівню в приймаючі ємкості. Однак у всіх цих випадках вимоги енергозбереження та включення ВН в загальну схему автоматизації технологічних процесів обумовлюють застосування регульованого електроприводу. Проведений аналіз режимів роботи насосних агрегатів різного призначення дозволяє відзначити наступне:

- переважна більшість насосних агрегатів вимагає регулювання вихідних параметрів: подачі та напору, найчастіше у функції рівня в приймаючій ємності або тиску в диктуючій точці технологічної схеми;

- значна кількість і велика встановлена потужність ВН дозволяє вважати їх найзначнішим резервом економії енергоресурсів;

- насосні агрегати об'єднують так, що вони проектується і встановлюються з урахуванням максимальних витрат, часто з запасом, тому в значній частині робочого циклу працюють в режимах зниженої продуктивності;

- вибір способів регулювання вихідних параметрів ВН повинен виконуватися з урахуванням особливостей режимів роботи, параметрів регулювання (діапазон, швидкодія), характерних для кожної з розглянутих груп насосів та оцінки енергозатрат на їх реалізацію.

3.3 Напорні характеристики відцентрового насосу

Виходячи з функціонального призначення насосу, що визначають технічні параметри, подача та напір (тиск).

Подача (Q) – це обмін рідини, подаваної насосом в одиницю часу, м³/час.

Напір (H) – це різниця окремої енергії рідини в секціях після і до насосу, виражена в метрах водногосталу.

Напорна характеристика насосу – характеристика, у якій по осі абсцис відкладається подача, а по осі ординат – напір для динамічних насосів та навпаки для насосів об'ємного типу.

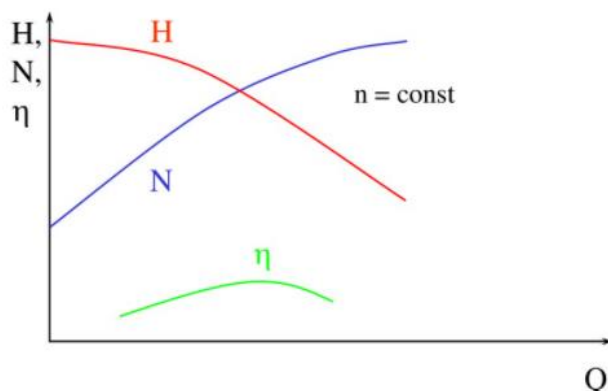


Рисунок 3.2 – Робочі характеристики насоса

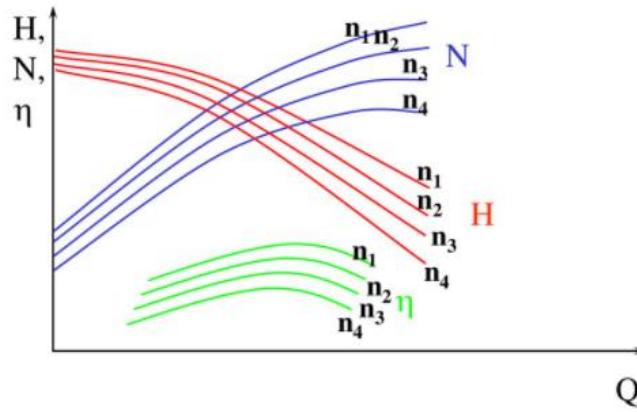


Рисунок 3.3 – Універсальні характеристики насоса

Робочі характеристики насоса – графічна залежність основних технічних показників (напору, потужності, ККД, допустимої висоти поглинання) від подачі при постійних значеннях робочої частоти обертання робочого колеса, в'язкості та щільності рідини на вході в насос. Характеристика залежить від типу насоса, його конструкції та співвідношення розмірів його основних вузлів та деталей.

При виборі насоса слід враховувати розкид параметрів насоса згідно подачі та натиску, у тому числі при різній роботі робочого колеса, а також можливість знайти необхідні режими роботи у межах робочої області його характеристик. Цей вибір дозволяє зробити загальний графік полів Q-N, який приводиться, як приклад, для консольних насосів (пунктир всередині поля насоса означає характеристику обточеного діаметра колеса), рис. 3.4.

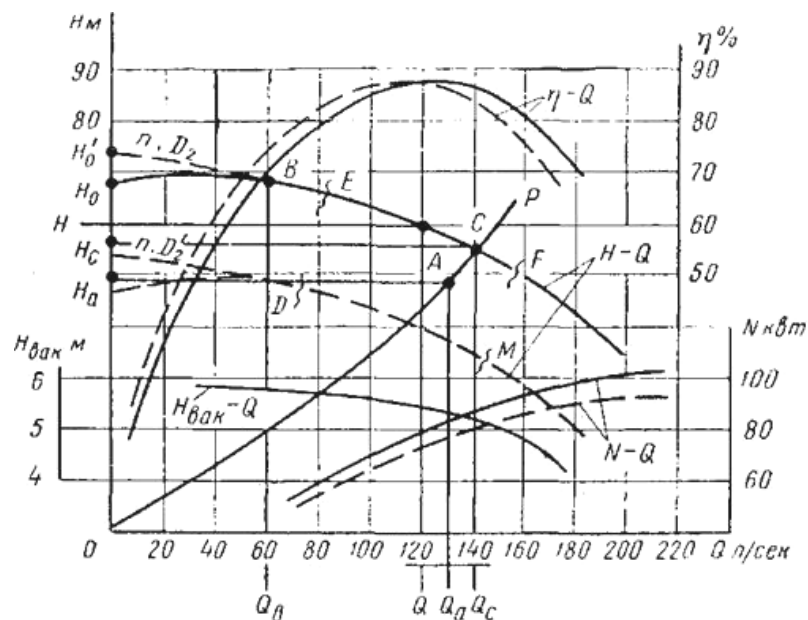


Рисунок 3.4 – Робочі характеристики центробіжного насоса

Характеристики насоса мають декілька відмінних точок або областей. Початкова точка характеристики відповідає роботі насоса при закритій заглушці на напірному патрубку ($Q = 0$). В цьому випадку насос розвиває напір H та споживає потужність N . Споживана потужність (близько 30% номінальної)

витрачається на механічні втрати та нагрівання води у насосі. Робота насоса при закритій заглушці можлива лише не на довгий час (кілька хвилин).

Оптимальна точка характеристики η відповідає максимальній величині ККД. Так як крива $Q-\eta$ має в області оптимальної точки пологий характер, то в практиці користуються робочою частиною характеристики насоса, в межах якої рекомендується його експлуатація. Робоча частина характеристик залежить від допустимого зниження ККД, який приймається, як правило, не більше 2-3% максимального його значення.

Максимальна точка характеристики (кінцева точка кривої $Q-H$) відповідає тому значенню подачі, після досягнення якої насос може входити у кавітаційний режим. Основною кривою, що характеризує роботу насоса, є крива залежності напору від подачі $Q-H$. В залежності від конструкцій насосів форма кривої $Q-H$ може бути різною. Для різних насосів існують криві, які неперервно знижуються, і криві зі зростаючою ділянкою (маючи максимум). Перші називають стабільними, а другі нестабільними (лабільними) характеристиками. У свою чергу, криві обох типів можуть бути пологими, нормальними і круто падаючими.

Із наведеної на рис. 3.2 характеристики (показаної суцільною лінією) видно, що для певного та постійного числа оборотів насоса та оптимального його режиму відповідає подача Q та напір H при найвищому ККД. При закритій заглушці на напірному патрубку подача насоса $Q=0$, напір дорівнює H_0 (іноді досягає найбільшого значення H_0), а споживана потужність N_0 становить приблизно 30% нормальної потужності N . Після відкриття засувки, тобто з початком подачі води, напір у деяких насосах піднімається і досягає максимуму, а потім починає зменшуватися.

Ліва ділянка ($H_{об}$) кривої $H-Q$ характеризується нестабільною роботою насоса, так як тут одному й тому ж напору відповідають різні продуктивності. Робота насосів з подібною характеристикою допустима тільки при витратах, що перевищують витрати Q_v . Робота насосів з неперервно знижуючою кривою $H < Q$ (ділянка $H_{об}$) протікає стійко в усіх точках кривої. Крім кривих $H-Q$, $N-Q$ і $h-Q$ на графіку (рис. 3.2) маємо також криву $H_{вак}-Q$, що показує допустимі значення вакуум метричної висоти поглинання насоса при подачі відповідних витрат.

Для розширення галузі застосування відцентрових насосів, які працюють з електромагнітами змінного струму, що не допускають зміни числа оборотів (асинхронні електромотори з короткозамкненим ротором і синхронні), застосовується обрізка робочого колеса по зовнішньому діаметру. При зменшенні зовнішнього діаметра робочого колеса не більше ніж на 10-15% ККД насоса практично не змінюється, а подача та споживана потужність зменшуються. Відповідно до цього крива $h-Q$ на графіку зсувається вліво, а криві $H-Q$, $N-Q$ – знижуються і утворюють цілі ділянки $H-P$ (області) можливої роботи розглянутого насоса за рахунок проведення зазначеної операції.

Насоси рекомендується експлуатувати тільки у галузі високих ККД. Відповідно, використовується не вся полоса $H-Q$, а тільки її частина, відповідна допустимому ККД. На практиці допускається зниження ККД на 7-10% проти найвищого значення для даного насоса. Криволінійний чотирикутник MDEP

обмежує рекомендовану область використання цього насоса. Подібні графічні характеристики приводяться в каталогах для передільної обрізки робочих колес не більше ніж на 10-20% величини нормального діаметра. Подальша обрізка діаметра робочого колеса не рекомендується, так як при цьому ККД насоса починає різко знижуватися.

При обрізці робочого колеса відцентрового насоса подача і напір змінюються відповідно до наведених нижче векторів:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D_2'} \quad (3.2)$$

$$(3.3)$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_2'} \right)^2,$$

де Q і H – подача та напір насоса при нормальному зовнішньому діаметрі робочого колеса D_2 ;

Q_1 і H_1 – подача та напір насоса при обрізаному колесі діаметром D_2' .

У результаті спільної дії виявлених двох урівноважень знаходимо, що:

$$H = H \cdot Q^2 \quad (3.4)$$

Використовуючи зазначені рівняння, можна, наприклад, знайти, до якого розміру необхідно обробити робоче колесо насоса, щоб забезпечити необхідну витрату Q_a і напір H_a . Для цього із отриманого рівняння після підстановки заданих значень Q_a та H_a знаходимо коефіцієнт k , що входить у вказане рівняння. Після цього, наприклад, нескладно визначити і шуканий діаметр робочого колеса та D_2' :

$$D_2' = \frac{Q_a D_2}{Q_c} \quad (3.5)$$

У насосах, що мають направляючі пристрої або ущільнення при виході з колеса, проводиться тільки розріз лопатей. У насосах спірального типу (без направляючих пристроїв) обточуються як лопаті, так і диски колеса.

Межа обточки робочих колес залежить від коефіцієнта швидкості, що визначається виразом:

$$n_c = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.6)$$

де Q – подача насоса, м³/сек;

H – напір насоса, м при n , об/хв.

Рекомендуються наступні межі обточки:
 для колес з ps від 60 до 120..... 20-15%;
 » ps » 120 до 200..... 15-11%;
 » ps » 200 до 300..... 11-7%.

Гідравлічна потужність на вході трубопроводу (після регулятора) дорівнює:

$$P_{TP} = H_{TP} Q_{TP}, \quad (3.6)$$

де H_{TP} – тиск на вході трубопроводу при продуктивності Q_{TP} .

H_{TP} визначається гідравлічною характеристикою трубопроводу:

$$H_{TP} = H_c + Z \cdot Q^\alpha, \quad (3.7)$$

де H_c – статичний потік, обумовлений різницею рівнів початку і кінця трубопроводу;

Z – параметр, який характеризує гідравлічний опір трубопроводу.

Ступінь α звичайно приймають в межах (1,5, 2,5), попередньо приймем $\alpha = 2$.

Гідравлічна потужність на вході на виході центробіжного насоса (до регулятора) дорівнює:

$$P_{ЦН} = H_{ЦН} Q_{ЦН}, \quad (3.8)$$

де $H_{ЦН}$ тиск на вході трубопроводу при продуктивності Q .

Напорні характеристики ВН наводяться заводом-виробником в паспортах, прейскурантах та каталогах. Для аналітичних розрахунків характеристику можна представити у вигляді

$$H_{ЦН} = H_0 - k_H \cdot Q^2, \quad (3.9)$$

де H_0 – напір насоса при закритій засувці ($Q = 0$);

k_H – коефіцієнт визначаємий згідно паспортних даних насоса.

У випадку, коли насос працює безпосередньо на трубопроводі (на відкриту засувку) у стаціонарному режимі та гідравлічні параметри системи визначаються точкою перетину ударних характеристик ВН і трубопроводу:

$$P_{ЦН} = P_{TP} \quad (3.10)$$

В загальному випадку для забезпечення заданих напруг і подачі на виході ВН встановлюється гідравлічний регулятор, на якому втрачається потужність $\Delta P_{гр}$. При даній Q :

$$\Delta P_{гр} = \Delta H_{гр} \cdot Q, \quad (3.11)$$

де $\Delta P_{гр}$ – зміна напору на регуляторі.

За базовими значеннями напору, подачі та частоти обертання робочого колеса ми приймаємо їх номінальні значення для ВН. Напір насоса при повністю закритій засувці для будь-якої частоти обертання робочого колеса дорівнює:

$$H_{0*} = H_{0*} \omega_*^2, \quad (3.12)$$

рівняння в умовних одиницях

прийме вигляд:

$$H_* = H_{0*} (\omega_*^2 - C_{H*} Q_*^2) \quad (3.13)$$

$$H_* = H_{C*} + Z_* Q_*^2 \quad (3.14)$$

де ω_* – кутова швидкість обертання робочого колеса насоса;

Z_* – гідравлічний опір трубопроводу.

Коефіцієнт C_H визначається з умови $H^* = 1$ при $Q^* = 1$:

$$C_H = 1 - \frac{1}{H_{0*}} \quad (3.15)$$

Отримаємо:

$$Q_* = \sqrt{\frac{H_{0*} \omega_*^2 - H_{C*}}{C_H H_{0*} + Z_*}} \quad (3.16)$$

$$H_* = \frac{H_{0*} (C_H H_{C*} + Z_* \omega_*^2)}{C_H H_{0*} + Z_*} \quad (3.17)$$

Гідравлічна потужність на вході трубопроводу:

$$P_{TP*} = Q_{TP*} H_{TP*} = \frac{H_{0*} (C_H H_{C*} + Z_* \omega_*^2)}{C_H H_{0*} + Z_*} \sqrt{\frac{H_{0*} \omega_*^2 - H_{C*}}{C_H H_{0*} + Z_*}} \quad (3.18)$$

При $H_C = 0$, $Z = 1$, отримаємо:

$$Q_* = \omega_*; \quad H_* = \omega_*^2; \quad P_* = \omega_*^3$$

Приклад. Провести гідравлічний розрахунок насосної установки для перекачування нафти з витратою Q , якщо відомо, що всмоктувальний трубопровід насоса, який приєднаний до забірного резервуару на глибину a від вільної поверхні, має довжину $l_{вс}$, два плавних повороти і зворотний клапан з сіткою. Нагнітальний трубопровід довжиною $l_{нг}$ має вісім плавних поворотів, зворотний клапан і дві засувки. Максимальна висота злива нафти в напірному резервуарі дорівнює h_n , а надлишковий тиск над її поверхнею $p_1 = 196,2$ Па. Поверхня землі в пункті установки напірного резервуара піднята над поверхнею землі, де встановлено забірний резервуар, на $Hг$.

Перекачуєма рідина має в'язкість ν і щільність ρ при температурі 10°C .

Вважаючи, що насосна станція працює цілодобово, необхідно визначити діаметр всмоктувального і напірного трубопроводів – $d_{вс}$ і $d_{нг}$, висоту розташування насосів щодо рівня нафти в забірному резервуарі, вважаючи, що абсолютний тиск над її поверхнею (p_2) дорівнює 40 кПа, повний напір насоса, тип і марку насоса для подачі заданої кількості рідини, потужність і тип електродвигуна.

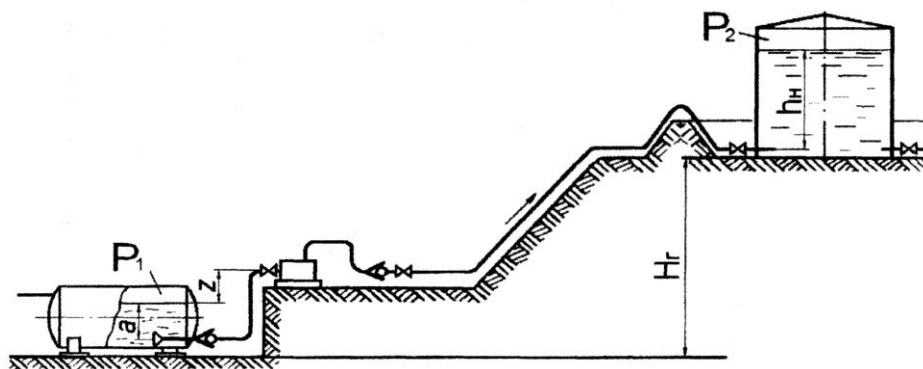


Рисунок 3.5 – Схема насосної установки

Рішення

Для перекачування рідини даної в'язкості з даною витратою повинен застосовуватися відцентровий насос.

Визначимо діаметри всмоктувального і напірного трубопроводів. З вказівок до виконання завдання:

$$v_{вс} = 0,75 \div 1,3 \text{ м/с та } v_{нг} = 1,5 \div 2,5 \text{ м/с.}$$

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{тр}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35}{3600 \cdot 3,14 \cdot v_{тр}}} = \sqrt{\frac{0,012}{v_{тр}}}$$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{0,012}{0,75 \div 1,3}} = 0,126 \div 0,096 \text{ м та } d_{\text{нр}} = \sqrt{\frac{0,012}{1,5 \div 2,5}} = 0,089 \div 0,069 \text{ м.}$$

Обираємо для всмоктувального трубопроводу труби 114x4,0 з внутрішнім діаметром $d_{\text{вс}} = 0,106$ м і для напірного трубопроводу 83x3,5 з внутрішнім діаметром $d_{\text{нр}} = 0,076$ м.

Уточнимо швидкість руху нафти в трубопроводах:

$$v_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} = \frac{0,012}{d_{\text{тр}}^2}$$

$$v_{\text{вс}} = \frac{0,012}{0,106^2} = 1,07 \text{ м/с}; \quad v_{\text{нр}} = \frac{0,012}{0,076^2} = 2,08 \text{ м/с.}$$

Визначимо режими течії рідини в трубопроводах, Для цього обчислимо числа Рейнольдса в трубопроводах:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re}_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}} \cdot d_{\text{вс}}}{\nu} = \frac{1,07 \cdot 0,106}{0,50 \cdot 10^{-4}} = 2268$$

$$\text{Re}_{\text{нр}} = \frac{v_{\text{нр}} \cdot d_{\text{нр}}}{\nu} = \frac{2,08 \cdot 0,076}{0,50 \cdot 10^{-4}} = 3158.$$

У зв'язку з тим, що $\text{Re}_{\text{вс}} \approx 2320$ и $\text{Re}_{\text{нр}} > 2320$, то режим течії в обох трубопроводах турбулентний (2320 - критичне число Рейнольдса).

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначимо по формулі Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

$$\lambda_{\text{вс}} = \frac{64}{2268} = 0,0282; \quad \lambda_{\text{нр}} = \frac{0,3164}{3158^{0,25}} = 0,0422.$$

Контрольні запитання

1. Яка схема з'єднання послідовно працюючих насосів?
2. У яких випадках виникає необхідність послідовного підключення насосів?
3. Як визначити графічно і аналітично параметри двох однакових послідовно працюючих насосів?

4. Як визначити параметри двох різних послідовно працюючих насосів?
5. Як визначити параметри послідовної роботи двох однакових насосів, які розташовані на різних насосних станціях?

Тема 4. ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ (РІВНЯННЯ ЕЙЛЕРА)

4.1 Рівняння Ейлера

Основне рівняння відцентрового насоса вперше в найзагальнішому вигляді було отримано в 1754 р Л. Ейлером.

Розглядаючи рух рідини всередині робочого колеса, зробимо такі припущення: насос перекачує ідеальну рідину у вигляді струменів, тобто в насосі відсутні всі види втрат енергії. Число однакових лопатей насоса нескінченно велике ($z=\mu$), товщина їх дорівнює нулю ($d=0$), а кутова швидкість обертання колеса постійна ($\omega = \text{const}$).

До робочого колеса відцентрового насоса зі швидкістю V_0 рідина підводиться аксіально, тобто в напрямку осі валу. Потім напрямком струменів рідини змінюється від осьового до радіального, перпендикулярного осі валу, а швидкість завдяки відцентровій силі збільшується від значення V_1 в просторі між лопатями робочого колеса до значення V_2 на виході з колеса.

У між лопатевому просторі робочого колеса при русі рідини розрізняють абсолютну і відносну швидкості потоку. Відносна швидкість потоку - швидкість щодо робочого колеса, а абсолютна щодо корпусу насоса, рис. 4.1.

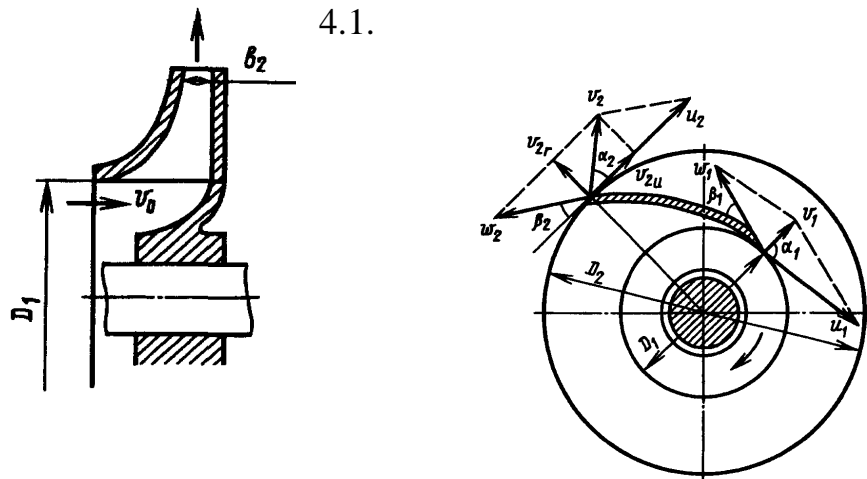


Рисунок 4.1 – Схема руху рідини в робочому колесі центробежного насоса

Абсолютна швидкість дорівнює геометричній сумі відносної швидкості рідини і окружної швидкості робочого колеса. Окружна швидкість рідини, що виходить між лопатями робочого колеса, збігається з окружною швидкістю колеса в даній точці.

Окружна швидкість рідини (м/с) на вході в робоче колесо:

$$V_1 = \pi D_1 n / 60 = \omega D_1 / 2 \quad (4.1)$$

Окружна швидкість рідини на виході з робочого колеса (м/с):

$$V_2 = \pi D_2 n / 60 = \omega D_2 / 2 \quad (4.2)$$

де n – частота обертання робочого колеса, об/хв;

D_1 і D_2 – внутрішній і зовнішній діаметри робочого колеса, м;

ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, рад/с.

При русі робочого колеса частки рідини рухаються уздовж лопатей. Обертаючись разом з робочим колесом, вони отримують окружну швидкість, а переміщаючись уздовж лопатей – відносно.

Абсолютна швидкість v руху рідини дорівнює геометричній сумі її складових: відносної швидкості w і окружної U , тобто $v = w + u$.

Зв'язок між швидкостями частинок рідини виражається паралелограмом або трикутниками швидкостей, що дозволяє дати поняття про радіальну і окружну складову абсолютної швидкості.

Радіальна складова $V_r = V \sin \alpha$, а окружна складова $V_u = V \cos \alpha$

де α – кут між абсолютною і окружною швидкостями (на вході робочого колеса α_1 і на виході α_2).

Кут β між відносною та окружною швидкостями характеризує обрис лопатей насоса.

Досліджуємо зміну за 1 с моменту кількість руху маси рідини:

$$m = \rho Q \quad (4.3)$$

де ρ – щільність рідини;

Q – подача насоса.

Використовуючи теорему механіки про зміну моментів кількості руху стосовно до руху рідини в каналі робочого колеса, виведемо основне рівняння відцентрового насоса, яке дозволить визначити розвиваємий насосом натиск (або тиск). Ця теорема свідчить: зміна в часі головного моменту кількості руху системи матеріальних точок відносно деякої осі дорівнює сумі моментів всіх сил, що діють на цю систему.

Момент кількості руху рідини щодо осі робочого колеса у вхідному перетині:

$$M_1 = \rho Q V_1 r_1 \quad (4.4)$$

Момент кількості руху на виході з робочого колеса:

$$M_2 = \rho Q V_2 r_2 \quad (4.5)$$

де r_1 і r_2 – відстані від осі колеса до векторів вхідних V_1 і вихідних V_2 швидкостей відповідно.

Згідно з визначенням моменту системи можна записати:

$$\sum M_C = M_2 - M_1 = \rho Q (V_2 r_2 - V_1 r_1) \quad (4.6)$$

У відповідності з рис. 4.1.

$$r_1 = (D_1 / 2) \cos \alpha_1 \quad r_2 = (D_{21} / 2) \cos \alpha_2 \quad (4.7)$$

$$\sum M_C = \rho Q \left(V_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - V_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right) \quad (4.8)$$

Групи зовнішніх сил – сили тяжіння, сили тиску в розрахункових перетинах (входу-виходу) і з боку робочого колеса, і сили тертя рідини на обтічних поверхнях лопатей робочого колеса - діють на масу рідини, що заповнює між лопатеві канали робочого колеса.

Момент сил тяжіння відносно осі обертання завжди дорівнює нулю, так як плече цих сил дорівнює нулю. Момент сил тиску в розрахункових перетинах з цієї ж причини також дорівнює нулю. Якщо силами тертя нехтують, то і момент сил тертя дорівнює нулю. Тоді, момент всіх зовнішніх сил, щодо осі обертання колеса, зводиться до моменту M_k динамічної дії робочого колеса на протікаючу через нього рідину, тобто:

$$\sum M_C = M_k \quad (4.9)$$

Отже,

$$M_k w = Q p_T \quad (4.10)$$

Це рівняння можна представити у вигляді:

$$Q p_T = w \rho Q \left(V_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - V_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right) \quad (4.11)$$

Розділивши обидві його частини на Q , одержимо:

$$p_T = \rho(u_2 V_2 \cos \alpha_2 - u_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (4.12)$$

З огляду на, що напір $H = P/(pg)$ і підставивши це значення отримаємо:

$$H_T = (u_2 V_2 \cos \alpha_2 - u_1 V_1 \cos \alpha_1) / g \quad (4.13)$$

Якщо знехтувати силами тертя, то можна отримати залежності, які називаються *основними рівняннями лопатевого насоса*. Ці рівняння відображають залежність теоретичного тиску або напору від основних параметрів робочого колеса. *Переносні швидкості на вході в осьовий насос і на виході з нього однакові, тому рівняння набуває вигляду:*

$$H_T = u(V_2 - V_1) / g \quad (4.14)$$

У більшості насосів рідина в робоче колесо надходить практично радіально і, отже, швидкість $V_1 \approx 0$. З урахуванням вищевикладеного:

$$p_T = \rho u_2 V_2 \quad \text{або} \quad H_T = u_2 V_2 / g \quad (4.15)$$

Теоретичні тиск і натиск, розвиваємі насосом, тим більші, чим більша окружна швидкість на зовнішньому колу робочого колеса, тобто чим більший його діаметр, частота обертання і кут β_2 тобто чим «крутіше» розташовані лопаті робочого колеса.

Дійсні тиск і натиск, розвиваємі насосом, менші теоретичних, так як реальні умови роботи насоса відрізняються від ідеальних, прийнятих при виводі рівняння. Тиск, що розвивається насосом, зменшується через те, що при кінцевому числі лопатей робочого колеса не всі частинки рідини відхиляються рівномірно, внаслідок чого зменшується абсолютна швидкість. Крім того, частина енергії витрачається на подолання гідравлічних опор. Вплив кінцевого числа лопатей враховують введенням поправочного коефіцієнта k (характеризується зменшенням окружної складової швидкості V_{2u}), зменшенням тиску внаслідок гідравлічних втрат – введенням гідравлічного коефіцієнта корисної дії η_r . З урахуванням цих поправок повний тиск:

$$p = k \eta_r \rho u_2 V_{2u} \quad \text{а повний напір} \quad H = k \eta_r \frac{u_2 V_{2u}}{g}$$

Значення коефіцієнта η_r залежить від конструкції насоса, його розмірів та якості виконання внутрішніх поверхонь проточної частини колеса.

Зазвичай значення η_r складає 0,8...0,95. Значення k при числі лопатей від 6 до 10, $\alpha_2 = 8...14^\circ$ і $V_{2u} = 1,5...4$ м/с коливається від 0,75 до 0,9.

При обертанні робочого колеса відцентрового насоса рідина, що знаходиться між лопатями, завдяки розвиваючої відцентрової сили викидається через спіральну камеру в напірний трубопровід. Рідина, що йде, звільняє простір в каналах на внутрішньому колі робочого колеса, тому біля входу в робоче колесо утворюється вакуум, а на периферії – надлишковий тиск. Під дією різниці атмосферного тиску в приймальному резервуарі і зниженню тиску на вході в робоче колесо рідина по всмоктувальному водопроводу надходить в між лопатеві канали робочого колеса.

Відцентровий насос може працювати тільки в тому випадку, коли його внутрішня порожнина заповнена рідиною, яка перекачується, не нижче осі насоса, тому насосну установку оснащують пристроєм для затоки насоса.

4.2 Допустима висота всмоктування і кавітація

При роботі насоса різниця тисків в приймальному резервуарі і в корпусі насоса повинна бути достатньою, щоб подолати тиск стовпа рідини і гідравлічні опори у всмоктувальному трубопроводі, тому розрахунок і проектування всмоктувальної лінії являє собою одну з найбільш відповідальних завдань при проектуванні насосної установки.

Вертикальну відстань від рівня рідини в приймальному резервуарі до центру робочого колеса насоса називають *геометричною висотою* всмоктування *h_{вс}*. Для знаходження допустимої геометричної висоти всмоктування запишемо рівняння Бернуллі. Для перетинів 0-0 і 1-1 (рис. 4.2):

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \sum h_s \quad (4.16)$$

де $\sum h_s$ – сума втрат напору у всмоктувальному трубопроводі.

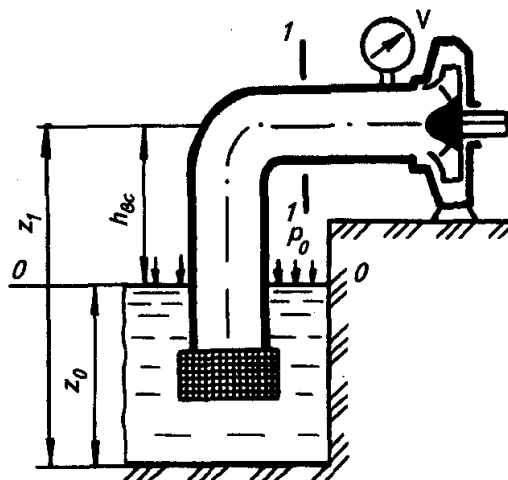


Рисунок 4.2 – Геометрична висота

Враховуючи, що $z_1 - z_0 = h_{вс}$, а також те, що $V_0 = 0$ (приймальний резервуар досить великих розмірів), отримаємо:

$$h_{вс} = \frac{p_{ат} - p_1}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} - \sum h_s \quad (4.17)$$

Якщо тиск p_1 опуститься до тиску насичення пари рідини p_s при даній температурі, то наступить кавітація.

Явище кавітації являє собою процес змінення течії рідини, який відбувається там, де тиск, знижуючи, досягає тиску насичених парів рідини. Цей процес супроводжується утворенням великої кількості бульбашок, наповнених парами рідини і газами, що виділилися з неї. Перебуваючи в області зниженого тиску, бульбашки об'єднуються, перетворюючись у великі бульбашки каверни. Поток рідини каверни зносяться в область підвищеного тиску, де руйнуються внаслідок конденсації заповнюючої їх пари. Це явище призводить до руйнування робочих органів насоса. Тому кавітація в насосах неприпустима. Особливо швидко руйнуються алюміній і механічно оброблений чавун, а найбільш стійкою виявляється володіюча великою в'язкістю нержавіюча сталь. При шліфуванні та поліруванні стійкість металів проти кавітаційного руйнування підвищується. Застосування стійких, щодо кавітаційного руйнування матеріалів, дозволяє нетривалий час працювати в умовах місцевої кавітації.

Першою і головною умовою усунення кавітації є правильне призначення допустимої висоти всмоктування.

Практично тиск на вході в насос вибирають дещо більше, ніж тиск насичення пари, тобто:

$$p_1 = p_s + \Delta p_{зап} \quad (4.18)$$

де $\Delta p_{зап}$ – запас тиску, який забезпечить настання кавітації.

Отже,

$$h_{вс} = \frac{p_{ат} - p_s}{\rho g} - \Delta h_{зап} - \frac{V_1^2}{2g} - \sum h_s \quad (4.19)$$

$$\Delta h_{зап} = \Delta p_{зап} / \rho g \text{ кавітаційний запас напору, } \Delta h_{зап} = \Delta p_{зап} / \rho g$$

З формули видно, що для збільшення геометричної висоти всмоктування необхідно зменшувати втрати. У зв'язку з цим всмоктувальну лінію насоса роблять можливо коротше, великого діаметра, з мінімумом перегинів і місцевих опорів. Знизити значення p_s в більшості випадків неможливо, так як воно

визначається тільки температурою рідини. Однак, якщо представляється така можливість, то цю температуру необхідно зменшити.

Максимальна геометрична висота всмоктування насосів не може бути більше $P_{ат}/\rho g$, що для води становить 10 м. Висота всмоктування відцентрових насосів зазвичай не перевищує 6 ... 7 м. Якщо за розрахунком виходить $h_{вс} < 0$, то насос необхідно ставити нижче рівня рідини в приймальному резервуарі (затоплений насос). Так як:

$$\frac{P_{ат} - P_1}{\rho g} = H_{ВАК} \quad (4.20)$$

де $H_{вак}$ – вакуум метрична висота всмоктування.

$$H_{ВАК} = h_{вс} + \frac{V_1^2}{2g} + \sum h_s \quad (4.21)$$

Отже, вакуум метрична висота всмоктування складається з геометричної висоти всмоктування $h_{вс}$, втрат напору $\sum h_s$ у всмоктувальному трубопроводі і швидкісного напору при вході в насос $v_1^2/2g$.

Допустима вакуум метрична висота всмоктування завжди менше висоти на кавітаційний запас, тобто:

$$H_{вак}^{доп} = H_{вак} - \Delta h_{зап} \quad (4.22)$$

У каталогах і паспортах насосів приводять допустиму вакуум метричну висоту або допустимий кавітаційний запас:

Знаходимо геометричну висоту всмоктування насоса:

$$h_{вс} = H_{вак}^{доп} - \frac{V_1^2}{2g} - \sum h_s \quad (4.23)$$

Тема 5. ПОРШНЕВІ НАСОСИ. ПОДАЧА ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ. ГРАФІКИ ПОДАЧІ

5.1. Загальна характеристика поршневих насосів. Принцип дії

Гідравлічні машини, у яких здійснюються змінне заповнення робочої камери рідиною і витіснення її з робочої камери, називають *об'ємними*. Такі машини призначені для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідної ланки (гідродвигуни) і навпаки (насоси). *Об'ємні гідромашини* діляться на два великі класи – поршневі та роторні. Найпростіший поршневий насос

складається з робочого циліндра, забезпеченого двома клапанами - всмоктувальним і нагнітальним, рис. 5.1.

Всмоктувальний трубопровід з'єднує камеру циліндра з резервуаром. При ході всмоктування (поршень рухається вправо) в камері внаслідок збільшення його обсягу, а також в місці з'єднання всмоктувального трубопроводу з циліндром створюється розрідження. Під дією перепаду тисків рідина переміщується до насоса, всмоктувальний клапан відкривається і рідина заповнює робочу камеру циліндра.

В процесі зворотно-поступального руху поршня рідина переміщується по всмоктувальному трубопроводу в циліндр насоса, а з нього - в нагнітаючу трубу і потім до споживача. Споживачами можуть бути резервуари, парові котли, апарати тощо.

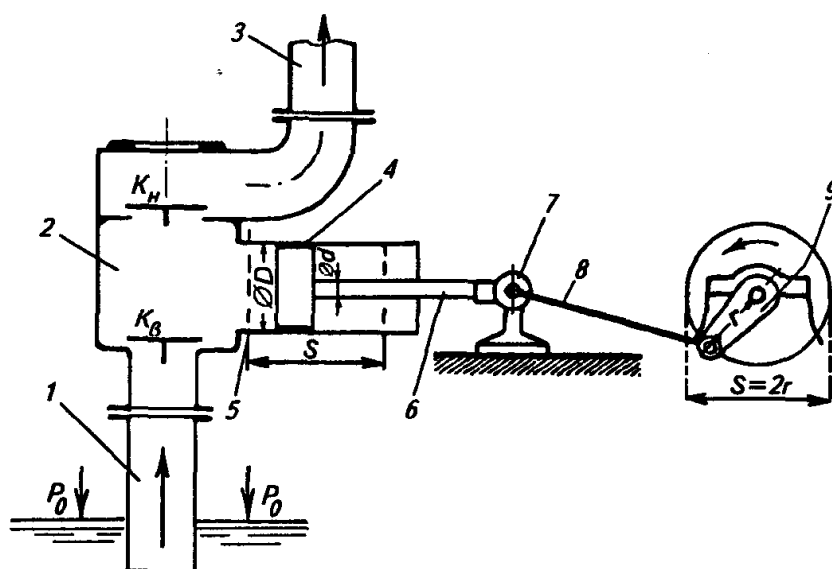


Рисунок 5.1 – Поршневий насос одинарної дії

На рис. 5.1 зображено: 1 – всмоктувальний трубопровід; 2 – робоча камера – напірний трубопровід; 4 – поршень; 3 – циліндр; 6 – шток; 7 – крейцкопф; 8 – шатун; 9 – кривошип.

Основні параметри. Параметрами, які характеризують роботу будь-якого поршневого насоса, служать подача Q , напір H , потужність N , висота всмоктування $H_{вс}$ і повний ККД насоса.

Обсяг рідини, яка подається поршневим насосом за один оборот, визначають, виходячи з обсягу циліндра:

$$V = F n S \quad (5.1)$$

де $F n$ – площа поршня;

S – хід поршня.

Дійсна подача ($\text{м}^3/\text{с}$) насоса одинарної дії:

$$Q = (FnSn/60)\eta_{об} \quad (5.2)$$

де n – частота обертання валу кривошипа, об/хв;
 $\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса.

Подачу насоса подвійної дії ($\text{м}^3/\text{с}$) визначають з урахуванням обсягів, що подаються обома половинами насоса за 1 оборот:

$$Q_{д} = (2Fn - f)Sn\eta_{об}/60 \quad (5.3)$$

де f – площа штока поршня.

Середню подачу поршневого насоса можна визначити через обсяг рідини V , що витісняється поршнем, і час подвійного ходу поршня.

Для насоса простої дії середня подача поршневого насоса:

$$Q_{ср} = Fr\omega/\pi \quad (5.4)$$

де F – площа поршня;
 r – радіус кривошипа;
 ω – кутова швидкість кривошипа.

Теоретично поршневий насос може розвивати будь-який натиск. Однак, практично натиск обмежується запасом міцності окремих двигунів і потужністю двигуна, що приводить насос в дію. Потужність (кВт), споживана поршневим насосом:

$$N = \gamma QH/(102\eta_{н}) \quad (5.5)$$

де γ – об'ємна вага рідини, $\text{Н}/\text{м}^3$;
 Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;
 H – напір насоса, м;
 $\eta_{н}$ – ККД насоса (0,7...0,9).

Висота всмоктування поршневого насоса залежить від атмосферного тиску, температури і щільності рідини, а також від частоти обертання валу двигуна.

5.2 Пристрій, робочий процес, класифікація поршневих насосів

До поршневих насосів відносять зворотно-поступальні насоси, у яких робочі органи виконані у вигляді поршнів. Досить поширеним різновидом поршневих насосів є насоси плунжерного типу, що застосовуються, наприклад, в якості паливних насосів високого тиску в двигунах внутрішнього згорання.

Поршневі насоси класифікують наступним чином:

- по кількості циліндрів - одно-, двох-, трьох- і багаточиліндрові;
- за родом рідини – нафтові (для перекачки гарячих нафтопродуктів), дозовані (для перекачування хімічних реагентів), призначені для перекачування газів, цементувальні (для перекачування цементної суміші та води при цементуванні свердловин) тощо;
- по конструкції поршня – поршневого типу, плунжерні (поршень є подовжений порожнистий циліндр), діафрагмові (циліндр відділений від клапанної коробки пружною діафрагмою), з прохідним поршнем;
- за способом дії – одинарної, подвійної, потрійної і четверної дії, а також диференціальні;
- по розташуванню робочих циліндрів – горизонтальні і вертикальні;
- за способом приведення в дію – парові прямодійні (поршень насоса і поршень силового циліндра закріплені на загальному штоку), приводні (працюють від двигуна через відповідні передачі і кривошипно-шатунні механізми), ручні.

Поршневі насоси можуть відрізнятися також за кількістю циліндрів.

Найбільш простим є поршковий насос односторонньої дії з кривошипно-шатунним механізмом (рис. 5.2). У ньому для витіснення рідини використовується рух поршня лише в одну сторону. При русі поршня вправо обсяг замкнутої частини циліндра зростає, що призводить до виникнення в ній вакууму, під дією якого відкривається всмоктувальний клапан 3 і рідина заповнює циліндр 1, слідує за поршнем 2. При зворотному ході поршня (справа наліво) обсяг замкнутої частини циліндра зменшується, тиск при цьому різко зростає, внаслідок чого відкривається нагнітальний клапан 4 і рідина, що витісняється поршнем, надходить в напірний трубопровід.

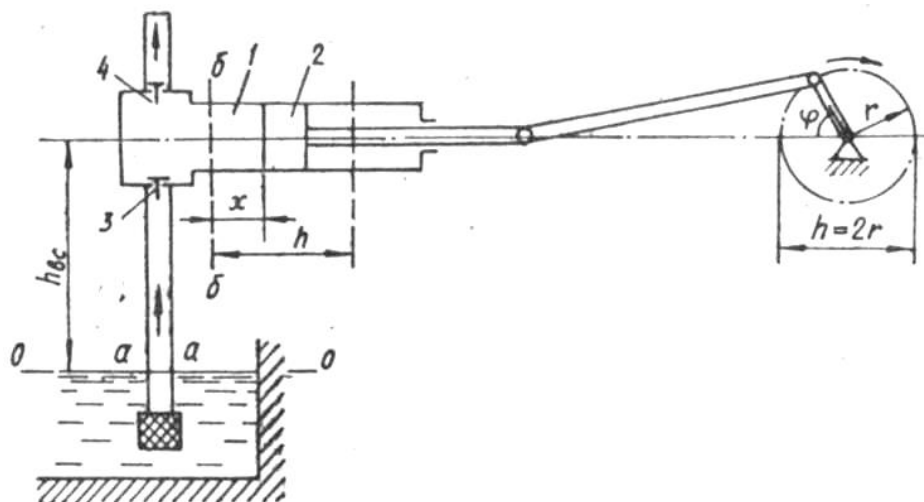


Рисунок 5.2 – Поршковий насос односторонньої дії з кривошипно-шатунним механізмом

Насос двосторонньої дії (рис. 5.3) позбавлений найбільш істотного недоліку насоса односторонньої дії – припинення подачі в період всмоктування. Витіснення рідини відбувається при русі поршня в обидва боки. При русі

поршня вправо відбувається всмоктування рідини в ліву робочу камеру і нагнітання з правої робочої камери. При русі поршня вліво процеси в камерах насоса змінюються на зворотні.

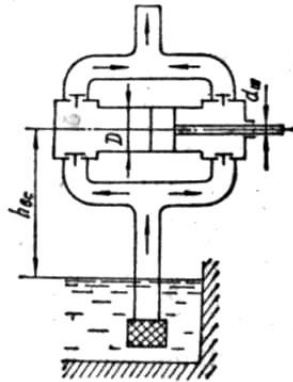


Рисунок 5.3 – Насос двосторонньої дії

Поршневий насос диференціальної дії (рис. 5.4) конструктивно відрізняється від описаного вище насоса двосторонньої дії тим, що всмоктувальний трубопровід підводиться тільки до лівої камери циліндра насоса, а на виході з правої камери відсутній нагнітальний клапан. Процес всмоктування відбувається так само, як і в насосі односторонньої дії, а процес витіснення характерний тим, що рідина надходить одночасно в нагнітальний трубопровід і в праву робочу камеру. Всмоктування рідини в ліву камеру супроводжується витісненням рідини з правої камери. Таким чином, подача здійснюється за подвійний хід поршня, а всмоктування – за один його хід.

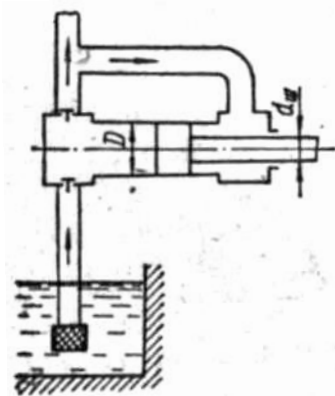


Рисунок 5.4 – Поршневий насос диференціальної дії

5.3 Подача поршневих насосів. Графіки подачі

Теоретична (ідеальна) подача насоса визначається за його робочим об'ємом і частотою обертання:

$$Q_m = q_o \cdot n \quad (5.6)$$

Якщо n – частота обертання в хвилину, то секундна теоретична подача:

$$Q_m = \frac{q_o \cdot n}{60} \quad (5.7)$$

Дійсна подача менше теоретичної внаслідок витоків рідини в сполученнях деталей і ущільненнях насоса, деякого запізнювання відкриття і закриття клапанів, виділення повітря з рідини під дією вакууму:

$$Q = \frac{q_o \cdot n}{60} \cdot \eta_o \quad (5.8)$$

де $\eta_o < 1$ – об'ємний ККД.

Робочий об'єм q_o визначається наступним чином:

– для насоса односторонньої дії:

$$q_o = S \cdot h \quad (5.9)$$

де S – площа поперечного перерізу поршня;

$h = 2 \cdot r$ – хід поршня (r – радіус кривошипа).

– для насоса двосторонньої дії:

$$q_o = S \cdot h + (S - S_{ш}) \cdot h = (2 \cdot S - S_{ш}) \cdot h, \quad (5.10)$$

де $S_{ш}$ – площа перерізу штока;

– для насоса дифференціальної дії:

$$q_o = S \cdot h + (S - S_{ш}) \cdot h + (S - S_{ш}) \cdot h = S \cdot h \quad (5.11)$$

Залежність переміщення поршня x від кута повороту кривошипа наближено описується виразом:

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (5.12)$$

Швидкість переміщення поршня:

$$v_n = \frac{dx}{dt} = r \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (5.13)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа.

Прискорення поршня, а, отже, і рідини, що впливає за ним:

$$a_n = \frac{dv_n}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (5.14)$$

Поточне значення теоретичної подачі:

$$Q_{тек} = S \cdot v_n = r \cdot \omega \cdot S \cdot \sin \varphi \quad (5.15)$$

Миттєва подача насоса є величиною змінною: вона змінюється за синусоїдальним законом. На рис. 5.5 наведені для прикладу графіки подачі поршневих насосів: а) односторонньої дії; б) двосторонньої дії; в) трипоршневий односторонньої дії зі зміщенням фаз робочих циклів на 120° .

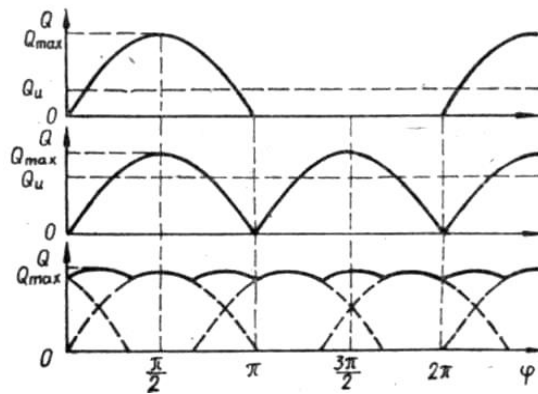


Рисунок 5.5 – Графіки подачі поршневих насосів

З наведених графіків видно, що найменшою нерівномірністю подачі володіють трипоршневі насоси одностороннього дії, найбільшою – однопоршневі насоси односторонньої дії.

Нерівномірність подачі насоса оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_m} \quad (5.16)$$

де Q_{max} і Q_{min} – відповідно максимальна і мінімальна миттєві подачі насоса.

Для однопоршневого насоса односторонньої дії $Q_{min} = 0$, $Q_{max} = r \cdot \omega \cdot S$,

$$Q_m = \frac{q_o \cdot n}{60} = \frac{S \cdot h \cdot n}{60} = \frac{S \cdot 2 \cdot r \cdot n}{60} \quad (5.17)$$

Підставляючи значення Q_{max} , Q_{min} і Q_m в формулу (5.9) та приймаючи до уваги, що кутова швидкість $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, тому після перетворень отримаємо $\delta = \pi = 3,14$.

Для насосів двосторонньої дії $Q_{max} = r \cdot \omega \cdot S$, $Q_{min} = 0$ (рис. 5.5), а теоретична подача:

$$Q_m = \frac{q_o \cdot n}{60} = \frac{(2 \cdot S - S_w) \cdot h \cdot n}{60} = \frac{(2 \cdot S - S_w) \cdot 2 \cdot r \cdot n}{60} \quad (5.18)$$

Якщо знехтувати площею перетину штока S_w , яка значно менша за площу поперечного перерізу поршня S , то після підстановки значень Q_{max} , Q_{min} і Q_m в формулу (5.9) і перетворень отримаємо $\delta = 0,5 \cdot \pi = 1,57$.

Аналогічно можна показати, що для трипоршневого насоса односторонньої дії зі зміщенням фаз робочих циклів на 120° коефіцієнт нерівномірності подачі $\delta = 1,05$.

Приклад 1. Обчислити коефіцієнт і ступінь нерівномірності подачі поршневого насоса, у якого z циліндрів, і робочих камер. Поршень (плунжер) насоса робить n подвійних ходів в одиницю часу, хід поршня L , діаметр циліндра D , діаметр штока d , відношення довжини кривошипа до довжини шатуна (відносна довжина кривошипа) становить λ , кут розвалу між кривошипами суміжних поршнів – α .

Рішення

Коефіцієнт нерівномірності подачі обчислюється за формулою:

$$\sigma = \frac{Q_{т. max} - Q_{т. min}}{Q_{т. ср}}$$

де $Q_{т. max}$, $Q_{т. min}$ і $Q_{т. ср}$ – максимальна, мінімальна і середня миттєва теоретична подача насоса відповідно.

Ступінь нерівномірності подачі насоса визначається співвідношенням:

$$\psi = \frac{Q_{т. max}}{Q_{т. ср}}$$

Насос – горизонтальний трициліндровий поршневий (плунжерний). Визначимо середню миттєву теоретичну подачу насоса:

$$Q_{т. ср} = \frac{(2 \cdot F - f) \cdot L \cdot n}{60}$$

де $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ – площа поршня насоса.

$$\text{Тоді } Q_{т. ср} = \frac{(2D^2 - d^2) \cdot \pi \cdot L \cdot n \cdot z}{240} = \frac{(2 \cdot 0,152^2 - 0,075^2) \cdot 3,14 \cdot 0,279 \cdot 130 \cdot 3}{240} = 0,0578 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для визначення максимальної та мінімальної миттєвих теоретичних подач насоса необхідно побудувати графік подачі насоса. Миттєву теоретичну подачу насоса визначимо підсумувавши миттєві теоретичні подачі циліндрів насоса. Миттєву теоретичну подачу першого циліндра визначимо за формулою:

$$Q_{т. 1 \text{ цил}} = \nu \cdot F_{\text{раб.кам.}}$$

де ν – швидкість переміщення поршня насоса;

$F_{\text{раб.кам.}}$ – площа перерізу робочої камери насоса.

Так як $\lambda = 0,2$

$$\nu = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

де r – довжина шатуна насоса;

φ – кут повороту кривошипа;

ω – кутова швидкість кривошипа.

$$\text{Тоді } \nu = \frac{L}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \sin \varphi = \frac{\pi \cdot n \cdot L}{60} \cdot \sin \varphi$$

Площа робочої камери насоса при $0 < \varphi < \pi$ $F_{\text{раб.кам.}} = F$ і при $\pi < \varphi < 2\pi$ $F_{\text{раб.кам.}} = F - f$.

Тоді при $0 < \varphi < \pi$

$$Q_{т. 1 \text{ цил}} = \frac{\pi \cdot n \cdot L}{60} \cdot \sin \varphi \cdot F = \frac{3,14 \cdot 130 \cdot 0,279}{60} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{3,14 \cdot 0,152^2}{4} = 0,0344 \cdot \sin \varphi$$

$$Q_{т. 2 \text{ цил}} = \frac{\pi \cdot n \cdot L}{60} \cdot \sin \varphi \cdot (F - f) = \frac{3,14 \cdot 130 \cdot 0,279}{60} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{3,14 \cdot (0,152^2 - 0,075^2)}{4} = 0,026 \cdot \sin \varphi$$

Теоретичну подачу другого циліндра насоса визначимо аналогічно з урахуванням кута розвалу між сусідніми кривошипами.

За результатами розрахунків будемо графік подачі насоса.

$$Q_{т. \max} = 0,0688 \text{ м}^3/\text{с} \text{ та } Q_{т. \min} = 0,0450 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$\text{Тоді } \sigma = \frac{0,0688 - 0,0450}{0,0578} = 0,412$$

$$\psi = \frac{0,0688}{0,0578} = 1,190$$

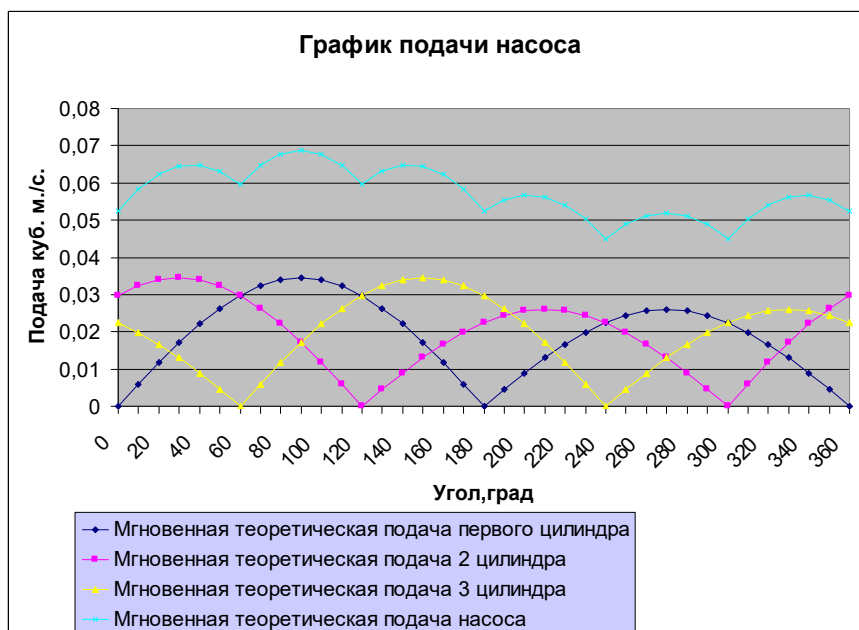


Рисунок 5.6 – График подачи насоса

Приклад. Перевірити умови всмоктування поршневого насоса, якщо відомо, що висота його установки над рівнем рідини в приймальному резервуарі відкритого типу дорівнює z . Поршень насоса при довжині ходу L здійснює n ходів в одиницю часу, діаметр циліндрових втулок D . Довжина всмоктувальної лінії $l_{вс}$, а її діаметр $d_{вс}$. Рідина, яка перекачується, має щільність ρ і температуру $t^{\circ}\text{C}$. Втрати напору у всмоктувальному клапані складають $h_{кл}$.

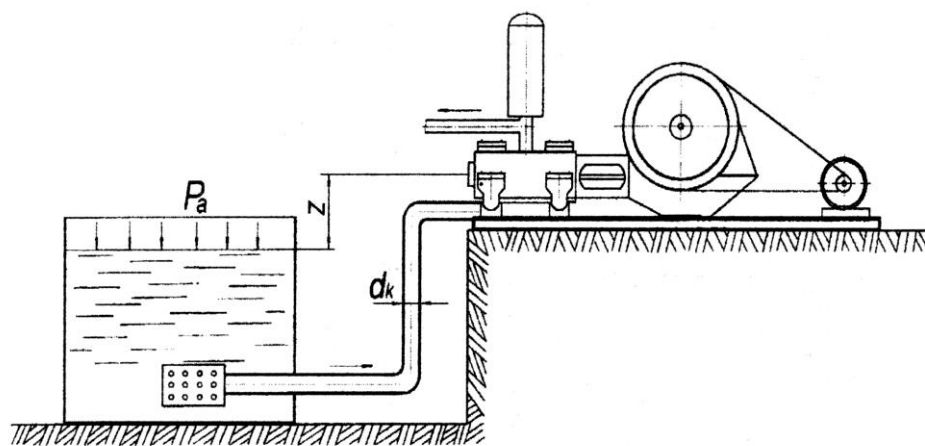


Рисунок 5.7 – Схема установки насоса

Рішення

Скористаємося умовою безкавітаційної роботи поршневого насоса:

$$p_{\min} \geq p_{\Pi} + p_{\text{ГКЗ}}$$

$$p_{\min} = p_0 - \rho \cdot g \cdot (z + h) - \Delta p_{\text{ин}} - \Delta p_{\text{кл}}$$

де p_{\min} – мінімальний абсолютний тиск у всмоктувальному колекторі насоса;
 p_0 – абсолютний тиск над рівнем рідини в резервуарі, так як резервуар відкритий, то $p_0 = p_{\text{ат}} = 100$ кПа;

h – втрати напору у всмоктувальній лінії на початку ходу поршня, так як насос на всмоктувальній лінії не обладнаний пневмокомпенсаторами, то $h = 0$;

$\Delta p_{\text{ин}}$ – інерційний перепад тиску;

$\Delta p_{\text{кл}}$ – втрати тиску у всмоктувальному клапані;

$p_{\text{п}}$ – тиск парів рідини;

$p_{\text{гкз}}$ – гарантійний протикавітаційний запас тиску.

Визначимо інерційний перепад тиску:

$$\Delta p_{\text{ин}} = \rho \cdot l_{\text{вс}} \cdot a_{\text{ж}}$$

де $a_{\text{ж}}$ – прискорення рідини у всмоктувальному трубопроводі:

$$a_{\text{ж}} = a_{\text{п}} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{вс}}}$$

де $a_{\text{п}}$ – прискорення поршня насоса;

$F_{\text{п}}$, $F_{\text{вс}}$ – площа поперечного перерізу поршня насоса і всмоктувального трубопроводу відповідно.

Тестові завдання

Насоси за принципом дії і конструкцією діляться на дві основні групи

- A. динамічні та об'ємні
- B. відцентрові та осьові
- C. насоси тертя та інерції
- D. складені та прості

До об'ємних насосів відносять

- A. вихрові
- B. вібраційні
- C. поршневі
- D. роторні

До динамічних насосів відносять

- A. роторні
- B. поршневі
- C. вихрові
- D. плужні

Насоси й гідродвигуни застосовують в:

- A. гідропередачах
- B. турбинах
- C. силових установках
- D. енергетичних комплексах

Основними робочими параметрами, які характеризують гідравлічні машини та режими їх роботи

- A. напір (або тиск),
- B. подача (для насоса) або витрата (для гідродвигуна)
- C. усі відповіді вірні
- D. технічні характеристики

Відцентровий насос – насос, у якому рух рідини та необхідний напір складаються за рахунок відцентрової сили, що виникає при дії

- A. робочого колеса на рідину
- B. лопатей на рідину
- C. правильна відповідь відсутня

Відцентрові насоси поділяються на 17 груп, з-поміж яких є

- A. консольні, горизонтальні
- B. піскові, ґрунтові, шламові
- C. усі відповіді вірні
- D. шламові, вертикальні

Робочі характеристики насоса – графічна залежність основних технічних показників від

- A. подачі
- B. напору
- C. допустимої висоти поглинання
- D. тиску

Абсолютна швидкість дорівнює геометричній сумі відносної швидкості рідини і окружної швидкості

- A. подачі
- B. напору
- C. робочого колеса
- D. тиску

Об'ємні гідромашини діляться на два великі класи

- A. відцентрові та осьові
- B. поршневі та роторні
- C. динамічні та об'ємні
- D. прості та складні

Тема 6. РОТОРНІ ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

6.1. Загальні відомості

Роторним називається об'ємний насос з обертальним і зворотно-поступальним рухом робочих органів незалежно від характеру руху ведучої ланки насоса. До них відносяться шестеренні, гвинтові, пластинчасті, роторно-поршневі та інші насоси.

Особливий характер процесів всмоктування і витіснення рідкого середовища в роторних насосах, перенесення робочих камер з рідиною з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання дозволяє відмовитися в конструкції цих насосів від всмоктувальних і нагнітальних клапанів.

Роторний насос, як правило, складається зі статора (нерухомого корпусу), ротора, жорстко пов'язаного з провідним валом насоса і витискувачів. Робочий процес роторного насоса можна розділити на три етапи: 1) заповнення робочих камер рідиною з порожнини всмоктування; 2) замикання робочих камер і перенесення їх з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання; 3) витіснення рідини з робочих камер в порожнину нагнітання.

Конструктивні особливості роторних насосів, їх робочий процес дозволяють вказати на ряд характерних властивостей:

- оборотність – можливість переводити насос в режим гідромотора;
- значна швидкохідність (частота обертання ротора може досягати 5000 ... 7000 об/хв);
- висока рівномірність подачі, обумовлена великою кількістю робочих камер;
- порівняно мала подача і високий тиск;
- самовсмоктування – здатність створювати вакуум, достатній для підйому рідкого середовища у всмоктувальному трубопроводі до рівня розташування насоса (зрозуміло, в межах допустимої висоти всмоктування).

Роторні насоси і гідромотори можуть бути регульованими, якщо в їх конструкції передбачена можливість змінювати робочий об'єм або бути нерегульованими.

6.2 Пристрій, робочий процес і основні параметри роторних гідравлічних машин

6.2.1. Шестеренні гідромашини

Шестеренні гідромашини, особливо шестеренні насоси (рис. 6.1), в силу простоти конструкції набули широкого поширення. Шестерінчастим називають зубчастий насос з робочими органами у вигляді шестерень, які забезпечують геометричне замикання робочої камери і передавальний крутний момент. У найпростішому випадку це пара шестерень, що знаходяться в зчепленні, встановлені у щільно охоплючому корпусі (з малими радіальними і торцевими зазорами). При обертанні шестерень рідина, що заповнює їх западини, переноситься по периферії з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання,

де при вступі чергової пари зуб'їв у зчепленні відбувається витіснення рідини, перенесеної в западини однієї шестерні зубом іншої шестерні.

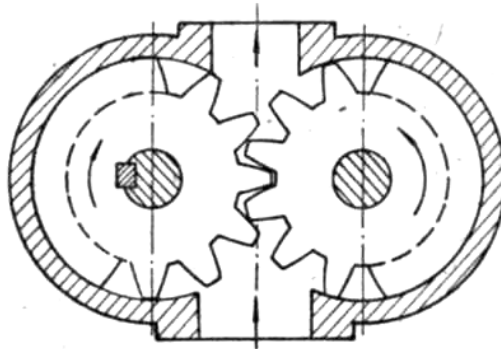


Рисунок 6.1 – Шестеренні гідромашини

Рабочий об'єм шестеренної гідромашини:

$$q_o = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b, \quad (6.1)$$

де m – модуль зчеплення;

z – кількість зуб'їв;

b – ширина шестерні;

D_n – діаметр початкового кола.

Подача шестеренного насоса:

$$Q = q_o \cdot n \cdot \eta_o = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \cdot \eta_o, \quad (6.2)$$

де η_o – об'ємний ККД, $\eta_o = 0,70 \dots 0,95$.

Частоту обертання валу і крутний момент шестеренного гідромотора можна розрахувати за формулами.

6.2.2. Гвинтові гідромашини

Вони представлені в техніці, головним чином, насосами.

До гвинтових відносять роторно-обертальні насоси з переміщенням рідкого середовища уздовж осі обертання робочих органів. Найбільшого поширення набули тригвинтові насоси з циклоїдним зчепленням (рис. 6.2), які відрізняються високим напором, рівномірністю подачі, безшумністю роботи.

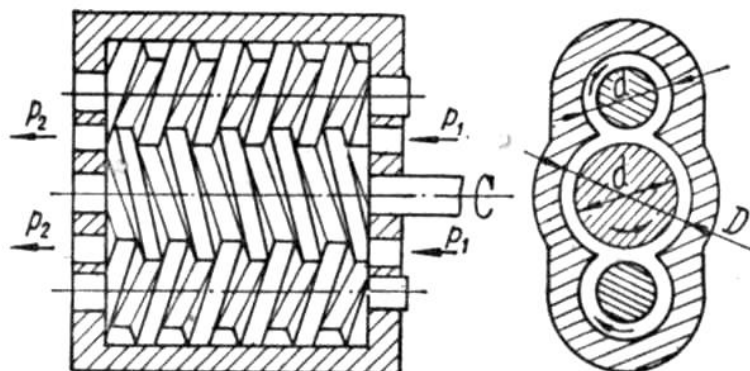


Рисунок 6.2 – Тригвинтові насоси з циклоїдним зчепленням

Тригвинтові насоси мають три гвинта, які встановлені на цапфах паралельно корпусу. Середній гвинт - провідний, два інших гвинта, що знаходяться з ним в зчепленні – ведені. Торці всіх гвинтів відкриваються з одного боку у всмоктувальну порожнину насоса, з іншого – в нагнітаючу. При обертанні ведучого гвинта рідина, що заповнює його западини, подібно до гайки, утримуваної від обертання на обертаючому гвинті, переміщується в осьовому напрямку від всмоктувальної порожнини до нагнітаючої. Роль гребінки, що утримує рідину від обертання разом з ведучим гвинтом, грають два інших гвинта-замикача.

При повороті провідного гвинта насоса на один оборот рідина, що заповнює пази всіх гвинтів, переміщується уздовж їх осей на відстань одного кроку гвинта τ . Площа поперечного перерізу каналів, утворених гвинтовими пазами, дорівнює різниці площі перетину S розточення корпусу і площі перетину S_g гвинтів.

Робочий об'єм гвинтового насоса:

$$q_o = (S - S_g) \cdot \tau. \quad (6.3)$$

Робочий об'єм можна обчислити по наступним співвідношенням:

– для насоса з двома однаковими гвинтами:

$$q_o = (S - S_g) \cdot \tau = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \tau \quad (6.4)$$

де D і d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гвинта;

– для насоса з трьома однаковими гвинтами:

$$q_o = (S - S_g) \cdot \tau = 1,243 \cdot d^2 \cdot \tau \quad (6.5)$$

де d – внутрішній діаметр ведучого гвинта або зовнішній діаметр веденого гвинта.

Крок гвинта, як правило, знаходиться зі співвідношення:

$$\tau = \frac{10}{3} \cdot d. \quad (6.6)$$

Подача насоса визначається за формулою (6.2), де об'ємний ККД насоса $\eta_o = 0,75 \dots 0,90$.

6.2.3. Пластинчасті гідромашини

Пластинчастий насос – це шиберний насос, в число робочих органів якого входять шибери, виконані у вигляді пластин.

Пристрій найпростішого пластинчастого насоса однократної дії схематично показано на рис. 6.3. У циліндричній розточці корпусу насоса – статорі ексцентрично обертається циліндричний ротор, який має радіальні пази, в яких встановлені пластини-витискувачі. При обертанні ротора пластини притискаються до внутрішньої поверхні статора відцентровими силами або спеціальними пружинами. Обсяг, укладений між сусідніми пластинами, в міру обертання ротора змінюється за величиною. У зоні всмоктування збільшується обсяг між пластинами заповнюючою рідиною. У зоні нагнітання цей обсяг зменшується і рідина з нього витісняється в напірну лінію. Робочий об'єм пластинчастого насоса однократної дії наближено можна визначити за наступним виразом:

$$q_o = 2 \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b, \quad (6.7)$$

де b – ширина пластини;

e – ексцентриситет;

R – радіус статора;

z – кількість пластин;

δ – товщина пластини.

У пластинчастому насосі дворазової дії (рис. 6.3) подача рідини з кожної робочої камери за один оборот ротора проводиться двічі. Ротор в такому насосі встановлений концентрично статора ($e=0$), внутрішня поверхня якого має спеціальний профіль, близький до еліптичного. Передбачаються два всмоктувальних і два нагнітальних вікна, розташовані діаметрально протилежно. Робочий об'єм насоса дворазової дії:

$$q_o = 2 \cdot b \cdot \left[\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2) \cdot z \cdot \delta \right] \quad (6.8)$$

де R_1 і R_2 – відповідно велика і мала піввісь профілю поверхні статора.

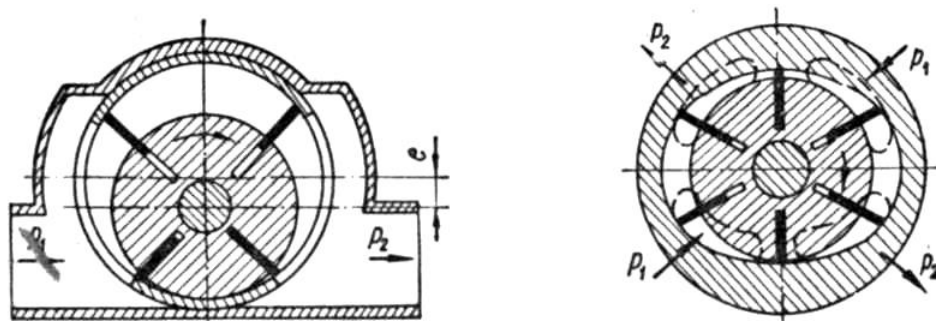


Рисунок 6.3 – Пластинчастий насос

Подача пластинчатого насоса може бути розрахована по формулі (6.2) з урахуванням об'ємного ККД $\eta_o = 0,75...0,98$.

Робочий об'єм і подачу пластинчатого насоса однократної дії можна регулювати шляхом зміни ексцентриситета e .

Показники пластинчастих гідромоторів – частота обертання вала та обертаючий момент – обчислюються по загальним формулам (1.14) и (1.16).

6.2.4. Радіально-поршневі гідромашини

Радіально-поршневий насос – це роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора перпендикулярна до осей робочих органів або становить з ними кут більше 45° .

Схема радіально-поршневого насоса дана на рис. 6.4. У тілі ротора 1 передбачено кілька радіальних циліндрів, в яких встановлені поршні 2. Вісь обертання ротора зміщена на величину e щодо осі обойми 3 статора. Поршні завжди притискаються до обойми відцентровими силами, а також пружинами, що знаходяться в циліндрах ротора.

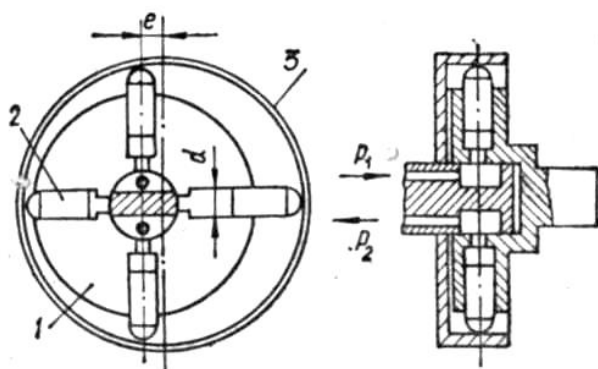


Рисунок 6.4 – Схема радіально-поршневого насоса

При обертанні ротора поршні здійснюють зворотно-поступальний рух щодо згаданого ротора.

Робочий об'єм радіально-поршневого насоса:

$$q_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z, \quad (6.9)$$

де d – діаметр циліндра;
 e – ексцентриситет;
 z – кількість циліндрів.

Подача насоса з урахуванням об'ємного ККД ($\eta_o = 0,7 \dots 0,9$) визначається за формулою (6.2).

Радіально-поршневі гідромашини багаторазової дії часто застосовуються в якості високомоментних гідромоторів. Частота обертання валу і крутний момент в цьому випадку також визначаються за формулами (1.14) і (1.16).

6.2.5. Аксиально-поршневі гідромашини

Аксиально-поршневим називають роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора паралельна осям робочих органів або становить з ними кут менше або дорівнює 45° .

Пристрій аксіально-поршневого насоса показано на рис. 6.5. У роторі 1 паралельно осі його обертання рівномірно по окружності діаметра D виконано кілька наскрізних циліндричних отворів, які з одного боку закриті рухливими поршнями 2, а з іншого – диском 3, який виконує функції розподільного золотника. Поршні 2 своїми виступаючими сферичними торцями за допомогою пружин 4 постійно притиснуті до похилого диска 5, встановленому в корпусі насоса на напольгливому підшипнику під кутом γ до осі ротора, який приводиться в обертання валом 6. При обертанні вала поршні 2 здійснюють зворотно-поступальний рух щодо ротора, причому за один оборот ротора кожен поршень здійснює один всмоктувальний і один нагнітальний хід. Розподільний диск 3 при цьому не обертається. Наявні в ньому два серпоподібні вікна з'єднані: одне зі всмоктувальним, інше з нагнітальним каналами насоса.

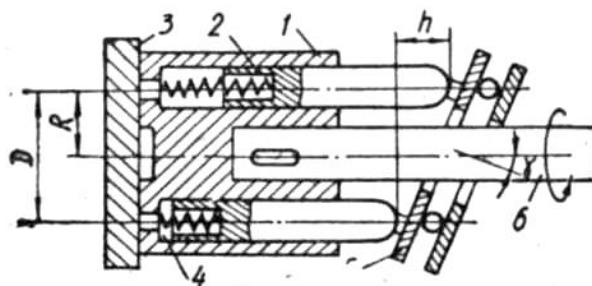


Рисунок 6.5– Пристрій аксіально-поршневого насоса

Робочий об'єм насоса:

$$q_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot z \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (6.10)$$

де d – діаметр поршня;

z – кількість поршней.

Подача аксіально-поршневого насоса розраховується за виразом (6.2), де для розглянутих насосів $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$.

У техніці широко застосовують аксіально-поршневі насоси з похилим блоком (рис. 6.6). Деякі типи аксіально-поршневих насосів допускають регулювання робочого об'єму і подачі насоса зміною кута γ .

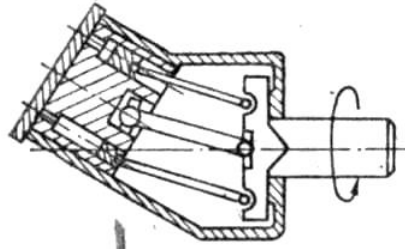


Рисунок 6.6 – Аксіально-поршневий насос

Аксіально-поршневі гідромашини набули значного поширення в якості регульованих і нерегульованих гідромоторів.

Приклад 3. Визначити основні розміри шестеренного насоса при подачі $Q = 30$ л/хв; номінальному тиску $p_{ном} = 2$ МПа, частоті обертання $n = 1000$ об/хв, $z = 10$, $\eta_v = 0,94$, $\eta_{мех} = 0,95$.

Теоретична подача:

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ л/хв}$$

Робочий об'єм насоса:

$$V_o = \frac{Q_T}{n} = \frac{31,9 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ см}^3$$

$V_o = 32 \text{ см}^3$, $z = 10$, $b = 4m$, визначаємо модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_o}{2\pi z \cdot 4}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2\pi \cdot 10 \cdot 4}} \approx 0,5 \text{ см.}$$

приймаємо $m = 5$ мм, тоді початковий діаметр шестірни:

$$D_H = m z = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Ширину вінця шестерні визначаємо за формулою:

$$b = \frac{V_o}{\pi D_H 2m} = \frac{32}{3,14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,5} = 20,2 \text{ мм}$$

Корисна потужність насоса:

$$N_{\Pi} = Q p = (30 \cdot 2) / 60 = 1 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса (споживана):

$$N = \frac{N_{\Pi}}{\eta_v \eta_{\text{мех}}} = \frac{1}{0,94 \cdot 0,95} = 1,12 \text{ кВт}$$

Приклад 4. Шестеренний насос розвиває тиск $p_n = 6,5 \text{ МПа}$ при частоті обертання $n = 1200 \text{ об/хв}$. Визначити споживану ним потужність, якщо ширина шестерні $b = 30 \text{ мм}$, діаметр початкового кола $D_H = 60 \text{ мм}$, число зуб'їв $z = 8$, об'ємний ККД $\eta_o = 0,85$, ККД насоса $\eta = 0,72$.

Рішення

Знаходимо модуль зчеплення:

$$m = \frac{D_H}{z} = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ мм,}$$

Робочий об'єм:

$$q_o = 2 \cdot \pi \cdot D_H \cdot m \cdot b = 2 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 0,75 \cdot 3 = 84,8 \text{ см}^3,$$

подачу насоса:

$$Q = \frac{q_o \cdot n \cdot \eta_o}{60} = \frac{84,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 0,85}{60} = 1,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Корисна потужність насоса:

$$N_n = p_n \cdot Q = 1,44 \cdot 10^{-3} \cdot 6,5 \cdot 10^6 = 9,36 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 9,36 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса:

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{9,36}{0,72} = 13,0 \text{ кВт.}$$

Приклад 5. У гідроприводі з об'ємним регулюванням застосований регульований аксіально-поршневий насос, який характеризується наступними параметрами: кількість поршнів $z = 7$, діаметри поршнів $d = 15 \text{ мм}$, діаметр кола центрів циліндрів $D = 40 \text{ мм}$, частота обертання $n = 960 \text{ об/хв}$, кут нахилу диска

γ може змінюватися від 0 до 30°. Побудувати графік зміни швидкості переміщення поршня гідроциліндра в залежності від кута γ , якщо діаметр циліндра $D_1 = 80$ мм, діаметр штока $D_2 = 40$ мм. Витоками рідини знехтувати.

Рішення

Робочий об'єм насоса:

$$q_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot z \cdot \text{tg}\gamma = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} \cdot 4 \cdot 7 \cdot \text{tg}\gamma = 49,5 \cdot \text{tg}\gamma.$$

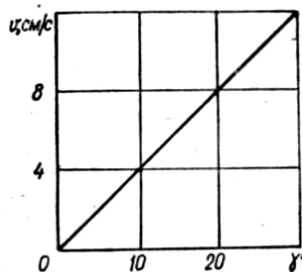
Теоретична подача насоса:

$$Q_m = \frac{q_o \cdot n}{60} = \frac{49,5 \cdot \text{tg}\gamma \cdot 960}{60} = 792 \cdot \text{tg}\gamma.$$

Швидкість переміщення поршня гідроциліндра:

$$v_n = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 792 \cdot \text{tg}\gamma}{3,14 \cdot (8^2 - 4^2)} = 21 \cdot \text{tg}\gamma.$$

За цими даними побудована залежність $v_n = f(\gamma)$



Графік зміни швидкості переміщення поршня гідроциліндра в залежності від кута γ

Контрольні запитання

1. Радіально-поршневий насос. Принцип дії. Параметр регулювання. подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

2. Аксиально-поршневі насоси. Принцип дії. Параметр регулювання. подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

3. Пластинчасті насоси. Принцип дії. Параметр регулювання. подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

4. Шестеренні насоси. Принцип дії. Параметр регулювання. подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

Тестові завдання

Найбільшого поширення набули тригвинтові насоси

- A. з циклоїдним зчепленням
- B. синусоїдальним зчепленням
- C. зчепленням під кутом 45^0
- D. конусним зчепленням

В число робочих органів пластинчастого входять

- A. зубчасті передачі
- B. шибери
- C. гвинторізи
- D. циліндричні передачі

Радіально-поршневий насос - це роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора перпендикулярна до осей робочих органів або становить з ними кут більше

- A. 45^0
- B. 90^0
- C. 35^0
- D. 120^0

Аксіально-поршневим називають роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора паралельна осям робочих органів або становить з ними кут менше або дорівнює

- A. 90^0
- B. 45^0
- C. 35^0
- D. 120^0

Рівняння Ейлера дозволяє побудувати теоретичні характеристики

- A. нагнітачів
- B. напору
- C. подачі рідини
- D. тиску

Водокільцеві насоси відносяться до групи

- A. спеціальних насосів
- B. діагональних насосів
- C. вакуум-насосів
- D. плужних насосів

Насоси тертя та інерції є групою

- A. динамічних насосів
- B. об'ємних насосів

- С. плужних насосів
- Д. осьових насосів

Робочим органом гідравлічної машини є

- А. гідравлічний двигун
- В. турбіни
- С. усі відповіді вірні
- Д. електродвигун

Тема 7. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЛОПАТЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТЕВИХ НАГНІТАЧІВ

7.1. Теоретичні основи лопатевих гідравлічних машин

Основною метою теоретичного розрахунку нагнітача є, зазвичай, визначення теоретичного тиску P_T . Розглянемо процес обміну енергією між робочим колесом радіального нагнітача і потоком. Для спрощення виведення шуканих залежностей будемо розглядати не просторове протягом, а плаский випадок – течія в перерізі робочого колеса площиною, перпендикулярній осі його обертання (рис. 7.1).

Перебіг рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса нагнітача можна уявити як складану. Якщо ввести рухливу систему координат, пов'язану з робочим колесом і яка обертається разом з ним, то абсолютний рух рідини щодо нерухомого спостерігача можна розглядати як суму відносного руху і переносного руху (обертання) самої цієї системи.

При цьому абсолютна швидкість \vec{c} може бути отримана як векторна сума відносної швидкості і переносної. Відносна швидкість всередині міжлопатєвого каналу зі збільшенням числа лопатей наближається у напрямку до дотичної, до лопаті. Переносна швидкість, викликана обертанням, спрямована по дотичним до кіл, проведеними з центру обертання. На вході в міжлопатєві канали (рис. 7.1) $u_1=r_1\omega$, на виході $u_2=r_2\omega$.

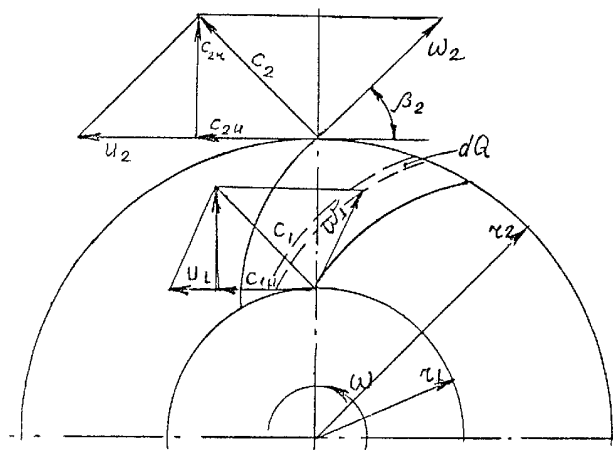


Рисунок 7.1 – Трикутники швидкостей в робочому колесі

$$dM = dG(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (7.1)$$

Сумарний момент:

$$M = \int_0^G (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) dG = G(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (7.2)$$

Помноживши обидві частини цього рівняння на кутову швидкість колеса ω , отримаємо потужність, яка надається потоку робочим колесом – гідравлічну потужність:

$$N_z = G(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (7.3)$$

Раніше ми домовилися називати напором енергію, яка надається одиниці ваги рідини ρg , тому напір:

$$H_T = \frac{N_z}{Gg} = \frac{1}{g}(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (7.4)$$

Стосовно до вентиляторів визначається тиск $P = H\rho g$. Отже, теоретичний тиск нагнітача визначиться за формулою (яка є однією з форм рівняння Ейлера):

$$P_T = \rho(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (7.5)$$

Всі види втрат в нагнітачах діляться на три види: гідравлічні, об'ємні і механічні.

Гідравлічні втрати викликані необхідністю подолання гідравлічних опорів в проточній частині нагнітача – ΔH .

Дійсний напір:

$$H = H_T - \Delta H \quad (7.6)$$

Переходячи до тиску:

$$P = P_T - \Delta P \quad (7.7)$$

Гідравлічна досконалість проточної частини нагнітача характеризується значенням гідравлічного ККД:

$$\eta_\Gamma = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \Delta H}{H_T} = 1 - \frac{\Delta H}{H_T} \quad (7.8)$$

$$\eta_\Gamma = \frac{P}{P_T} = \frac{P_T - \Delta P}{P_T} = 1 - \frac{\Delta P}{P_T} \quad (7.9)$$

Об'ємні втрати викликані витоками рідини всередині нагнітача, які ведуть до зменшення подачі нагнітача Q в порівнянні з подачею робочого колеса Q' . Об'ємні витоку рівні $\Delta Q = Q' - Q$. Ці втрати характеризуються об'ємним ККД:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q' - \Delta Q}{Q'} \quad (7.10)$$

Механічні втрати викликані тертям зовнішньої поверхні робочого колеса та інших деталей ротора об рідину, тертя в ущільненнях і тертя в підшипниках, і передачі – $N_{тр}$.

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{N - N_{mp}}{N} \quad (7.11)$$

Повний ККД:

$$\eta = \eta_z \eta_{об} \eta_m$$

7.2 Теоретичні характеристики лопатевих нагнітачів. Вплив форми лопатей

Рівняння Ейлера дозволяє побудувати теоретичні характеристики нагнітачів, тобто залежність теоретичного напору (або теоретичного тиску) і гідравлічної потужності від подачі. З трикутників швидкостей (рис. 7.1) бачимо, що тангенціальна складова c_{2u} абсолютної швидкості c_2 :

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (7.12)$$

де β_2 – кут виходу потоку з робочого колеса.

Радіальна проекція абсолютної швидкості c_{2r} з рівняння нерозривності:

$$c_{2r} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad (7.13)$$

де b_2 – ширина робочого колеса на виході.

Зауважимо також, що в розрахунках найчастіше розглядається випадок, коли на вході в робоче колесо відсутнє закручування потоку, тобто вектор c_1 збігається за напрямком з радіусом i , таким чином, $c_{1u} = 0$.

Тоді з рівняння Ейлера (7.3):

$$H_T = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{Q u_2}{2\pi r_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (7.14)$$

тоді:

$$\frac{u_2^2}{g} = A; \quad \frac{u_2}{g 2\pi r_2 b_2} = B \quad (7.15)$$

Кінцеве рівняння матиме вигляд: $H_T = A - BQ \operatorname{ctg} \beta_2$.

Таким чином, теоретична характеристика $H_T = f(Q)$. Це рівняння прямої лінії, нахил якої залежить від кута β_2 (рис. 7.1), тобто від кута виходу потоку з робочого колеса. Останній в свою чергу визначається формою лопатей, тому що напрямком виходу потоку з колеса (напрямок швидкості w_2) в першому наближенні збігається з напрямком дотичної до лопоті, проведеної до вихідної кромки.

Прийнято розрізняти (за формою лопаті) три типи робочих коліс лопатевих нагнітачів:

- 1) $\beta_2 < 90^\circ < 90^\circ$ – колеса з лопатями загнутими назад;
- 2) $\beta_2 < 90^\circ > 90^\circ$ – колеса з лопатями загнутими вперед;
- 3) $\beta_2 < 90^\circ = 90^\circ$ – колеса з радіальними лопатями.

З нагнітачів, що застосовуються в системах ТГВ, робочі колеса I типу застосовуються повсюдно в відцентрових насосах, в більшості відцентрових (радіальних) вентиляторів і в переважній більшості димососів. У деяких димососах збереглися колеса з радіальними лопатями (III тип). Такі ж колеса застосовуються в спеціальних пилових вентиляторах. У вентиляторах з широкими робочими колесами ("барабанного" типу) застосовуються лопаті загнуті вперед.

Останні ніколи не застосовуються в насосах. Причини цього будуть пояснені в наступних лекціях.

Рівняння 7.3 може бути перетворено для визначення тиску:

$$P_T = A' - B'Q \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (7.15)$$

де $A' = A\rho g$ и $B' = B\rho g$

Тепер можна визначити теоретичну (гідравлічну) потужність:

$$N_T = P_T Q = A'Q - B'Q^2 \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (7.16)$$

З цього рівняння стають зрозумілими відмінності у формі кривих N_2 для коліс різного типу, показані на рис. 7.1.

Для переходу від теоретичних до дійсних характеристик нагнітачів необхідно врахувати гідравлічні втрати в проточній частині ΔH (ΔP). Тоді дійсний тиск визначається з виразу (7.4), а дійсний напір з виразу (7.3).

Гідравлічні втрати в елементах нагнітача можуть бути орієнтовно визначені як добуток відповідних значень коефіцієнтів втрат і динамічних тисків. Так, для колеса:

$$\Delta P_{\kappa} = \zeta_{\kappa} \frac{\rho w_1^2}{2} \quad (7.17)$$

$w_1 = \frac{c_{1r}}{\sin \beta_1}$, а, враховуючи, що $c_{1r} = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1}$, можна побачити, що втрати пропорційні квадрату подачі. Той же квадратичний характер залежності гідравлічних втрат від подачі має місце і для інших елементів машини (за винятком корпусу).

Таким чином, для грубої оцінки форми кривих дійсних характеристик ми можемо отримати їх вирахуванням з лінійних залежностей (7.3) і (7.4) деяких квадратичних парабол, як це зроблено на рис. 7.2, рис. 7.3.

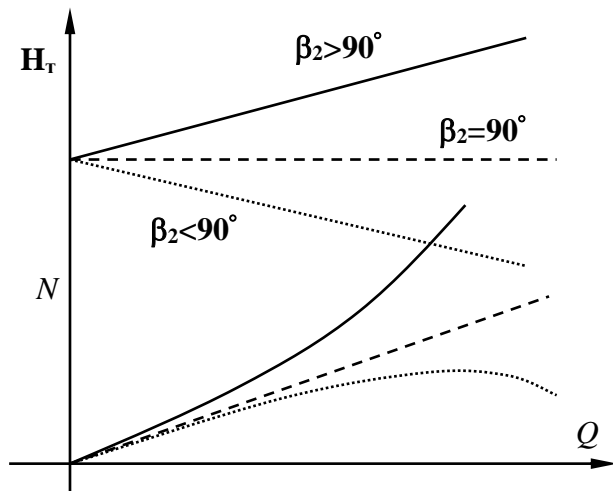


Рисунок 7.2 – Теоретичні характеристики дійсного лопатевого нагнітача

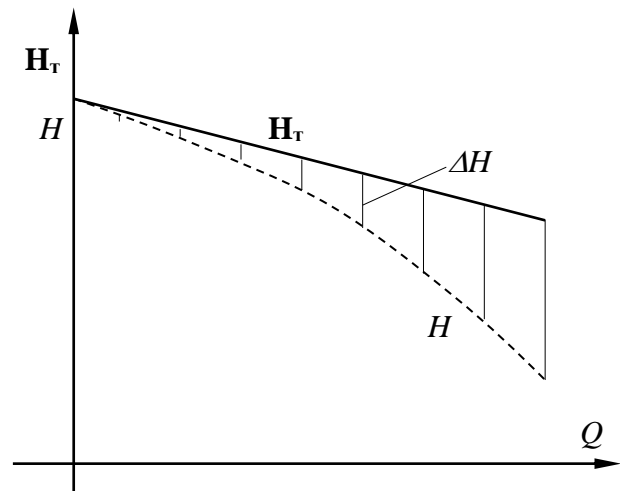


Рисунок 7.3 – Побудова характеристики лопатевого нагнітача

Тестові завдання

Миттєва подача насоса є величиною змінною: вона змінюється за

- А. синусоїдальним законом
- В. законом Ейлера
- С. I законом Ньютона
- Д. II законом Ньютона

До роторних насосів відносять

- А. вихрові, вібраційні
- В. шестеренні, гвинтові, пластинчасті насоси
- С. відцентрові, осьові, насоси тертя та інерції
- Д. лише насоси тертя та інерції

Шестерінчастим називають

- A. універсальний насос
- B. насос загального призначення
- C. зубчастий насос
- D. циліндричний насос

Найбільшого поширення набули тригвинтові насоси

- A. з циклоїдним зчепленням
- B. синусоїдальним зчепленням
- C. зчепленням під кутом 45°
- D. зчепленням під кутом 90°

В число робочих органів пластинчастого входять

- A. зубчасті передачі
- B. шибери
- C. гвинторізи
- D. прості передачі

Радіально-поршневий насос - це роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора перпендикулярна до осей робочих органів або становить з ними кут більше

- A. 45°
- B. 90°
- C. 35°
- D. 120°

Аксіально-поршневим називають роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора паралельна осям робочих органів або становить з ними кут менше або дорівнює

- A. 90°
- B. 45°
- C. 35°
- D. 120°

Рівняння Ейлера дозволяє побудувати теоретичні характеристики

- A. нагнітачів
- B. напору
- C. подачі рідини
- D. тиску

Водокільцеві насоси відносяться до групи

- A. спеціальних насосів
- B. діагональних насосів
- C. вакуум-насосів
- D. плужних насосів

Насоси тертя та інерції є групою

А динамічних насосів

В. об'ємних насосів

С. плужних насосів

Д. осьових насосів

РОЗДІЛ II. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД, ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ТА ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ

Тема 8. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

8.1 Загальні поняття про гідродинамічні передачі

Гідропередача – це поєднання в одному агрегаті робочих органів двох лопатевих машин - відцентрового насоса і гідротурбіни. Вона складається з робочих коліс, співвісне розташованих в безпосередній близькості один від одного і укладених в загальний кожух.

Гідропередачі класифікують на гідродинамічні муфти (гідромуфти) і трансформатори (гідротрансформатори). Їх використовують для перенесення енергії від двигуна до машини потоком рідини.

Потік рідини в гідродинамічній передачі характеризується великою витратою і невеликим статичним тиском, тому в якості ведучого елемента використовують у центробіжних насосах з високою подачею.

У турбінному колесі гідравлічна енергія перетворюється в механічну. Гідродинамічна передача передає крутний момент з одного валу на інший та потужність при відсутності жорсткого з'єднання ведучого і веденого валів. Це забезпечує захист двигуна і машини. Дані властивості значно подовжують термін служби машин внаслідок здібності гідродинамічної передачі плавно змінювати величину, а іноді і знак переданого крутного моменту при відповідній зміні частоти обертання веденого валу. Такі трансмісії можуть грати роль безступеневих редукторів, автоматично забезпечують потрібне передавальне відношення. Ці та ряд інших переваг привели за останні десятиліття до широкого поширення гідродинамічні передачі в промисловості і на транспорті.

8.2 Гідродинамічні муфти

Гідродинамічна муфта – гідродинамічна передача з двома колесами - насосним і турбінним. Вона має однакові крутні моменти на провідному і відомому валах, тобто не відбувається трансформації енергії. А щоб зменшити переданий на провідний вал крутний момент, в гідромуфті встановлений діафрагмовий поріг 3. Передача енергії від насосного колеса на турбінне здійснюється за допомогою робочої рідини. Щоб робоча рідина не витікала з внутрішніх порожнин гідромуфти передбачені ущільнюючі пристрої, які розташовані між валом і корпусом.

При обертанні насосне колесо забирає робочу рідину з турбінного колеса, набуваючи запас кінетичної енергії й піддається закручуванню, що призводить до збільшення кількості руху робочої рідини. Розкручуючись, рідина надходить на турбінне колесо, чинячи тиск на його лопаті, і при цьому втрачає частину своєї енергії від турбінного колеса рідина, потім по його лопатям направляється до центру гідромуфти і надходить в насосне колесо. Отже, рідина циркулює від

насосного до турбінного колеса, утворюючи вихрове кільце, так зване кругом циркуляції, рис. 8.1.

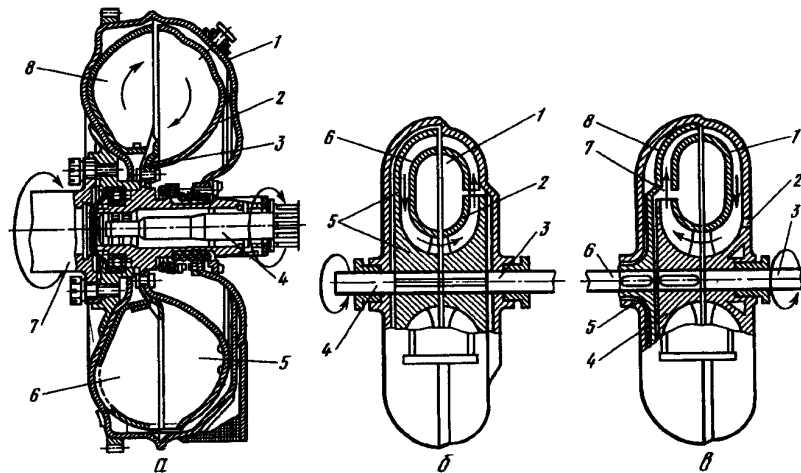


Рисунок 8.1 – Гідродинамічна муфта та гідродинамічний трансформатор

На рис. 8.1. позначено: а) – гідромуфта: 1 – корпус; 2, 5 – турбінні колеса; 3 – діафрагмовий поріг; 4 – відомий вал; 6, 8 – турбінні колеса; 7 – ведучий вал;

б, в) – гідротрансформатор. б) – ведена частина: 7 – нерухомий направляючий апарат; 2 – насосне колесо; 3 – ведучий вал; 4 – ведений вал; 5 – турбінне колесо; 6 – тор

в) – провідна частина: 1 – нерухомий направляючий апарат; 2 – отвір для поповнення системи маслом; 3 – провідний вал; 4 – насосне колесо; 5 – кожух; 6-ведений вал; 7 – турбінне колесо; 8 – тор.

8.3. Гідродинамічні трансформатори

Гідродинамічні трансформатори – гідродинамічна передача з трьома лопатевими колесами (насосним, турбінним і направляючим апаратом), що мають всі властивості гідромуфт. Застосовують гідротрансформатори для регулювання крутного моменту або частоти обертання турбінного валу.

Гідротрансформатор складається з ведучого валу, що обертається від двигуна, насосного колеса, нерухомого направляючого апарату, турбінного колеса в кожусі (яке служить для відводу масла з гідротрансформатора в холодильник), тора – внутрішнього кільця підшипника. Ведений вал передає крутний момент на силовий орган машини. Отвір спрямовуючого апарату призначений для поповнення системи маслом за допомогою допоміжного насоса.

Розрізняють два варіанти виконання гідротрансформатора, коли нерухомий апарат встановлений за турбінним колесом або за насосним. У першому варіанті робоча рідина циркулює від насосного колеса до нерухомого направляючого апарату, потім до лопатей турбінного колеса і повертається до насосного колеса. У другому варіанті робоча рідина з насосного колеса надходить на лопаті турбінного колеса, звідки йде в направляючий апарат і

повертається в насосне колесо. Другий варіант конструкції гідротрансформатора називають гідротрансформатором II класу.

8.4 Основні параметри і розрахункові залежності насосів, гідродвигунів і гідропередач

Перетворення енергії в гідромашині супроводжується втратами, тому баланс потужності гідромашини (насоса або гідродвигуна) може бути представлений рівнянням:

$$N_{ex} = N_{вых} + DN_0 + DN_2 + DN_{мех} \quad (8.1)$$

де N_{ex} – вхідна або витрачена потужність;

$N_{вых}$ – вихідна або корисна потужність;

DN_0 , DN_2 і $DN_{мех}$ – відповідно потужності гідравлічних і механічних втрат.

Для насоса і гідродвигуна, виходячи з балансу потужності, теоретична (внутрішня або індикаторна) потужність буде:

$$N_{н.т} = N_{вых} + DN_0 + DN_2 \text{ и } N_{д.т} = N_{ex} - DN_0 - DN_2 \quad (8.2)$$

Теоретична потужність – це потужність потоку рідини всередині машини.

Об'ємні втрати зростають зі збільшенням тиску, а гідравлічні втрати зростають зі збільшенням швидкості потоку і не залежать від тиску, рис. 8.2.

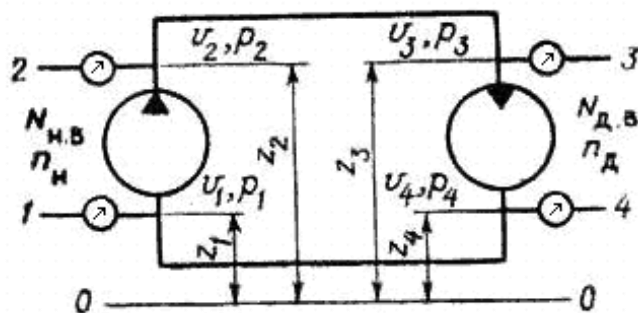


Рисунок 8.2 – Схема гідропередачі

Для гідропередачі баланс потужності запишеться так:

$$N_{ex} = N_{вых} + SDN_n + SDN_d + DN_c \quad (8.3)$$

де SDN_n і SDN_d – відповідно сума втрат потужності в насосі і гідродвигуні;

DN_c – втрати потужності в гідромережі (магістральної лінії).

Звідси витікає, що:

$$N_{ex} = N_{вых} / h \text{ и } N_{вых} = N_{ex} * h \quad (8.4)$$

У насосів зазвичай бувають відомі вихідні параметри (тиск, подача), а у гідродвигунів - вхідні, що і зумовлює специфіку їх розрахункових залежностей.

Вихідна і вхідна потужності для насоса і гідродвигуна:

$$N_{н.вых} = P_n Q_n \text{ и } N_{д.вх} = P_d Q_d \quad (8.5)$$

де P_n і Q_n – тиск і витрата насоса;

P_d і Q_d – тиск і витрата насоса двигуна.

Теоретична потужність:

$$N_{н.т.} = P_{н.т.} Q_{н.т.} = (P_n + DP_n)(Q_n + DQ_n) \quad (8.6)$$

$$N_{д.т.} = P_{д.т.} Q_{д.т.} = (P_d - DP_d)(Q_d - DQ_d) \quad (8.7)$$

де $P_{н.т.}$ – теоретичний тиск, тобто тиск, який створив би насос при відсутності в ньому втрат тиску DP_n ;

$Q_{н.т.}$ – теоретична подача, тобто таку подачу мав би насос при відсутності витоків DQ_n ;

$P_{д.т.}$ – теоретичний тиск гідродвигуна, тобто тиск, який реалізував би він при відсутності в ньому втрат тиску DP_d ;

$Q_{д.т.}$ – теоретична витрата рідини в гідродвигуні без урахування в ньому витоків DQ_d .

У загальному випадку вхідна і вихідна потужності насоса і гідродвигуна знаходяться за формулами:

$$N_{н.вх} = P_n Q_n / h_n \text{ и } N_{д.вых} = P_d Q_d h_d \quad (8.8)$$

де h_n і h_d – повний або загальний ККД насоса і гідродвигуна.

ККД, який характеризує тільки механічні, гідравлічні або об'ємні втрати гідромашин, визначають наступним чином.

Вхідна потужність насоса і вихідна потужність гідродвигуна можуть бути визначені: 1) по крутному моменту на валу або 2) зусиллю на штоку:

$$N_{н.вх} = M_n \omega_n = M_n (p n_n / 30) \quad (8.9)$$

$$N_{д.вых} = M_d \omega_d = M_d (p n_d / 30) \quad (8.10)$$

$$N_{н.вх} = F_n v_n \quad (8.11)$$

$$N_{д.вых} = F_d v_d \quad (8.12)$$

де M_n і M_∂ – обертовий момент, Н·м;
 ω_n и ω_∂ – кутова швидкість, 1/с;
 n_n и n_∂ – швидкість обертання, об/с;
 F_n и F_∂ – зусилля на штоку, Н;
 v_n и v_∂ – швидкість штока, м/с.

Зазвичай для гідродвигунів M_∂ і F_∂ знаходять розрахунковим шляхом за параметрами проходячого через них потоку:

$$M_\partial = 30P_\partial Q_\partial h_\partial / (pn_\partial), \quad F_\partial = P_\partial Q_\partial h_\partial / v_\partial \quad (8.13)$$

Контрольні завдання

1. Проектування об'ємних гідроприводів. Основні визначення. Види навантажень. Режими роботи.
2. Розрахунок основних параметрів гідроприводу: потужності і робочого тиску.
3. Основні принципи вибору гідродвигунів, насосів і засобів управління і захисту.
4. Основні принципи вибору гідробаків, трубопроводів та контрольної апаратури.
5. Гідродинамічні передачі. Основні визначення. Класифікація. Особливості роботи. Область застосування.
6. Основи теорії гідродинамічних передач. Розрахункова схема. Основне рівняння турбомашини. Теорія подібності.

Тема 9. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВІД. ПРИНЦИП ДІЇ, КЛАСИФІКАЦІЯ

9.1. Основні відомості про гідропривод

Гідропривід – це сукупність гідромашин (насосів, гідродвигунів), гідроапаратури, гідроліній і допоміжних пристроїв, призначених для передачі енергії та перетворення руху за допомогою рідини, а також для приведення механізмів і машин в дію.

Гідроапаратура управляє, регулює і захищає гідропривод від надзвичайно високих і низьких тисків рідини. Серед різноманітних апаратів можна виділити три найбільш характерних типи: гідророзподільники, клапани та дроселі.

Допоміжними пристроями служать так звані кондиціонери робочої рідини, що забезпечують її якість і необхідний стан. Це різні відділювачі твердих частинок, в тому числі фільтри, теплообмінники (нагрівачі і охолоджуючі рідини), гідробаки, а також гідроакумулятори. Перераховані елементи пов'язані між собою гідролініями, згідно яких рухається робоча рідина.

Гідравлічний об'ємний привід має такі переваги: меншу масу і габарити в порівнянні з механічним і електричним, так як в більшості випадків в ньому відсутні редуктори, муфти, фрикційні передачі, канали тощо; просто і

досконаліше компонується, незалежно від розташування валів і вузлів; характеризується малою інерціональністю, що забезпечує його довговічність і дозволяє здійснювати реверсування робочих рухів за короткий проміжок часу; забезпечує безступінчасте регулювання швидкості руху робочих органів; надійно і просто захищає від перевантаження робочі органи і двигун; дає можливість широко використовувати стандартизовані і уніфіковані вузли, що дозволяє знизити собівартість і полегшує його експлуатацію і ремонт. В якості робочих рідин тут застосовують мінеральні масла, які одночасно забезпечують мастилом деталі гідроприводу і підвищують їх зносостійкість.

Однак, гідравлічний привід має і деякі недоліки. Так, внаслідок проникнення повітря в робочу рідину його рух може супроводжуватися поштовхами, що негативно впливає на рівномірність рухів робочих органів. Щоб не було великих витоків рідини, зазори між сполучними деталями повинні бути мінімальними, а це забезпечується високою точністю їх виготовлення, що призводить до підвищення вартості гідроприводу. Ущільнення не забезпечують повної герметизації вузлів, в результаті чого зменшується ККД та забруднюється робоче місце. Один з недоліків гідроприводу – зміна в'язкості робочої рідини в залежності від зміни температури, що порушує його роботу.

Класифікація. Кожен об'ємний гідропривід містить джерело енергії, тобто рідина під тиском. По виду джерела енергії гідроприводи поділяються на три типи: насосні, акумуляторні і магістральні.

1. *Насосний гідропривід* – це гідропривід, в якому робоча рідина подається в гідродвигун об'ємним насосом, що входить до складу цього гідроприводу. Такі гідроприводи застосовують найбільш широко. За характером циркуляції робочої рідини насосні гідроприводи поділяють на гідроприводи із замкнутою циркуляцією рідини (рідина від гідродвигуна надходить у всмоктувальну гідролінію насоса) і приводи з розмикаючою циркуляцією рідини (рідина від гідродвигуна надходить в гідробак). Для приводу насоса в насосному гідроприводі можуть бути використані різні двигуни.

2. *Акумуляторний гідропривід* – гідропривод, в якому робоча рідина подається в гідродвигун від попередньо зарядженого гідроакумулятора. Такі гідроприводи використовують в системах з короткочасним робочим циклом або з обмеженим числом циклів.

3. *Магістральний гідропривід* – це такий гідропривод, в якому робоча рідина надходить в гідродвигун з гідромагістралі, яка є складовою частиною гідропривода. Напір робочого тіла в гідромагістралі створюється нагнітачем, що складається з одного або декількох насосів і живить кілька гідроприводів (централізована система живлення).

За характером руху вихідної ланки розрізняють об'ємні гідроприводи:

- поступального руху – зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки і з гідродвигунами у вигляді гідроциліндрів;
- поворотного руху – зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки на кут менш 360° і з поворотними гідродвигунами;
- обертального руху – з обертовим рухом вихідної ланки і з гідродвигунами у вигляді гідромоторів.

Залежно від наявності пристроїв для регулювання швидкості вихідної ланки розрізняють об'ємні гідроприводи: нерегульовані, регульовані і стабілізовані.

Гідропривід, в якому відсутній пристрій для зміни швидкості вихідної ланки, називають *нерегульованим*, а гідропривід, в якому швидкість вихідної ланки підтримується постійною при зміні зовнішніх впливів – стабілізованим. Регульований гідропривід, в якому вихідна ланка повторює рух ланки управління, називають слідкуючим гідроприводом.

Гідропривід, який приводиться в дію механічним впливом і працює за методом сполучених посудин, є безнасосним. Його застосовують для управління муфтами зчеплення, гальмами і іншими механізмами. Переваги безнасосного гідроприводу: простота пристрою, надійність експлуатації і можливість передачі зусиль за допомогою рідини у важкодоступні місця.

В якості приводів верстатів, прокатних станів, пресового і ливарного устаткування, дорожніх і будівельних машин, транспортних і сільськогосподарських машин та іншого подібного обладнання широко використовують регульовані гідроприводи. Широке застосування в сільськогосподарських підприємствах через простоту конструкції і гарного охолодження рідини в процесі експлуатації отримали приводи з розімкнутою системою циркуляції робочої рідини.

Елементи гідроприводу. Елементами гідроприводу є гідродвигун, контрольно-вимірювальна і розподільна апаратура, кондиціонери робочої рідини, гідроакумулятори тощо.

Гідродвигун – це машина, яка призначена для перетворення механічної (гідравлічної) енергії потоку робочої рідини в механічну енергію руху вихідної ланки.

По виду руху вихідної ланки розрізняють три класи об'ємних гідродвигунів, що застосовуються в гідроприводах:

– *гідроциліндри*, які мають поступальний рух вихідної ланки; при цьому розрізняють поршневі, плунжерні, телескопічні та мембранні гідроциліндри одно і двосторонньої дії;

– *гідромотори*, мають необмежений обертальний рух вихідної ланки. За конструкцією гідромотори діляться на шестеренні, гвинтові, пластинчасті і аксіально-поршневі;

– *поворотні гідродвигуни* з обмеженим кутом повороту вихідної ланки ($<360^\circ$), до яких відносять пластинчасті, поршневі, мембранні, одно-, дво- і трилопатеві.

Гідроапаратура призначена для регулювання руху силового органу, підтримки заданого тиску в гідросистемі і вихідних ланках при різних режимах роботи гідроприводу.

У гідроапаратуру входять гідравлічні дроселі (регульовані, лінійні і нелінійні), гідроклапани (запобіжник, кулькові, конічні, напірні, редуційні, гідравлічні замки), а також гідророзподільники (золотникові, клапанні і кранові).

До *допоміжних пристроїв* відносяться гідробаки відкритого і закритого типів, ущільнювачі, в якості яких використовують поршневі кільця і манжети, а також гідроакумулятори.

Гідроакумулятори використовують для подачі рідини при роботі гідроприводу. Вони призначені для акумулювання енергії робочої рідини, що знаходиться під тиском.

За способом накопичення потенційної енергії розрізняють гідроакумулятори вантажні і з пружним елементом, по конструкції з вільною поверхнею, поршневі, мембранні, малогабаритні, пружинні і інерційні. Фільтри застосовують сітчасті, пластинчасті і повстяні, а також із запобіжним клапаном, грубої, нормальної, тонкої і особливо тонкого очищення.

У гідроприводах верстатів і машин застосовують сталеві безшовні та рідше мідні труби.

9.2 Принцип дії і характеристики

Об'ємний гідропривід містить джерело енергії, яким є рідина під тиском. Гідропривід застосовують для передачі тиску при малій стисливості крапельних рідин, робота яких заснована на використанні закону Паскаля. Принципова схема найпростішого гідроприводу показана на рис. 9.1. Гідропривід складається з двох циліндрів (малого 1 і великого 2), заповнених рідиною і з'єднаних між собою трубопроводом. У малому циліндрі 1 знаходиться поршень, який під дією сили F_1 переміщується вниз, витісняючи рідину в циліндр 2. При цьому поршень циліндра 2 починає рухатися вгору і долає навантаження (силу) F_1 .

Згідно із законом Паскаля тиск в циліндрах 1 і 2 буде однаковим і рівним:
 $p = F_1/S_1 = F_2/S_2$

де S_1 і S_2 – площі поршнів циліндрів 1 і 2, якщо знехтувати втратами тиску в системі.

Вважаючи, що рідина практично нестислена, можна записати:

$$h_1 S_1 = h_2 S_2, \text{ або } v_1 S_1 = v_2 S_2$$

де v_1 та v_2 – швидкості переміщення поршнів.

Витрати на переміщення поршня потужність циліндра 1 виражається співвідношенням $N = Fv_1 = pS_1v_1$. Величина S_1v_1 є витратою рідини, тоді при відсутності сил тертя умова передачі енергії можна представити у вигляді

$$N = pQ = F_2v_2 \quad (9.1)$$

де F_2v_2 – потужність, що розвивається поршнем циліндра 2;
 pQ – потужність потоку рідини.

Розрізняють навантажувальні і топографічні характеристики гідроприводу. Для кількох постійних значень тиску будують навантажувальні характеристики. Їх нахил характеризує зменшення частоти обертання вихідного валу гідроприводу зі зростанням тиску через витік і стисливість рідини.

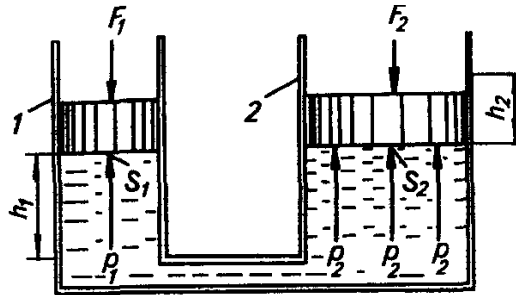


Рисунок 9.1 – Схема гідроприводу: 1, 2 циліндри

Приклад 6. Зробити розрахунок і дати схему об'ємного гідроприводу зворотно-поступального руху при наступних даних: необхідне корисне зусилля, що передається робочому органу P ; хід поршня Ln ; середня швидкість руху робочого органу v .

Трубопровід гідросистеми довжиною $lг$ має n різких поворотів на 90^0 , два коліна з плавним вигином на 90^0 і радіусом заокруглення $r = 2 \cdot d_r$, один запобіжний клапан і золотник управління. В якості робочої рідини використовується масло АМГ10.

Рішення

Масло АМГ10 (гідралічне масло АМГ10 застосовується в гідросистемах авіаційної та наземної техніки, що працює в інтервалі температур навколишнього середовища від -60 до 55^0C). Виробляється на основі глибокодеароматизованої низько застигаючої фракції, одержуваної з продуктів гідрокрекінгу парафінистих нафт і складається з нафтових і ізопарафінових вуглеводнів. Містить загущувач і антиокислювальну присадки, а також спеціальний відмітний органічний барвник, при температурі 40_0C має динамічну в'язкість $\mu = 11,5 \text{ МПа}$, щільність $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$.

Виберемо силовий гідроциліндр ГЦ 160.1100.24.000 з діаметром циліндра (поршня) $D = 160 \text{ мм}$, штока поршня $d = 90 \text{ мм}$, з довжиною ходу $Ln = 1100 \text{ мм}$ і з максимальним робочим тиском 24 МПа .

Визначимо витрату масла в силовому гідроциліндрі, необхідну для переміщення поршня гідроциліндра із заданою швидкістю:

$$Q_{\text{гн}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot v}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,160^2 - 0,090^2) \cdot \frac{550 \cdot 10^{-3}}{60}}{4} = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Визначимо подачу насоса:

$$Q_n = \frac{Q_{гц}}{\eta_o} = \frac{1,26 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 1,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Виберемо для трубопроводу гідросистеми труби з діаметром $d_{тр} = 8$ мм.
Визначимо швидкість руху масла в трубопроводі гідросистеми:

$$v_{тр} = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot d_{тр}^2} = \frac{4 \cdot 1,40 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,008^2} = 2,79 \text{ м/с}$$

Визначимо режим течії масла в трубопроводі гідросистеми. Для цього обчислимо числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_{тр} \cdot d_{тр} \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,79 \cdot 0,008 \cdot 750}{11,5 \cdot 10^{-3}} = 1453$$

Тема 10. ГІДРОЦИЛІНДРИ. ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКИ. КЛАПАНИ

10.1 Гідроциліндри

У сільськогосподарських машинах широко використовують гідроциліндри. Гідроциліндр найбільш поширеного типу – з одностороннім штоком, являє собою гільзу 2, труба з ретельно обробленою внутрішньою поверхнею. У середині гільзи переміщується поршень 5, що має гумові манжетні ущільнення 4, які усувають перетікання рідини з порожнин циліндра, роз'єднаних поршнем. Зусилля від поршня передає шток 3, який має поліровану поверхню. Для його напрямку служить гранд-буksа 1, рис. 10.1 рис. 10.2.

Для підведення і відведення робочої рідини з двох сторін гільзи укріплені кришки з отворами. Ущільнення між штоком і кришкою складається з двох манжет, одна з яких запобігає витоку рідини з циліндра, а інша служить брудопідійомником.

Швидкість переміщення штока циліндра залежить від напрямку подачі рідини. Якщо рідина від насоса подається в поршневу порожнину n , то швидкість переміщення штока (м/с):

$$v_{ш} = [4Q / (\pi D_{ц}^2)] \eta_o, \quad (10.1)$$

де Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$;

$D_{ц}^2$ – внутрішній діаметр гільзи циліндра;

η_o – об'ємний ККД.

Швидкість поршня збільшиться і при надходженні рідини в штокову порожнину циліндра стане рівною:

$$v_{\text{ш}} = 4Q / [\pi (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2)], \quad (10.2)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр штока.

Від співвідношення діаметрів циліндра і штока залежить співвідношення швидкостей руху штока в зазначених напрямках:

$$\frac{v_{\text{п}}}{v_{\text{ш}}} = 1 - \frac{d_{\text{ш}}^2}{D_{\text{ц}}^2}. \quad (10.3)$$

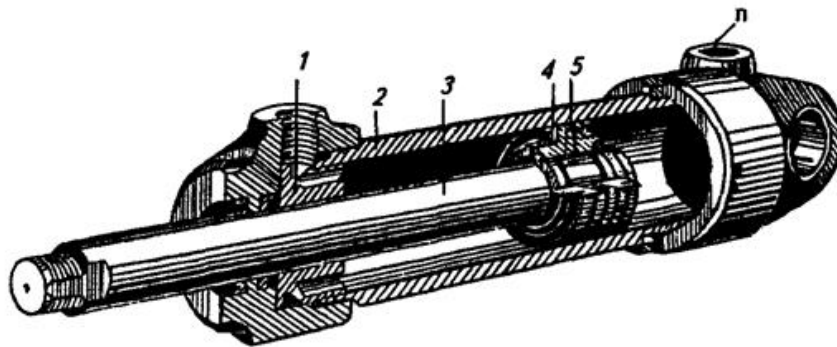


Рисунок 10.1 – Гідроциліндр

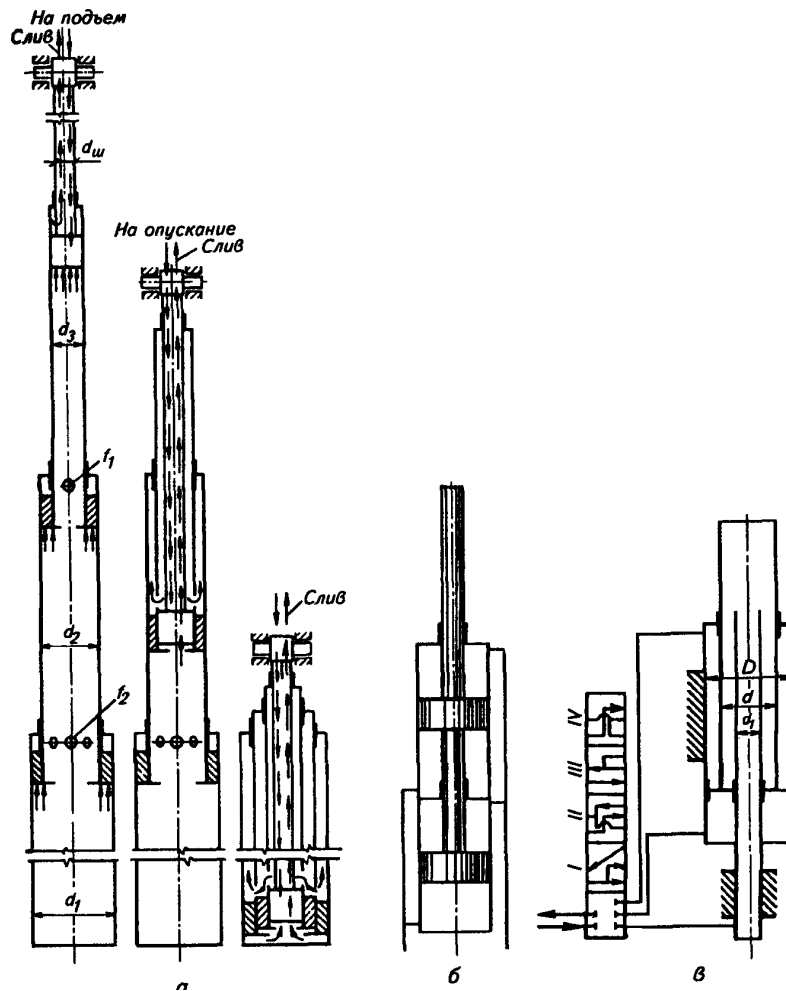


Рисунок 10.2 – Гідроциліндри спеціального призначення
 а) – телескопічний подвійної дії; б) – здвоєний; в) – багатошвидкісний

Випускають також гідроциліндри спеціального призначення: телескопічний подвійної дії, здвоєні і багатошвидкісні.

Телескопічні циліндри односторонньої і двосторонньої дії, які в зібраному стані мають невеликі розміри, застосовують для збільшення ходу штока.

Телескопічні циліндри, як і звичайні, здатні розвивати зусилля тільки в одному напрямку - на виштовхування штока. Під дією сили тяжіння піднятого вантажу або пристрою відбувається зворотний хід - втягування штока.

10.2 Гідророзподільники

Серед розподільних пристроїв робочих середовищ великий клас складають золотникові реверсивні розподільники.

Золотниковий розподільник – пристрій, в якому розподіл робочого середовища здійснюється за допомогою осевого зміщення циліндричного або плаского розподільчого органу. Робочий елемент розподільників цього типу - циліндричний золотник, який переміщується в осевому напрямку в циліндрі, що має камери. Підведення і відведення робочого середовища здійснюються через отвори в камерах.

У розподільниках більш складної конструкції крім осевих також використані і поворотні руху плунжера навколо осі, що значно підвищує їх позиційні.

10.3 Клапани

У гідравлічних системах сільськогосподарських підприємствах широко застосовують запобіжні, редукційні і зворотні клапани (рис. 10.3). Їх виготовляють з замикаючими (рухомими) елементами – шариковими, конічними і золотниковими.

Запобіжні клапани служать для автоматичного обмеження тиску. Нормально закритий клапан відкривається, коли тиск в системі зростає до значення, на яке клапан відрегульований. Для підтримки заданого тиску в системі цього відкриття досить. Коли тиск падає нижче заданого, клапан закривається.

У системах, в яких не відбувається частих і тривалих перевантажень, застосовують кулькові клапани. Їх розраховують на невеликі витрати. Вони малочутливі до забруднення, і не потрібна їх точна підгонка до сідла. Характерний шум - кулькові клапани вібрують при роботі.

Конічні клапани надійніше, ніж кулькові, центруються в сідлі, мають меншу витіку, але також схильні до вібрації. Для їх підгонки до сідла потрібно притирання. При перебігу рідини через щілину відкритого клапана тиск в звуженому перетині знижується, причому величина його залежить від витрати.

Двопозиційний зворотний клапан працює наступним чином. Коли в одному з вхідних патрубків тиск вищий, ніж в іншому, під дією потоку середовища на відповідну втулку затвора 11 останній повертається на осі 13, звільняє вхідний патрубок і, перекриваючи в протилежний напрям, забезпечує прохід середовища підвищеного тиску у вихідний патрубок 5, рис. рис. 10.4.

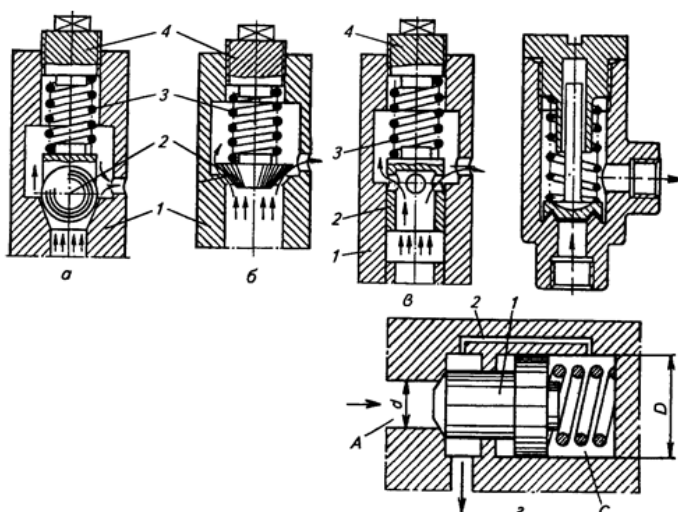


Рисунок 10.3 – Класифікація клапанів

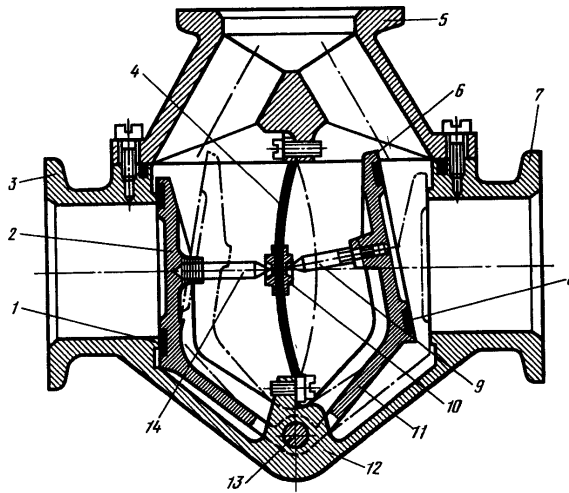


Рисунок 10.4 – Двопозиційний зворотний клапан

На рис. 10.4 зображено: 1, 8 – кільцеві ущільнення; 2, 6 – втулки; 3, 7 – вхідні патрубки; 4 – пластична пружина; 5 – вихідний патрубок; 9, 14 – регульовані штифти; 10 – призма; 11 – П-подібний затвор; 12 – корпус; 13 – вісь.

При підвищенні тиску в іншому патрубку процес переключення відбувається в зворотному порядку.

Контрольні запитання

1. Робочі рідини гідроприводів. Вимоги, що пред'являються до робочих рідин. Властивості рідини, що роблять істотне значення для вибору її в якості робочої рідини гідроприводу.

2. Визначення насоса. Принцип дії насоса. Класифікація об'ємних насосів.

3. Параметри робочого процесу насоса. Подача. Робочий об'єм. Регулювання подачі. Втрати в насосі. Потужність.

4. Кавітація в насосі. Обмеження насоса по частоті обертання і тиску. Нерівномірність подачі насоса. Пульсації тиску.

5. Характеристики насосів: видаткова і регульовальна.

6. Радіально-поршневий насос. Принцип дії. Параметр регулювання. Подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

7. Аксіально-поршневі насоси. Принцип дії. Параметр регулювання. Подача насоса. Нерівномірність пульсацій і подачі. Розрахунок основних параметрів насоса.

Тестові завдання

Основними робочими параметрами, які характеризують гідравлічні машини та режими їх роботи

А. напір (або тиск),

В. подача (для насоса) або витрата (для гідродвигуна)

- C. усі відповіді вірні
- D. технічні характеристики

Відцентровий насос – насос, у якому рух рідини та необхідного напорі складаються за рахунок відцентрової сили, що виникає при дії

- A. робочого колеса на рідину
- B. лопатей на рідину
- C. правильна відповідь відсутня
- D. клапанів на рідину

Відцентрові насоси поділяються на 17 груп, з-поміж яких

- A. консольні, горизонтальні
- B. піскові, ґрунтові, шламові
- C. усі відповіді вірні
- D. горизонтальні та вертикальні

Робочі характеристики насоса – графічна залежність основних технічних показників від

- A. подачі
- B. напорі
- C. допустимої висоти поглинання
- D. тиску

Абсолютна швидкість дорівнює геометричній сумі відносної швидкості рідини і окружної швидкості

- A. подачі
- B. напорі
- C. робочого колеса
- D. тиску

Об'ємні гідромашини діляться на два великі класи

- A. відцентрові та осьові
- B. поршневі та роторні
- C. динамічні та об'ємні
- D. горизонтальні та вертикальні

Найпростіший поршковий насос складається з робочого циліндра, забезпеченого

- A. двома клапанами- всмоктуючим і нагнітальним
- B. двома поршнями
- C. одним всмоктуючим клапаном

Радіально-поршневий насос - це роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора перпендикулярна до осей робочих органів або становить з ними кут більше

- A. 45°
- B. 90°
- C. 35°
- D. 120°

Аксіально-поршневим називають роторно-поршневий насос, у якого вісь обертання ротора паралельна осям робочих органів або становить з ними кут менше або дорівнює

- A. 90°
- B. 45°
- C. 35°
- D. 90°

Рівняння Ейлера дозволяє побудувати теоретичні характеристики

- A. нагнітачів
- B. напору
- C. подачі рідини

Тема 11. ПРИНЦИПОВА СХЕМА. РОЗРАХУНОК ПРОСТИХ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ.

11.1. Принципові схеми. Регулювання швидкості вихідної ланки

Об'ємним гідроприводом називається привід, до складу якого входить гідравлічний механізм, в якому робоче середовище (рідина) знаходиться під тиском, з одним або більше об'ємними гідродвигуном. Найпростіший об'ємний гідропривід, як правило, включає в себе насос, гідродвигун (гідроциліндр або гідромотор), гідроапаратуру (гідроклапани, гідродроселі, гідророзподільники), з'єднані гідролініями і допоміжні пристрої – фільтри, гідробак, теплообмінники та ін. За характером руху вихідної ланки розрізняють об'ємні гідроприводи поступального, обертального і поворотного руху (рис. 11.1, рис. 11.2).

При роботі різних машин виникає необхідність змінювати швидкість руху їх робочих органів, що робить доцільним застосування регульованого гідроприводу. Розрізняють дросельний, об'ємний, а також комбінований спосіб регулювання. При дросельному регулюванні частина рідини, що подається насосом, відводиться в зливну лінію і не робить корисною роботу. У гідроприводі з об'ємним регулюванням зміна швидкості вихідної ланки здійснюється зміною робочого об'єму насоса або гідромотора.

При послідовному включенні дроселя (рис. 11.1, а) передбачається переливний клапан, який підтримує в нагнітальному трубопроводі постійний тиск шляхом безперервного зливу робочої рідини. В цьому випадку витрата рідини, що надходить в гідроциліндр, дорівнює витраті рідини через дросель:

$$Q = Q_{dp} = \mu \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}, \quad (11.1)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

S_{dp} – площа прохідного перетину дроселя;

p_1 і p_2 – тиск відповідно перед дроселем і за ним.

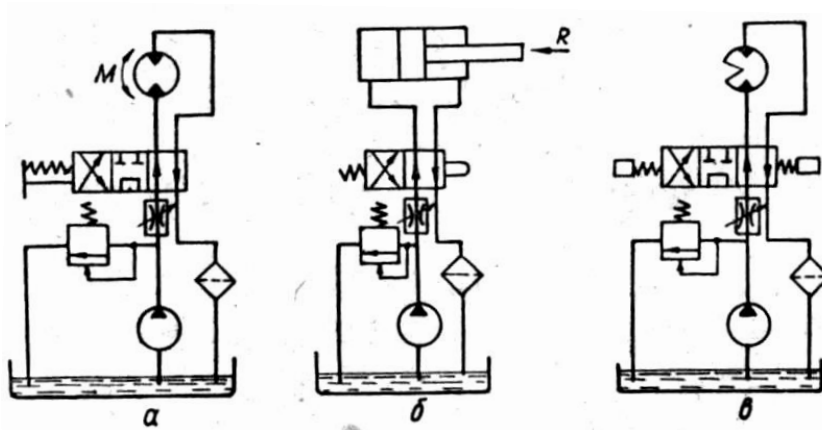


Рисунок 11.1 – Об’ємні гідроприводи поступального, обертального і поворотного руху

Якщо знехтувати втратами тиску в гідролінії і в гідророзподільнику, то тиск p_2 можна визначити за формулою:

$$p_2 = \frac{R}{S_n} \quad (11.2)$$

де R – зусилля на штоку гідроциліндра;

S_n – площа поршня з боку нагнітання.

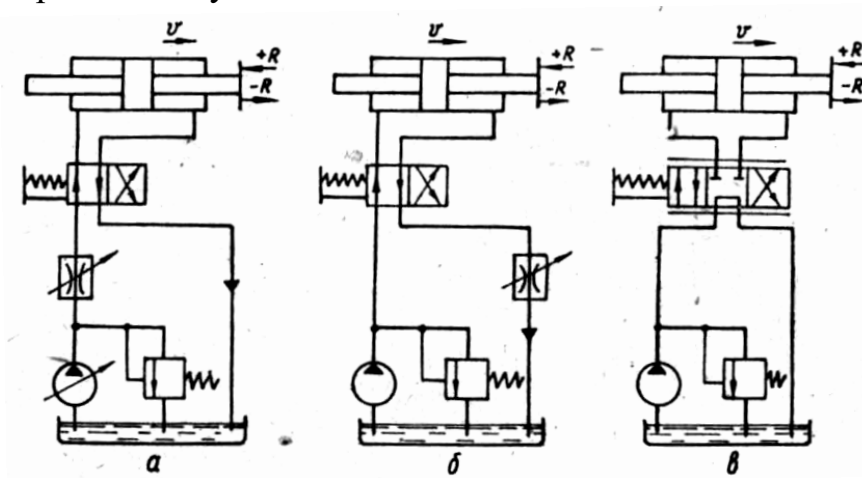


Рисунок 11.2 – Принципові схеми

Отже, середня швидкість переміщення поршня гідроциліндра:

$$v_n = \frac{Q}{S_n} = \mu \cdot \frac{S_{dp}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_1 - \frac{R}{S_n} \right)} \quad (11.3)$$

Звідси видно, що швидкість поршня залежить від площі прохідного перетину дроселя і зусилля на штоку.

Можлива також послідовна установка дроселя на виході після гідродвигуна (рис. 11.1, б). Як і в попередній схемі, тиск p_1 у нагнітаючої гідролінії підтримується постійним за допомогою переливного клапана. Швидкість поршня в цьому випадку:

$$v_n = \mu \cdot \frac{S_{dp}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_1 \pm \frac{R}{S_n} \right)}. \quad (11.4)$$

Комбінацією двох розглянутих вище схем є гідропривід з дроселями на вході і виході (рис. 11.1, в), причому функції обох дроселів виконує в більшості випадків дроселюючий золотник.

На рис. 11.3 показано паралельне включення дроселя. Він встановлюється в гідролінії, що з'єднує нагнітальний трубопровід із зливним. Оскільки в цьому випадку тиск p_1 на вході в дросель залежить від навантаження R гідроциліндра, то необхідність в переливному клапані відпадає. Замість нього встановлюється запобіжний клапан. Якщо знехтувати тертям, то тиск

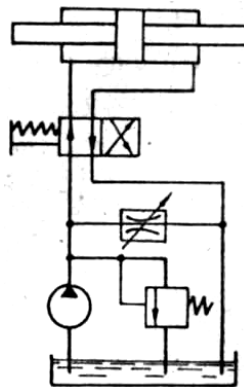


Рисунок 11.3 – Паралельне включення дроселя

$$p_1 = \frac{R}{S_n} \quad (11.5)$$

У цьому випадку подача насоса Q_n розгалужується на два потоки: Q_u – надходить в гідродвигун, Q_{dp} – через дросель по зливній гідролінії в бак.

Тому:

$$Q_{ц} = Q_{н} - Q_{др}, \quad (11.6)$$

а швидкість переміщення поршня:

$$v_n = \frac{Q_{ц}}{S_n} = \frac{Q_{н}}{S_n} - \mu \cdot \frac{S_{др}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{R}{S_n}}. \quad (11.7)$$

З цієї формули видно, що швидкість поршня залежить від ступеня відкриття дроселя і зусилля на штоку R.

Об'ємне регулювання гідроприводом характерно тим, що зміна швидкості вихідної ланки досягається зміною робочого об'єму насоса або гідродвигуна, або одночасно зміною робочого об'єму того і іншого. Для всіх випадків при відсутності витоків справедливі співвідношення:

$$Q_{н} = Q_{м}, \quad q_{н} \cdot n_{н} = q_{м} \cdot n_{м}, \quad (11.8)$$

де $Q_{н}$ – подача насоса;

$Q_{м}$ – витрата через гідромотор;

$q_{н}$ і $q_{м}$ – робочі обсяги насоса і гідромотора;

$n_{н}$ і $n_{м}$ – частоти обертання насоса і гідромотора.

.

З формули (11.8) витікає:

$$n_{м} = n_{н} \cdot \frac{q_{н}}{q_{м}}. \quad (11.9)$$

Тиск в такій системі змінюється в залежності від навантаження гідромотора:

$$p_{н} = \Delta p_{м} + \Delta p_{тр} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_{м}}{q_{м}} + \Delta p_{тр}, \quad (11.10)$$

де $\Delta p_{м}$ і $M_{м}$ – перепад тиску і крутний момент на валу гідромотора;

$\Delta p_{тр}$ – втрати тиску на тертя в трубопроводах.

Таким чином, для системи гідроприводу з регульованим насосом, коли $n_{н} = const$, $q_{м} = const$, $\Delta p_{м} = const$, можна записати:

$$M_{м} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_{м} \cdot \Delta p_{м} = const, \quad (11.11)$$

$$N_n = N_m = Q_m \cdot \Delta p_m \neq const, \quad (11.12)$$

тобто ідеальний момент на валу гідромотора постійний, а потужність прямо пропорційна витраті і перепаду тиску на гідромоторі.

Для схеми гідроприводу з регульованим гідромотором, коли $n_n = const$, $q_n = const$, $\Delta p_m = const$, справедливі залежності:

$$M_m = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_m \cdot \Delta p_m = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_n \cdot \frac{n_n}{n_m} \neq const, \quad (11.13)$$

$$N_m = Q_m \cdot \Delta p_m = const. \quad (11.14)$$

Ідеальний момент на валу гідромотора змінюється в цьому випадку обернено пропорційно частоті обертання валу, потужність гідромотора при цьому постійна.

Об'ємний гідропривід, що включає насос і гідродвигун змінного робочого об'єму, являє собою поєднання двох попередніх випадків. Він є найбільш складним і дозволяє реалізувати найбільший діапазон регулювання частоти обертання гідромотора.

Регулювання такої системи здійснюється послідовно. Коли необхідно збільшити частоту обертання валу гідромотора від 0 до n_{max} , надходять у такий спосіб:

- в насосі встановлюють нульовий робочий об'єм, а в гідромоторі – найбільший;
- запускають приводний двигун насоса і виводять на заданий швидкісний режим;
- робочий об'єм насоса поступово доводять до максимальної величини, в результаті чого частота обертання валу гідромотора досягає значення, відповідного номінальної потужності;
- для подальшого збільшення швидкості валу гідромотора його робочий об'єм поступово доводять до мінімально можливого значення, зупиняючи цей процес при появі перших ознак нестійкої роботи.

11.2. Розрахунок простих об'ємних гідроприводів

Вихідними даними для розрахунку простого об'ємного гідроприводу є: принципова розрахункова схема, зусилля на штоках гідроциліндрів або крутний момент на валах гідромоторів, швидкості переміщення штоків гідроциліндрів або частоти обертання валів гідромоторів, довжини ділянок гідроліній, що з'єднують гідроагрегати, граничні експлуатаційні температури. Деякі вихідні дані, наприклад номінальний тиск в гідросистемі, марка робочої рідини, підлягають вибору. Можна рекомендувати наступний загальний порядок розрахунку.

1. Вибір номінального тиску, МПа, з ряду нормативних, встановлених ДСТУ 12445-80: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32.

2. Вибір робочої рідини здійснюється відповідно від режиму роботи гідроприводу, в залежності від температурних умов і номінального тиску, а також з рекомендацій заводів-виготовлювачів і практичного досвіду застосування відповідного гідрообладнання.

Нормальна температура робочої рідини становить 50-60 °С. При такій температурі рекомендується застосовувати робочі рідини з кінематичною в'язкістю $\nu = 20 \dots 36 \text{ мм}^2/\text{с}$ при тисках до 7 МПа і $\nu = 60 \dots 110 \text{ мм}^2/\text{с}$ при тисках 7 ... 20 МПа.

3. Вибір гідроциліндра. Діаметр гідроциліндра визначається зі співвідношення:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot R}{\pi \cdot p \cdot \eta_{мц}}}, \quad (11.15)$$

де R – зусилля на штоку;

p – номінальний тиск;

$\eta_{мц}$ – механічний ККД гідроциліндра, рівний 0,93 ... 0,97.

4. Вибір насоса проводиться по загальній витраті рідини в гідросистемі і номінальному тиску. Для дросельного регулювання вибирають нерегульований насос, а для об'ємного регулювання – регульований насос. Для визначення подачі насоса знаходять спочатку його потужність як суму потужностей N_d всіх одночасно працюючих гідродвигунів. При цьому потужність, споживана гідроциліндром:

$$N_{ц} = \frac{R \cdot v_n}{\eta_{ц}}, \quad (11.16)$$

де R – зусилля на штоку гідродвигуна;

v_n – швидкість переміщення поршня;

$\eta_{ц}$ – ККД гідроциліндра, який можна прийняти рівним 0,90.

Потужність гідромотора:

$$N_{м} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{гм}}, \quad (11.17)$$

де M – крутний момент на валу гідромотора;

ω – кутова швидкість;

$\eta_{гм}$ – повний ККД гідромотора, який можна попередньо прийняти рівним 0,75...0,85.

Потужність насоса:

$$N_n = k_c \cdot k_y \cdot N_\partial, \quad (11.18)$$

де $k_c=1,1\dots1,3$ – коефіцієнт запасу по швидкості;

$k_y = 1,1\dots1,2$ – коефіцієнт запасу по зусиллю;

N_∂ – сумарна потужність всіх одночасно працюючих гідродвигунів.

Необхідна подача насоса:

$$Q_n = \frac{N_n}{p}, \quad (11.19)$$

де p – прийнятий номінальний тиск.

За відомими значеннями Q_n і p вибирається насос, обчислюється частота його обертання:

$$n = \frac{60 \cdot Q_n}{i \cdot q_o \cdot \eta_{он}}, \quad (11.20)$$

де i – кількість насосів;

q_o – робочий об'єм;

$\eta_{он}$ – об'ємний ККД насоса.

У гідросистемах легкого і середнього режимів роботи доцільно застосовувати шестеренні або пластинчасті насоси, а для важких і дуже важких режимів - аксіально або радіально-поршневі насоси.

5. Вибір гідромотора можна зробити по робочому об'єму:

$$q_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{p \cdot \eta_{мм}}, \quad (11.21)$$

де M – заданий крутний момент, $H \cdot м$;

$\eta_{мм}$ – механічний ККД гідромотора.

6. Тип і марку гідроапаратури вибирають в залежності від її призначення, по номінальному тиску і подачі насоса.

7. Гідравлічний розрахунок трубопроводів полягає у визначенні їх діаметрів і втрат тиску в них. Розрахунок проводиться по ділянках, що виділяються в гідравлічній схемі. Ділянкою вважають частину гідролінії, що розташована між розгалуженнями, що має постійний діаметр і по всій довжині якої проходить одна і та ж витрата. На ділянці можуть бути розташовані як гідроапарати, так і

різні місцеві опори. За відомими витратами і розрахунковою середньою швидкістю визначають діаметр трубопроводу,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (11.22)$$

і округлюють до найближчих стандартних значень. Рекомендується вибирати швидкості: для всмоктуючої гідролінії 0,5 ... 1,5 м/с, для зливної 1,4 ... 2,2 м/с, для напірної – 3 ... 6 м/с.

8. Розрахунок втрат тиску в гідролінії необхідний для визначення ККД гідроприводу. У правильно спроектованій гідросистемі втрати тиску не повинні перевищувати 6% номінального тиску.

При розрахунку втрат тиску гідравлічну схему поділяють на замкнуті контури, що складаються з послідовних ділянок трубопроводів з різними гідроагрегатами. В такому контурі втрата тиску:

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{mp} + \Sigma \Delta p_m + \Sigma \Delta p_{ga}, \quad (11.23)$$

де $\Sigma \Delta p_{mp}$ – втрати тиску на тертя;

$\Sigma \Delta p_m$ – втрати тиску в місцевих опорах;

$\Sigma \Delta p_{ga}$ – втрати тиску в гідроапараті.

9. Розрахунок потужності і ККД гідроприводу. Повна потужність гідроприводу дорівнює потужності, споживаної насосом:

$$N = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} \quad (11.24)$$

Загальний ККД гідроприводу дорівнює відношенню корисної потужності гідроприводу (сумарна потужність всіх одночасно працюючих гідроциліндрів і гідромоторів) до повної потужності гідроприводу:

$$\eta = \frac{\Sigma N_u + \Sigma N_m}{N} \quad (11.25)$$

ККД правильно спроектованого гідроприводу $\eta = 0,6 \dots 0,8$. Оскільки при практичних розрахунках неможливо підібрати насос, гідроциліндр і гідромотор, що забезпечують точні значення основних заданих параметрів системи, необхідно провести перевірочний розрахунок, в результаті якого знаходяться дійсні значення зусилля на штоку R , швидкості переміщення поршня, частоти обертання і крутного моменту гідромотора.

Тестові завдання

Робочим органом гідравлічної машини є

- A. гідравлічний двигун
- B. турбіни
- C. усі відповіді вірні
- D. електродвигун

Гідравлічна машина

- A. агрегат
- B. система
- C. установка
- D. комплекс

До гідравлічних машин відноситься

- A. насоси
- B. гідродвигуни і гідропередачі
- C. усі відповіді вірні
- D. клапани та передачі

Насос являє собою машину для

- A. для перетворення енергії потоку рідкого середовища в енергію вихідної ланки
- B. створення потоку рідкого середовища
- C. передачі та перетворення енергії за допомогою рідкого середовища
- D. створення потоку рідкого середовища в густе

Насоси за принципом дії і конструкцією діляться на дві основні групи

- A. динамічні та об'ємні
- B. відцентрові та осьові
- C. насоси тертя та інерції
- D. прості та складні

До об'ємних насосів відносять

- A. вихрові
- B. вібраційні
- C. поршневі
- D. осьові

До динамічних насосів відносять

- A. роторні
- B. поршневі
- C. вихрові
- D. горизонтальні

Насоси й гідродвигуни застосовують в

- A. гідропередачах
- B. турбинах
- C. силових установках
- D. комплексних енергетичних установках

Основними робочими параметрами, які характеризують гідравлічні машини та режими їх роботи

- A. напір (або тиск),
- B. подача (для насоса) або витрата (для гідродвигуна)
- C. усі відповіді вірні
- D. тиск та подача

Відцентровий насос – насос, у якому рух рідини та необхідного напору складаються за рахунок відцентрової сили, що виникає при дії

- A. робочого колеса на рідину
- B. лопатей на рідину
- C. правильна відповідь відсутня
- D. робочого колеса на рідину, що потрапляє у двигун

Тема 12. ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ.

12.1 Загальна характеристика гідравлічних двигунів

Гідравлічним двигуном називається гідромашина, яка призначена для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідного елемента.

Гідравлічні двигуни поділяються на *об'ємні гідродвигуни і турбіни*.

Об'ємні гідродвигуни за характером руху вихідного елемента поділяються на гідроциліндри (з поступальним рухом вихідного елемента), поворотні гідродвигуни (з обмеженим кутом обертання вихідного елемента) і гідромотори (з необмеженим кутом повороту вихідного елемента).

Об'ємні гідродвигуни можливо класифікувати за тими ж ознаками, що і об'ємні насоси, але з урахуванням властивості їх оберненості, під якою розуміється придатність гідромашини для роботи в якості як насоса, так і гідромотора.

Основні параметри гідродвигуна: робочий об'єм V , витрата Q , перепад тиску Δp , крутячий момент $M_{кр}$, потужність N , об'ємний ККД η_o і механічний ККД $\eta_{мех}$.

Робочий об'єм для гідромоторів поршневого типу $V = F S i_n Z$

де F – площа поршня, m^2 ;

S – хід поршня, m ;

i_n – кількість поршнів,

Z – кількість циклів за один оберт.

Для гідроциліндрів $V=FS$

де S – хід поршня гідроциліндра.

Для гідромоторів зворотно-обертального типу $V=FS_1$,

де S_1 – хід пластини, який заміряно по дузі, що описана її центром тяжіння.

Так як і ротаційний насос, гідромотор характеризується ідеальною витратою рідини через гідромотор за один оберт ротора:

$$Q_T = Vn / 60 \quad (12.1)$$

де n – частота обертання ротора, об/хв.

Тоді:

$$\eta_o = Q_T / Q = Q_T / (Q_T + Q_{\text{вум}}) \quad (12.2)$$

Частота обертання валу:

$$n = 60Q\eta_o / V \quad (12.3)$$

Перепад тисків на гідромоторі:

$$\Delta p = p_1 - p_2, \quad (12.4)$$

де p_1 – тиск на вході, p_2 – тиск на виході.

Корисна потужність гідромотора:

$$N_k = M_{кр} \omega \quad (12.5)$$

Потужність, яка споживається гідромотором:

$$N = Q \Delta p \quad (12.6)$$

Відношення N_k/N визначає загальний ККД гідромотора, причому:

$$\eta = \eta_o \eta_{\text{мех}} = N_k / N \quad (12.7)$$

Враховуючи, що кутова частота обертання:

$$\omega = 2\pi/60 \quad (12.8)$$

Одержимо:

$$M_{кр} \omega = \eta_o \eta_{мех} \Delta p Q \quad (12.9)$$

Тоді:

$$M_{кр} = \frac{Q_T}{Q} \cdot \eta_{мех} \cdot \frac{\Delta p Q}{\omega} = \frac{V \eta_{мех} \Delta p}{2\pi} \quad (12.10)$$

12.2 Поворотні гідродвигуни

За видом робочих елементів поворотні гідродвигуни бувають *шиберні*, *поршневі* і *мембранні*, рис. 12.1.

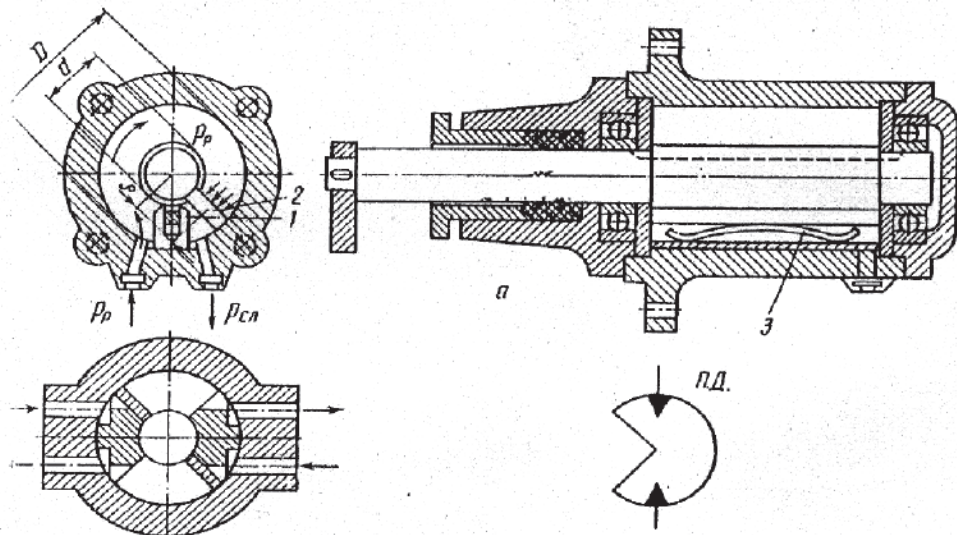


Рисунок 12.1 – Схеми шиберних поворотних гідродвигунів:

а) однопластинчастих; б) двопластинчастих; в) умовне позначення поворотного гідродвигуна

Шиберні гідродвигуни. Робочий елемент пластина (шибер), яка жорстко з'єднана з валом, рис. 12.1.

Розрахунковий крутячий момент на валу:

$$M = (p_p - p_3) F l, \quad (12.11)$$

де p_p, p_3 – відповідно робочий тиск і тиск зливу, Па,

F – площа пластини, м²;

L – плече прикладання сили, м.

Перепад тиску:

$\Delta p = p_p - p_3; \quad F = 0,5(D-d)b; \quad l = D/2 - (D-d)/4 = (D + d)/4,$
де b – ширина пластини, м.

Тоді розрахунковий крутячий момент:

$$M = (\Delta p b / 8)(D^2 - d^2) \quad (12.12)$$

Кутова швидкість валу ω визначається з умови рівності витрат рідини Q і об'єму, який описується пластиною в одиницю часу:

$$Q = v_{ок} F \quad (12.13)$$

Переносна швидкість $v_{ок} = \omega l$

Звідси:

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) b} \quad (12.14)$$

Поршневі поворотні двигуни. Поршневі поворотні двигуни – це гідродвигуни з робочими елементами в вигляді поршнів. На рис. 12.2 показаний двопоршневий гідродвигун з рейковим перетворювачем, який використовують у навантажувачах, екскаваторах, як привід дискових затворів і ін. Недолік – наявність зазору в зчепленні, що сприяє появі ударів при зміні знаку навантаження.

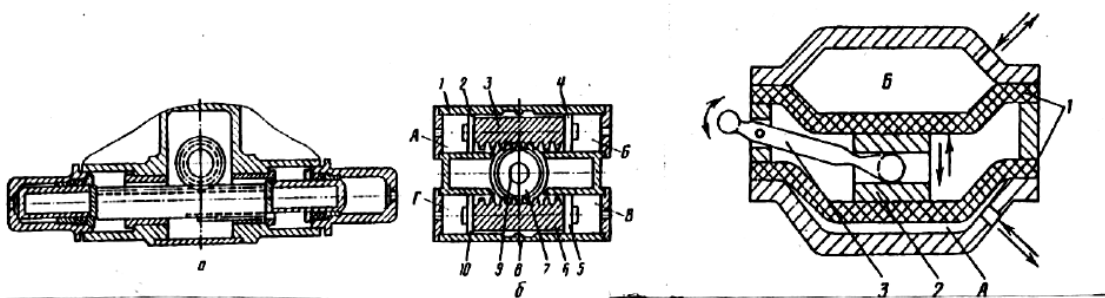


Рисунок 12.2 – Схеми поршневих гідродвигунів:

а) двопоршневих; б) чотирьохпоршневих

Рисунок 12.3 – Схема мембранного поворотного гідродвигуна

Розрахунковий крутячий момент $M_{кр}$ і кутову швидкість ω на вихідному елементі гідродвигуна знаходять за формулами:

$$M_{кр} = \Delta p \pi d^2 D_k Z / 8, \quad (12.15)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (12.16)$$

де $(\pi d^2)/4$ – площа поршня, м²;

d – діаметр поршня, м;

D_k – діаметр кола зубчатого колеса, м;

Z – кількість поршнів, які працюють одночасно.

Мембранні гідродвигуни. Мембранним гідродвигуном називається гідродвигун з робочим елементом у вигляді мембрани, рис.12.3.

Принцип дії полягає в наступному. Якщо забезпечити тиск у робочій камері B і випустити рідину з камери A , повзун 2 під дією сили тиску переміщується вниз, при цьому вільний кінець важеля здійснює поворот за годинниковою стрілкою. Кут повороту не перевищує 20° від нульового положення. Аналогічно гідродвигун працює в протилежному напрямі.

12.3. Гідравлічні турбіни

Гідравлічною турбіною називається ротаційний двигун, який перетворює енергію водного потоку (енергію положення, тиску та швидкості) в енергію валу, що обертається. Для приведення в дію гідротурбін в більшості випадків використовують енергію рік та іноді енергію морських припливів і відливів.

Гідравлічні турбіни складаються із робочого колеса з лопатями спеціального профілю і пристроїв, які підводять воду до робочого колеса і відводять її від нього.

Гідравлічні турбіни бувають активні і реактивні. Реактивні турбіни, в свою чергу, поділяються на поворотно-лопатеві, радіально-осьові і діагональні.

Активні турбіни. Активні (ківшеві, турбіни Пельтона) гідротурбіни – це турбіни, в яких використовують тільки кінетичну енергію струменя, який вільно витікає з сопла і діє тільки на частину лопатей (ковшів) робочого колеса. Увесь діючий напір перед входом потоку на робоче колесо необхідно перетворити в кінетичну енергію. Потік в процесі роботи турбіни не має надлишкового тиску, і його тиск дорівнює атмосферному. Так як $H_{ст}=0$, то такі турбіни називають вільноструменевими.

Принципову схему активної турбіни розглянемо на прикладі ківшевої турбіни, див. рис. 12.3.

До основних елементів ківшевої турбіни відносять сопло 1, до якого вода підводиться трубопроводом 2, і робоче колесо 3, що встановлено на валу 4. Лопаті 5 виконані у вигляді ковшів. Кожна лопать складається з двох криволінійних поверхонь, які розділяються ножем 6. Сопло 1 і робоче колесо 3 розміщують вище рівня води, а поперечна вісь симетрії ножів співпадає з віссю струменю. Робоче колесо з загальною кількістю лопатей 12...40 обертається у повітрі. Прорізь 7 попереджує удар тильної сторони лопаті о струмінь в момент обертання колеса.

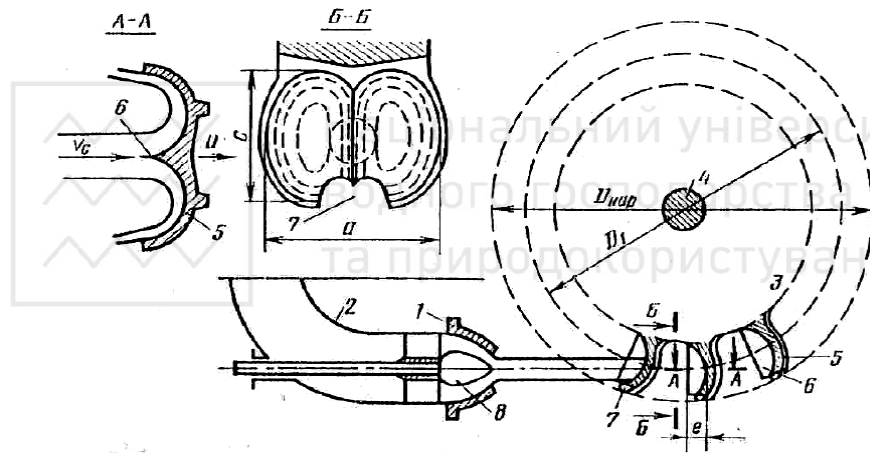


Рисунок 12.3 – Схема ківшевої турбіни:

1 – сопло, 2 – напірний трубопровід; 3 – робоче колесо, 4 – вал, 5 – лопаті, 6 – ніж, 7 – прорізь, 8 – голка.

Струмінь при набіганні на лопать 5 поділяється ножем 6 на дві рівні частини, які обтікають криволінійні поверхні і за рахунок зміни швидкості руху і його напрямку створюють тиск на лопать. При цьому виникає крутячий момент, який обертає робоче колесо. Отже потік створює на ковші тільки активний тиск. Голка 8 слугує для регулювання потужності турбіни за рахунок зміни витрати води.

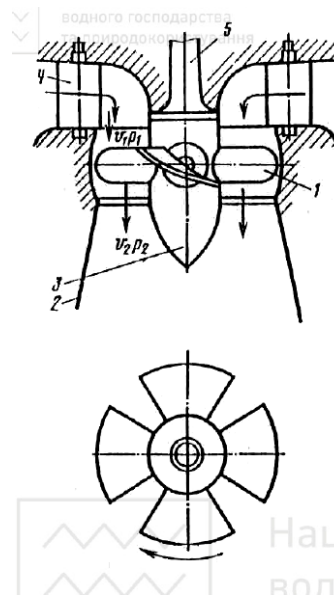


Рисунок 12.5 – Схема поворотно-лопатевої турбіни:

1 – робоче колесо, 2 - відсмоктувальна труба, 3 – втулка, 4 – напрямний апарат

Реактивні турбіни. Реактивні турбіни використовують в основному потенціальну енергію рідини, тобто $E_p > 0$ і $H_{ст} > 0$. Тиск води при вході на лопать повинен бути більше тиску потоку, що сходить з лопаті турбіни $p_1 > p_2$.

Установка з поворотно-лопатевою турбіною, рис.12.4, включає робоче колесо з поворотними лопатями 1, відсмоктувальну трубу 2, втулку робочого колеса 3, поворотні лопаті напрямного апарата 4 і вал турбіни 5.

Реактивні турбіни характеризуються суцільністю потоку, у якому в міру проходження по криволінійним поверхням лопатей колеса надлишковий тиск весь час падає, а швидкість збільшується, в наслідок чого потік створює реактивний тиск на лопаті і обертає робоче колесо. Криволінійні лопаті робочого колеса змінюють напрям потоку, отже дія потоку на лопаті робочого колеса складається з реактивного тиску, який виникає при зростанні швидкості, і тиску зв'язаного з відхиленням потоку.

Параметри реактивних гідротурбін - це напір, потужність і ККД.

Різниця рівнів води у верхньому і нижньому б'єфах називається *геометричним (статичним) напором*.

Тема 13. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

13.1 Параметри надійності експлуатації

Надійність – це властивість об'єкта (системи) зберігати протягом часу в установлених межах значення усіх параметрів, які характеризують його здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах і умовах використання, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання і транспортування. Визначення надійності є складним і у загальному випадку залежно від призначення і умов його використання включає безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збережуваність.

Взагалі, користуються наступними показниками надійності.

Безвідмовність – властивість об'єкта безперервно зберігати працездатний стан протягом часу або деякого напрацювання. Безвідмовність оцінюється імовірністю безвідмовної роботи $P(t)$, інтенсивністю відмов $\lambda(t)$, середнім напрацюванням до першої відмови T_c , параметром потоку відмов $\omega(t)$, середнім напрацюванням на відмову T_0 , γ – процентним напрацюванням до відмови $t\gamma$.

Ремонтпридатність – властивість об'єкта, яка полягає у пристосованості до попередження і виявлення причин появи відмов, пошкоджень і відновлення працездатного стану шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів. Ремонтпридатність характеризується імовірністю відновлення працездатного стану $P(t\delta)$, середнім терміном відновлення працездатного стану T_δ .

Довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування. Довговічність характеризується середнім ресурсом (строком служби) T_r – (процентним ресурсом $t\gamma_r$, призначеним ресурсом t_n); середнім строком служби T_{sr} – (процентним строком служби $t\gamma_s$, призначеним строком служби t_{us}).

Збережуваність – властивість об'єкта, яка характеризується його здатністю протистояти негативному впливу умов і тривалості зберігання і транспортування на його безвідмовність, ремонтпридатність і довговічність.

Збережуваність характеризується строком збережуваності T_{zb} , γ – процентним строк збережуваності $t\gamma_z$.

Об'єкти водогосподарської системи мають свої параметри, які обумовлені їх призначенням і роллю в системі. З плином часу значення цих параметрів змінюються. При змінах, які перевищують допустимі межі, виникає перехід об'єкта в неробочий стан.

Розрізняють такі стани об'єктів:

_справний стан, при якому параметри об'єкта відповідають усім вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації;

_несправний стан, при якому об'єкт не відповідає хоча би одній з вимог нормативно-технічної і конструкторської документації;

_працездатний стан, при якому значення всіх параметрів, що характеризують спроможність виконувати задані функції, відповідають вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації;

непрацездатний стан, при якому значення хоча би одного параметрів, що характеризують його здатність виконувати задані функції, не відповідають вимогам нормативно-технічної документації;

граничний стан, при якому подальше використання об'єкта за призначенням недопустимо або недоцільно, оскільки відновлення його несправного або непрацездатного стану недоцільне.

Перехід об'єкта зі справного у несправний стан проходить внаслідок накопичення дефектів (пошкоджень). Розрізняють пошкодження і відмови об'єктів. Якщо об'єкт переходить в несправний, але працездатний стан, то таку подію називають *пошкодженням*. *Відмова* – це подія при якій об'єкт переходить в непрацездатний стан.

У практиці експлуатації об'єктів розрізняють такі відмови:

– *раптова відмова*, яка характеризується стрибкоподібною зміною значень одного або кількох заданих параметрів об'єкта;

– *поступова відмова*, яка характеризується поступовою зміною значень одного або декількох заданих параметрів об'єкта;

– *перемінна відмова*, яка виникає періодично, і ліквідується сама по собі;

– *конструктивна відмова*, яка виникає в результаті недосконалості або порушення встановлених правил і (або) конструювання об'єкта;

– *виробнича відмова*, яка виникає в результаті недосконалості або порушень встановленого процесу виготовлення або ремонту об'єкта;

– *експлуатаційна відмова*, яка виникає в результаті порушень встановлених правил і (або) умов експлуатації об'єкта;

– *незалежна відмова*, яка не зумовлена іншими відмовами;

– *залежна відмова*, яка зумовлена іншими відмовами.

Взагалі причинами відмов можуть бути проектні, будівельні, експлуатаційні та зовнішні діючі фактори.

Показником надійності зветься ознака (міра), за якою оцінюється надійність різних систем і їх елементів.

При виборі показників надійності потрібно розрізняти системи (елементи, об'єкти) не відновлювані і відновлювані.

Невідновлюваними називаються об'єкти (елементи), які у процесі експлуатації не піддаються ремонту; при відмові такого об'єкта робота всієї системи буде порушена.

Відновлювані – це об'єкти (елементи), які при виконанні своїх функцій допускають ремонт (наприклад, напірні розподільчі трубопроводи, насоси, дощувальні машини, трубопровідна арматура).

Розрізняють одиничні і комплексні показники надійності

Одиничний показник надійності - кількісно характеризує лише одну властивість надійності об'єкта.

Комплексні показники надійності - кількісно характеризують не менше двох властивостей, які становлять надійність об'єкта.

Розглянемо спочатку показники надійності невідновлюваних об'єктів.

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ – імовірність того, що у межах заданого напрацювання від 0 до t , при заданих умовах експлуатації не виникає відмова об'єкта.

Вимоги до конструкцій гідравлічних машин.

Працездатність – це стан машини, при якому вона здатна виконувати задані функції в межах параметрів, установлених вимогами технологічного процесу або нормативно-технічною документацією.

Відмова – це часткове або повне порушення працездатності.

Надійність – це ймовірність безвідмовної роботи машини в межах заданого періоду. Надійність машини зумовлюється її безвідмовністю, довговічністю та працездатністю.

Безвідмовність роботи характеризується інтенсивністю відмов, тобто відношенням середнього числа машин, які відмовили за одиницю часу, до машин, які безвідмовно працюють у даний період часу.

Довговічність – це властивість машини зберігати працездатність протягом тривалого періоду експлуатації з необхідними перервами для технічного обслуговування та ремонту. Показником довговічності може бути термін роботи машини.

Ремонтпридатність – це властивість машини, яка полягає в її придатності до попередження або виявлення та усунення відмов.

Список використаної літератури

1. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : метод. реком. з вивчення дисц. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2019. 52 с.
2. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К. : ЦНЛ, 2006. 616 с.
3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов С.С. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1970. 120 с.
4. Мандрус В.І., Лещій Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 2005. 180 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
6. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1991. 331 с.
7. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. Под ред. Некрасова Б.Б. М.: Высш. шк. 1989. 120 с.
8. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. К., Вища школа, 1983. 220 с.
9. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. М., Машиностроение, 1988. 175 с.
10. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. Киев: Вища школа. Головное издательство, 1980. 232 с.

Навчальне видання

*Омельченко Олександр Володимирович,
Цвіркун Людмила Олександрівна*

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК
«ГІДРАВЛІВЧНІ МАШИНИ»**

Формат 60×84/8. Ум. др. арк. 2.

Донецький національний університет
економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
50042, Дніпропетровська обл.,
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.