

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ІНСТИТУТ ЗМІСТУ І МЕТОДІВ НАВЧАННЯ  
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА  
АРХІТЕКТУРИ

*Р. О. Ніколова*

**ГІДРАВЛІЧНІ  
ТА  
АЕРОДИНАМІЧНІ  
МАШИНИ**

Навчальний посібник

*Затверджено Міністерством освіти і науки України*

Одеса - 2006

УДК 621.22

*Затверджено Міністерством освіти і науки України як учбовий посібник для студентів вищих закладів освіти (Лист №14/182 – 214 від 31.01.2002 р.)*

*Рецензенти:*

**В.М. Харін** - доктор технічних наук, професор, завідувач кафедурою СГДУ ( Одеська національна морська академія)

**В.Т. Пісклов** - кандидат технічних наук, доцент (Одеська національна морська академія)

**В.Ф. Тюрєв** - кандидат технічних наук, (директор інституту “Одесакомунпроект” )

**В.О. Нелюбов** - кандидат технічних наук, доцент (Одеська державна академія будівництва та архітектури)

**Ніколова Р.О.** Гідравлічні та аеродинамічні машини :  
Навчальний посібник .- Одеса , ОДАБА. 2006. – 210 с.

У навчальному посібнику наведені класифікації , основи теорії, характеристики, способи регулювання, конструкції насосів, компресорів, повітродувок, які використовуються в комунальному та водному господарстві. Описані принципи їхньої дії і технічні характеристики. Більш детально розглянуто відцентрові насоси, їхню спільну роботу з трубопровідною мережею, а також різні варіанти паралельної та послідовної роботи насосів. Посібник призначений для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом “Водні ресурси”.

ББК 31.56

---

## КОРОТКИЙ ІСТОРИЧНИЙ ОГЛЯД СТВОРЕННЯ ГІДРОМАШИН

---

*Гідравлічними машинами* називають машини, які надають рідині, що протікає через них, механічну енергію (насос), або одержують від рідини частину енергії і передають її робочому органу для корисного використання (гідравлічний двигун).

Насоси та водопідіймачі належать до одних із перших механізмів, якими людство користувалося ще за довго до нашої ери. Історія створення перших *насосів* лежить в далекому минулому. Найпростіші типи насосів (поршневі) були відомі і застосовувалися ще в часи Аристотеля (4-е століття до н.е.). Водопідійомні машини, що приводилися в дію силою людей і тварин, застосовувалися в Єгипті за кілька тисячоріч до нашої ери.

Як впливає з творів італійського зодчого Вітрувія, водяні поршневі насоси широко застосовувалися в Римській імперії ще за царювання Цезаря Августа (1-й в. до н.е.).

Машини для переміщення повітря й газів з'явилися значно пізніше. Винахід повітряного поршневого насоса пов'язано з ім'ям німецького фізика Отто Герике (1640 р.).

Винахідником відцентрового насоса є, очевидно, італієць Джиованні Жордан, що дав перший малюнок такого насосу; виготовлення першого найпростішого відцентрового насоса приписується Дені Папіну (1703 р.), французькому вченому, що створив перший насос зі спіральним корпусом і чотирилопастним робочим колесом.

Впровадження насосів у промисловість Росії було безпосередньо пов'язане з гірничорудною справою. Уже в XVIII в. російський гідротехнік К. Д. Фролов і інші майстри гірської справи застосовували установки з поршневими насосами для цілей водовідливу із шахт і промивання розсіпів. У 1787 р. він побудував на Змеїногородському руднику на Алтаї чотириступінчасту підземну установку з водяними колесами діаметром від 4 до 17м. Джерелом рухової сили тут, звичайно, була енергія води, що використовувалася за допомогою

водяних коліс.

Наступне, більш широке поширення насосів у промисловості, було обумовлено введенням у виробництво парових і пізніше - електричних двигунів.

Важливу роль у розвитку насособудування зіграв електричний двигун трифазного струму, що зручно сполучається з відцентровими й осьовими насосами.

У 1832 р. російський інженер А. Саблуков запропонував конструкцію відцентрового одноступінчастого насоса і відцентрового вентилятора для вентилявання заводських приміщень і шахт. А. Саблуков виявився першим теоретиком і практиком вентиляторобудування.

Основне теоретичне рівняння відцентрової машини було отримано членом Російської Академії наук Л. Ейлером у другій половині XVIII в., і називається головним рівнянням лопасного насоса.

Теоретичні роботи вчених С. О. Рейнольдса (Англія), Л. Прандтля (Німеччина) і видатні наукові праці Н. Е. Жуковського (Росія), що відносять до кінця XIX і початку XX вв., призвели до створення сучасної наукової основи насособудування.

Особливе значення мали роботи Н. Е. Жуковського "Видозміна методу Кірхгофа" і "Теорія повітряних гвинтів". У першій з них подане теоретичне обґрунтування методу розрахунку підйомної сили крила, розповсюдженого тепер на лопаті насосів і компресорів. Цей метод не тільки служить для розрахунку підйомної сили лопатей, але і вказує шляхи розробки раціональних профілів лопат сучасних машин. Друга робота містить теорію й метод розрахунку пропелерів. Ця робота лягла в основу теорії осьових насосів, розробленої учнями Н. Е. Жуковського (К.А. Ушаков і ін.).

Значення наукової й організаційної діяльності Н.Е. Жуковського не може бути перебільшено. Ним були визначені і розроблені найважливіші напрямки розвитку сучасної гідроаеромеханіки.

Надалі значний внесок у розвиток теорії насосів і практики їхнього використання внесли такі вчені як Г. Ф. Проскура І. І. Куколевський, А. Г. Шухов, Н. Г. Малишевський, С. С. Руднев, В. Я. Карелін, А. Е. Короваїв та ін.

У колишньому СРСР виробництво насосів було розподілено між багатьма республіками й у цілому охоплювало всю номенклатуру насосів. Зараз в Україні насоси випускаються декількома заводами, найбільшими з них є Сумський насосний і Харківський турбінний. Але багатьох марок насосів в Україні зараз не виробляють. Тому особливо актуальною задачею є підготовка фахівців, які були б спроможні

вирішити проблему виробництва насосів достатньої номенклатури, а також найкращим чином використовувати при проектуванні насосних станцій існуючу номенклатуру насосів.

Науково-дослідну роботу в області гідромашинобудування проводять у лабораторії турбінного заводу в Харкові і насосному заводі в Сумах, на кафедрах гідравлічних машин Харківського політехнічного університету, Сумського фізико-технологічного інституту й в інституті гідромеханіки Академії Наук України.

Розвиток насособудування тісно пов'язаний із загальним технічним прогресом у таких галузях, як машинобудування, хімічна промисловість, електропромисловість. Завдяки досягненням у цих галузях стало можливим створення насосів різних типів, призначених для перекачування не тільки води, але й агресивних середовищ, рідких металів, криогенних рідин і т.п. Їх застосовують для різних цілей, починаючи від водопостачання населення й підприємств і, закінчуючи подачею палива у двигунах ракет. В наш час вітчизняна промисловість випускає насоси всіх типів, починаючи від мініатюрних мікронасосів для медичної техніки і, закінчуючи гігантськими осьовими насосами для іригаційних систем і енергетики. Велику кількість насосів різних модифікацій виготовляє Сумське машинобудівне об'єднання, Бердянський завод „Південгідромаш”, Сумське об'єднання „Насосенергомаш” та інші машинобудівні підприємства.

У всьому світі сотні фірм продукують величезну кількість різних видів насосів. Так, насоси розробляють і випускають такі всесвітньо відомі фірми, як американська „Durigon”, французька „Guinard”. Російське об'єднання „Уралгідромаш” будує осьові та відцентрові вертикальні насоси з особливо великою подачею. Величезний насособудівний концерн „Grundfos international” має основне підприємство в Данії і 36 філіалів та дочірніх фірм у 25 країнах. Японська фірма „Ebara” випускає насоси та насосні установки, вентилятори, компресори.

Основними завданнями в галузі насособудування є подальше покращення енергетичних показників нагнітачів, підвищення надійності їхньої роботи, зменшення матеріаломісткості та вартості обладнання і експлуатаційних витрат, вдосконалення систем автоматизації і керування.

# 1. НАСОСИ

## 1.1. КЛАСИФІКАЦІЯ НАСОСІВ

**Насоси** являють собою гідравлічні машини, призначені для перекачування рідини. Перетворюючи механічну енергію приводного двигуна в механічну енергію рідини, що рухається, насоси піднімають рідину на визначену висоту, переміщують її на необхідну відстань у горизонтальній площині, або змушують циркулювати, в якійсь замкнутій системі. Вода чи інша робоча рідина всмоктується насосом із нижнього басейну і перекачується по напірному трубопроводі у верхній басейн за рахунок перетворення енергії двигуна в енергію рідини. Насоси входять до складу основного устаткування насосних станцій систем водопостачання й водовідведення. Основними параметрами насосів є **напір, подача, потужність, коефіцієнт корисної дії, і вакуумметрична висота всмоктування.**

Історія виникнення й розвитку насосів показує, що спочатку вони призначалися винятково для підйому води. Однак, на цей час галузь їхнього застосування настільки широка, що визначення насоса як машини для перекачування води було б однобічним. Насоси використовуються при виробництві будівельних робіт, (навив земляних споруд, водозниження, відкачка води з котлованів, подача бетону і будівельних розчинів до споруджень і т.п.), при розробці родовищ і транспортуванні корисних копалин гідравлічним способом, і гідровидаленні відходів підприємств. Як допоміжні пристрої насоси служать для забезпечення змащення й охолодження машин. Існують живильні насоси котлових установок теплових електростанцій, суднові насоси, спеціальні насоси для нафтової, хімічної, паперової, харчової й іншої галузей промисловості. Насоси застосовуються в системах водопостачання й каналізації міст, промислових підприємств і електростанцій, для зрошення й осушення земель, гідроакумулювання енергії і т.п. Таким чином, насоси є одним із найбільш розповсюджених видів машин, конструктивне розмаїття, яких надзвичайно велике. Тому класифікація насосів за призначенням дуже скрутна. Більш логічною представляється класифікація за видом робочої камери й з'єднання її зі входом і виходом. Згідно цьому принципу насоси підрозділяють на дві великі групи: **динамічні й об'ємні.**

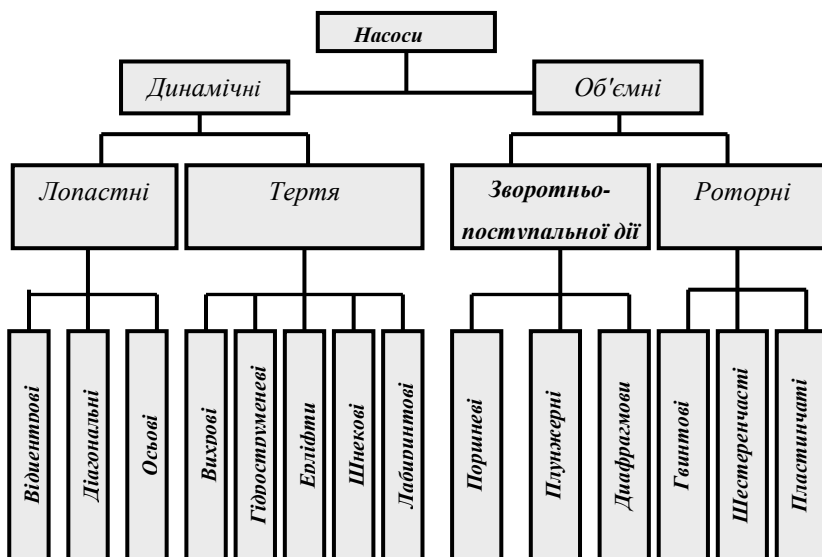
У **динамічних** насосах рідина переміщується під силовим впливом робочого органа в камері, що постійно з'єднується зі входом і виходом насоса.

В *об'ємних* насосах рідке середовище переміщається робочим органом шляхом періодичної зміни обсягу займаної нею камери, що поперемінно сполучається зі входом і виходом насоса.

Динамічні насоси за видом сил, що діють на рідке середовище, поділяються на *лопатеві і тертя*.

До *лопатевих* насосів відносяться *відцентрові, діагональні й осьові*. В них рідке середовище переміщується під дією лопат.

У насосах *тертя* рідке середовище переміщається під впливом сил тертя. Вони поділяються на *вихрові, струминні, ерліфти, шнекові й лабиринтові*.



Мал. 1.1. Класифікація насосів

До групи *об'ємних* відносяться наступні насоси: *поршневі, плунжерні й діафрагмові*, у яких періодичний силовий вплив на рідину, що протікає через насос, роблять поршень чи плунжер, рухаючись зворотньо-поступово у робочій камері;

*Роторні*, у яких періодичний силовий вплив на рідину роблять поверхні чи шестірни гвинтових канавок, розташованих на периферії обертового ротора.

У водогосподарчому будівництві найбільш широко застосовують лопатеві насоси, тому їм і будемо приділяти основну увагу.

## **СХЕМА НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ**

На *мал. 1.2.* схематично зображена установка з відцентровим насосом. Насос, електродвигун і пристрої для передачі потужності від двигуна до насоса, зібрані в єдиний вузол, називають **насосним агрегатом**.

**Насосна установка** містить у собі насосний агрегат, всмоктувальний і нагнітальний трубопроводи, регулювальну й контрольню-вимірну апаратуру.

Насос **6** засмоктує рідину із прийомного резервуару **14** по всмоктувальному трубопроводу **2** і подає її у напірний резервуар **13** по напірному трубопроводу **12**. При насосах, звичайно, встановлюють наступну арматуру:

**Прийомний клапан 1** із сіткою (при перекачуванні чистої води сітку не ставлять), призначений для запобігання влучення в насос тіл, що плавають, і утримання в насосі й всмоктувальному трубопроводі води при заливку насосу перед пуском (у великих насосах, що перекачують рідину зі зваженими речовинами, прийомного клапана немає; у цьому випадку всмоктувальний трубопровід і насос заповнюють рідиною з прийомного резервуара, створивши в насосі вакуум за допомогою вакуум –насоса чи ежектора); прийомний клапан з сіткою, як правило, встановлюють на всмоктувальних трубопроводах діаметром до 200 мм;

**Всмоктувальний трубопровід 2** прокладають з підйомом до насосу, ухил трубопроводу повинний бути не менше 0,005;

**Засувку 3** на всмоктувальному трубопроводі (встановлюють лише в тих випадках, коли насос з'єднаний з усмоктувальними трубопроводами інших насосів, чи коли насос знаходиться під заливом, тобто його вісь, розташована нижче рівня води в джерелі);

**Зворотний клапан 10** на напірному трубопроводі, що автоматично закривається при зупинці насоса і перешкоджає зворотному руху води з напірного резервуара чи з одного насоса в інший при паралельній роботі декількох насосів;

**Засувку 11** на напірному трубопроводі, що служить для відключення насоса від напірного трубопроводу, а також для регулювання подачі й напору насоса;

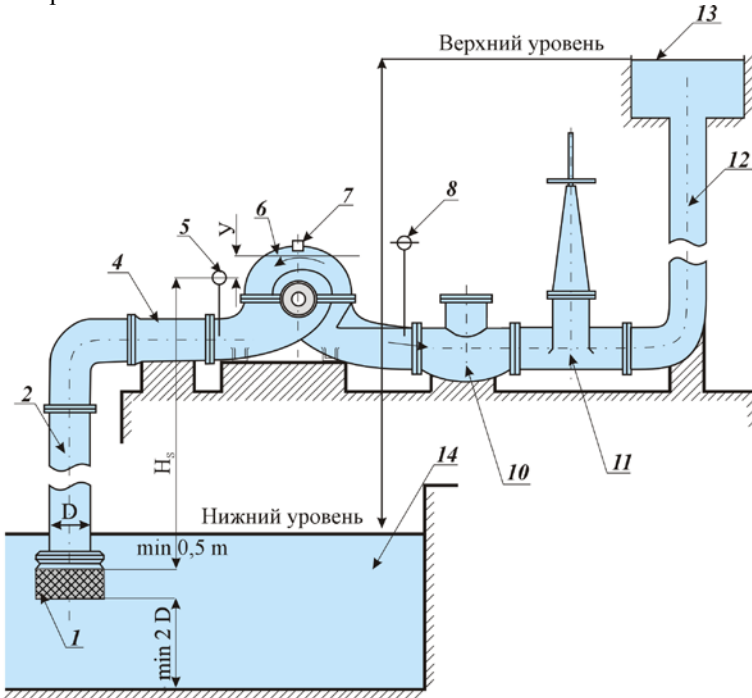
**Вакуумметр 5** на всмоктувальному патрубку насосу для визначення вакуумметричної висоти всмоктування;

**Манометр 8** на напірному патрубку насосу для виміру тиску, створюваного насосом. Пристрій для заливки насосу **7**: трубка з вентилем від напірного трубопроводу для малих насосів і вакуум-насос



для великих насосів (для випуску повітря при заливанні у верхній частині насоса встановлюють кран);

На всмоктувальному трубопроводі передбачений ексцентричний перехід, із горизонтальної верхньої твірною, який запобігає утворенню повітряних мішків.



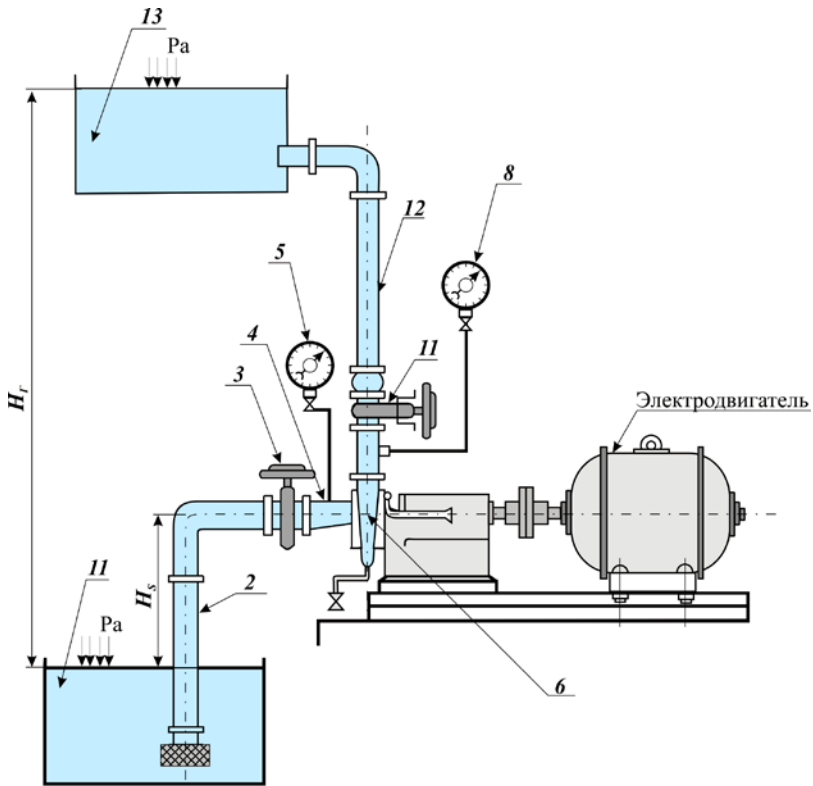
**Мал. 1.2.** Схема установки горизонтального відцентрового насоса двобічного входу.

Крім того, на насосній установці можуть бути прилади, які не показані на малюнку:

**Витратомір (водомір)** на напірному трубопроводі — для виміру кількості води, що подається насосом;

**Запобіжний клапан** на напірному трубопроводі для захисту насосу й трубопроводу від підвищення тиску під час гідравлічного удару (при невеликому тиску в насосній установці запобіжний клапан не встановлюють);

Монтажні вставки й інші фасонні частини. На **мал. 1.3.** показана схема установки консольного відцентрового насоса.



Мал. 1.3. Схема установки консольного відцентрового насоса.

1 - клапан прийомний із сіткою; 2 - всмоктувальний трубопровід; 3 - засувка; 4 – перехід ексцентричний; 5 - вакуумметр; 6 - насос типу «К»; 7 - штуцер для заливки насосу; 8 - манометр; 9 - електродвигун; 10 - клапан зворотний; 11 - засувка; 12 - напірний трубопровід; 13 - напірний резервуар; 14 - прийомний резервуар.

### 1.3. ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

До групи лопатевих насосів, як відомо, відносяться **відцентрові, діагональні й осеві насоси**. Найбільш розповсюдженими у всіх галузях техніки, у тому числі й у системах водопостачання й каналізації, є відцентрові насоси. Тому принцип дії й основні рівняння,

що описують явища, які проходять у процесі роботи лопатевих насосів, описані в основному стосовно до відцентрових насосів.

**1.3.1. Відцентрові насоси.** Відцентровими насосами називають насоси, у яких рідке середовище переміщується в робочому колесі від центра до периферії.

Схема відцентрового насоса показана на *мал. 1.4*. У середині корпусу, що має, як правило, спіральну форму, на валу **13** жорстко закріплене робоче колесо **1**. Робоче колесо складається із заднього й переднього дисків, між якими встановлені лопати **2**, відігнуті від радіального напрямку убік, протилежну напрямку обертання робочого колеса. Передній диск має вхідний отвір для підведення рідини на колесо, а задній - втулку для кріплення колеса на валу. За допомогою патрубків **9** і **4** корпус насоса з'єднаний із всмоктувальним і напірним трубопроводами. Перед пуском насоса корпус і всмоктувальний трубопровід заповнюють рідиною

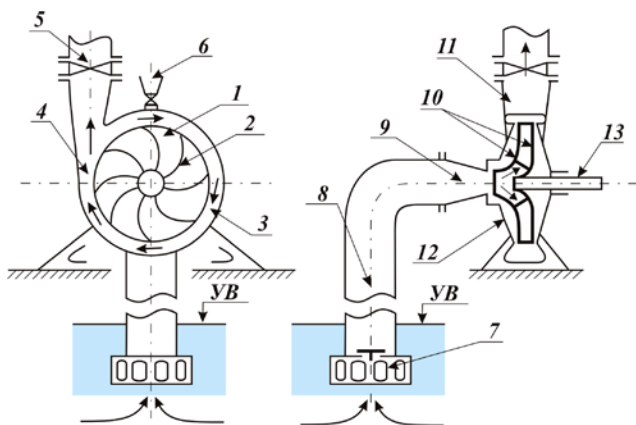
Принцип дії насоса полягає в тому, що при обертанні робочого колеса (по напрямку стрілки) виникає відцентрова сила

$$F = m\omega^2r, \quad (1.1)$$

де  $m$  - маса рідини;  $\omega$  - кутова швидкість обертання колеса;  $r$  - радіус обертання рідини.

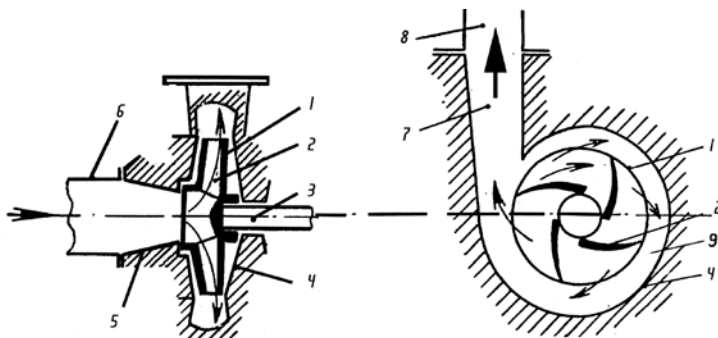
Під впливом цієї сили рідина з центральної частини колеса відкидається на периферію, утворюючи в центрі вакуум. Під впливом атмосферного тиску, що діє на вільну поверхню в резервуарі, вода по всмоктувальному трубопроводу надходить із джерела до насоса. Таким чином, відцентрова сила на одній стороні створює нагнітання, а на іншій - підсмоктування рідини. Рідина, викинута з колеса, надходить до спіральної камери **3**, а потім у дифузор **4**, де кінетична енергія потоку перетворюється в потенційну. Через напірний патрубок рідина подається в напірний трубопровід **5**. Так здійснюється безупинна подача рідини насосом.

Відцентрові насоси можуть бути не тільки одноступінчастими (з одним робочим колесом), але і багатоступінчастими (із декількома робочими колісьми). При цьому принцип їхньої дії у всіх випадках залишається тим самим - рідина переміщується під дією відцентрової сили, що розвивається обертним робочим колесом.



**Мал. 1.4.** Схема відцентрового насоса:

1 - робоче колесо; 2 - лопата; 3 - спіральний відвід; 4 - конічний дифузор; 5 - напірний трубопровід; 6 - лійка для заливки насоса чи місце приєднання вакуум-насоса; 7 - прийомний зворотний клапан із сіткою; 8, 9 - всмоктувальні трубопровід і патрубок; 10 - диски робочого колеса; 11 - засувка; 12- корпус; 13 - вал.



**Мал. 1.5.** Відцентровий насос. Загальний вид.

1 - колесо; 2 - лопати; 3 - вал; 4 - корпус; 5 - усмоктувальний патрубок; 6 - усмоктувальний трубопровід; 7 - напірний патрубок; 8 - напірний трубопровід; 9- спіральна камера.

**1.3.2. Осьові насоси.** Осьовими називаються лопатеві насоси, яких рідина рухається до робочого колеса в напрямку його осі. Осьові

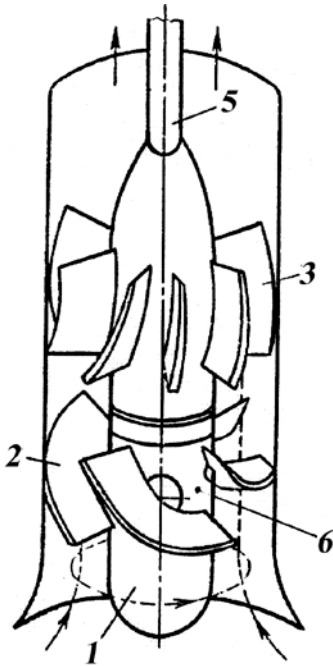
насоси застосовують там, де витрати води великі при порівняно невеликих напорах. Вони забезпечують подачу рідини 0,5...45 м<sup>3</sup>/с при напорах 2,5...23 м і ККД 84...86%. Осьові насоси призначені для перекачування прісної води з температурою води не більше 35°C і зі змістом зважених речовин не більше 3 г/л (із них абразивних не більше 2%). Їх застосовують у якості циркуляційних на теплових електростанціях, у шлюзових установках гідровузлів, в іригаційних системах, на станціях першого підйому міських і виробничих систем водопостачання, на каналізаційних насосних станціях.

На *мал. 1.6* - показаний загальний вид, а на *мал. 1.8* представлений розріз вертикального осьового насоса. Робоче колесо осьового насосу схоже на грібний гвинт судна (*мал. 1.7*). Воно складається з втулки із закріпленими на ній профільованими лопатами **2**, що розташовуються у сферичній камері. Кількість лопат змінюється від **3** до **6**. В середині втулки розміщений механізм розгортання лопат. Робоче колесо (*мал. 1.8*) кріпиться до нижнього фланця порожнього вала **9**, що встановлюється в двох направляючих підшипниках: нижньому й верхньому. На виході валу з корпусу встановлений сальник **8**. Гідравлічні осьові зусилля й маса обертового робочого колеса з валом сприймається п'ятою електродвигуна.

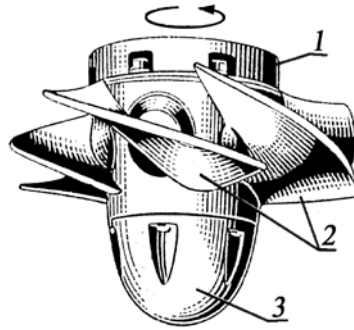
Вода до робочого колеса підводиться по плавно вигнутій трубі, або камерним способом. Для усунення обертального руху рідини за робочим колесом розташований випрямний апарат, **3** (*мал. 1.6*). Корпус насоса складається з дифузору **6** і відводу **12**. Опори валу (підшипники з лігнофолевими або резиновими прокладками) змащуються водою, яку подає насос, або взятою зі стороннього джерела. Вітчизняна промисловість випускає осьові насоси двох типів: із нерухомими лопатами - **О** і з поворотними лопатами типу **ОП**.

Маркуються осьові насоси так: **ОПВ2-110Э-УЗ**, де **О** - осьовий, **П** - із поворотними лопатами; **2** - номер моделі, **В** - вертикальний; **110** - діаметр робочого колеса в сантиметрах; **Э** - електропривод механізму повороту лопат; **УЗ** - кліматичне виконання й категорія розміщення.

Машинобудівні заводи СНД виробляють осьові насоси восьми модифікацій: **К** – з камерним підводом рідини; **МК** – малогабаритний з камерним підводом; **МБ** – моно блочний; **МБК** – моно блочний з камерним підводом; **Є** – з електроприводом механізму повороту лопаток; **ЄГ** – з електрогідроприводом механізму повороту лопаток; **КЄ** – із камерним підводом і електроприводом розвороту лопаток; **МКЄ** – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом механізму розгортання лопаток.



*Мал. 1.6.* Загальний вид осевого насоса:  
 1 – втулка; 2 – лопати; 3 – аппарат, що виправляє; 4 – обтічник на вході до робочого камера; 5 – вал; 6 – робоче колесо;

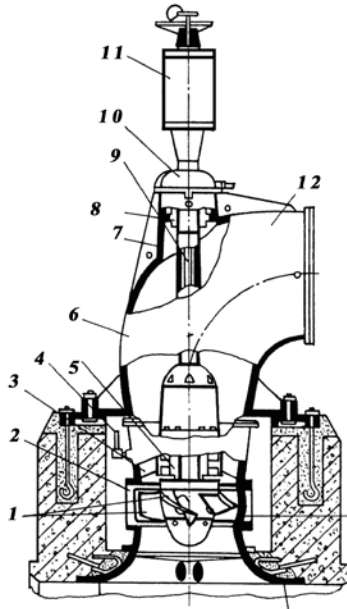


*Мал. 1.7.* Робоче колесо осевого насоса:  
 1 – втулка; 2 – лопати; 3 – обтічник на вході до робочого колеса.

Завдяки компактній конструкції при подачі великих витрат рідини з'являється можливість значно скоротити розміри насосної станції.

Великий коефіцієнт швидкохідності обумовлює особливість осевих насосів - у більшості випадків вони розраховані на роботу "під залив", тому при проектуванні насосних установок осеві насоси встановлюються так, щоб робоче колесо розміщувалося нижче рівня води в прийомній камері.

Промисловість випускає два типи занурювальних моноблочних осевих насосів: **ОПВ** і **ОМПВ**. Насос ОПВ – це занурювальний моноблочний агрегат з вбудованим електродвигуном сухого типу ( мал.1. 67). Насоси ОМПВ – це агрегати водозаповненого типу.

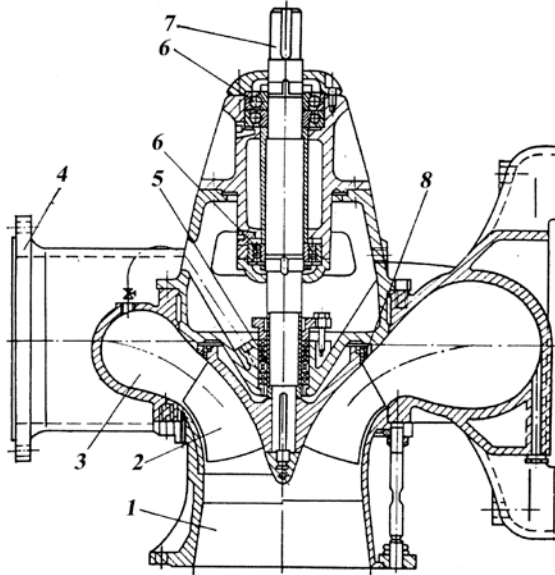


**Мал. 1.8.** Схема пристрою вертикального осьового насоса типу **O** і **OP**.

*1 - лопати; 2 - камера робочого колеса; 3 - лопатка апарата, що виправляє; 4 - підведення води для змащення нижнього підшипника; 5 - 10 - нижня й верхня опори вала; 6 - дифузор; 7 - опора верхнього підшипнику; 8 - ущільнення вала; 9 - шток; 11 - привід механізму; 12 - відвід; 13 - корпус камери робочого колеса; 14 - заставне кільце.*

**1.3.3. Діагональні насоси.** Діагональними називаються насоси, у яких потік рідини надходить до робочого колеса по осі, а потім направляється похило, ніби по діагоналі. На **мал. 1.9** наведена схема діагонального насоса. Робоче колесо 2 складається з двох дисків, між якими розташовані лопати, виконані у виді конічного пропелера. Робоче колесо жорстко закріплено на валу. Ротор насосу за допомогою апарату, що виправляє, кріпиться в корпусі насоса 3. Плавне підведення рідини до корпусу невеликого насоса здійснюється конічним патрубком 1 і вигнутою всмоктувальною трубою у великих насосів.

Особливість діагональних насосів - використання при створенні напору робочим колесом спільної дії піднімальної й відцентрової сил.



**Мал. 1.9.** Конструкція діагонального насоса зі спіральним відводом

*1,4 - всмоктувальний і напірний патрубки; 2 - робоче колесо; 3 - спіральний відвід; 5, 6 - чецевий з гідравлічним ущільненням і підшипникові вузли; 7 - вал; 8 - захисно-ущільнювальні кільця*



**Мал. 1.10.** Діагональне робоче колесо відкритого типу (без переднього диску). Загальний вид.

З цієї причини діагональні насоси за робочими параметрами і гідромеханічних властивостях займають проміжне місце між відцентровими й осьовими. Якщо робоче колесо закритого типу й вода приділяється за допомогою спірального каналу, то такі діагональні насоси більш подібні до відцентрових. Якщо ж робоче колесо відкритого типу (без переднього диску) із поворотними лопатами й



відвід води здійснюється за допомогою трубчастого коліна, то такі насоси більш подібні до осьових (*мал. 1.10.*).

Діагональні насоси не освоєні в достатньому ступені вітчизняною промисловістю, але знайшли широке поширення в системах водопостачання й каналізації за кордоном.

Вітчизняні діагональні насоси виготовляють із діаметром напірного патрубку 96, 130, 170 і 220 див.

Маркуються діагональні насоси так: **130ДПВ 12/25** - діагональний вертикальний з поворотними лопатами насос, діаметром напірного патрубку 130см, подачею 12 м<sup>3</sup>/с і напором 25 м.

#### **1.4. КЛАСИФІКАЦІЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ**

Відцентрові насоси класифікують за рядом ознак.

**За кількістю коліс:**

**одноколісні насоси** (*одноступінчасті*); напір, створюваний таким насосом, залежить від частоти обертання колеса, що обмежується його міцністю;

**багатоколісні** (*багатоступінчасті*) насоси (*мал. 1.19.*), що складаються з декількох робочих коліс, що обертаються на загальному валу в загальному корпусі. У цьому насосі вода проходить послідовно через усі колеса. Подача багатоступінчастого насоса така ж, як у одноступінчастого насоса з колесом таких само розмірів і при тих же оборотах. Але напір багатоступінчастого насоса дорівнює сумі напорів, що розвиваються кожним колесом окремо. Кількість коліс іноді досягає 12. Подальше збільшення їхнього кількості небажано через значний прогин вала й биття при обертанні. В наш час є багатоступінчасті насоси, що створюють напір більш 4000 м.

**За створюваним напором:**

*низьконапірні*, що розвивають напір до 20 м;

*середньонапірні*, від 20 до 60 м;

*високконапірні*, понад 60 м.

**За розташуванням входу в насос:**

з *боковим входом* (див. мал. 1.5.);

з *осьовим входом* (див. мал. 1.8.);

*двобічного* входу; (див. мал. 1.13.) колесо такого насоса являє собою ніби складені тильними сторонами два колеса з бічним входом (рідина входить у колесо з двох боків, завдяки чому збільшується подача насосу).

**За розташуванням осі** обертання робочих органів:

*горизонтальні* (найбільш розповсюджені);

вертикальні.

**За способом рознімання корпусу:**

з *осьовим* розніманням (рознімання корпусу відбувається в площині осі робочого колеса) (мал. 1.59.);

з *торцевим* розніманням (мал. 1.56.); рознімання відбувається в площині, перпендикулярній до осі робочого колеса.

**За способом з'єднання з двигуном:**

приводні, що з'єднуються з двигуном пасовою передачею або редуктором;

з'єднані безпосередньо з двигуном за допомогою муфти; моноблоки - насоси ( *мал. 1.75.*). Робоче колесо встановлене на одному валу з електродвигуном.

**За призначенням та родом перекачуваної рідини:**

*для чистої води;*

*каналізаційні;*

*хімічні;*

*землесоси і піскові насоси;*

*шламові та ін.*

Конструкції насосів відрізняються один від одного в залежності від призначення.

## **1.5. ОСНОВНІ ВУЗЛИ Й ДЕТАЛІ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ**

До основних вузлів і деталей лопатевих насосів відносять:

***робоче колесо, направляючий апарат , корпус насоса, вал, підшипники й сальники.***

***Робоче колесо*** - найважливіша деталь насосу. Воно призначено для передачі енергії від обертового вала насоса рідини. Розрізняють робочі колеса з однобічним і двобічним входом води, закриті, напіввідкриті, осьового й діагонального типу. Закрите робоче колесо з однобічним входом води (див. мал. 1.11.) складається з двох дисків: переднього (зовнішнього) і заднього (внутрішнього), між якими розташовані лопаті. Звичайно, робоче колесо відливається цілком (диски і лопаті) із чавуна, сталі, бронзи й інших металів. Але в деяких насосах застосовують збірні конструкції робочих коліс.

***Напіввідкрите*** робоче колесо (див. мал. 1.12.) відрізняється тим, що в нього відсутній передній диск, а лопаті примикають до нерухомого диска, закріпленому в корпусі насоса. Напіввідкриті колеса застосовують у насосах, призначених для перекачування суспензій і сильно забруднених рідин (наприклад, мулу й опадів), а також у деяких конструкціях свердловинних насосів.

**Робоче колесо з двобічним входом рідини** (див. мал. 1.13.) має два зовнішні диски й один внутрішній диск з втулкою для кріплення на валу. Конструкція колеса забезпечує впуск рідини з двох сторін, внаслідок чого утворюється більш стійка робота насосу і компенсується осьовий тиск.

Робоче колесо насосів осьового типу (мал. 1.6.) являє собою втулку, на якій закріплені лопати крилоподібного профілю.

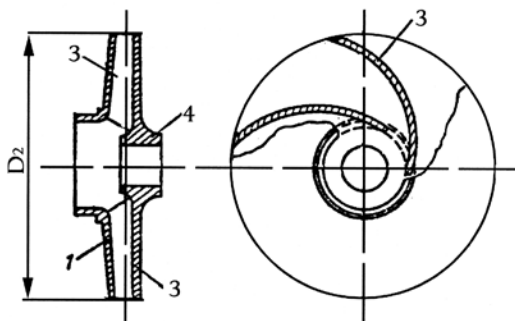
**Ротор** насоса (мал. 1.14.) являє собою окрему складальну одиницю і призначений в основному для кріплення робочого колеса й надання йому обертального руху. *Ротор відцентрового насоса складається з вала, робочого колеса, деталей розвантаження осьового зусилля, захисних втулок і напівмуфти для з'єднання з двигуном. Вал – базова деталь ротора.*

**Корпус** насосу поєднує вузли і деталі, що служать для підведення рідини до робочого колеса й відводу її у напірний трубопровід. На корпусі монтують підшипники, сальники й інші деталі насоса.

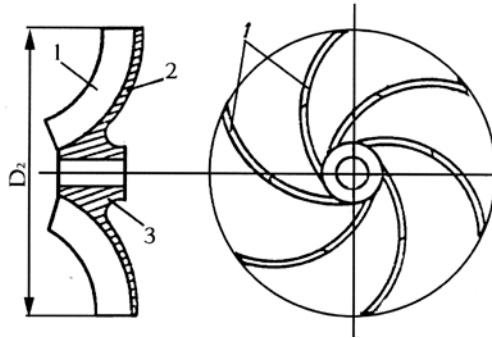
Корпус насосів може бути з торцевим чи осьовим розніманням. Корпус насоса містить у собі пристрої, що підводять і відводять рідину.

**Пристрій, що підводить, (підведення)** (мал. 1.15.) - це ділянка проточної порожнини насоса від вхідного патрубку входу до робочого колеса, яка призначена для забезпечення підведення рідини у всмоктувальну область насоса з найменшими гідравлічними втратами.

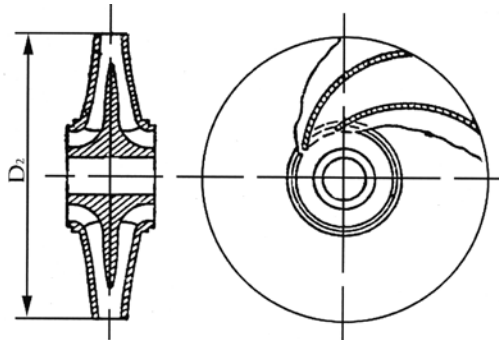
Підвід служить для створення рівномірного поля швидкостей перед входом рідини на лопаті робочого колеса. Підводи виконуються осьовими, або боковими.



**Мал. 1.11.** Робоче колесо закритого типу з однібічним входом води



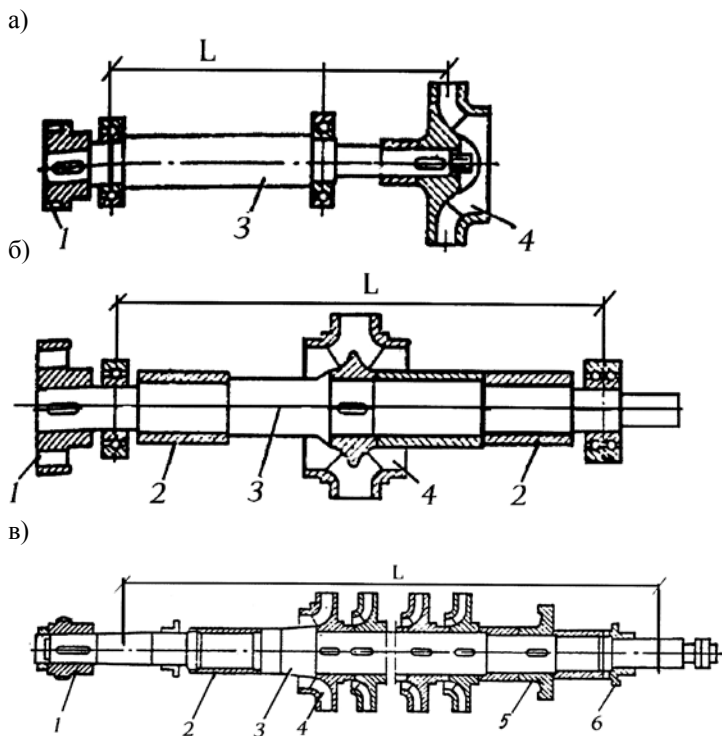
**Мал. 1.12.** Робоче колесо відкритого типу з однібічним входом води  
1 - лопати; 2 - диск; 3 - втулка;



**Мал. 1.13.** Робоче колесо з двобічним входом води

**Пристрій, що відводить, (відвід)** - це ділянка, призначена для відводу рідини від робочого колеса в напірний патрубок насоса. Рідина виходить із робочого колеса з великою швидкістю. Тому рух рідини супроводжується великими гідравлічними втратами. Для їхнього зменшення застосовують пристрої, що відводять, а також направляючі апарати. Відвід служить для перетворення кінетичної енергії (швидкісного напору) в потенційну (тиск) і підводу рідини до наступного ступеня або відводу її у напірний трубопровід.

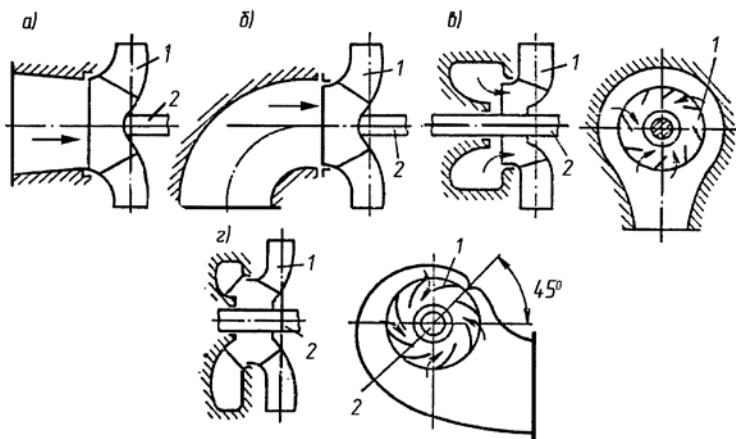
**Розрізняють спіральний, кільцевий і лопатевий відводи,** а також відводи з направляючими апаратами. Спіральні відводи використовуються в одноступінчастих і в деяких конструкціях багаступінчастих насосів.



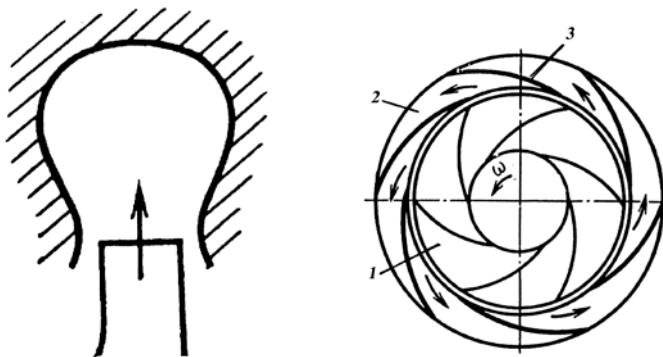
**Мал. 1.14.** Ротори відцентрових насосів

а) консольного типу; б) насоса з двостороннім підведенням; в) багатоступінчастого насоса;  
 1 – напівмуфта; 2 – захисне кільце; 3 – вал; 4 – робоче колесо; 5 – розвантажувальна деталь; 6 – масловідбійне кільце; L – відстань між опорами вала; l – виліт консолі вала.

**Спіральний відвід** - це канал у корпусі насоса, що охоплює робоче колесо по окружності (мал. 1.18.). Поперечний переріз цього каналу збільшується відповідно до витрат рідини, що надходить у нього з робочого колеса, а середня швидкість руху рідини в ньому зменшується в міру наближення до виходу.

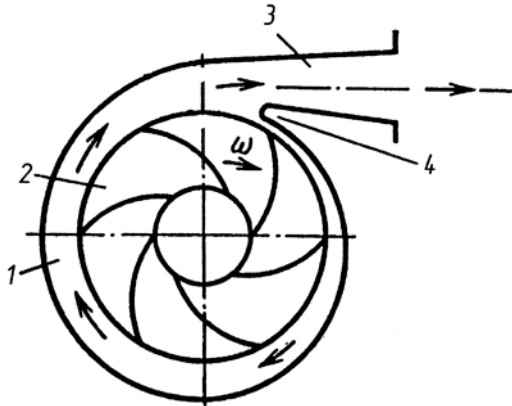


**Мал. 1.15.** Схема підведення рідини до робочих коліс відцентрових насосів: а – осьовий; б – колінний; в – бічний кільцевий; г – бічний напівспіральний; 1 – робоче колесо; 2 – вал насоса.



**Мал. 1.16.** Найбільш розповсюджена форма поперечного перерізу спірального відводу

**Мал. 1.17.** Схема відводу з лопатковим направляючим апаратом: 1 – робоче колесо; 2 – спіральний відвід; 3 – лопаті направляючого апарату



*Мал. 1.18.* Схема насосу зі спіральним відводом:

*1 - спіральний відвід; 2 - робоче колесо; 3 - конічний дифузор; 4 - «язик»*

Спіральний канал закінчується вихідним дифузором, у якому відбувається подальше зменшення швидкості й перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну.

**Кільцевий відвід** - це канал постійного перетину, що охоплює робоче колесо так само, як і спіральний відвід. Кільцевий відвід застосовують звичайно в насосах, призначених для перекачування забруднених рідин.

Гідравлічні втрати в кільцевих відводах звичайно більші, ніж у спіральних.

**Напівспіральний відвід** - це кільцевий канал, що переходить у спіральний відвід, що розширюється.

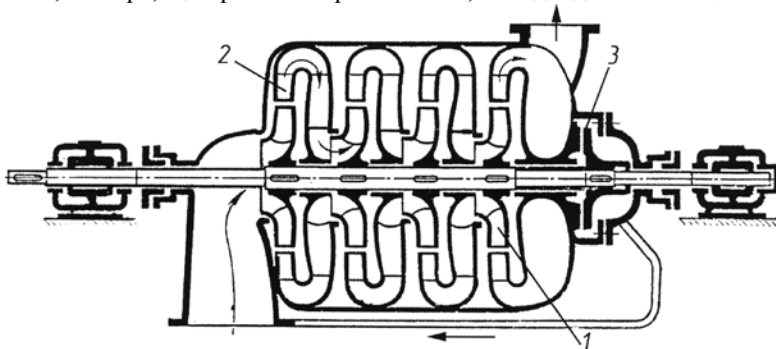
**Направляючі апарати** - більш складні пристрої, ніж спіральні відводи, гідравлічні втрати в них більше, і тому їх застосовують тільки в деяких конструкціях багатоступінчастих насосів (мал. 1.19.).

У корпусі насоса розташовують підшипникові опори і сальники. Підшипники, у яких обертається вал насоса, бувають кульковими й ковзного тертя з вкладишами. *Кулькові підшипники* застосовують, як правило, у горизонтальних насосах. У деяких конструкціях підшипників великих насосів передбачаються пристрої для охолодження і примусової циркуляції олії. По розташуванню підшипникових опор розрізняють насоси з виносними опорами, ізольованими від рідини, що перекачується, і насоси з внутрішніми опорами, у яких підшипники стикаються з рідиною, що перекачується.

**Сальники** служать для ущільнення отворів у корпусі насоса, через які проходить вал. Сальник, розташований з боку нагнітання, повинен запобігати витоку води з насоса, а сальник, розташований з боку усмоктування - попереджати надходження повітря в насос.

На мал. 1.20. показаний сальник. Ущільнення забезпечується набиванням 1, що стискується кришкою 2 шляхом затягування гайок шпильок 3. Набивання виготовляють найчастіше зі спеціального бавовняного чи асбестового шнура квадратного перетину і перед установкою просочують змащенням із графіту і технічного жиру. Шнур укладають окремими кільцями. Його не можна намотувати на вал одним шматком, тому що при цьому важко одержати рівномірне за окружністю підтиснення набивання. Тепло, що виділяється при роботі насоса, в основному відводиться рідиною, що просочується через сальник, тому витік рідини через сальник необхідний. При роботі матеріал набивання зношується, перестає щільно прилягати до вала і витік рідини збільшується. Тому гайки сальника треба періодично підтягувати. Якщо повторний натяг кришки сальника не дає ущільнення або приводить до надмірного нагрівання сальника, набивання необхідно змінити. Набивання працює до зміни 200 - 4000 год. В залежності від ступеня забруднення рідини й матеріалу набивання.

Сальник на всмоктувальній стороні насоса не повинен допускати засмоктування повітря усередину насоса. Навіть невелике проникнення повітря сильно знижує напір, подачу і ККД насоса. Крім того, повітря, що протікає через сальник, не відводить тепло.



**Мал. 1.19.** Схема багатоступінчастого секційного насосу:  
1 - робоче колесо; 2 - направляючий апарат; 3 - гідравлічна п'ята.

Сальник гріється і набивання може згоріти, тому сальник на

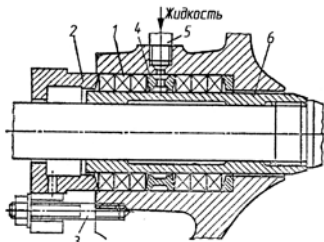


всмоктувальній лінії роблять із гідравлічним затвором, що складається з кільця 4 (мал. 1.20.) і до цього кільця по трубці 5 підводиться рідина під тиском. Через рідинне кільце гідравлічного затвора повітря не може прорватися всередину насоса.

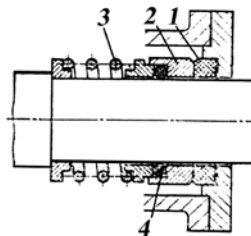
### **1.6. УЩІЛЬНЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА Й ВАЛА ОСЬОВА СИЛА НА РОТОРІ НАСОСА.**

Необхідно відзначити, що для зменшення витоків рідини з відводу до підведення, на вході до робочого колеса виконують ущільнення у виді малого зазору 1 між робочим колесом і корпусом (див. мал. 1.27.). Стінки цього зазору зношуються досить швидко через велику швидкість рідини в ньому, що сприяє хімічному й ерозійному руйнуванню матеріалу. Особливо швидко вони зношуються при наявності в рідині абразивних часток. Для того щоб при зносі зазору, що ущільнює, не довелося змінювати робоче колесо чи корпус насоса, на них часто закріплюють змінні ущільнювальні кільця, що утворюють зазор.

Міжступеневі ущільнення (див. мал. 1.19.), що зменшують витoki через зазори між валом і діафрагмами, також виконують, звичайно, у виді щілин, утворених змінними ущільнювальними кільцями. Як було відзначено раніше, у місцях виходу валу з корпусу насоса найчастіше встановлюють сальники. Замість чепцевих ущільнень іноді застосовують торцеві (мал. 1.21.). У кришку ущільнення запресовують нерухоме кільце 1 пари тертя, до якого пружиною 3 і тиском рідини притискається обертове кільце 2.



**Мал. 1.20.** Сальник



**Мал. 1.21.** Торцеве ущільнення з гумовим кільцем, що ущільнює

Вибір матеріалу тертьової пари (кільце 1 і 2) залежить від агресивності рідини, що перекачується. Для малоагресивних рідин

(води, водяних розчинів малої концентрації й нафтопродуктів) кільце 1 виготовляють із графіту, просоченого фенолоформальдегідною смолою, свинцем або іншим наповнювачем, а кільце 2 - із хромистої сталі 9 × 18. Торцеві ущільнення значно довговічніші сальникових, не вимагають обслуговування (підтяжки), працюють практично з нульовим витокком. Однак торцеві ущільнення складніші й дорожчі сальникових.

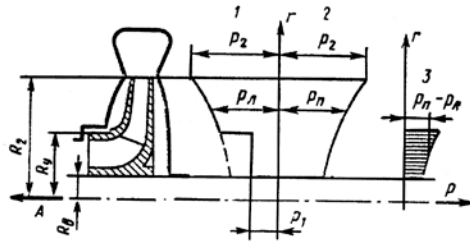
На робоче колесо відцентрового насоса діє *осьова сила*, спрямована убік входу. Вона виникає, головним чином, через неоднаковість сил тиску, що діють праворуч і ліворуч на робоче колесо (*мал. 1.22.*). Тиск  $p_2$  на виході з робочого колеса більше тиску  $p_1$  на вході до нього. Рідина, що захоплюється робочим колесом, у просторі між робочим колесом і корпусом насоса (у пазухах насоса) обертається з кутовою швидкістю, рівною приблизно половині кутової швидкості робочого колеса. Внаслідок обертання рідини тиск на зовнішній поверхні робочого колеса змінюється вздовж радіуса по параболічному законі. В області від  $R_2$  до  $R_y$  тиску праворуч і ліворуч рівні і зрівноважуються.

В області від  $R_2$  до  $R_B$  тиск ліворуч, рівний тиску у входу в насос, значно менше, ніж праворуч. Це веде до виникнення осьової сили тиску  $A$ , рівної обсягу епюри різниці тисків на праву і ліву зовнішні поверхні робочого колеса.

Слід зазначити, що збільшення витоків, що виходить при зносі ущільнення робочого колеса, призводить до зміни закону розподілу тиску в області від  $R_2$  до  $R_y$  з лівої сторони колеса. Це може призвести до збільшення осьової сили тиску в 1,5 - 2 рази. *Осьова сила, обумовлена також зміною напрямку руху рідини в робочому колесі з осьового в радіальне.* Однак зусилля, при цьому, значне лише в насосів із великим коефіцієнтом швидкохідності. У консольних насосів (див. мал. 1.56.) осьова сила виникає також через те, що на зовнішній кінець вала діє атмосферний тиск, а на внутрішній - тиск, відмінний від атмосферного. В цієї ж причини виникає додаткове зусилля в насосів із прохідним валом, якщо його діаметр в обох кінцевих ущільненнях різний. Приблизно осьова сила на роторі насоса

$$A = \pi (R_Y^2 - R_B^2) H \times \rho \times g$$

де  $H$  - напір насоса.



**Мал. 1.22.** До визначення осьової сили на робочому колесі;

- 1 - епюра тиску на ліву поверхню колеса;
- 2 - епюра тиску на праву поверхню колеса;
- 3 - епюра різниці тисків;

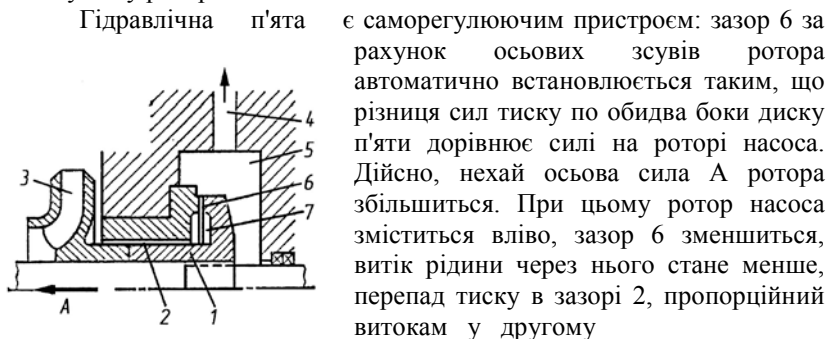
Розвантаження ротора насосу від осьового зусилля здійснюється такими способами.

**1. Застосуванням двобічних коліс** (див. мал. 1.13.), у яких завдяки симетрії не виникає осьової сили, чи симетричним розташуванням робочих коліс у багатоступінчастих насосів (див. мал. 1.6б.). Цей спосіб розвантаження практично не може забезпечити повного зрівноважування осьової сили, тому що при неоднаковому виконанні чи зносі зазорів в ущільненнях робочих коліс, а також через наявність витоків у міжступневих ущільненнях валу багатоступінчастих насосів порушується симетрія потоку витоків і, отже, симетрія розподілу тиску на зовнішні поверхні коліс. Для фіксації ротора в осьовому напрямку й сприйняття невірноважених осьових сил застосовують радіально-завзяті підшипники.

**2. Пристроєм другого ущільнення** на ведучому диску робочого колеса і розвантажувальних отворів у маточини, завдяки чому майже цілком вирівнюються тиски, що діють по обидва боки робочого колеса в просторі між ущільненням і валом. Ущільнення встановлюють в тому ж радіусі, що й ущільнення на передньому диску. Залишкове зусилля сприймається радіально-завзятим чи (у малих насосах) радіальним шарикопідшипником. Недоліком цього способу розвантаження осьової сили є зниження ККД насосу через збільшення витоків.

**3. Установкою гідравлічної п'яти.** Такий спосіб розвантаження застосовується в багатоступінчастих насосах секційного типу (див. мал. 1.63). Диск гідравлічної п'яти 1 (мал. 1.23.) закріплюють на вал насоса з напірної сторони за останнім робочим колесом 8. Рідина з робочого колеса надходить через кільцевий зазор 2 у проміжну камеру 7. Потім вона проходить через торцевий зазор 6 у розвантажувальну камеру 5, з'єднану трубкою 4 із підведенням першої ступіні насосу. Тому що тиск у проміжній камері значно більший, ніж у

розвантажувальній, на диск гідравлічної п'яти діє сила, що розвантажує осьову силу ротора.



**Мал. 1.23.** Гідравлічна п'ята

ступені, зменшиться, що призведе до зростання тиску в проміжній камері 7, і отже, до збільшення сили, що розвантажує. При цьому остання стане дорівнювати осьовій силі. При розвантаженні осьової сили за допомогою гідравлічної п'яти завзяті підшипники не вимагаються. Недоліком гідравлічної п'яти є додаткові витoki й тертя диска об рідину, що зменшують ККД насоса.

## 1.7. РОБОЧІ ПАРАМЕТРИ НАСОСІВ

Як гідравлічна машина насос будь-якого типу характеризується наступними основними робочими параметрами:

подача  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/год;

напір  $H$ , м;

потужність  $N$ , кВт;

коефіцієнт корисної дії  $\eta$ , %; частота обертання  $n$ , об/хв;

припустимий кавітаційний запас  $\Delta h_{\text{ДОП}}$ , м чи допустима

вакууметрична висота всмоктування  $H_{\text{ВАК}}^{\text{ДОП}}$ , м.

**Подача насоса  $Q$**  – це кількість рідини, яку він подає за одиницю часу. Кількість рідини, що подається, вимірюється її об'ємом. Розмірності для об'ємної подачі такі: м<sup>3</sup>/с; л/с.

**Напір насоса** – це приріст (різниця запасів питомої енергії рідини в нагнітальному  $E_2$  і всмоктувальному  $E_1$  патрубках) питомої енергії, яку насос передає рідині.

$$H = E_2 - E_1. \quad (1.2)$$

Питома енергія рідини в перетині визначається рівнянням Д. Бернуллі

$$E = P/\rho g + z + v^2/2g, \quad (1.3)$$

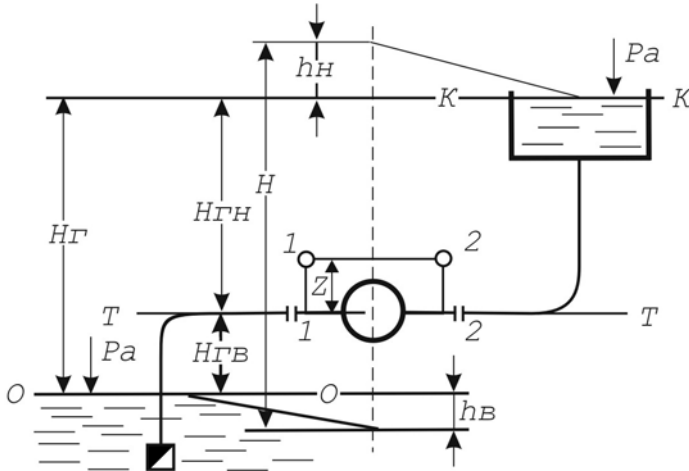
де  $P$  – середній тиск у даному перетині;  $\rho$  – щільність рідини;  $z$  – енергія положення;  $v$  – середня швидкість плинущу рідини в перетині;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Різниця рівнів води в напірному баці й у прийомному резервуарі називається **геометричним** чи **геодезичним напором** насоса  $H_T$ . Різниця між рівнем води в напірному баці й відміткою осі насоса – це геометрична висота нагнітання  $H_{T.H}$ .

Різниця між відміткою осі насоса й рівнем води в прийомному резервуарі – це **геометрична висота всмоктування**  $H_{T.B}$ . (інакше  $H_S$ ).

Складемо рівняння Д. Бернуллі для перетинів 0 – 0 і 1 – 1, прийнявши за площину порівняння площину Т – Т, що проходить через вісь насоса.

$$P_a/\rho g - H_{T.B} + v_0^2/2g = P_1/\rho g + 0 + v_1^2/2g + h_B \quad (1.4)$$



Мал. 1.24. Схема установки лопатого насоса

$$P_a/\rho g - H_{T.B} + v_0^2/2g = P_1/\rho g + 0 + v_1^2/2g + h_B \quad (1.4)$$

Враховуючи, що  $v_0^2 / 2g \rightarrow 0$ , рівняння можна записати у виді

$$\mathcal{E}_1 = P_1 / \rho g + v_1^2 / 2g = Pa / \rho g - H_{Г.В} - h_B \quad (1.5)$$

Складемо також рівняння для перетину 2 – 2 і К – К, прийнявши за площину порівняння ту ж площину Т – Т:

$$P_2 / \rho g + 0 + v_2^2 / 2g = Pa / \rho g + H_{Г.Н} + v_K^2 / 2g + h_B \quad (1.6)$$

яке можна представити, з огляду на те, що  $v_K^2 / 2g \rightarrow 0$ , як

$$\mathcal{E}_2 = P_2 / \rho g + v_2^2 / 2g = Pa / \rho g + H_{Г.Н} + h_H \quad (1.7)$$

Маючи рівність 1.2 і співвідношення 1.5 і 1.7 знаходимо

$$H = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1 = P_2 / \rho g + H_{Г.Н} + h_H - (P_1 / \rho g - H_{Г.В} - h_B) =$$

$$H_{Г.Н} + H_{Г.В} + h_H + h_B,$$

де  $H_{Г.Н} + H_{Г.В} = H_G$ , а  $h_H + h_B = \Sigma h$  тоді

$$H = H_G + \Sigma h \quad (1.8)$$

*Таким чином, напір насоса дорівнює сумі геометричної висоти підйому рідини (статичний напір) і сумарних втрат напору, що виникають при русі рідини по всмоктувальному та напірному трубопроводах.*

Взявши проміжні вираження з тих же (1.5) і (1.7), можна одержати іншу залежність для напору:

$$H = E_2 - E_1 = P_2 / \rho g + v_2^2 / 2g - (P_1 / \rho g + v_1^2 / 2g)$$

До правої частини рівняння додаємо й віднімаємо  $Pa / \rho g$

$$H = (P_2 - Pa) / \rho g + (Pa - P_1) / \rho g + (v_2^2 - v_1^2) / 2g$$

де  $P_2 - Pa$  – надлишок тиску над атмосферним, який вимірюється манометром, встановленим на напірному патрубку.  $Pa - P_1$  – недолік тиску до атмосферного, котрий вимірюється вакуумметром, встановленим на всмоктувальному патрубку.

Тому 1.10. запишемо як

$$H = M' + V' + (v_2^2 - v_1^2) / 2g, \quad (1.11.)$$

Де  $M'$  і  $V'$  – показання манометра і вакуумметра, приведені до осі насоса.

$$H = K_M M_M + K_B V_B + Z \quad (1.12.)$$

Де  $K_M$  і  $K_B$  – коефіцієнти перерахування;  $M_M$  і  $V_B$  – показання відповідно манометру і вакуумметра;  $Z$  – відстань між точками виміру тиску й розрідження, м.

Якщо манометр і вакуумметр мають шкалу, градуйовану в  $кгс/см^2$ , то  $K_B = K_M = 10$ ;

якщо вакуумметр градуйований у *мм. рт. ст.* то  $K_B = 0,0136$ ; якщо манометр, градуйований у *МПа*, а вакуумметр у *кПа*, те  $K_M \approx 100$ ,  $K_B \approx 0,1$ .

**Приклад 1.1.** Визначити, який напір повинен розвивати насос при наступних умовах роботи: відмітка рівня води в прийомному резервуарі 150 м, відмітка максимального рівня води в напірному баці 185 м, втрати напору у всмоктувальній лінії насоса 1,1 м, втрати місцеві і по довжині в напірному трубопроводі 6,5 м.

**Рішення:** сума геометричної висоти всмоктування й нагнітання дорівнює різниці відміток рівня води в напірному баці і прийомному резервуарі.

$$H_G = H_{Г.В.} + H_{Г.Н.} = \nabla PV_{\max} - \nabla PV_{\min} = 185 - 150 = 35 \text{ м.}$$

Напір насоса

$$H = H_G + h_{ВС} + h_{Н.ВОД} = 35 + 1,1 + 6,5 = 42,6 \text{ м.}$$

**Приклад 1.2.** Визначити напір насосу за показниками приладів, якщо відомо: насос забезпечує подачу 1200 л/с. манометр, підключений до напірного патрубку насоса, показує тиск 0,3 МПа (3,0 атм.), а вакуумметр, підключений до всмоктувального патрубка насоса, показує вакуум 0,05 МПа (0,5 атм.), манометр розташований на 4 метри вище осі насоса, а вакуумметр – на 3 м вище цієї осі. Діаметр всмоктувального патрубка насосу – 1000 мм, а діаметр напірного патрубка – 800 мм.

**Рішення:** Спочатку необхідно навести показання приладів до відмітки осі насоса:

$$P_{\text{МАН.О.Н.}} = P_{\text{МАН}} + 4 \rho g = 300000 + 4 \times 1000 \times 10 = 340000 \text{ Па};$$

$$P_{\text{ВАК.О.Н.}} = P_{\text{ВАК}} - 3 \times 1000 \times 10 = 50000 - 30000 = 20000 \text{ Па}.$$

Визначаємо швидкість руху води в напірному й всмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{Н.П.}} = \frac{Q}{\frac{\Pi \times D_{\text{Н.П.}}^2}{4}} = \frac{1,2 \times 4}{3,14 \times 0,8^2} = 2,39 \text{ м/с}$$

$$V_{\text{В.П.}} = \frac{Q}{\frac{\Pi \times D_{\text{В.П.}}^2}{4}} = \frac{1,2 \times 4}{3,14 \times 1,0^2} = 1,53 \text{ м/с}$$

Тоді напір насоса за показниками приладів складе

$$H_{\text{НАС}} = \frac{340000}{1000 \times 10} + \frac{20000}{1000 \times 10} + \frac{(2,39)^2 - (1,53)^2}{2 \times 10} = 32 \text{ м.}$$

вод. ст.

Перед вимірами обидва прилади продувають відкриттям триходових кранів. Внаслідок цього трубка, що з'єднує манометр, заповнюється рідиною, а в трубці до вакуумметра знаходиться повітря. Тому вакуумметр показує вакуум у точці трубопроводу, до якої він приєднаний, а манометр – тиск у трубопроводі на відмітки осі манометра. Тиск же в напірному патрубку насоса (мал. 1.24.) визначається сумою показання манометра й виправлення  $Z$ , під якою розуміють різницю відміток осі корпусу манометра й точки приєднання трубки вакуумметра. Тоді в остаточному виді одержуємо.

$$H = M + V + Z + (v_2^2 - v_1^2) / 2g \quad (1.12)$$

Формулою (1.8) користаються при проектуванні насосної установки, а формулою (1.12) – при її експлуатації.

**Потужність насоса.** Корисна (ефективна) потужність насоса – це кількість енергії, яку він надає потоку рідини за одиницю часу, кВт  $N_k$



$$N_k = \rho g Q H, \quad (1.13)$$

де  $\rho$  - щільність рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – напір насоса, м.

**Потужність насосу** визначається залежністю, кВт

$$N = \rho g Q H / 1000 \eta, \quad (1.15)$$

де  $\eta$  - повний ККД насоса. Внаслідок неминучих втрат енергії у самому насосі потужність, яку він споживає, повинна бути більшою за корисну потужність. Відношення корисної потужності до потужності на валу насоса називається коефіцієнтом корисної дії - ККД.

**Повний ККД** насоса являє собою відношення корисної потужності  $N_k$  до потужності насоса  $N$

$$\eta = N_k / N,$$

Повний ККД враховує всі втрати, пов'язані з передачею енергії нагнітальної рідини. Вони підрозділяються **на гідравлічні, об'ємні і механічні**.

Гідравлічні втрати енергії  $\Delta H$  – це втрати на подолання гідравлічних опорів на всьому шляху руху рідини від входу в насос до виходу з нього. Їх враховують гідравлічним ККД  $\eta_g$  відповідно до рівняння

$$\eta_g = H / H_T = (H_T - \Delta H) / H_T = 1 - \Delta H / H_T \quad (1.16)$$

Де  $H_T$  – теоретичний напір насоса.

**Об'ємні втрати** в насосі обумовлені деяким зворотнім витіканням води, пов'язаним із більшим тиском на виході з колеса, ніж на його вході. Під дією перепаду тиску частина рідини повертається в підвід крізь зазори між робочим колесом і корпусом насосу рідина просочується і крізь сальники. Зазначені втрати враховують об'ємними ККД -  $\eta_0$ .

$$\eta_0 = Q / Q_T = (Q_T - \Delta Q) / Q_T = 1 - \Delta Q / Q_T \quad (1.17)$$

де  $Q$  – подача насоса, тобто кількість рідини, що надійшла в напірний трубопровід;  $\Delta Q$  – витоки й інші втрати рідини;  $Q_T$  – подача

робочого колеса, тобто кількість рідини, що пройшла через робоче колесо.

**Механічні втрати**, обумовлені втратою потужності на подолання тертя зовнішньою поверхнею колеса об рідину (дискове тертя), механічним тертям у підшипниках і сальниках. Вони характеризуються механічним ККД -  $\eta_M$

$$\eta_M = (N - \Delta N)/N = 1 - \Delta N/N, \quad (1.18)$$

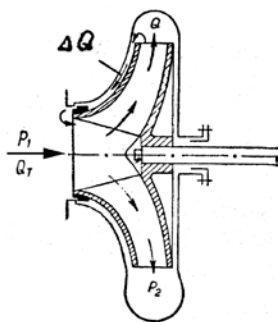
де  $N$  - потужність насоса;  $\Delta N$  втрати потужності на механічне тертя.

Очевидно, що потужність насоса  $N$  за винятком втрат  $\Delta N$  на механічне тертя повинна витрачатися на повідомлення ваговій подачі насоса  $\rho g Q_T$  енергії  $H_T$ , тобто  $N - \Delta N = \rho g Q_T H_T$ . Але, тому що  $Q_T = Q/\eta_0$  і  $H_T = H/\eta_G$ , то 1.18 можна представити у вигляді

$$\eta_G = (N - \Delta N)/N = \rho g Q_T H_T / N = \rho g Q H / \eta_0 \eta_G N.$$

Відповідно до цього, повний ККД насоса визначається вираженням

$$\eta = \rho g Q H / N = \eta_0 \eta_G \eta_M \quad (1.19)$$



**Мал. 1.25.** Схема робочого колеса відцентрового насоса

Повний ККД визначає ступінь досконалості конструкції насоса в механічному й гідравлічному відношеннях. Максимальні значення ККД досягають для великих насосів  $\eta_{MAX} = 0,92$ , для малих  $\eta_{MAX} = 0,6 - 0,75$ .

**Частота обертання -  $n$ .** Призначення вибір частоти обертання ротора залежить від типу насоса й двигуна, допустимої висоти всмоктування, вагових і габаритних показників.

Розмірність  $n - \text{хв}^{-1}$ .

## 1.8. БАЛАНС ЕНЕРГІЇ У ЛОПАТЕВОМУ НАСОСІ

На мал. 1.26 зображений баланс енергії в лопатевому насосі. До насоса підводиться потужність  $N$ . Частина цієї потужності губиться (перетворюється в тепло). Втрати потужності в насосі поділяють на механічні, об'ємні і гідравлічні.

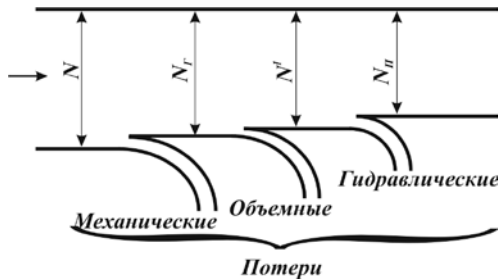
**Механічні втрати.** Механічними є втрати на тертя в підшипниках, в ущільненнях вала і на тертя зовнішньої поверхні робочих коліс об рідину (дискове тертя).

Потужність, що залишається за винятком механічних втрат, передається робочим колесом рідині. Її прийнято називати *гідравлічної*. Енергія, передана робочим колесом одиниці ваги минаючої через нього рідини, називається **теоретичним напором  $H_T$** . Він більше напору  $H$  насоса на величину гідравлічних втрат  $h_D$  приплині рідини в робочих органах насоса:

$$H_T = H + h_D \quad (1.20)$$

Крізь робоче колесо протікає в секунду рідина обсягом  $Q_K$ , чи вагою  $Q_K \rho g$ . Отже, гідравлічна потужність насоса, тобто потужність, що надається рідині в колесі,

$$N_G = Q_K \rho g H_T \quad (1.21)$$



Мал. 1.26. Баланс енергії в лопатевому насосі.

Величина механічних втрат оцінюється *механічним ККД*, що дорівнює відношенню гідравлічної потужності, що залишилася після подолання *механічних опорів*,  $N_G$  до потужності  $N$ , споживаної насосом

$$\eta_{\text{мех}} = H_{\Gamma} / N \quad (1.22)$$

**Об'ємні втрати.** Розглянемо об'ємні втрати в одноступінчастому насосі. Рідина, що виходить із робочого колеса в кількості  $Q_K$ , в основному надходить у відвід (Q) і, отже, у напірний патрубок насоса, і частково повертається в підведення через зазор в ущільненні I між робочим колесом і корпусом насоса витік  $q_K$  (мал. 1.27.) Енергія рідини, що повертається в підведення, губиться. Ці втрати називаються **об'ємними**. Витоки обумовлені тим, що тиск на виході з робочого колеса більше, ніж у підведенні.

Витоку тим значніше, чим більше зазор в ущільненні I між робочим колесом і корпусом насоса. Для того щоб зменшити виток, варто зменшити цей зазор до мінімуму, що допускається технологією виготовлення й деформацією вала й корпуса насоса при їхньому навантаженні під час роботи.

Крім розглянутих витоків рідини мають місце виток через ущільнення вала. Вони, звичайно, малі і при розгляді балансу потужності ними можна зневажити.

Об'ємні втрати оцінюють об'ємним ККД, рівним відношенню потужності  $N'$ , що залишилася за винятком потужності, затрачуваної на об'ємні втрати, до гідравлічної потужності  $N_{\Gamma}$  (див. **мал. 1.26.**):

$$\eta_0 = N' / N_{\Gamma} = (N_{\Gamma} - N_0) / N_{\Gamma}, \quad (1.23)$$

де  $N_0$  - потужність, затрачувана на об'ємні втрати.

Кожна одиниця ваги рідини, що протікає через ущільнення робочого колеса, несе енергію  $H_{\Gamma}$ . Отже, потужність, затрачувана на об'ємні втрати

$$N_0 = q_K \rho g H_{\Gamma}$$

Тому що витрата через колесо  $Q_K = Q + q_K$  (див. мал. 1.27),

$$N' = N_{\Gamma} - N_0 = Q_K \rho g H_{\Gamma} - q_K \rho g H_{\Gamma} = Q \rho g H_{\Gamma}. \quad (1.24)$$

Підставивши вираження (1.24) і (1.21) у рівняння (1.23), одержимо

$$\eta_0 = Q / Q_K = Q / (Q + q_K). \quad (1.25)$$

У багатоступінчастих насосах секційного типу (див. мал. 1.19.) також маються витоки рідини через зазори між валом і перегородками - діафрагмами, що розділяють ступіні, і через гідравлічну п'яту 3. Втрати енергії, обумовлені витоками через ущільнення діафрагм, відносяться до гідравлічних і механічних втрат, а через гідравлічну п'яту - до об'ємного. Для багатоступінчастих секційних насосів об'ємний ККД визначається також по рівнянню (1.25), однак при цьому під  $Q_k$  варто розуміти не витік через ущільнення робочого колеса однієї ступіні, а суму цього витоку й витоку  $q_{II}$  у гідравлічній п'яті.

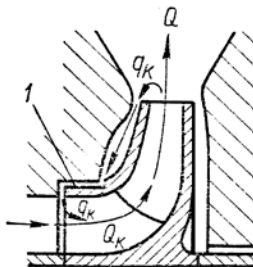
**Гідравлічні втрати.** Третім видом втрат енергії у насосі є втрати на подолання гідравлічного опору підведення, робочого колеса й відводу, чи гідравлічні втрати. Вони оцінюються *гідравлічним* ККД  $\eta_g$ , що дорівнює відношенню корисної потужності насоса  $N_k$  до потужності  $N'$  (див. мал. 1.26). Відповідно до рівнянь (1.13), (1.20) і (1.24)

$$\eta_g = N_k/N' = H/H_T = H/(H + h_{II}). \quad (1.26)$$

Помноживши й розділивши праву частину рівняння на  $N_k N'$ , одержимо

$$\eta = \frac{N_k}{N'} \frac{N'}{N_g} \frac{N_g}{N} = \eta_g \eta_{\text{мех.}} \eta_{\text{об.}}, \quad (1.27)$$

тобто ККД насоса дорівнює добутку гідравлічного об'ємного й механічного ККД.



Мал. 1.27. Витік в ущільненні робочого колеса.

## 1.9. ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

Робота лопатевих насосів заснована на передачі енергії потоку лопатами робочого колеса. Розглянемо спрощену схему руху рідини в робочому колесі, за умови, що число його лопат нескінченно велике. При цьому рух рідини - струминний, тобто траєкторія кожної частки рідини збігається з кривою обрису лопат.

При русі рідини в робочому колесі насосу розрізняють три швидкості (мал. 1.28):

1) *швидкість переносного руху  $u$* , тобто *колова швидкість* обертання, із яким рідина обертається разом із робочим колесом. Вона спрямована по дотиковій до кола убік обертання робочого колеса і залежить як від частоти обертання колеса, так і від радіуса;

2) *швидкість відносного руху  $\omega$* , тобто *відносна швидкість* руху рідини щодо лопат робочого колеса від центра до периферії. Вона спрямована по дотичній до лопат робочого колеса;

3) *швидкість абсолютного руху  $v$* , що є рівнодіючої двох складових швидкостей  $u$  і  $\omega$ , тобто вектор абсолютної швидкості дорівнює сумі векторів  $u$  і  $w$ :

$$\vec{V} = \vec{u} + \vec{w}$$

Для підсумовування швидкостей геометрично будують паралелограм швидкостей. Позначимо через  $\alpha$  кут між абсолютною  $v$  і переносною  $u$  швидкостями рідини і через  $\beta$  кут між відносною швидкістю  $\omega$  і зворотним напрямком переносної швидкості і рідини.

Побудова паралелограма швидкостей розглянемо на прикладі відцентрового насоса при подачі  $Q$  і частоті обертання робочого колеса  $n$ . Індекс 1 прийнятий для позначення швидкостей і кутів на вході до робочого колеса, індекс 2 - на виході з нього.

Напрямок швидкості  $v_1$  залежить від умов підведення. При осьовому підведенні закручування потоку перед робочим колесом відсутнє і швидкість  $v_1$  спрямована по радіусі, тобто  $\alpha_1 = 90^\circ$ . Тому середнє значення

$$v_1 = Q / \pi D_1 b_1 \psi_1, \quad (1.29)$$

де  $D_1$  - середній діаметр вхідних крайок лопат;  $b_1$  - відстань між дисками робочого колеса на вході;  $\psi_1$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатами ( $\psi_1 = 0,75 - 0,83$ ).

Швидкість переносного руху на вході до робочого колеса

$$u_1 = \pi \times D_1 \times n / 60. \quad (1.30)$$

Маючи два вектори  $v_1$  і  $u_1$ , можна побудувати паралелограм швидкостей на вході до робочого колеса і визначити швидкість відносного руху. Паралелограм швидкостей на виході з робочого колеса будемо по переносній  $u_2 = \pi D_2 n / 60$  і відносній швидкості  $\omega_2 = Q / \pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2$ , де  $D_2$  - діаметр робочого колеса на виході;  $b_2$  - відстань між дисками робочого колеса на виході;  $\psi_2$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатами на виході з колеса ( $\psi_2 = 0,90 - 0,95$ ).

За аналогією з відцентровими насосами можна побудувати паралелограми швидкостей для осьового насоса. При цьому беремо до уваги наступні особливості. Швидкість переносного руху всіх крапок лопат на даному циліндричному перетині дорівнює й визначається частотою обертання  $n$  і радіусом  $r$  перетину

$$u_1 = u_2 = u = 2\pi r n / 60. \quad (1.31)$$

Осьові складові векторів абсолютної й відносної швидкостей плин у всіх крапках даного циліндричного перетину повинні бути рівними  $v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1 = v_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$ .

Якщо прийняти рівномірний розподіл осьових компонентів по перетину, то  $v \sin \alpha = \omega \sin \beta = Q / \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{BT}^2) \psi$ , де  $D$  — діаметр робочого колеса;  $d_{BT}$  - діаметр втулки;  $\psi$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатами. Паралелограми швидкостей дивись на мал. 1.28.

Для висновку основного рівняння допускаємо, що насос перекачує ідеальну рідину. Це дозволяє виключити гідравлічні втрати, що виникають у робочому колесі.

Основне рівняння лопатевих насосів виводять на підставі теореми про момент кількості руху, що для сталого потоку формулюється в такий спосіб. *Секундна зміна моменту кількості руху маси рідини, що протікає між двома перерізами, дорівнює моменту зовнішніх сил, що діють на потік між цими перерізами.*

Зовнішні сили в лопатевих насосів, як відомо, прикладаються до потоку лопатами робочого колеса.

Висновок основного рівняння розглянемо на прикладі відцентрового насоса. Моменти кількості руху потоку біля входу в колесо на радіусі  $R_1$  і у виходу з колеса на радіусі  $R_2$

$$M_1 = \rho Q v_1 l_1 \quad i \quad M_2 = \rho Q v_2 l_2$$

Позначивши момент зовнішніх сил через  $M$ , маємо

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q (v_2 l_2 - v_1 l_1)$$

Виразивши  $l_1$  і  $l_2$  через радіуси й кути  $\alpha$ , одержуємо

$$M = \rho Q (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (1.32)$$

Помноживши обидві частини рівняння на кутову швидкість обертання  $\omega$ , запишемо

$$M\omega = \rho Q \omega (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1),$$

де  $M\omega$  - потужність ( $\text{Н} \times \text{м/с} = \text{Дж/с} = \text{Вт}$ ), витрачена на передачу енергії рідини,  $M\omega = N = \rho g Q H_T$ , Вт.

Крім того,  $R_2 \omega = u_2$  і  $R_1 \omega = u_1$ ,

тому  $\rho g Q H_T = \rho Q (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1)$ . Запишемо  $v_2 \cos \alpha_2 = v_{u2}$ , і  $v_1 \cos \alpha_1 = v_{u1}$ ,

Поділивши обидві частини на  $\rho g$ , остаточно дістанемо, що теоретичний напір

$$H_T = (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) / g \quad (1.33)$$

Ця залежність вперше була отримана *Леонардом Ейлером у 1754 р.* і називається *рівнянням Ейлера, або головним рівнянням лопасного насоса.*

Аналіз цього рівняння показує, що підвищити напір насоса можна різними способами:

1 – шляхом збільшення окільної швидкості на виході з колеса. Для цього можна збільшувати кількість обертів і зовнішній діаметр робочого колеса.

2 – шляхом зменшення кута  $\alpha_2$ . При чому величина проекції абсолютної швидкості руху рідини на напрямок окільної  $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$ , буде збільшуватися. Теоретично максимальне значення  $v_{2u} = v_2$  буде при куті  $\alpha_2 = 0$  ( $\cos 0 = 1$ ), але при цьому подача насоса буде дорівнювати нулю. Тому при конструюванні відцентрових насосів найчастіше приймають  $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$ .

3 – при незмінних параметрах потоку на виході з робочого колеса напір насоса можна підвищити шляхом зменшення добутку  $u_1 v_{u1}$ . Величину  $u_1$  зменшувати немає сенсу, тому що при цьому ще

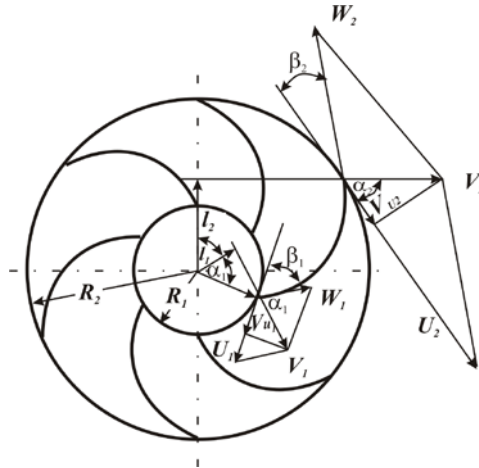


більше зменшиться величина  $u_2$ . Тому при конструюванні насосів прагнуть зменшити величину  $v_1 \cos \alpha_1 = v_{u1}$ . Якщо рідина входить до робочого колеса в радіальному напрямку ( тобто кут  $\alpha_1 \approx 90^\circ$  то  $v_1 \approx 0$ ) і основне рівняння приймає вид

$$H_T = u_2 v_{u2} / g \quad (1.34)$$

Дійсний напір  $H$ , що розвивається насосом, менше теоретичного через гідравлічні втрати, що виникають при русі реальної рідини в робочому колесі, в елементах підведення й відводу, а також кінцевого числа лопат, внаслідок чого порушується осесиметричність потоку і не всі частки рідини одержують однакове збільшення енергії.

Зменшення теоретичного напору в результаті гідравлічних втрат враховують введенням гідравлічного ККД, що залежить від конструкції й розмірів насоса, якості виконання його проточної частини. Гідравлічний ККД насоса складає  $\eta_r = 0,7 - 0,93$  (менше значення для малих насосів). Кінцеве число лопат робочого колеса характеризує коефіцієнт  $K$ . Звичайно, при числі лопат робочого колеса  $z = 6 - 12$  значення  $K$  змінюється від  $0,75$  до  $0,9$ .



Мал. 1.28. Схема для висновку основного рівняння лопатевого насоса

З урахуванням особливостей дійсного характеру плинину реальної рідини в робочому колесі основне рівняння лопатевого насоса при осьовому підведенні має вид

$$H = K \eta_{\Gamma} u_2 v_{2u} / g \quad (1.35)$$

Особливість струминної теорії гідромашин полягає в тім, що обмін енергією між лопатами колеса й потоком оцінюється по підсумкових змінах кінематики потоку від входу до виходу з нього поза залежністю від того, який механізм передачі енергії всередині колеса. З цієї причини струминна теорія не могла забезпечити раціональних методів розрахунку коліс, внаслідок чого їхні розміри й форма підбиралися за аналогами на основі попередньої оцінки в кінематиці потоку. Це визначило появу нової вихрової теорії лопатевих машин. Її основоположником є відомий вітчизняний учений Н. Е. Жуковський.

Теорія одержала назву *вихрової* тому, що вона базується на уяві про механізм силової взаємодії потоку з обтічним їм тілом, безпосередньо зв'язаному з вихроутворюванням у потоці. Основна увага тут приділена механізму силової й енергетичної взаємодії, кількісній оцінці діючих при цьому сил і механічної роботи, одержуваної при їхньому переміщенні.

Інтенсивність вихрового руху в потоці визначається циркуляцією швидкості  $\Gamma$ , що являє собою роботу вектора швидкості

$$\Gamma = \oint v \cos \alpha \, d,$$

де  $v$  - швидкість потоку в даній крапці;  $\alpha$  - кут між вектором швидкості і дотичної до контуру в даній крапці;  $d$  - елементарний відрізок контуру.

Стосовно до колеса відцентрового насоса циркуляцію на вході можна представити як  $\Gamma_1 = 2\pi R_1 V_{U1}$ , і на виході з колеса  $\Gamma_2 = 2\pi R_2 V_{U1}$ . З отриманих виражень можна визначити момент швидкості на вході й виході з колеса  $R_1 V_{U1} = \Gamma_1 / 2\pi$  і  $R_2 V_{U2} = \Gamma_2 / 2\pi$ . Підставивши значення моментів швидкості в (1.32), одержимо  $M = \rho Q_T (\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi$ , відкіля за аналогією з (1.33) записуємо

$$H_T = w(\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi g. \quad (1.36)$$

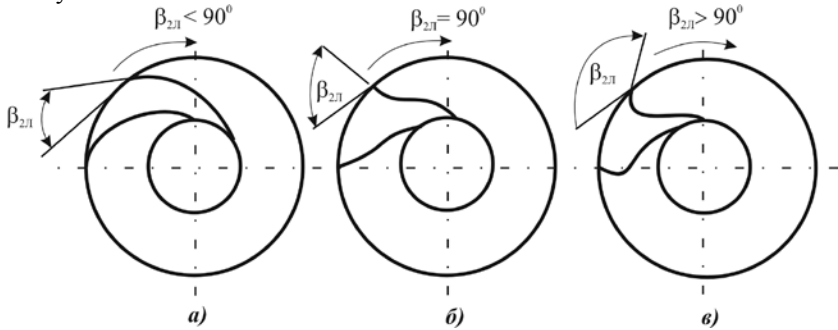
Дійсний напір.

$$H = \eta_{\Gamma} w(\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi g. \quad (1.37)$$

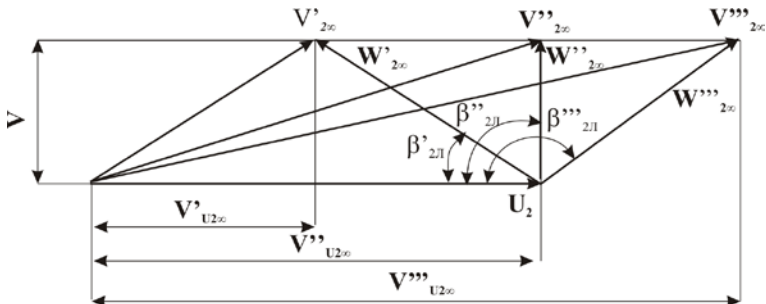
### 1.10. ВИБІР КУТА УСТАНОВКИ ЛОПАТКИ НА ВИХОДІ

На виході з робочого колеса лопатки можуть бути вигнуті по напрямку обертання назад ( $\beta_{2Л} < 90^\circ$ ) чи вперед ( $\beta_{2Л} > 90^\circ$ ), або закінчуватися радіально ( $\beta_{2Л} = 90^\circ$ ) (мал. 1.29)

На мал. 1.29. зображені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса з нескінченним числом лопаток, що відповідають цим трьом формам лопаток. З трикутників швидкостей випливає, що при збільшенні кута  $\beta_{2Л}$  окільна, складова абсолютної швидкості  $v_{2\infty}$  збільшується. Отже, напір насоса при збільшенні  $\beta_{2Л}$  підвищується. Це робить, на перший погляд, вигідним застосування лопаток, вигнутих по ходу вперед. Проте робочі колеса відцентрових насосів виконують, як правило, із лопатками, вигнутими по ходу назад. Причини цього наступні.



Мал. 1.29. Форми лопаток відцентрового насоса



Мал. 1.30. Трикутники швидкостей на виході для лопаток різних форм

1.3 мал. 1.29. впливає, що в робочих колесах із радіальними й вигнутими вперед лопатками канал між останніми виходить коротким і з великим кутом розширення, унаслідок чого гідравлічні втрати в них значно більше, ніж у колесах із лопатками, вигнутими назад.

2. Знайдемо відношення потенційного напору  $H_{\text{пот}}$  до теоретичного  $H_T$ .

$$\rho = \frac{H_{\text{пот}}^*}{H_T} = \frac{H_T - H_{\text{дин}}^{**}}{H_T} = 1 - \frac{V_{U_2}^2 / (2g)}{U_2 V u_2 / g} = 1 - \frac{V u_2}{2u_2}$$

Коефіцієнт  $\rho$  називається **коефіцієнтом реакції**. При нескінченному числі лопаток одержимо

$$\rho_{\infty} = 1 - \frac{V u_{2\infty}}{2u_2} = \frac{1}{2} + \frac{V m_2}{2u_2} \text{ctg} \beta_{2\text{Л}}$$

З цього рівняння видно, що чим більше кут  $\beta_{2\text{Л}}$  тим менше коефіцієнт реакції. Таким чином, при збільшенні кута  $\beta_{2\text{Л}}$  установки лопатки на виході підвищується частка швидкісного напору, що повинен бути перетворений у п'езометричний в дифузійній частині відводу, що супроводжується великими гідравлічними втратами.

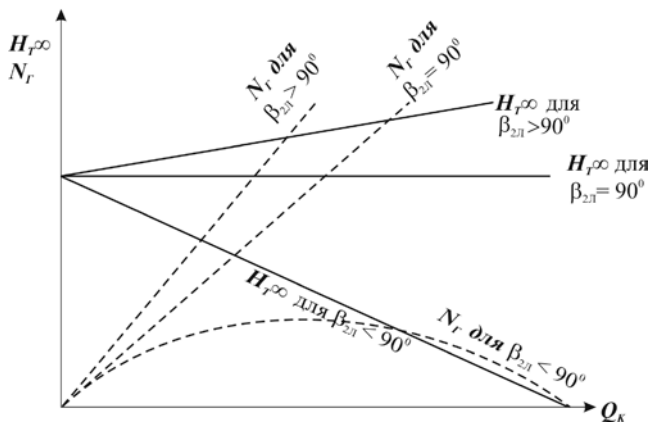
3. На **мал. 1.31.** зображені теоретичні характеристики насоса з нескінченним числом лопаток при різних кутах установки лопатки на виході. З малюнка випливає, що при  $\beta_{2\text{Л}} > 90^\circ$  і  $\text{ctg} \beta_{2\text{Л}} < 0$  напір збільшується при збільшенні подачі; при  $\beta_{2\text{Л}} = 90^\circ$  і  $\text{ctg} \beta_{2\text{Л}} = 0$  напір не залежить від подачі; при  $\beta_{2\text{Л}} < 90^\circ$  і  $\text{ctg} \beta_{2\text{Л}} > 0$  напір зменшується при збільшенні подачі; Форма характеристики, що виходить при  $\beta_{2\text{Л}} \geq 90^\circ$  приводить до хитливої роботи насоса в установці.

4. З **мал. 1.31.** випливає, що гідравлічна потужність  $N_{\bar{A}\infty} = Q_K \rho g H_{T\infty}$ , а отже, і споживана потужність насосів з лопатками, вигнутими назад, змінюється зі зміною подачі порівняно мало. Це створює сприятливі умови для роботи привідного двигуна, що при зміні подачі насоса в досить широких межах працює майже в постійному режимі. Круто піднімається крива потужності насосів, що мають лопатки, вигнуті по ходу вперед, призводить до того, що незначні зміни подачі ведуть до великої зміни потужності і, отже, до необхідності вибирати двигун підвищеної потужності.

У сучасних насосах кут установки лопаток на виході вибирають у межах  $\beta_{2л} = 16 - 40^\circ$ .

\*  $H_{пот}$  – це збільшення енергії тиску одиниці ваги рідини при її проходженні скрізь робоче колесо:  $H_{пот} = H_T - H_{дин}$

\*\*  $H_{дин}$  – динамічний напір, це збільшення кінетичної енергії одиниці ваги рідини.



**Мал. 1.31.** Характеристика відцентрового насоса для різних форм лопаток.

### **1.11. ПОДІБНІСТЬ НАСОСІВ ФОРМУЛИ ПЕРЕРАХУВАННЯ**

Теорія подібності має велике значення при проектуванні й експериментальному дослідженні лопатевих насосів. Теорія подібності дає можливість по відомій характеристиці одного насоса одержати характеристику іншого, якщо проточні порожнини обох насосів геометрично подібні, а також рахувати характеристику насоса з однієї частоти обертання на іншу. Це полегшує експериментальне дослідження лопатевого насоса, надаючи можливість одержати характеристику могутнього натурального насоса шляхом іспиту його зменшеної моделі або випробувати натурний насос на частоті обертання, що відрізняється від тієї частоти обертання, на якій насос експлуатується.

Використовуючи теорію подібності можна вибрати модельний насос, проточна порожнина якого геометрично подібна порожнині проєктованого насоса (натурного), розрахувати співвідношення розмірів цих насосів і, отже, одержати розміри робочих органів проєктованого насоса. Перерахувавши по теорії подібності характеристику насосу, можна одержати характеристику проєктованого насоса. Такий спосіб проєктування насоса широко застосовується.

При конструюванні й експлуатації лопатевих насосів користуються законами подібності й, по-перше, законом подібності робочих коліс.

У гідравліці Ви знайомилися з гідравлічною, кінематичною і динамічною подобою потоків.

Стосовно до гідравлічних машин геометрична подоба означає пропорційність усіх відповідних розмірів (діаметра робочого колеса, ширини лопаток, кута нахилу лопаток, радіуса кривизни лопаток і т.д./.

*Іншими словами два насоси можуть бути подібними, якщо всі лінійні розміри одного з них (модель) в однакову кількість разів менше (або більше) відповідних розмірів іншого насосу (натурного).*

Математично **геометрична** подоба порівнюваних насосів визначається сталістю лінійного коефіцієнта подібності:

$$Me = \frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = \dots\dots\dots, const .$$

Де  $D_M$ ,  $b_M$ , і  $D_H$ ,  $b_H$  - відповідно діаметри й ширина робочих коліс модельного й натурного насоса.

**Кінематична** подібність вимагає, щоб співвідношення швидкостей усіх частинок рідини у моделі й у натурного насоса були рівними, а траєкторії їх, руху були геометрично подібними. Математично умови кінематичної подоби можуть бути виражені у виді ряду співвідношень:

$$\frac{V_H}{V_M} = \frac{w_H}{w_M} = \frac{u_H}{u_M} = \frac{n_H D_H}{n_M D_M} = \dots\dots\dots = const .$$

**Динамічна** подібність крім дотримання умов геометричної й кінематичної подоби означає пропорційність сил, що діють у

відповідних крапках потоку. До цих сил відносяться сили тиску, ваги, в'язкості й інерції. Динамічна подоба в загальному виді обумовлюється рівністю чисел Ейлера, Рейнольдса, Фруда й Струхала. У практиці моделювання гідромашин велике значення має критерій подоби Ейлера.

$$E_U = \frac{P}{\rho V^2} = \frac{gH}{V^2}$$

Якщо геометрично подібні колеса діаметром  $D$  и  $D_1$  обертаються з частотою  $n$  и  $n_1$ , то при цьому вони розвивають напір  $H$  и  $H_1$ , тому можна написати:

$D, n, H$  - параметри натури,  $D_1, n_1$  и  $H_1$  - параметри моделі

$$\frac{H_1}{H} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D}\right)^2 \quad \frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n} \left(\frac{D_1}{D}\right)^3$$

$$\frac{N_1}{N} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D}\right)^5 \quad (1.38)$$

Тепер встановимо залежність напору, подачі й потужності одного й того самого насоса від частоти його обертання. Ці залежності називаються **законами пропорційності**. Оскільки  $D_1 = D$ , формули (1.38) наберуть такого вигляду:

$$\frac{H_1}{H} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n}; \quad \frac{N_1}{N} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^3$$

Узагальненим критерієм оцінки різних робочих коліс відцентрових і осьових насосів прийнято називати **коефіцієнт швидкохідності**. Коефіцієнтом швидкохідності прийнято називати частоту обертання робочого колеса, що геометрично подібно розглянутому колесу насоса і при подачі рідини  $Q=75$  л/с забезпечує напір  $H = 1$ м. Позначається  $n$  і визначається по формулі:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_{OPT}}}{H_{OPT}^{3/4}} \quad (1.39)$$

Для насосів із двобічним підведенням замість  $Q_{OPT}$  підставляють  $0,5 Q$ . Коефіцієнт швидкохідності характеризує тип робочого колеса й співвідношення його параметрів  $D_2/D_1$ .

У залежності від  $n$  насоси поділяються на:

	$n$	$D_2 / D_1$
• тихохідні	50 - 80	2,5-3
• нормальні	80 - 150	2
• швидкохідні	150 - 350	1,4 - 1,8
• діагональні	350 - 500	1,1-1,2
• осьові	500 - 1500	1

Міжнародний стандарт ІСО2548 рекомендує замість коефіцієнта швидкохідності застосовувати коефіцієнт, що характеризує тип насоса, який називається **коефіцієнтом конструкції насоса**

$$K = 2\pi Q_{OPT}^{0,5} / (gH_{OPT})^{3/4} .$$

Між коефіцієнтом швидкохідності й коефіцієнтом конструкції існує залежність:  $K = 0,00515 n$ .

**Закони подібності дозволяють:**

1. Розрахувати з достатньою точністю основні параметри проєктованого насосу при відомих параметрах насоса-аналога;
2. Виконувати експериментальні дослідження нового типу насосу на моделях, значно менших натурного, що полегшує й знижує витрати на дослідження.
3. Випробувавши насос на одну частоту обертання колеса, перерахувати характеристики на іншу частоту.

**Приклад 1.3:**

насос Д800-57 подає  $Q = 800 \text{ м}^3/\text{год}$   
 при напорі  $H = 57 \text{ м}$ . Споживана потужність дорівнює  $177 \text{ кВт}$ ,  
 частота обертання  $n = 1450 \text{ об/хв}$ .  
 Визначити всі параметри, при частоті обертання  $n = 960 \text{ об/хв}$ .

**Рішення:** З формул 1.38 знаходимо






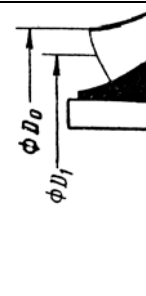
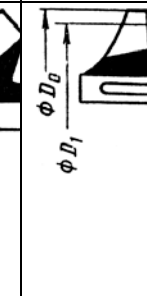
$$Q_1 = Q \times \frac{n_1}{n}; \quad H_1 = H \times \frac{n_1^2}{n}; \quad N_1 = N \times \frac{n_1^3}{n}$$

$$Q_1 = 800 \frac{960}{1450} = 530 \text{ м}^3/\text{год.} \quad H_1 = 57 \left( \frac{960}{1450} \right)^2 = 25 \text{ м}$$

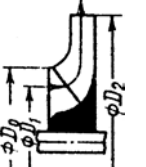
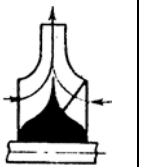
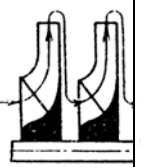
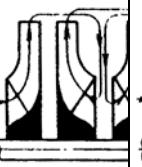
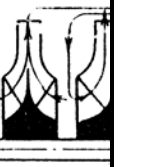
$$N_1 = 177 \left( \frac{960}{1450} \right)^3 = 52 \text{ кВт}$$

При визначенні  $n_s$  в формулу підставляють подачу в м<sup>3</sup>/с і напір у м.вод. стовпа, які відповідають оптимальних режимах роботи насоса.

*а)Класифікація робочих коліс лопатевих насосів по швидкохідності й наближення значення по співвідношень їх основних розмірів*

Відцентрові насоси			Діагональне (гвинтове) колесо	Пропелерне (осьове) колесо
Тихохідне колесо	Нормальне колесо	Швидкохідне колесо		
				
$n_s \cong 60$ $\frac{D_2}{D_0} \cong 3$	$n_s \cong 70 \div 150$ $\frac{D_2}{D_0} \cong 2$	$n_s \cong 150 \div 350$ $\frac{D_2}{D_0} \cong 1,6 \div 1,2$	$n_s \cong 350 \div 600$ $\frac{D_2}{D_0} \cong 1,2 \div 1,1$	$n_s \cong 600 \div 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \cong 0,8$

б) **Класифікація** відцентрових насосів по конструктивних ознаках і визначення їх швидкохідності.

Тип насоса	К - консольний	Д - двобічний	ЦНС – багато-ступеневий секційний	ЦН – багато-ступеневий спіральний	МД-багатоступеневий, перше колесо двобічне
Число коліс	$i = 1$	$i = 1$	$i > 1$ , будь-яке	$i > 1$ , парне	$i > 1$ , непарне
Розміщення корпуса	Вертикальний	Горизонтальний	Вертикальний	Горизонтальний	Горизонтальний
Ескізи робочих коліс					
Формула	$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ де Q, м <sup>3</sup> /с; H, м; n, об/хв	$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}$	$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}$	$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}$

### 1.12. КАВІТАЦІЯ В НАСОСАХ

Вперше кавітацію виявили напочатку ХХ століття, коли з'явилися швидкохідні морські судна, гвинти яких руйнувалися за дуже короткий час. Дослідженням було встановлено, що при високих швидкостях рідини або тіла всередині рідини суцільність потоку порушується. У насосах при деяких умовах їхньої роботи може виникнути кавітація,

яка призводить до руйнування лопатей і корпусів, а також до зменшення подачі, напору і ККД.

Якщо кавітація проявляється інтенсивно, насос працювати не може. Кавітація виникає там, де тиск спадає нижче від тиску пароутворення рідини при даній температурі. У лопатевих насосів мінімальний тиск спостерігається на вході потоку в колесо, і ця зона найбільше зазнає кавітації.

Слід відмітити, що у багатокілісних насосів кавітація спостерігається тільки в зоні першого колеса (із боку всмоктування).

Явищу кавітації можна запобігти правильним вибором висоти всмоктування.

**Кавітація** – це процес порушення суцільності потоку рідини в тих місцях, де тиск, знижуючись, сягає деякої критичної величини. За цю критичну величину при розрахунках приймають тиск пароутворення рідини при даній температурі. В тих місцях потоку, де тиск падає до критичного, виникає багато порожнин, наповнених паром рідини й газами. Знаходячись у зоні пониженого тиску, порожнини зростають і перетворюються у великі кавітаційні каверни. Ці порожнини (cavitas), від яких дістало назву явище, переносяться в зону підвищеного тиску і нижчих швидкостей, де пара швидко конденсується. Це призводить до гідравлічних мікроударів у місцях зникнення пузирів. При зникненні пузирів виникає негучний стук. Накладання один на одного багатьох таких стуків призводить до появи характерного шипіння, яке, майже, завжди виникає при кавітації.

Наслідком кавітації є наступні основні явища.

*1.Ерозія матеріалу стінок каналу.* У місцях конденсації парогазових порожнин частки рідини прямують назустріч одна одній з великою швидкістю, що спричиняє місцеве підвищення тиску. Після зіткнення частки рухаються в протилежному напрямку, і місцевий тиск різко знижується. Цей процес повторюється з великою частотою і відбувається також на поверхнях деталей, що обмиваються. Від багаторазової дії високого й низького тиску метал стомлюється й починає руйнуватись. Руйнування починається з появи мікротріщин, а далі воно має зростаючий характер. Металева поверхня деталі стає губчастою. Описаний механічний процес руйнування стінок каналів називається *ерозією* і є найбільш небезпечним наслідком кавітації. Дуже руйнуються чавун та вуглецева сталь. Зруйнування можуть досягнути 40 мм за рік.

2. *Звукові явища* (шум, тріск, удари) і вібрація установки, які є наслідком коливань рідини, що викликані замиканням порожнин, заповнених парою.

3. *Зменшення подачі, напору, потужності і ККД лопатевого насоса і сильна вібрація.*

**Отже, кавітація виникає внаслідок різкого падіння тиску на вході в насос.** Щоб з'ясувати причини падіння тиску на вході в насос напишемо рівняння Бернуллі для вільної поверхні рідини в прийомному резервуарі і вхідному патрубку насоса (див. мал. 1.3). За площину порівняння прийемо вільну поверхню рідини в прийомному резервуарі:

$$\frac{P_a}{\rho g} = H_s + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\Pi} \quad (1.40)$$

де  $H_s$  - відстань від прийомного рівня до осі насоса, яка називається висотою всмоктування;  $V_1$  і  $P_1$  - швидкість рідини й абсолютний тиск у вхідному патрубку насоса;  $h_{\Pi}$  – гідравлічні втрати у трубопроводі, що підводить рідину.

Тоді

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - H_s - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\Pi} \quad (1.41)$$

**Таким чином, тиск на вході в насос і, отже, у робочому колесі насоса тим менше, чим більше висота всмоктування і гідравлічний опір трубопроводу, і чим менше тиск у приймальному резервуарі.** При досить великій висоті всмоктування й опору всмоктувального трубопроводу, чи при занадто малому тиску в приймальному резервуарі тиск на вході до робочого колеса стає настільки малим, що виникає кавітація. *Таким чином, кавітація обмежує висоту всмоктування насоса.*

**Основними причинами падіння тиску на вході в насос можна назвати:**

1. Високе розташування насоса стосовно рівня води в джерелі.
2. Підвищення відносної швидкості потоку внаслідок збільшення подачі при підйомі рівня води в джерелі.
3. Збільшення частоти обертання (пуску насоса на відкриту засувку при спорожненому трубопроводі).

4. Зростання втрат у всмоктувальному трубопроводі.
5. Підвищення температури води, що перекачується.

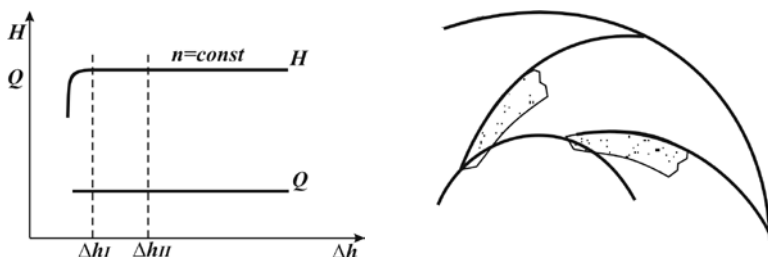
Для попередження виникнення кавітації необхідно вірно визначити геометричну висоту всмоктування насоса і не допускати її підвищення. Величина  $\Delta h$  і є тим запасом енергії, який не дозволяє виникати кавітації. Назвемо цю величину  $\Delta h$ , **кавітаційним запасом перевищення повного напору рідини у вхідному патрубку насоса над тиском її насиченої пари**. По визначенню кавітаційний запас дорівнює

$$\Delta h = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g}, \quad (1.42)$$

де  $P_{н.п.}$  - тиск насиченою парою рідини.

Якщо весь кавітаційний запас перетвориться в області мінімального тиску в кінетичну енергію рідини і втратиться на подолання гідравлічного опору підведення насоса, то тиск понизиться до тиску насиченої пари рідини і виникне кавітація. **Кавітаційний запас, при якому відбувається кавітація, називається критичним.**

Для визначення критичного кавітаційного запасу роблять кавітаційні випробування насоса, внаслідок яких для кожного режиму



Мал. 1.32.

- а) Кавітаційна характеристика насоса.
- б) Кавітаційні каверни в робочому колесі.

роботи насоса одержують кавітаційну характеристику (мал. 1.32. а). Вона являє собою залежність напору від кавітаційного запасу при постійній частоті обертання й подачі. При великих  $\Delta h$  кавітаційні явища відсутні і напір від кавітаційного запасу не залежить. Виникнення кавітації веде до утворення на вхідній ділянці тильної

сторони лопатки порожнини - каверни, заповненої парою (мал. 1.32. б), із якої потоком виносяться пухирці пари або сама каверна періодично відривається й несеться потоком. В міру зменшення навігаційного запасу довжина й товщина каверни поступово збільшуються. При її достатній довжині змінюється потік на виході з колеса, що приводить до зменшення напору насоса.

**Режим, при якому починається спадання напору, називають першим критичним режимом.** Йому відповідає перший критичний кавітаційний запас  $\Delta h_I$ . При подальшому зменненні кавітаційного запасу, каверна, подовжуючи, наближається до кінця лопатки. Це супроводжується все більш істотною зміною потоку на виході з робочого колеса і, отже, більшим зменшенням напору. При другому критичному кавітаційному запасі ( $\Delta h_{II}$ ) каверна втрачає стійкість і її довжину швидко збільшується. Це викликає різке зменшення напору. У багатьох тихохідних насосів перший критичний режим на кавітаційній характеристиці не виявляється.

Робота насоса на режимах розвитій кавітації може призвести до інтенсивного ерозійного зносу, тому експлуатувати насос в області між першим і другим критичним режимами можна тільки у випадках, коли до зносостійкості насоса не пред'являються підвищені вимоги (наприклад, насос короткочасної дії), якщо при роботі насоса в цій області ерозії не виникає чи, якщо робота насоса в цій області короткочасна. Перший критичний кавітаційний запас, у випадку допустимості роботи в області  $\Delta h_I > \Delta h > \Delta h_{II}$ , другий приймають за найменшу величину кавітаційного запасу, при якій можлива експлуатація насоса. Щоб насос не працював у режимі недопустимо сильної кавітації через неточний облік усіх факторів у розрахунку, призначають невелике перевищення допустимого кавітаційного запасу над критичним. Звичайно, це перевищення приймають рівним (0,1 - 0,3)  $\Delta h_{кр}$ . Менше значення вибирають, якщо розрахунок ведуть по першому критичному кавітаційному запасу ще й критичний кавітаційний запас великий. Отже, допустимий кавітаційний запас дорівнює

$$\Delta h_{доп} = (1,1 \div 1,3) \Delta h_{кр}$$

Вибравши допустимий кавітаційний запас, можна знайти для даної насосної установки максимально допустиму висоту всмоктування. З рівнянь (1.41) і (1.42) висота всмоктування

$$H_s = \frac{Pa}{\rho g} - \Delta h - \frac{p_{н.п.}}{\rho g} - h_{II} \quad (1.43)$$

При експлуатації насоса **вартю контролювати**, чи не працює насос у режимі недопустимо сильної кавітації. *Такий контроль зручно робити по показанню вакуумметра, встановленого на вхідному патрубку насоса.* Для цього треба знати допустимий вакуум на вході в насос. З рівняння (1.41) такий вакуум, чи **вакуумметрична висота всмоктування дорівнює**

$$H_{\text{ВАК}} = \frac{P_{\text{б}} - P_{\text{в}}}{\rho g} - \frac{V_B^2}{2g} \quad (1.44)$$

де  $P_{\text{б}}$ , - барометричний тиск.

Результати випробування насоса на кавітацію наносять на характеристику насоса, звичайно, у формі кривої залежності допустимого кавітаційного запасу  $\Delta h_{\text{ДОП}}$  від подачі.

Для кожного насосу існує деяке мінімальне значення  $\Delta h_{\text{мін}}$ . При зменшенні кавітаційного запасу нижче цього значення в насосі починає розвиватися кавітація. З рівняння 1.43 видно, що найменшому значенню  $\Delta h_{\text{мін}}$  відповідає найбільше значення геометричної величини всмоктування:

$$H_{\text{СМАКС}} = \frac{P_{\text{АТМ}}}{\rho \times g} - \frac{D_f \cdot i}{\rho \times g} - \Delta h_{\text{іЕі}} - h_{0-1},$$

яке часто називають **критичною висотою всмоктування**. На основі великого числа досліджень і узагальнення досвідчених даних С. С. Рудневим отримана формула для визначення мінімального кавітаційного запасу:

$$\Delta h_{\text{іЕі}} = 10 \left( \frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} \quad (1.45)$$

де  $C$  - постійна, залежна від конструктивних особливостей насоса. При визначенні  $\Delta h_{\text{мін}}$  для насосів двобічного входу у формулу (1.45) підставляється  $0,5 Q$ . Нижче приведені значення постійної  $C$  для насосів різної швидкохідності:

$n_s$	50-70	70-80	80-150	150-250
$C$	600-750	800	800-1000	1000-1200

На підставі викладеного можна зробити наступний висновок:

*Геометрична висота всмоктування менше вакуумметричної на величину повних втрат напору у всмоктувальній лінії і на величину швидкісного напору у всмоктувальному патрубку насоса;*

*Найбільша геометрична висота всмоктування обмежується допустимої вакуумметричною висотою всмоктування  $H_{\text{ВАК}}^{\text{ДОП}}$ .*

*Допустима вакуумметрична висота всмоктування  $H_{\text{ВАК}}^{\text{ДОП}}$  залежить від атмосферного тиску і температури рідини, що перекачується. На підприємствах спеціальними кавітаційними випробуваннями визначають величину  $H_{\text{ВАК}}^{\text{ДОП}}$  для атмосферного тиску 0,1 МПа і температури рідини, що перекачується, °20 С. Якщо насосна установка проектується для перекачування води з температурою більше 20°С, тиск насиченої пари рідини варто брати по таблиці №1. Значення висоти тиску насиченої пари  $h_{\text{н.п.}}$  у залежності від температури води.*

**Таблиця № 1**

Температура води °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Тиск нас. пари рідини, м. вод. ст $h_{\text{н.п.}}$	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,3 3

### **Міри боротьби з кавітацією**

Знаючи причини загального й місцевого зниження тиску, ми можемо запобігти появі кавітації. **Першим і найнадійнішим заходом запобігання кавітації є визначення допустимої висоти всмоктування з урахуванням геодезичної відмітки розташування насосів і температури рідини, що перекачується.**

*Існують такі заходи:*

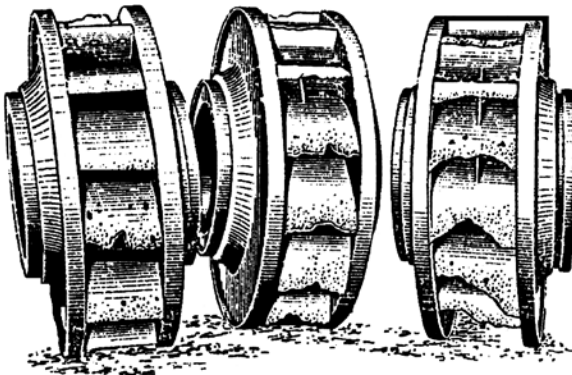
- **вибирати якнайменшу висоту всмоктування;**
- **зменшувати втрати напору на всмоктувальній лінії, зменшуючи довжину і збільшуючи діаметр всмоктувального трубопроводу, а також зменшуючи**



### **місцеві опори;**

Якщо кавітація виникає на діючій насосній установці, де змінити геометричну висоту всмоктування неможливо, то шкідливі наслідки кавітації можна зменшити такими способами:

1. Покращення якості матеріалів ( тобто слід використовувати матеріали, як більш стійкі до кавітаційної ерозії).
2. Нанесення захисного покриття на поверхню, яка руйнується:
  - а) наплавка поверхні твердими сплавами;
  - б) металізація поверхні в холодному стані;
  - в) місцеве закалювання поверхні , та інше.
3. Впуск невеликої кількості повітря у всмоктувальний патрубок насоса.
4. Перепуск невеликої кількості води із напірного трубопроводу у всмоктувальний трубопровід насоса.



**Мал. 1.33.** Приклади руйнування коліс відцентрових насосів внаслідок кавітації

### **1.13. ВИСОТА ВСМОКТУВАННЯ НАСОСІВ**

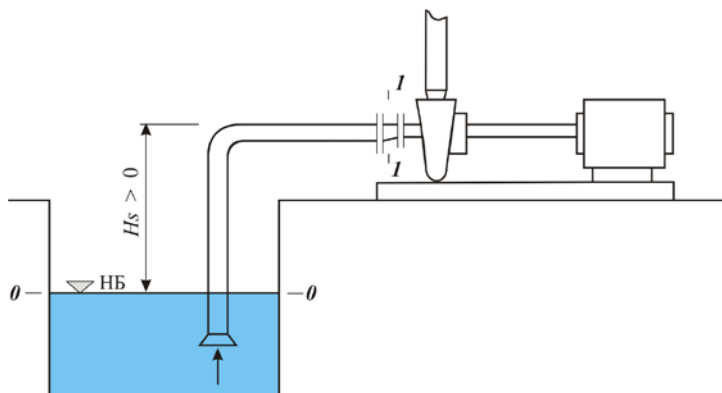
**Висота всмоктування** ( $H_s$ ), відноситься до числа параметрів, що мають надзвичайно важливе практичне значення при проектуванні насосних станцій. Параметр  $H_s$ , визначаючи положення насосу стосовно рівня вільної поверхні у джерелі, визначає тим самим і глибину закладення фундаменту машинного залу.

Рух рідини по всмоктувальному трубопроводу й підведення її до робочого колеса відбувається за *рахунок різниці тиску* над вільною

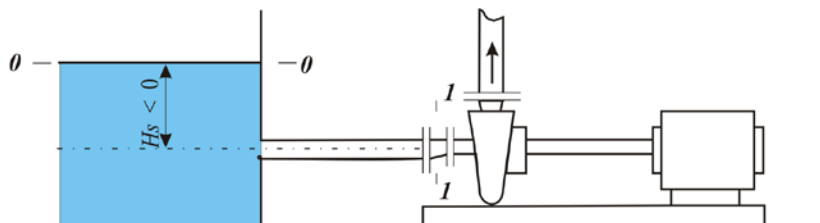
поверхню рідини в прийомному резервуарі, і абсолютного тиску в потоці у входу в колесо. Тому його величина залежить від розташування насоса стосовно рівня вільної поверхні рідини в прийомному резервуарі, режиму роботи насоса і деяких інших факторів. Для встановлення залежності між цими параметрами розглянемо основні схеми роботи відцентрового насоса.

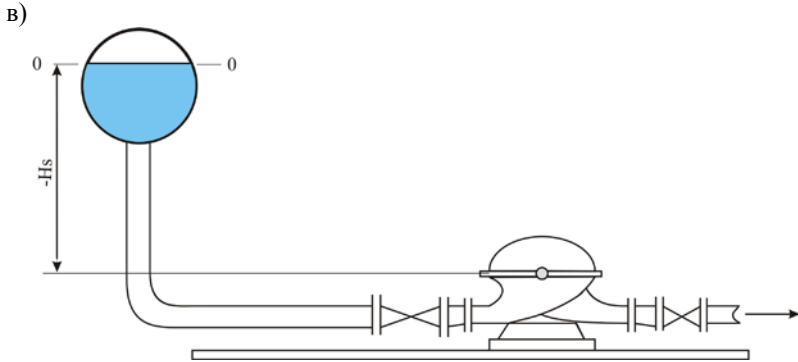
**Схема № 1.** Рівень води, розташований нижче осі робочого колеса насоса (рис 1.34, а).

а) з позитивною висотою всмоктування



б) з негативною висотою всмоктування, або під залив (із підпором)





**Мал. 1.34.** Схеми роботи відцентрового насоса (до визначення висоти всмоктування).

Розглянемо перетин 0 - 0 рівня вільної поверхні рідини в прийомному резервуарі й перетин 1 - 1 на вході в насос. Зневажаючи значенням швидкісного напору в першому з них, можемо одержати рівняння для визначення абсолютного тиску в перетині 1 - 1:

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{Pa}{\rho g} - H_s - \frac{V_1^2}{2g} - h_{0-1} \quad (1.46)$$

де  $H_s$  - різниця відміток осі насоса і вільної поверхні рідини в резервуарі;

$h_{0-1}$  - втрати енергії у всмоктувальній лінії насоса, м. стовпа рідини, що перекачується, (сума втрат на вході, на тертя і по довжині трубопроводу і т.д.) з рівняння (1.46) видно, що тиск на вході в насос визначається величиною

$$H_s = \frac{Pa}{\rho \times g} - \frac{P_1}{\rho \times g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{0-1}, \quad (1.47)$$

яка звичайно, називається **геометричною висотою всмоктування**.

Величина вакууму у вхідному перетині називається **вакуумметричною висотою всмоктування**.

$$H_B = \frac{Pa - P_1}{\rho \times g} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (1.48)$$

З виражень (1.47) і (1.48) випливає:

$$H_S = H_B - h_{0-1} \quad \text{чи} \quad H_S = H_B - h_{BC} \quad (1.49)$$

$$H_B = H_S + h_{0-1} \quad \text{чи} \quad H_B = H_S + h_{BC} \quad (1.50)$$

**Схема № 2.** Вісь робочого колеса насоса розташована нижче рівня вільної поверхні води в резервуарі (мал. 1.33 б). Насос, розташований „під залив”. Прийемо за площину відліку перетин 0 - 0. Дана схема відрізняється від схеми 1 тільки тим, що величина  $H_S$  буде мати негативне значення. І рівняння (1.49) і (1.50) набудуватимуть виду:

$$H_S = h_{0-1} - H_B ; H_B = h_{0-1} - H_S \quad (1.51)$$

Негативне значення геометричної висоти всмоктування звичайно, називають *підпором*. При достатній величині підпору тиск на вході в насос може залишатися більше атмосферного на всіх режимах його роботи. З підпором працюють звичайно *вертикальні й осьові насоси*, а так само *насоси на каналізаційних насосних станціях* першої й другої категорії надійності дії. Деякі горизонтальні відцентрові насоси двобічного входу (наприклад, насос **Д4000 - 125**) можуть працювати тільки з підпором, тобто з негативною висотою всмоктування. І в паспорті насоса, звичайно, указують величину необхідного підпору у всмоктувальному патрубку.

**Схема 3.** Відкачка рідини із замкнутого резервуара (мал. 1.33, в). Принципова відмінність даної схеми від розглянутої раніше схеми 2 полягає в тому, що вакуумметрична висота всмоктування в цьому випадку дорівнює

$$H_B = \frac{P_{ATM} + P_{изб} - P_1}{\rho \times g} - \frac{V_1^2}{2 \times g}, \quad (1.53)$$

де  $P_{изб}$  являє собою деякий надлишковий тиск, що може бути позитивним і негативним. Треба відзначити, що величина геометричної висоти всмоктування неоднакова для насосів різних типів.

Атмосферний тиск  $P_{атм}$  істотно змінюється в залежності від висоти розташування насосної станції над рівнем моря. Значення приведеної висоти атмосферного тиску  $\frac{P_A}{\rho \times g}$  в залежності від розташування над рівнем моря зазначені нижче.

**Таблиця № 2**

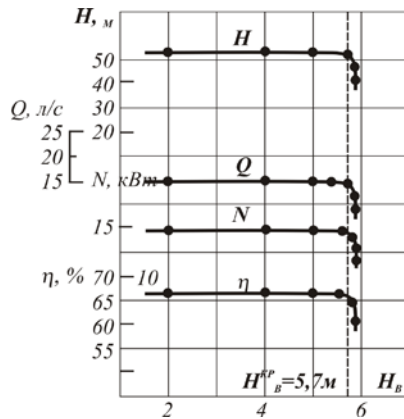
Висота над рівнем моря, м.	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	1000	1500	2000
$P_A/\rho g$ , м. вод. ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,2	8,6	8,4

Наведену висоту тиску насиченої пари рідини (у м. ст. рідини) прийнято позначати  $h_{н.п.}$ , а наведену висоту атмосферного тиску  $h_a$ . Тоді формулу (1.43) можна представити в такому вигляді:

$$H_S^{ДОП} = h_a - h_{н.п.} - \Delta h_{ДОП} - h_{0-1} \quad (1.52)$$

### **1.13.1. ПРИПУСТИМА ВАКУУМЕТРИЧНА ВИСОТА ВСМОКТУВАННЯ**

Зробимо наступний дослід. Будемо ступінями знижувати тиск у вхідному патрубку насоса, тобто збільшувати  $H_B$ , підтримуючи постійними подачу  $Q$  і частоту обертання. При кожному  $H_B$  вимірємо напір  $H$ , потужність  $N$  і  $\eta$ . Будуємо графік зміни зазначених величин у функції від  $H_B$ . До деякого значення  $H_B$  крапки  $H$ ,  $N$  і  $\eta$ ,  $Q$  будуть лягати на горизонтальну пряму, що вказує на відсутність впливу  $H_B$ . Але з деякого значення  $H_B$  виникають явні відхилення, що виявляються відразу у вигляді різкого зриву або перед зривом виникають плавні зміни. **Зрив і зміни параметрів викликаються виникненням у насосі кавітації** (у цьому можна переконатися і по інших ознаках: поява специфічного шуму у вигляді тріску, посилення вібрацій, виникнення інтенсивних ультразвукових коливань).



Це дозволяє встановити значення критичної висоти всмоктування  $H_B^{KP}$ , вище якої в насосі виникає кавітація. Вводячи деякий запас (15 - 25 %), **визначають допустиму вакуумметричну висоту  $H_B^{ДОП}$** .

Знаючи  $H_B^{ДОП}$ , умова відсутності кавітації у насосі представляють співвідношенням

$$H_B \leq H_B^{ДОП} \quad (1.54)$$

Згідно (1.54) кавітації у насосі не буде, якщо вакуум метрична висота всмоктування не перевищує значення, допустимого.

Використовуючи формулу

$$H_B = H_S + \frac{V_1^2}{2g} + h_{BC}$$

для вакуумметричної висоти всмоктування  $H_B$ , можемо перейти до геометричної висоти всмоктування -  $H_S$

$$H_B = H_S + \frac{V_1^2}{2g} + h_{BC} \leq H_B^{ДОП} \quad (1.55)$$

Звідси

$$H_S \leq H_B^{ДОП} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{BC} \quad (1.56)$$

Таким чином, геометрична висота всмоктування менша за вакуумметричну на величину повних втрат напору у всмоктувальному трубопроводі і на величину швидкісного напору у всмоктувальному патрубку насоса. Щоб виключити кавітацію в насосі, висота всмоктування повинна бути обмежена відповідно до формули (1.56).

З урахуванням реальних умов експлуатації насоса допустима висота всмоктування обчислюється за співвідношенням

$$H_{В,ДОП} = H_{В,ПАСП}^{ДОП} + \left( \frac{P_A}{\rho \times g} - 10 \right) + 0,24 - h_{Н.П.} \quad (1.57)$$

а допустима геометрична висота всмоктування - за формулою

$$H_{S,ДОП} = H_{В,ПАСП}^{ДОП} + \left( \frac{P_A}{\rho \times g} - 10 \right) + 0,24 - h_{Н.П.} - h_{ВС} \quad (1.58)$$

$$\text{чи } H_{S,ДОП} = \left( \frac{P_A}{\rho \times g} - 10 \right) - \Delta h_{ДОП} - (h_{НП} - 0,24) - h_{ВС} \quad (1.59)$$

де  $H_{В,ПАСП}^{ДОП}$  - номінальна допустима вакуумметрична висота всмоктування насоса (попаспорту насоса);

$\frac{P_A}{\rho \times g}$  - наведена висота атмосферного тиску, м. водяного стовпа;

0,24 - значення  $h_{Н.П.}$  для води при  $t = 20$  °С.

$h_{Н.П.}$  - напір, що відповідає тиску насиченої пари рідини, що перекачується, (наведена висота тиску насиченої пари рідини), м ст. рідини

$h_{ВС}$  - втрати напору у всмоктувальному трубопроводі.

**Приклад № 1.4.** По каталозі насос володіє кавітаційним запасом  $\Delta h_{ДОП} = 3,5$  м. і розташований на відмітки 600 м. Втрати у всмоктувальній лінії складають 0,8 м. Визначити допустиму геометричну висоту всмоктування, якщо відомо, що насос перекачує

воду температурою + 40°C.

Рішення: Для відмітки 600 м ( із табл. 2.)  $h_A = 9,6$ м; при  $t = 40^\circ\text{C}$  (табл.1 )  $h_{Н.П.} = 0,75$  м. По формулі

$$H_{Г.В.ДОП} = h_A - h_{Н.П.} - \Delta h_{ДОП} - h_{ВС} = 9,6 - 0,75 - 3,5 - 0,8 = 4,55 \text{ м.}$$

**Приклад 1.5.** Номінальна допустима висота всмоктування насоса по каталозі дорівнює 4,5 м. Насос, установлений на відмітки 180 м , перекачує воду з  $t = 20^\circ\text{C}$ ;  $h_{П.В.} = 1,1$  м.

Рішення: По формулі (1.58):

$$H_{Г.В.ДОП} = 4,5 + (10,1 - 10) + 0,24 - 1,1 - 3,74 \text{ м.}$$

**Приклад 1.6.** Визначити найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування насоса, якщо відомо: насос планується встановити в місцевості, що розташована на висоті 100 метрів над рівнем моря, і буде перекачувати воду температурою до 60 °С. При проектуванні визначено, що втрати у всмоктувальному трубопроводі складають 0,6 м. вод. стовпа, а швидкість руху води у всмоктувальному патрубку насоса - 2,8 м/с. Відповідно до характеристики  $Q - \Delta h$ , при розрахунковій подачі  $\Delta h = 6,6$  м. вод. стовпа.

$$\text{Рішення: } H_{S \text{ МАКС}} = 8,6 - 2,02 - 6,6 - 0,6 - \frac{(2,8)^2}{2 \times 9,81} \cong -1,02 \text{ м}$$

Отриманий результат показує, що насос (його вісь) варто розміщати нижче (знак мінус) рівня води в прийомному резервуарі не менш ніж на 1,02 м.

#### 1.14. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

*Характеристикою насоса називається графік, що встановлює зв'язок між окремими його параметрами. Робочими характеристиками називаються залежності тиску (Н), потужності (N) , коефіцієнта корисної дії ( $\eta$ ), і допустимої вакуумметричної висоти всмоктування ( $H_{ВАК}^{ДОП}$ ) від подачі насоса (Q) при постійних значеннях частоти обертання робочого колеса, в'язкості і щільності рідини на вході в насос. На характеристиках насоса іноді замість допустимої вакуумметричної висоти всмоктування*



наносять криву допустимого кавітаційного запасу ( $\Delta h$ ).

Ці характеристики можна одержати теоретично з основного рівняння насоса. Однак, при цьому необхідно вводити виправлення на реальні умови, тому що на роботу насоса впливає велике число факторів, що важко, а іноді й неможливо врахувати. Тому теоретичні характеристики, не є точними, і ними, практично, не користуються.

Щирі характеристики відцентрового насоса одержують у результаті заводських (стендових) випробувань. *Характеристики, визначені під час випробування насоса, є основним технічним документом*, що дає уявлення про експлуатаційні якості насоса. Вони додаються до його технічного паспорта і використовуються як вихідний матеріал за для різних експлуатаційних розрахунках.

Випробують насос на стенді (мал. 1.35.), обладнаному приладами для виміру витрати, тиску, вакууму й потужності. Після пуску насоса подачу регулюють засувкою на напірному трубопроводі. При цьому встановлюють кілька значень подачі  $Q$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ , і т.д. вимірюють відповідні їм значення напору й потужності.

Для виміру витрати насоса застосовують діафрагми, сопла, труби Вентури, водозливи, напірні трубки чи швидкісні трубки вертушки. Для виміру тисків застосовують манометри, вакуумметри і мановакуумметри. Потужність можна вимірювати ватметром чи визначати за показниками вольтметра й амперметра:

$$N_{эл} = \frac{\sqrt{3}UA \cos \varphi}{1000} \text{ кВт.} \quad (1.60)$$

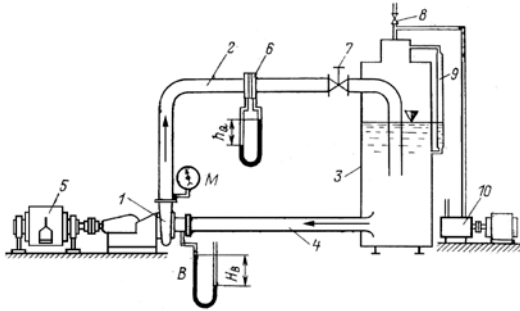
При цьому величину  $\cos \varphi$  приймають за паспортом електродвигуна. Потужність на валу насоса визначають за формулою:

$$N_{вал} = N_{эл} \times \eta_{эл.дв} , \quad (1.61)$$

де  $\eta_{эл.дв}$  - коефіцієнт корисної дії електродвигуна,  
приймається по паспорту насоса.

Коефіцієнт корисної дії насоса визначають як відношення корисної потужності насоса до потужності на валу:

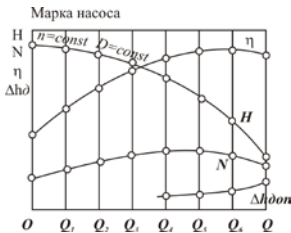
$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{вал}} = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{102N_{вал}} .$$



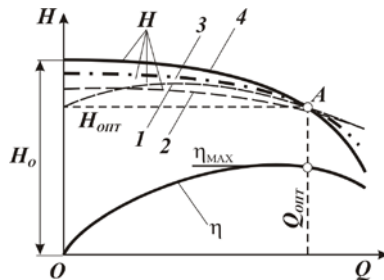
**Мал. 1.35.** Схема стенда для зняття характеристик насосів.

1 – насос; 2 – напірний трубопровід; 3 – герметичний бак; 4 – всмоктувальний трубопровід; 5 – електродвигун; 6 – діафрагма; 7 засувка; 8 – вентиль; 9 – водомірне скло; 10 - вакуум насос.

Отримані значення подачі, напору й потужності, а також обчислені за ними значення ККД наносять на графік (мал. 1.36.) і з'єднують плавними лініями, що є безупинними залежностями розглянутих параметрів від подачі насоса при постійній частоті обертання й діаметра робочого колеса. На заводських характеристиках насоса наносять ще графік допустимого кавітаційного запасу чи допустимої вакуумметричної висоти всмоктування в залежності від подачі насоса.



**Мал. 1.36.** Характеристики відцентрового насоса.



**Мал. 1.37.** Різновид напірних характеристик відцентрового насоса  
1- зростаючі (з максимумом);  
2- положисті; 3- середні  
4 – крутопадаючі.

Розрізняють *напірну* характеристику насоса -  $H = f(Q)$  - крива  $Q - H$  і *енергетичні характеристики* насоса -  $N = f(Q)$  і  $\eta = f(Q)$  (криві  $Q - N$  і  $Q - \eta$ ). Крім того, до основних характеристик насоса відносяться

залежності  $\Delta h = f(Q)$  і  $H_{\text{ВАС}}^{\text{ДОП}} = f(Q)$ .

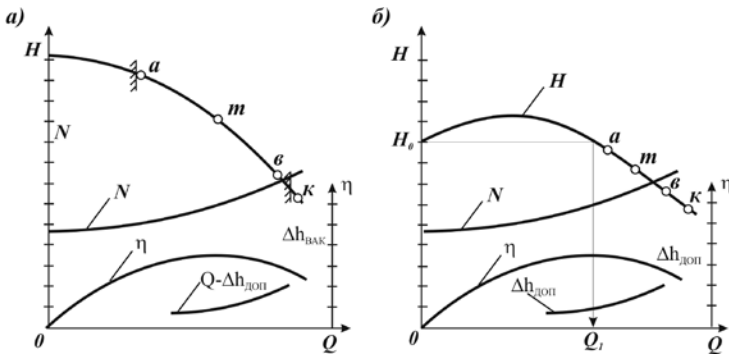
**Графіки  $Q - H$ ,  $Q - N$ ,  $Q - \eta$  і  $Q - \Delta h_{\text{ДОП}}$  чи  $Q - H_{\text{ВАС}}^{\text{ДОП}}$**

**називають характеристиками відцентрового насоса і вносять їх у паспорт.** На кожній характеристиці повинні бути марка насоса, діаметр робочого колеса й частота обертання.

Характеристики, отримані при випробуванні насоса, є основними технічними документами, що визначають експлуатаційні властивості насоса. Маючи характеристику насоса при даній частоті обертання і, користаючись формулами можна побудувати його характеристику при будь-якій необхідній частоті обертання

Точка **A** напірної характеристики насоса (мал. 1.37.) відповідна максимальному значенню ККД, встановлює *оптимальні робочі параметри насоса  $Q_{\text{ОПТ}}$ ,  $H_{\text{ОПТ}}$  і  $N_{\text{ОПТ}}$* . Необхідно прагнути, щоб насос працював у режимах, близьких до оптимального. Тому що крива  $Q - \eta$  має в зоні оптимальної крапки положистий характер, то на практиці користаються робочою частиною характеристики насоса (зона між точками "а" і "б" на мал. 1.38.), у межах якої рекомендується його експлуатація.

Максимальна точка характеристики "К" (кінцева точка кривої  $Q - H$  мал.1.38.) відповідає тому значенню подачі, після досягнення якого насос може увійти в кавітаційний режим.



**Мал. 1.38.** Характеристики відцентрового насоса:  
а) стабільна, б) нестабільна

Розрізняють *напірні характеристики* відцентрових насосів (мал. 1.37) *зростаючі з максимумом - I* і характеристики, що *безупинно знижуються*, котрі підрозділяються у свою чергу, на

*положисті - 2, середні - 3 і крутонадаючі - 4.* Перші називаються *нестабільними (лабільними)*, а другі - *стабільними*. Як видно з *мал. 1.38.б*, нестабільна характеристика має перегин (у зоні малих подач) - максимум на кривій  $Q - H$ , а отже, той самий напір насос може створювати при двох значеннях подачі. Таким чином, на ділянці  $H > H_0$  насос може працювати нестабільно - із перемінною подачею.

Вид характеристики насоса в значній мірі залежить від його коефіцієнта швидкохідності (див. таблицю № 3), чим більше коефіцієнт швидкохідності, тим крутіше крива  $Q - H$ .

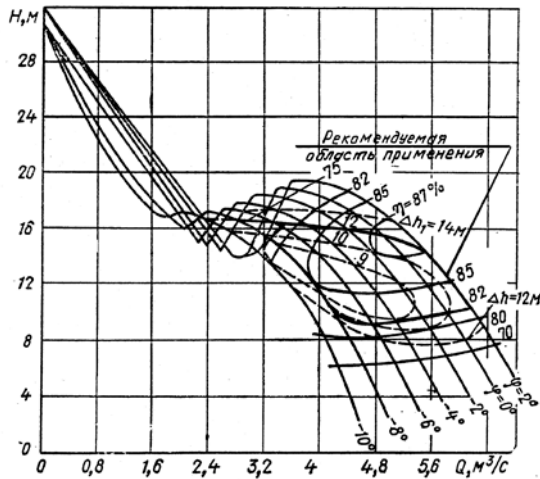
При стабільній положистій характеристиці напір насоса, навіть при значній зміні витрати, змінюється незначно. **Насоси з положистими характеристиками** доцільно застосовувати в системах, де при постійному напорі потрібно регулювання подачі в широких межах, наприклад у без баштовій системі водопостачання.

**Насоси зі стабільної крутонадаючою характеристикою** звичайно застосовують у системах із значними коливаннями напору при необхідності збереження по можливості постійної подачі, наприклад, на насосних станціях першого підйому.

**Насоси зі зростаючою робочою характеристикою** в зоні малих подач можна застосовувати в системах, де подача не знижується до  $Q_1$  (до подачі, що відповідає напору при закритій засувці).

Характеристики діагональних і осьових насосів якісно збігаються з характеристиками відцентрових. Відмітною рисою є відносно швидке зниження напору зі збільшенням подачі (*мал. 1.69.*), і значне перевищення потужності при нульовій подачі над номінальною потужністю. **Тому пуск діагональних і осьових насосів доцільно робити при відкритій засувці.**

*Якщо на характеристиці встановлений зв'язок між двома параметрами, то характеристика приватна, якщо між трьома і більш - універсальна.* Приватні характеристики в основному застосовують для відцентрових горизонтальних насосів, а для осьових і діагональних насосів - універсальні. На *мал. 1.39.* представлена універсальна характеристика осьового насоса. Універсальна характеристика дозволяє найбільш повно досліджувати роботу при перемінному числі обертів, ККД і потужності насоса для будь-якої режимної точки. У поле координат  $Q - H$  проведені криві для різних кутів установки лопат робочого колеса - від  $\varphi = - 10^\circ$  до  $\varphi = + 2^\circ$  (за кут  $\varphi = 0$  приймається розрахунковий, на який проектувалося колесо, тому цей кут, звичайно, проходить поблизу області максимуму ККД характеристики - «яблучка»).



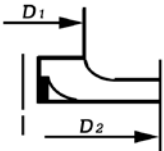
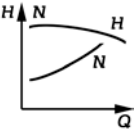
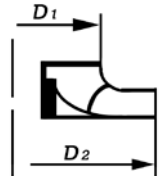
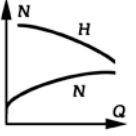
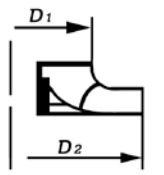
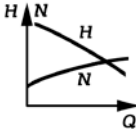
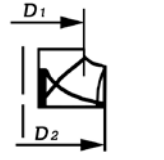
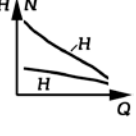
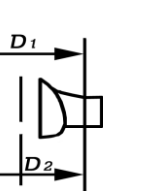
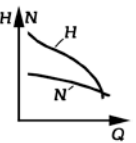
Мал. 1.39. Універсальна характеристика осьового насоса.

Потрібно звернути увагу на одну особливість цих кривих: при  $Q = 0$  напір, що розвивається насосом, складає 32 - 32 м, із збільшенням подачі  $Q$  напір швидко падає, криві  $H = f_n(Q)$  близькі до прямих, але на ділянці  $Q = 1,6 \dots 3,2 \text{ м}^3/\text{с}$  ( вони різко зміщуються вгору, причому, чим більше  $\varphi$ , тим цей зсув більше).

Форма характеристики в залежності від коефіцієнту швидкохідності показана у табл. 3.

Далі з ростом  $Q$  напір падає. Ця частина характеристики і є робочою (зараз прийнято давати не всю характеристику, а тільки її робочу зону). Тут нанесені ізолінії ККД, причому в зоні оптимального режиму він складає 87%. Рекомендована область використання насоса, (показана стовщеною лінією), розташовується в межах кутів  $\text{від } (\varphi = 0^\circ \text{ до } \varphi = -8^\circ)$ .

Пунктирні криві являють собою ізолінії  $\Delta h_{\text{доп}}$  допустимого кавітаційного запасу. Варто звернути увагу на те, що мінімальне значення  $\Delta h_{\text{доп}}$  складає 9 м, а далі воно швидко збільшується і досягає 12 - 14 м. Отже, висота всмоктування  $H_s < 0$ , що вказує на необхідність заглиблення робочого колеса під рівень **НБ** - нижнього б'єфа (мінімального рівня води в джерелі).

Насос	Коефіцієнт швидкохідності	Схема перерізу робочого колеса	$D_2/D_1$	Форма характеристики
Тихохідний	50-80		2,5-3	
Нормальний	80-150		2	
Швидкохідний	150-350		1,4-1,8	
Діагональні	350-500		1,1-1,2	
Осьовий	500-1500		1	

Таблиця № 3. Форма характеристики в залежності від коефіцієнта швидкохідності.

Цікавою особливістю осьових насосів є те, що для цих насосів максимальна потужність потрібна при  $Q = 0$ , а з ростом  $Q$  вона знижується.

Максимальне значення напору (крива  $Q - H$ ) у цих насосів буває при нульовій подачі (мал. 1.69). Зі збільшенням подачі напір зменшується.

Крива потужності  $Q - N$  відрізняється від аналогічних кривих відцентрових насосів тим, що зі збільшенням подачі потужність зменшується. Максимальна потужність в осьових насосів відповідає нульовій подачі, тобто роботі на закриту засувку, що порозумівається наявністю зворотних потоків рідини в робочому колесі. Цю обставину враховують і, як правило, *на напірному трубопроводі засувку не встановлюють*.

Наявність зворотних потоків у насосі приводить до значного зниження ККД (крива  $Q - \eta$ ), якщо режим роботи насоса відхиляється від оптимального. Цей недолік можна усунути, якщо в осьовому насосі виконати лопатки поворотними. Тоді в широкому діапазоні зміни  $Q$  і  $H$  спостерігаються високі значення ККД.

### ***1.15. ЗМІНА ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСІВ ПРИ ЗМІНІ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ І ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА***

У виробничих умовах часто виникає необхідність перерахування робочих характеристик, встановлених при частоті обертання  $n$  для переходу на іншу частоту обертання робочого колеса  $n_1$  при  $D_2 = const$ . Тому що діаметр робочого колеса по зовнішньому обведенню залишається постійним, то відношення  $D_2/D_2^1$  буде дорівнювати одиниці. Тоді за законом подібності відцентрових насосів маємо:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (1.63)$$

Отримані вираження називаються **законом пропорційності**. Встановлений закон пропорційності дозволяє по одній дослідній характеристиці  $Q - H$  побудувати ряд характеристик насоса в широкому діапазоні зміни частоти обертання.

Сутність перерахування можна наочно пояснити на прикладі

характеристики  $Q - H$ . На криву  $Q - H$ , що відповідає частоті обертання  $n$  (кривої  $Q - H$ ) наносять крапки  $a, b, c, d$  і  $e$ . (мал. 1.40., а) з координатами  $Q_a, H_a; Q_b, H_b; \dots$  і т.д. Потім за формулами обчислюють координати крапки  $a_1$ .

$$Qa_1 = Qa(n_1/n) \quad Ha_1 = H(n_1/n)^2 \quad (1.64)$$

Аналогічно обчислюють і координати крапок  $b_1, c_1, \dots, d_1$ . З'єднавши плавної кривої ці крапки, одержують криву  $Q - H$  насоса з частотою обертання  $n_1$ . Також можна побудувати і криві  $Q - H$  при частоті обертання  $n_2$  і  $n_3$  і т.д. З'єднавши схожості крапки  $(a, a_1, a_2, \dots, a_n; b, b_1, \dots, b_n)$  кривими, одержують параболи **подібних режимів**, усі крапки яких подібні за частотою обертання.

Параболи подібних режимів є і лініями постійного ККД. Якщо на кривих  $(Q - H) n, (Q - H) n_1$  і т.п. нанести крапки з рівними ККД і з'єднати їх кривими, то можна одержати так названу універсальну характеристику насоса для всього діапазону частот обертання (див. мал. 1.40, а). На такій характеристиці легко нанести поле насоса при заданому зниженні ККД (заштрихована частина на мал. 1.40.,б між лініями К і М).

У практиці проектування й експлуатації насосних станцій часто для розширення зони роботи насоса, роблять зрізання робочого колеса, тобто зменшують діаметр колеса  $D_2$ , зберігаючи  $b_2 = \text{const}$ .

Допустима величина обточки робочого колеса й формули для перерахування робочих характеристик залежать від коефіцієнту швидкохідності насосу.

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}},$$

де  $n$  - частота обертання робочого колеса насоса, об/хв;

$Q_p$  - подача в оптимальній точці, м<sup>3</sup>/с;

$H_p$  - напір в оптимальній режимній крапці, м.

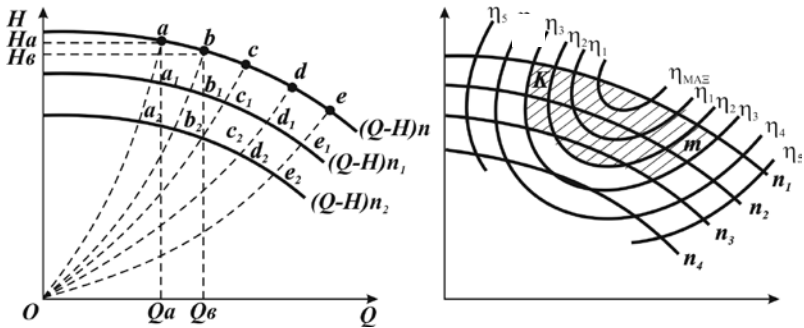
Допустиме максимальне значення обточки колеса:

при  $n = 60 \dots 120$  20 - 15%

$n_s = 120 \dots 200$  15-10 %

$n_s = 200 \dots 300$  10 - 5 %





Мал. 1.40. Приклад побудови характеристик насосів.  
*a* - при зміні частоти обертання; *б* - універсальної

Формули для перерахування характеристик при обточеному колесі:

Для  $n \leq 150$

$$\frac{Q_{OB}}{Q} = \frac{D_{OB}}{D}$$

$$\frac{H_{OB}}{H} = \left(\frac{D_{OB}}{D}\right)^2$$

Для  $n \geq 150$

$$\frac{Q_{OB}}{Q} = \left(\frac{D_{OB}}{D}\right)^2 \quad (1.65)$$

$$\frac{H_{OB}}{H} = \left(\frac{D_{OB}}{D}\right)^2 \quad (1.66)$$

На мал. 1.41. показана характеристика насоса.

Вихідне (базове) робоче колесо має діаметр 465, обточувальне 430 мм і гранично обточене – 415 мм. На характеристиці помітно істотне зниження напору й потужності. Зміни ККД і подачі невеликі. Кавітаційна характеристика насоса при обточці колеса не змінюється, тому що не змінюються умови входу рідини до робочого колеса при його обточці.

Напірні характеристики для базового і гранично обточеного коліс даного насосу й штрихи зони рекомендуемого застосування, насоса утворюють робочу область **ВСДЖ** (мал. 1.41.), у якій забезпечуються високі значення ККД насоса. Робочі області

визначеного типу насосів, нанесені на графік із прямокутною системою координат  $Q$  і  $H$ , утворюють **зведений графік областей застосування насосів** (див. додатка). На робочій області кожного насоса мається його марка й частота обертання робочого колеса. Для підбору насосу, що забезпечує при необхідній подачі  $Q_p$  розрахунковий напір  $H_p$ , необхідно на зведений графік областей застосування насосів нанести значення  $Q_p$  і  $H_p$ . На перетинанні координат одержують крапку, що вписується в робочу зону одного чи декількох насосів.

*Порядок визначення діаметра обточки відцентрового колеса наступний:*

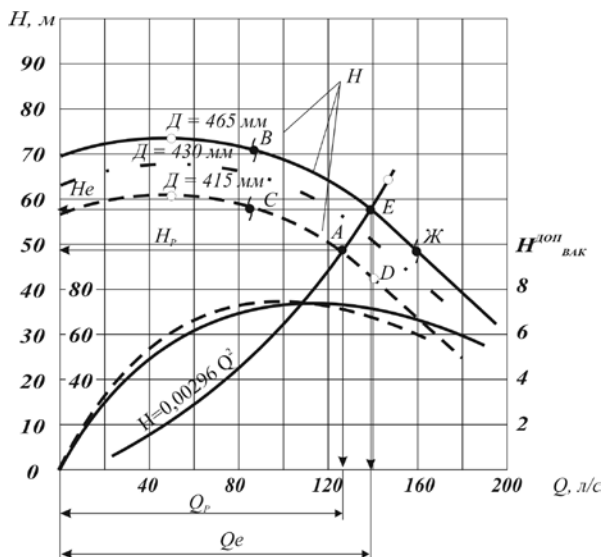
- 1) на характеристику насоса  $H = f(Q)$  (мал. 1.41.) наносять точку  $A$  с координатами  $H = H_p$  і  $Q = Q_p$ . По формулі (1.39) визначають коефіцієнт швидкохідності;
- 2) через точку  $A$  проводять параболу, названу кривою відповідності,  $H = a \times Q^2$  (де,  $a = H_p / Q_p^2$ ), що проходить крізь точку  $A$ ;
- 3) знаходять крапку  $E$  перетинання кривої відповідності з характеристикою  $H = f(Q)$  при нормальному діаметрі робочого колеса. Цій точці відповідають координати  $Q_e$  і  $H_e$ .
- 4) зі співвідношення (1.65) визначають діаметр обточеного робочого колеса при  $n < 150$

$$D_{OB} = D \frac{Q_{OB}}{Q} = D \frac{Q_p}{Q_e}$$

обточування колеса складе

$$\frac{D - D_{OBT}}{D} \times 100\%$$

На вихідній характеристиці насоса  $H = f(Q)$  через довільні інтервали подач  $Q$  вибирають кілька крапок, для яких потім визначають  $Q_{OBT}$  і  $H_{OBT}$  і за ними будують характеристику насосу з  $D_{OBT}$ .



**Мал. 1.41.** Побудова характеристик насоса з обточеним робочим колесом.

### 1.16. СПІЛЬНА РОБОТА НАСОСІВ І МЕРЕЖІ

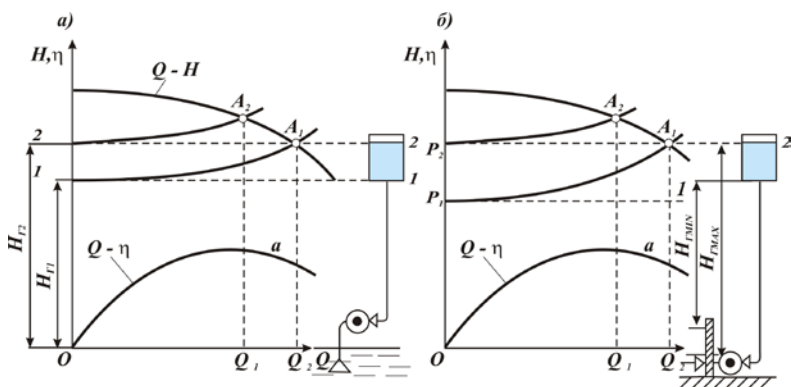
При проектуванні, а також при аналізі роботи діючих насосних станцій, виникає потреба у визначенні робочих режимів насосів. **Робочою точкою насоса, що характеризує його режим при роботі на напірний трубопровід, називається точка перетинання характеристики насоса  $Q - H$  із характеристикою трубопроводу.** Задачу визначення робочої точки насоса легко вирішити графічним шляхом нанесення на одне поле координат характеристик насоса й трубопроводу. Характеристика насоса при цьому береться з технічного паспорта чи з каталогу насосів. Для побудови графічної характеристики трубопроводу використовують формулу:

$$H = H_r + SQ^2, \quad (1.67)$$

де  $SQ^2$  - сума втрат напору, м. вод. стовпа.



На практиці схема включення насоса, зображена на *мал. 1.42.*, зустрічається рідко, тому що вона неекономічна. Найчастіше насос підключають до бака за схемою, показаної на *мал.1.43,а*. У цьому випадку режим роботи насоса буде мінятися в міру наповнення бака, тому що геометрична висота підйому збільшується, а опір системи  $S$  залишається без зміни. У період наповнення бака подача насосу міняється від  $Q_1$  на початку наповнення до  $Q_2$  наприкінці. Різниця в подачі насосу буде особливо істотною при великій висоті бака, невеликому геометричному підйомі і положистій характеристиці  $Q - H$  насосу. На *мал. 1.42.* і *1.43.а* наведені характеристики насосу, що працює зі всмоктуванням при постійному рівні води в джерелі.



*Мал. 1.43.* Сполучені характеристики насоса й системи

*а* - при подачі в бак із перемінним рівнем при постійному рівні в джерелі; *б* - при роботі насоса під затокою з перемінним рівнем у джерелі (резервуарі)

Якщо насос працює з підпором (під залив) чи при перемінному рівні в джерелі (резервуарі), то сполучену характеристику насоса й системи будують за схемою, зображеною на *мал. 1.43.б*. При цьому приймають найневигодний режим роботи насоса - найнижчий рівень води в джерелі і найвищий у напірному баці (крапка  $A_2$  на кривій  $Q - H$ ). В усіх інших випадках насос буде працювати з більшою подачею. Найбільша подача буде при мінімальному рівні в баці і при максимальному в джерелі (крапка  $A_1$  на кривій  $Q - H$ ).

## 1.17. РЕГУЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ НАСОСІВ

*Регулюванням називається процес штучної зміни характеристики чи насоса трубопроводу для одержання необхідної подачі.* Існують кількісний і якісний способи регулювання подачі насосів. При кількісному способі регулювання змінюють характеристику трубопроводу, а при якісному - напірну характеристику насоса. *Кількісний спосіб* досягається дроселюванням потоку, якісний - зміною частоти обертання вала, для осьових і діагональних насосів - також зміною кута установки лопат робочого колеса. Регулювання дроселюванням засновано на збільшенні опору в напірній лінії при закритті на ній засувки чи затвора. При дроселюванні характеристика трубопроводу стає більш крутішою і режимна точка (*мал. 1.44.*) зміщується ліворуч в точку **B**, у запірному пристрої губиться напір **h** і

потужність  $\Delta N = \rho \times g \times h \times \frac{Q_B}{\eta_B}$ , де  $\eta_e$  - ККД насоса при подачі  $Q_B$ .

Оскільки тут частина напору не використовується, то ККД насосної установки знижується  $\eta_Y = \eta_B \times \eta_{ДВ} \frac{H_C}{H_B}$

де  $\eta_{ов}$  – ККД електродвигуна. Застосування дроселювання ефективно для насосів із положистими напірними характеристиками, при яких подачу можна плавно змінювати в широких межах.

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

**Регулювання засувкою (дроселюванням).** Припустимо, що насос повинен мати подачу не  $Q_A$  відповідну крапці  $A$  перетинання характеристики насоса з характеристикою насосної установки, а  $Q_B < Q_A$  (мал. 1.44). Цій подачі відповідає робоча точка  $B$  характеристики насоса. Щоб характеристика насосної установки перетиналася з кривою напорів  $H = f(Q)$  точки  $B$ , необхідно збільшити втрати напору в установці. Це здійснюється прикриттям регулюючої засувки, встановленою на напірному трубопроводі. В результаті збільшення втрат напору в установці характеристика насосної установки піде крутіше і перетне криву напорів  $H = f(Q)$  насоса в крапці  $B$ . При цьому режимі потрібний напір установки складається з напору  $H_{ву}$ , що витрачається в установці при експлуатації з цілком відкритою засувкою, і втрати напору  $h_z$  у засувці. Таким чином, регулювання роботи насоса дроселюванням викликає додаткові втрати енергії, що знижують **ККД** установки, тому цей спосіб неекономічний. Однак завдяки винятковій простоті регулювання дроселюванням одержало найбільше поширення. Цей спосіб застосовують короткочасно і тільки для малих насосів.

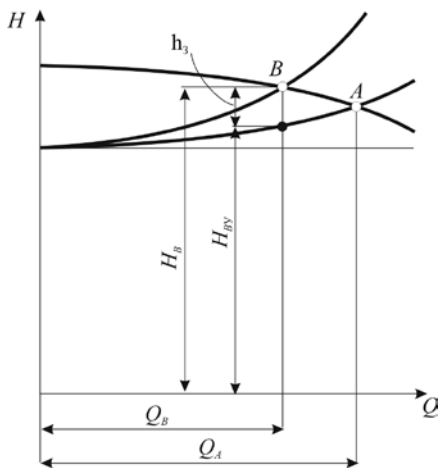


Рис. 1.44.

не допускають зміни частоти обертання. Застосовується також зміна частоти обертання включенням опору в ланцюг ротора асинхронного двигуна з фазовим ротором, а також гідروмуфтою, встановленою між двигуном і насосом.

Регулювання роботи насоса зміною його частоти обертання більш економічно, чим регулювання дроселюванням. Навіть застосування гідромуфт і опору в ланцюзі

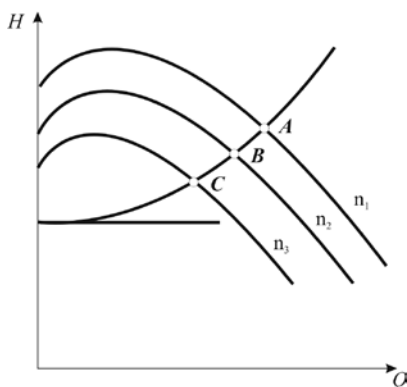
**Регулювання зміною частоти обертання насоса.**

Зміна частоти обертання насоса веде до зміни його характеристики і, отже, робочого режиму (мал. 1.45). Для регулювання зміни частоти обертання необхідні двигуни з перемінною частотою обертання електродвигуни постійного струму, парові й газові турбіни й двигуни внутрішнього згоряння).

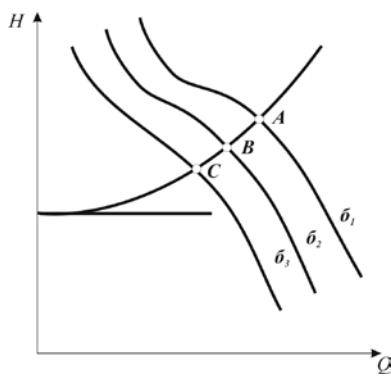
Найбільш розповсюджені асинхронні електродвигуни з коротко замкнутим ротором практично

ротора асинхронного двигуна, зв'язаний з додатковими втратами потужності, економічніше, ніж регулювання дротелюванням.

**Регулювання перепуском.** Воно здійснюється перепуском частини рідини, подаваної насосом, із напірного трубопроводу у всмоктувальний, по обвідному трубопроводі, на якому встановлена засувка (див. схему установки на мал. 1.47. засувка 2). При зміні ступеня відкриття цієї засувки змінюється витрата рідини, що перепускається, і, отже, витрата в зовнішній мережі. Енергія рідини, що проходить по обвідному трубопроводу, губиться, тому регулювання перепуском неекономічне. **Регулювання поворотом лопат.** Воно застосовується в середніх і великих поворотлопатних осьових насосах. При повороті лопат змінюється характеристика насоса і, отже, режим його роботи (мал. 1.44). ККД насоса при повороті лопат змінюється незначно, тому цей спосіб економічніше, ніж регулювання дротелюванням.



Мал. 1.45. Регулювання роботи насоса зміною частоти обертання.

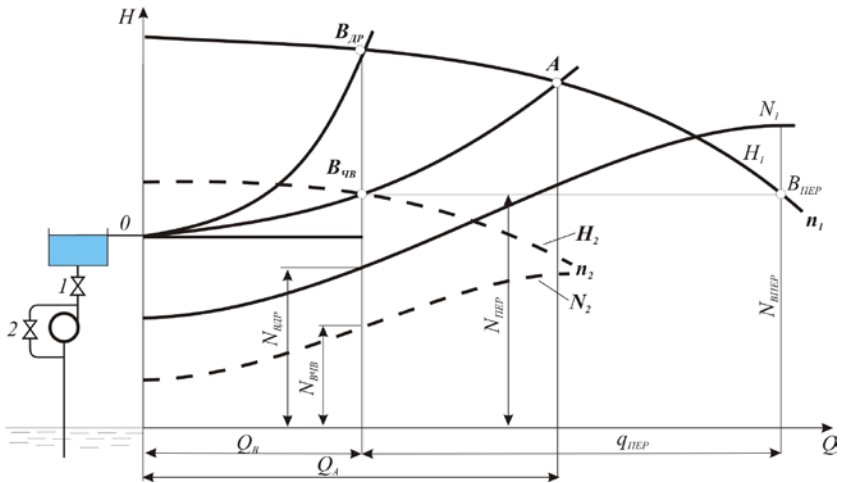


Мал. 1.46. Регулювання роботи осьового насоса зміною кута установки лопат

Порівняти економічність регулювання роботи насоса різними способами простіше всього зі споживаної насосом потужності. Нехай крива (мал. 1.47) є характеристикою насосної установки при цілком відкритій регулюючій засувці  $I$ , а криві  $H_1$  і  $N_1$  - кривими напору і потужності характеристики насоса при частоті обертання  $n_1$ . Режим роботи насоса визначається крапкою  $A$ . Подача насосу дорівнює  $Q_A$ .



Меншу подачу  $Q_B$  можна одержати такими способами.



**Мал. 1.47.** Порівняння економічності різних способів регулювання роботи насоса.

1. **Дроселюванням.** Прикриваючи регулюючу засувку 1, зміщуємо режимну точку насоса уздовж його характеристики з  $A$  в  $B_{др}$ . Потужність, споживана насосом при роботі на цьому режимі, знайдемо по кривій потужності  $N_1$ . Вона дорівнює  $N_{вдр}$ .

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

3. **Перепуском.** Перепуск здійснюється відкриттям засувки 2. Тому що при регулюванні перепуском характеристика насосної установки не змінюється (засувка 1 залишається відкритою цілком), то при витраті насосної установки  $Q_B$  напір насоса, дорівнює потрібному напору установки, визначається ординатою  $H_{пер}$  характеристики  $OA$  насосної установки. При цьому насосі режим насоса відповідає точці

$V_{ПЕР}$ . Рідина, подавана насосом, частково йде в зовнішню мережу ( $Q_B$ ), частково повертається в трубопровід, що підводить, ( $q_{пер}$ ). Потужність насосу при роботі на режимі  $V_{ПЕР}$  дорівнює  $H_{В.ПЕР}$ . З мал. 1.47. випливає, що найменша потужність виходить при регулюванні зміною частоти обертання, трохи більше потужність при регулюванні дроселюванням, найбільша - при регулюванні перепуском:  $N_{ВЧВ} > N_{ВДР} > N_{ВПЕР}$  результат справедливий лише для насосів, у яких із збільшенням подачі потужність збільшується (тихохідні й нормальні відцентрові насоси). Якщо зі збільшенням подачі потужність зменшується (наприклад, в осьових насосах), то регулювання перепуском економічніше за регулювання дроселюванням.

**Приклад: 1.7.** Визначити, яка втрата енергії при регулюванні засувкою насоса, що подає  $0,65 \text{ м}^3/\text{с}$ , при  $\eta_{РЕГ} = 0,76$ , якщо відомо, що втрата напора в засувці  $h_D = 1,8 \text{ м}$ .

**Рішення:** За формулою  $\Delta N = 9,81 \times Q_{РЕГ} \times h_D / \eta_{РЕГ}$  визначаємо втрату потужності:

$$\Delta N = 9,81 \times 0,65 \times 1,8 / 0,76 = 15,1 \text{ кВт.}$$

За добу втрата енергії складе  $15,1 \cdot 24 = 362,5 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$ ; відповідно за рік втрата енергії складе

$$365 \times 362,5 = 132296 \text{ кВт} \times \text{год.}$$

### 1.17. НЕСТІЙКА РОБОТА НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ (ПОМПАЖ)

У деяких випадках робота насоса є хитливою: подача різко змінюється від найбільшого значення до нуля, напір коливається в значних межах, спостерігаються гідравлічні удари, шум і струси всієї машини й трубопроводів. Це явище називається *помпаж*. Помпаж відбувається в насосах, що мають криву напорів  $H = f(Q)$  із западаючою лівою галуззю (мал. 1.48.), тобто криву напорів, що має максимум при  $Q > 0$ . Таку характеристику мають, звичайно, тихохідні насоси. Розглянемо хитливу роботу насосу на схемі, зображеної на мал. 1.48. Насос 1 подає рідину по трубопроводу 3 у резервуар 5, з відкілья вона надходить по трубі 4 до споживача.



виникнути при зниженні частоти обертання (наприклад, із-за тимчасового спадання напруги електромережі, яка постачає до двигуна). При цьому характеристика насоса понизиться й відбудеться зрив подачі до нуля. При наступному підвищенні частоти обертання насос буде продовжувати працювати при холостому режимі ( $Q = 0$ ), тому що напір, створюваний їм при  $Q = 0$ , менше статичного напору установки. По цій же причині помпаж може виникнути при рівнобіжній роботі насосів, якщо напір при нульовій подачі одного з насосів менше напору другого насоса при його одиночній роботі на мережу (наприклад, якщо на мал. 1.48.  $H_{01} < H_D$ ). У цьому випадку тимчасове зниження частоти обертання насосів може призвести до зриву подачі першого насоса до нуля. Покажемо, що насос не може працювати в режимах, розташованих ліворуч точки  $M$  торкання характеристики насоса і насосної установки (див. мал. 1.48.). Нехай режим роботи насоса відхилиться від режиму, характеризуємого крапкою  $D$ , вбік великих подач (крапка  $E$ ). При цьому потрібний напір  $H_{Епотр}$  менше напору  $H_E$ , що повідомляється рідини насосом ( $H_{Епотр} < H_E$ ). У рідині є надлишок енергії, що йде на збільшення її кінетичної енергії. При цьому швидкість рідини збільшується доти, доки витрата не досягне значення, що відповідає режимній крапці  $C$ . При відхиленні режиму насоса від режиму, характеризуємого крапкою  $D$ , вбік менших подач потрібний напір більше напору насоса. Недолік енергії у рідині приведе до її уповільнення і, отже, до падіння подачі до нуля. Таким чином, при відхиленні режиму роботи насоса від рівноважного режиму (крапка  $D$ ) він не повертається до первісного положення. Отже, режими роботи насоса, що лежать ліворуч крапки  $M$ , хитливі. Таким само способом можна показати, що режими, розташовані праворуч крапки  $M$ , є стійкими і насос у них може працювати. Режими, розташовані між крапками  $M$  і  $B$ , небезпечні у зв'язку з можливістю виникнення помпажа, тому що при цих режимах характеристика установки перетинає характеристику насоса у двох крапках, тому межею стійких режимів є крапка  $S$ , а не крапка  $M$ . Характеристики насосів, що не мають хитливої області, називають стабільними. Насоси, які застосовують для подачі рідини при перемінних режимах, повинні мати стабільні характеристики.

### **1.19. ПАРАЛЕЛЬНА Й ПОСЛІДОВНА РОБОТА НАСОСІВ**

*Паралельною роботою насосів називається одночасна подача рідини декількома насосами в один загальний трубопровід. Паралельну роботу застосовують, коли не можна забезпечити необхідну витрату*

води одним насосом. Крім того, паралельна робота насосів використовується, коли подача насосної станції повинна змінюватися протягом доби. У таких випадках регулювати подачу можна зміною кількості одночасно працюючих насосів. Відцентрові насоси можуть працювати паралельно тільки за умови, що їхні напори будуть однаковими. Якщо напір одного з насосів більше, ніж в іншого, (і зворотних клапанів на кожному насосі немає) рідина з високонапірного насоса буде перетікати частково у зворотному напрямку через низьконапірний насос. Якщо ж на кожному насосі встановлений зворотний клапан, високонапірний насос буде притискати зворотні клапани низьконапірних насосів і вони будуть працювати як би на закрити засувку. Тому для паралельної роботи прагнуть підібрати однотипні насоси, чи, у крайньому випадку, насоси, напори яких не дуже відрізняються один від іншого. Крім того, для паралельної роботи краще підбирати насоси зі стабільними характеристиками (без проміжних максимумів).

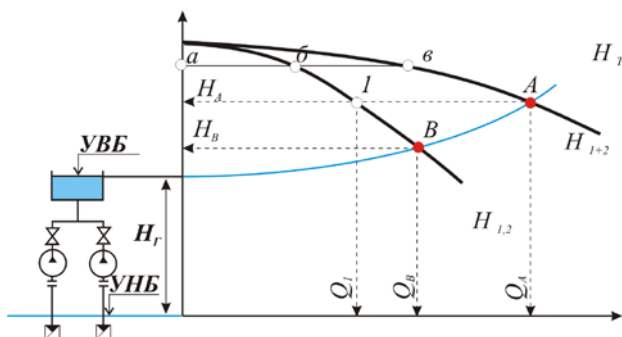
**1.19.1. Два однакових насоси, що працюють на один трубопровід.**

*Для встановлення режиму їхньої роботи необхідно побудувати сумарну напірну характеристику, і на цей графік у такому ж масштабі нанести характеристику трубопроводу. Тому що насоси однакові, то їхні напірні характеристики збігаються. При побудові сумарної напірної характеристики двох паралельно працюючих насосів (мал. 1.49.) подвоюємо абсциси (подачі) характеристики одного насоса при однакових ординатах (напорах). Наприклад, для визначення точки в сумарної характеристики  $H_{1+2}$  і  $SQ^2$  необхідно подвоїти відрізок  $ab$ , тобто  $av=2ab$ . Подібним чином визначають і інші точки сумарної характеристики  $H_{1+2}$ . Побудувавши на цьому ж графіку характеристику трубопроводу  $SQ^2$ , одержимо на перетинанні характеристик  $H_{1+2}$  і  $SQ^2$  режимну точку А, що визначає сумарну подачу двох насосів  $Q_A$  і напір  $H_A$ , що розвивається кожним із них.*

При роботі одного насоса його режим визначається точкою **B** (подача насоса  $Q_B$  і напір  $H_B$ ). Як видно з мал. 1.49., подача насоса  $Q_B$ , що працює на індивідуальний напірний трубопровід, більше подачі насоса  $Q_I$ , при паралельній роботі, тобто тут виникає **дефіцит (зменшення) подачі**. Він визначається різницею подачі насоса при роботі на

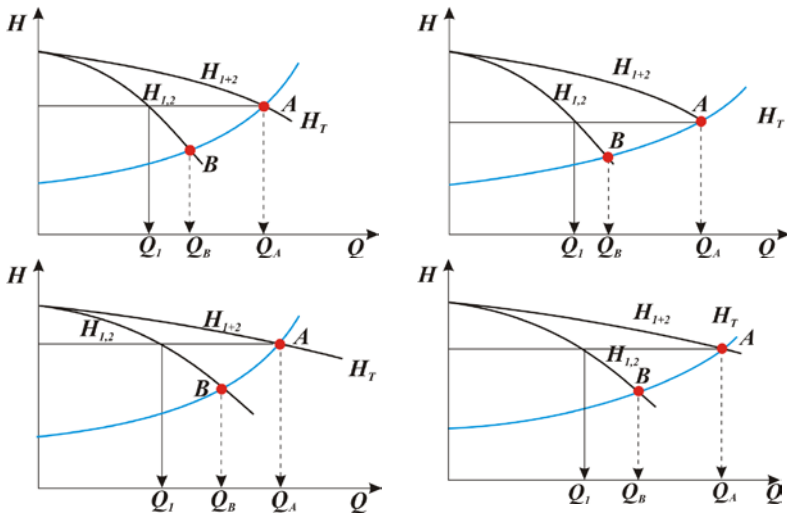
індивідуальний напірний трубопровід і подачі при паралельній роботі, тобто  $D = Q_B - Q_I$ .

*Дефіцит подачі виходить з того, що при збільшенні сумарної подачі втрати напору в трубопроводі збільшуються у квадратичній залежності від подачі, що приводить до істотного збільшення напору. Це волоче зсув режимної точки по напірній характеристиці насоса нагору й вліво, унаслідок чого зменшується подача.*



**Мал. 1.49.** Схема й графіки роботи двох однакових насосів.

Розглянемо роботу насосів і трубопроводів із положистими і круто падаючими напірними характеристиками. *Аналіз графіків показує (мал. 1.50.), що дефіцит подачі тим більше, чим крутіше характеристика трубопроводу і більша полого напірна характеристика насоса.*

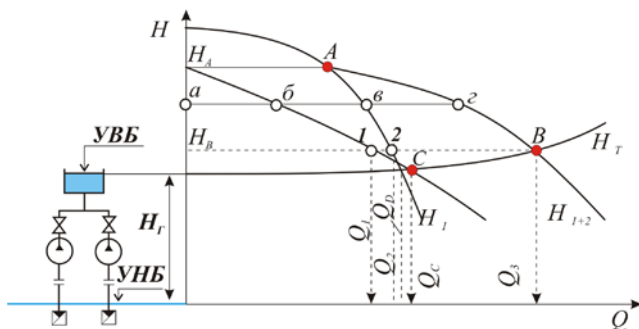


**Мал. 1.50.** Вплив крутості характеристик насосів і трубопроводів на дефіцит подачі насосів.

### 1.19.2. Два різних насоси, що працюють на один трубовід

Встановлення режиму паралельної роботи різнотипних насосів відрізняється від однотипних побудовою сумарної напірної характеристики. Перший насос може почати роботу паралельно з другим лише після того, коли напір, що розвивається другим насосом, у зв'язку зі збільшенням подачі зменшиться до значення напору, що розвивається першим насосом при нульовій подачі. Цьому напору відповідає крапка *A* на напірній характеристиці  $H_2$  другого насоса (мал. 1.51). Від неї і варто починати побудову сумарної напірної характеристики  $H_{1+2}$ , для чого складають подачі обох насосів, що відповідають крапкам з однаковими напорами. Наприклад, точку *M*, одержуємо додаванням двох відрізків *ab* і *av*.

Перетинання сумарної характеристики  $H_{1+2}$  з характеристикою трубопроводу (крапка *B*) визначає робочі параметри:  $H_B$  - напір, що розвивається кожним з насосів;  $Q_B$  - сумарну подачу двох насосів.



**Мал. 1.51.** Схема й графіки паралельної роботи двох різнотипних насосів.

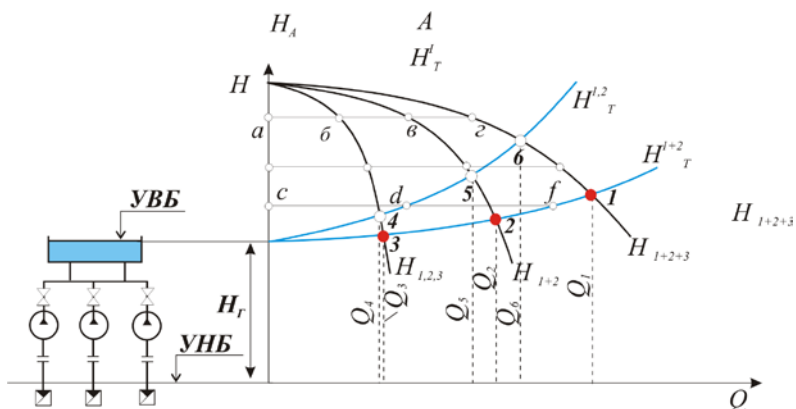
Для встановлення подачі кожного з насосів при паралельній роботі з точки *B* проводять горизонтальну лінію до перетинання з напірними характеристиками насосів (крапки 1 і 2), що визначають подачу кожного з насосів  $Q_1$  і  $Q_2$ . При роботі одного з насосів режим роботи характеризується точками *C* (першого) і *D* (другого насоса). Паралельна робота насосів більш економічна, якщо подачам  $Q_1$  і  $Q_2$  відповідають максимальні ККД. На рівнобіжну роботу доцільно встановлювати такі різнотипні насоси, що мають однакові значення напору в робочій зоні. Якщо характеристика трубопроводу внаслідок великих опорів у мережі проходить ліворуч крапки *A* - спільна робота цих насосів неможлива.

**Робота трьох однакових насосів на два трубопроводи.** Для встановлення режиму роботи трьох однакових насосів на два трубопроводи будують сумарну напірну характеристику трьох паралельно працюючих насосів і на цей графік у такому ж масштабі наносять сумарну характеристику паралельно працюючих трубопроводів.

Сумарну напірну характеристику двох і трьох паралельно працюючих насосів (**мал. 1.52.**) одержують, подвоївши й потроївши абсиси (подачі) характеристики одного насоса при однакових ординатах (напорах). Так, відкладаючи на довільно обраній горизонталі від крапки *б* вправо відрізок *аб*, маємо крапку *г* для



побудови суммарної напірної характеристики  $Q - H_{(1+2+3)}$  – трьох паралельно працюючих насосів.



**Мал. 1.52.** Схема й графіки паралельної роботи трьох однакових насосів на два трубопроводи:

*1 - режимна точка при паралельній роботі трьох насосів на два трубопроводи; 2 - те ж при рівнобіжній роботі двох насосів на два трубопроводи; 3 - те ж при роботі одного насоса на два трубопроводи; 4 - те ж при роботі насоса на один трубопровід; 5 - те ж при рівнобіжній роботі двох насосів на один трубопровід; 6 - те ж при рівнобіжній роботі трьох насосів на один трубопровід.*

Сумарну характеристику двох паралельно працюючих трубопроводів будують, подвоюючи абсиси характеристик трубопроводу  $H_T^{1,2}$  при постійних ординатах. Наприклад, відкладаючи на горизонталі вправо від крапки  $d$  відрізок  $cd$ ; одержуємо крапку  $f$  характеристики. Перетинання характеристик  $H_{1+2+3}$  і  $H_T^{1+2}$  визначає точку  $I$ , що встановлює режим паралельної роботи трьох насосів на два трубопроводи, а саме: сумарну подачу, трьох паралельно працюючих насосів  $Q_1$ ; напір, що розвивається кожним з них  $H_1$ . Подача кожного насоса складає  $Q_{1/3}$ . Крапки 2 - 6 також встановлюють режим роботи насосів при різному сполученню числа

працюючих насосів і трубопроводів.

Порівнюючи між собою подачі  $Q_4$ ,  $Q_5$  і  $Q_6$ , переконуємося, що включення третього насоса незначно збільшує подачу в порівнянні з

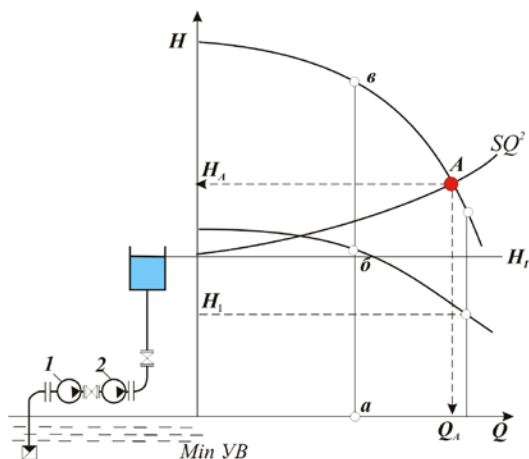


Рис. 1.53. Схема поелементарной работы двух насосов

подачею  $Q_5$ . З даної причини на одну нитку трубопроводу більше трьох насосів на паралельну роботу підключати не радиться. Це, однак, не відноситься до насосних станцій підкачування, що подає воду в закриту зрошувальну мережу, на яких, звичайно, три - п'ять (а іноді і більше) насосів подають воду в загальну закриту мережу.

**1.19.3. Послідовна робота насосів.** В умовах виробництва може виявитися, що напір насосів недостатній для подачі рідини на потрібну висоту. В таких випадках насоси включаються послідовно. *Послідовною роботою насосів називається робота, при якій перший насос, що забирає воду з джерела, подає її у всмоктувальну лінію другого насоса, а останній – у напірну лінію.* Для встановлення режиму роботи двох послідовно з'єднаних насосів будують сумарну напірну характеристику  $Q - H_{1+2}$  і на цей графік у тому ж масштабі наносять характеристику трубопроводу (мал. 1.53.).

По відомих напірних характеристиках  $H_{1,2}$  сумарну  $H_{1+2}$  одержують подвоєнням ординат (напорів) при постійних абсцисах (подачах). Наприклад, для одержання крапки  $v$  при довільно обраній подачі подвоюють відрізок  $ab$ , тобто  $ab = bv$ . Перетинання характеристик  $H_{1+2}$  і  $H_T$  встановлює режимну крапку  $A$ , що визначає подачу кожного з насосів  $Q_A$  і сумарний напір  $H_A$ , розділивши який навпів, одержимо напір  $H_1$ , що розвивається кожним насосом.

Послідовна робота насосів найбільш економічна в тих випадках, коли кожний з насосів при цілком відкритій засувці працює з

максимальним ККД.

Пуск двох послідовно з'єднаних насосів виробляється при закритих засувках на напірних лініях. Спочатку включають перший насос. Після того як він розів'є напір, що відповідає нульовій подачі, повільно відкривають засувку насоса 1, включають другий і повільно відкривають засувку за насосом 2.

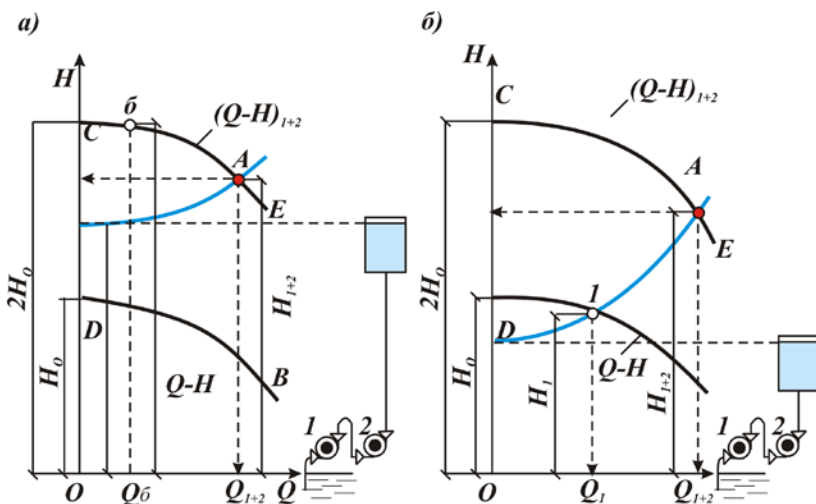
Слід зазначити, що послідовне з'єднання насосів, звичайно, менш вигідно, ніж застосування одного одноколісного насоса з необхідним напором. На послідовну роботу можна включати як однотипні, так і різнотипні насоси. При цьому необхідно враховувати, що подача різнотипних насосів у робочій зоні повинна бути приблизно однаковою.

На *мал. 1.54, а*, зображена сумарна характеристика двох однакових насосів при їхній послідовній роботі для випадку, коли кожний з них окремо не може підняти воду на задану висоту (тому що  $H_T > H_0$ ).

Характеристика спільної роботи двох насосів (крива *CE*) отримана шляхом подвоєння ординат характеристики кожного насоса (кривою *DB*), наприклад, ординати *Hб* у точці *б* при подачі  $Q_б$ . Робоча крапка послідовно включених насосів (точка *A* на *мал. 1.54, а*) лежить на перетинанні кривої спільної роботи насосів *CE* з характеристикою системи.

Насоси включають послідовно й у тих випадках, коли один насос у стані подати воду в систему, але не забезпечує заданої подачі ( $H_T < H_0$ ). Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку показано на *мал. 1.54, б*. Як видно з цього малюнка, послідовне включення насосів дозволяє збільшити не тільки напір, але й подачу води.

При пректуванні послідовної роботи насосів слід перевірити і узгодити із заводом виробником який тиск може витримувати другий (по ходу рідини) насос. Якщо сумарний тиск, який створюють два насоси, більший за дозволену величину, то даний насос використовувати в такій системі не можна.



Мал. 1.54. Характеристика послідовної роботи двох однакових насосів

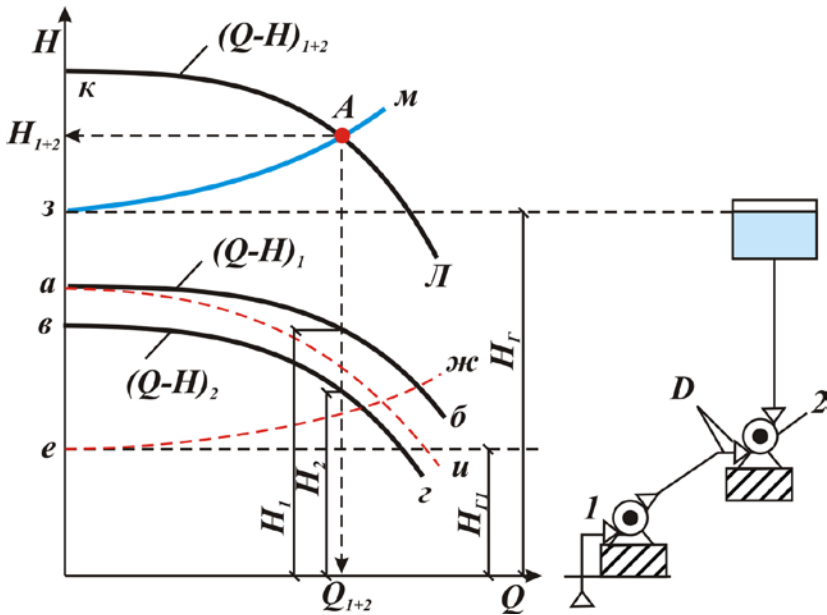
а - у випадку  $H_T > H_0$ ;

б - у випадку  $H_T < H_0$ ;

#### 1.19.4. ПОСЛІДОВНА РОБОТА ДВОХ НАСОСІВ. УСТАНОВЛЕНИХ НА ЗНАЧНІЙ ВІДСТАНІ ДРУГ ВІД ДРУГА

У практиці перекачування рідини на великі відстані при значному геометричному підйомі буває необхідно розташовувати послідовно насоси (чи насосні установки) на значних відстанях один від іншого, улаштовуючи так називані станції підкачування. Характеристику спільної роботи насосів у цьому випадку будують у такий спосіб. (мал. 1.55.). При заданих характеристиках насосів 1 (крива *аб*) і 2 (крива *вг*) спочатку будують дросельну характеристику насоса 1, приведену до точки *Д* (точки приєднання трубопроводу до насоса 2). Для цього з ординат кривої *аб* віднімають гідравлічні втрати на ділянці *1 - Д*, користаючись характеристикою цього трубопроводу (крива, *еж*). Отримані в такий спосіб ординати дросельної характеристики насоса 1 (крива *аи*) складають з ординатами характеристики насоса 2 і

одержують сумарну характеристику спільної роботи насосів *1* і *2* (крива *кл*).



**Мал. 1.55.** Характеристика послідовної роботи двох насосів, встановлених на значній відстані друг від друга.

Побудувавши з точки  $3$  характеристику напірного трубопроводу від насоса  $2$  до резервуара (крива  $зл$ ), знаходять робочу точку  $а$  даної системи трубопроводів і насосів. Якщо в точках  $1$  і  $2$  встановлено трохи (два чи три) паралельно працюючі насоси, то замість характеристик одиночних насосів (криві  $аб$  і  $вг$ ) наносять характеристики паралельно працюючих у даній точці насосних установок і далі надходять так само, як і у випадку спільної роботи двох одиночних насосів.

### 1.20. КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ.

Конструкцій відцентрових насосів дуже багато і не усі вони застосовуються в системах водопостачання й каналізації. Тому

розглянемо тільки деякі конструкції, що знайшли широке застосування в цій області. Заводи-виготовлювачі і конструкторські установи ведуть постійну роботу по удосконаленню конструкцій насосів, підвищенню **ККД**, їхній надійності, збільшенню терміну служби. Тому частина вузлів насосів, що знову випускаються, може бути трохи відмінної від наведених в описі. При проектуванні, експлуатації й ремонті насосних установок варто використовувати новітні каталоги насосів, а також інструкції заводів-виготовлювачів.

### **1.20.1. КОНСОЛЬНІ ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ ВОДИ**

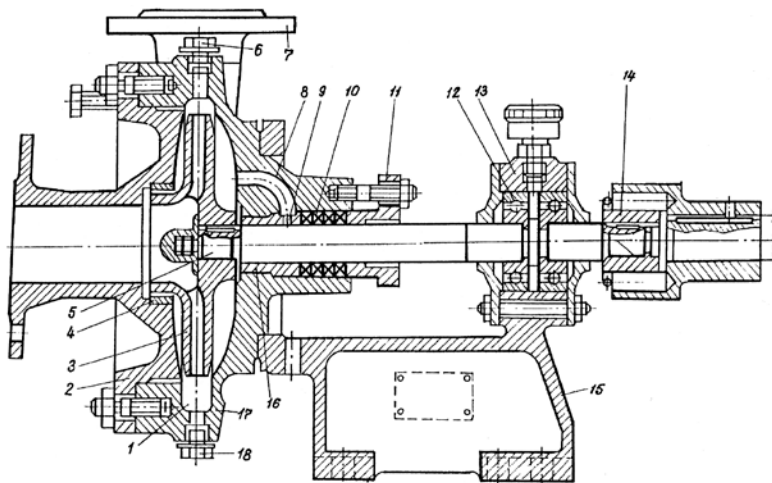
Консольні насоси типу **К** призначені щоб транспортувати воду з рН 6,8...8, температурою 0...85 °С и змістом твердих включень розмірами 0,2 мм до 0,1% по масі. Вони можуть перекачувати також суспензії, емульсії й інші рідини, подібні до води по щільності і хімічній активності. Вони забезпечують подачу 5 ... 360 м<sup>3</sup>/год (1,4 ... 100 л/с ) і напір 10...90 м, ККД 50...84%, ( напір на вході не більш 20 м). Це горизонтальні одноступінчасті насоси з одnobічним горизонтальним підведенням води до робочого колеса.

Консольні насоси широко застосовуються в міському й промисловому водопостачанні, на транспорті, у сільському господарстві, у водопостачанні мікрорайонів і житлових будинків, шкіл, лікарень, а також у якості циркуляційних для подачі води в системах гарячого водопостачання і центрального опалення.

На *мал. 1.56*. показаний поперечний розріз насоса.

Робоче колесо складається з переднього й заднього дисків, з'єднаних просторовими чи циліндричними лопатами в кількості 6 - 8 штук; у насосах для перекачування забруднених рідин, кількість лопат 2 - 4, і відсутній передній диск. Колесо закріплене на консолі вала **5** шпонкою й гайкою. Розташоване воно в чавунному корпусі **17**, внутрішня порожнина якої має вид спіралі **1** із диффузорним каналом, що переходить у напірний патрубок **7**. Передня кришка **2** корпуси відлитий заодно з вхідним патрубком і кріпиться до корпусу за допомогою шпильок, що дозволяє оглядати робочі органи насоса без його демонтажу. У верхній і нижній частині корпусу є отвору, закриті пробками **6** і **18**. Нижній отвір служить для зливу води з корпусу перед

розбиранням насоса чи тривалою його зупинкою. Через верхній отвір видаляється повітря під час заливання насоса. Для збільшення ресурсу роботи насоса кришка постачена змінним кільцем, що захисно-ущільнює, **4**, і перешкоджає перетоку рідини зі спірального каналу на вхід до робочого колеса. Корпус **17** насоса закріплений на опорній стійці **15**, до якої кріпиться також болтами стійка **13** для розміщення підшипника **12**. У місці проходу вала через корпус для запобігання витоків води влаштований сальник із м'яким набиванням **10** із промасленого бавовняного шнура, що ущільнюється підтягуванням гайок кришки **11** сальника. У зоні вузла сальникового ущільнення встановлене ліхтарне кільце **9**, до якого по каналу **8** із порожнини високого тиску підводиться вода. Цим забезпечується гідрозатвір, що перешкоджає проникненню повітря в порожнину низького тиску на вході до робочого колеса (через розвантажувальні отвори в колесі). Ця ж вода ущільнює, прохолоджує й змазує сальник



**Рис.1. 56.** Поперечний розріз консольного відцентрового насоса.

Неврівноважені осеві зусилля у насосах потужністю до 10 кВт сприймаються підшипниками. При потужностях більш 10 кВт розвантаження відбувається за допомогою розвантажувальних отворів у задньому диску колеса. За допомогою муфти **14** вал насоса

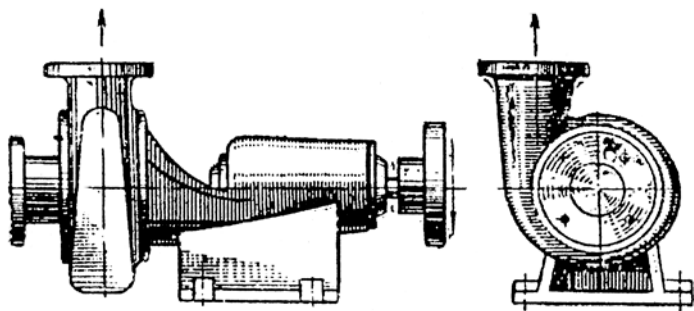
з'єднується з валом електродвигуна

**Розбирання насоса виробляється в такому порядку:**

- а) відвертають болти і знімають кришку 2 разом із всмоктувальним патрубком;
- б) відвертають гайку і знімають робоче колесо 3;
- в) відвертають болти, знімають кришку сальника 11 і демонтується сальник;
- г) відвертають болти і знімають кришки підшипника 12;
- д) виймають вал робочого колеса.

Зборка насоса виробляється у зворотній послідовності.

Консольні насоси маркірують буквою «*K*», після якої вказують діаметр всмоктувального і напірного патрубків і діаметр робочого колеса, наприклад: *K100-80-160*

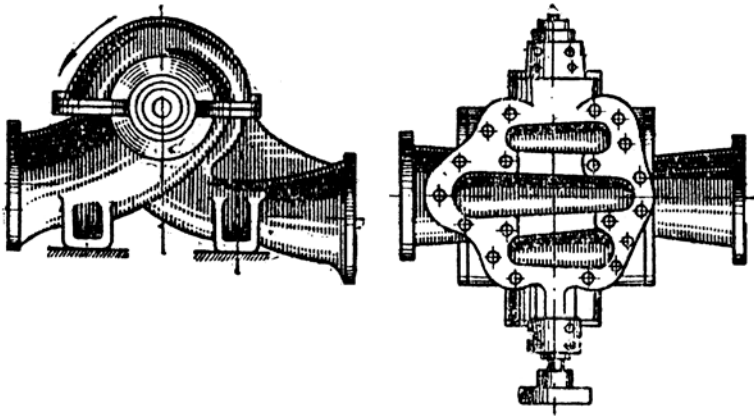


**Рис 1.57.** Зовнішній вигляд відцентрового насоса типу *K* с напірним патрубком, зверненим нагору.

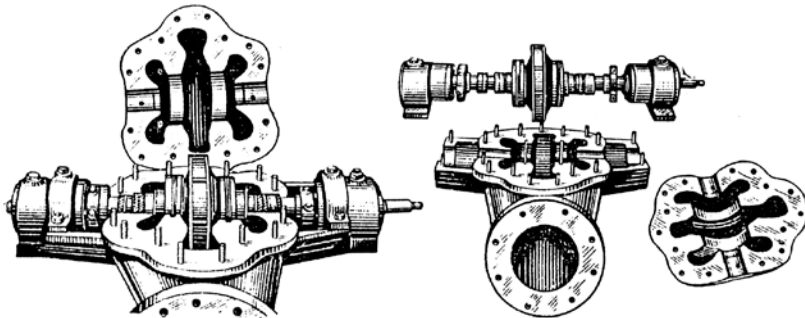


### 1.20.2. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ ДВОБІЧНОГО ВХОДУ

Такі насоси, призначені для перекачування води і подібних із водою по в'язкості і хімічній активності рідин із температурою до 85 °С и змістом твердих включень розмірами до 0,2 мм, що не перевищують 0,05% по масі. Він забезпечує подачу 100 ... 12500 м<sup>3</sup>/год. (28...3500 л/с при напорах 14...125 м і ККД = 73...88 %. Поперечний розріз такого насоса показаний на мал. 1.60.



Мал. 1.58. Зовнішній вигляд насоса типу Д



Мал. 1.59. Насос типу Д із знятою кришкою і піднятим ротором

**Робоче колесо 11** складається з трьох дисків - *ведучого* (опорного) і *двох відомих*, з'єднаними просторовими чи циліндричними лопатками, загнутими убік, зворотну обертання вала. Рідина входить у колесо з двох сторін, що приводить до врівноважування осевого тиску.

Робоче колесо закріплене на валу 3 шпонкою із двома захисними втулками 12 з різьбленням. Вал обертається в підшипниках 2 і 15, установлених на виносних опорах: мастило до підшипників подається з масельничок 16. Для охолодження підшипників у камери 18 подається технічна вода при напорі 15...20 м у кількості 500 л/ч. Вал у місцях його виходу з корпусу ущільнюється двома сальниками, що мають бавовняне набивання 5, просочену графіто-солидоловим змащенням, і кільця гідравлічного ущільнювача 6, до яких трубами 7 і 14 підводиться вода зі спірального кожуха. Ступінь ущільнення сальника регулюють кришкою 4, що щільно притискає набивання до ґрундбуксе 13. Для зменшення перетоку рідини зі спірального кожуха у всмоктувальні камери служать змінні ущільнювальні кільця 9 і 10.

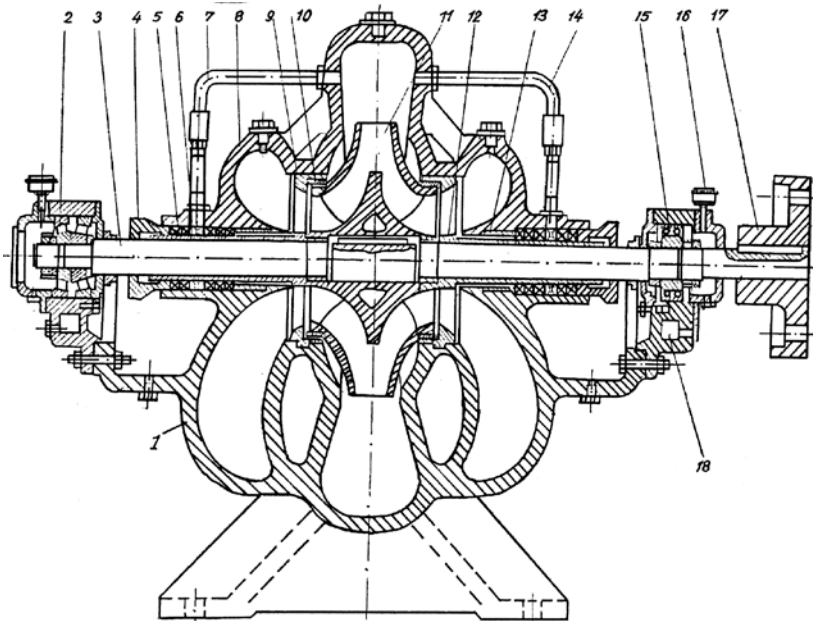
Насос, виконаний з горизонтальним розніманням ( мал. 1.59), що розділяє його на корпус 1 і кришку 8. У нижній частині корпусу розташовані всмоктувальний і напірний патрубкі, спрямовані в протилежні сторони перпендикулярно осі насоса. Таке розташування патрубків і горизонтальне рознімання корпусу забезпечують компактність насосних установок, можливість огляду, ремонту і заміни робочих органів без демонтажу насосу з фундаменту й від'єднання трубопроводів.

Привід насоса здійснюється електродвигуном за допомогою муфти 17. У нормальному виконанні вал обертається проти годинникової стрілки, якщо дивитися на насос із боку електродвигуна. По особливому замовленню насос може бути залишений із протилежним обертанням вала.

Такі насоси маркуються буквою «Д», після якої вказують подачу ( $\text{м}^3/\text{год}$ ) і напір (м). Наприклад: Д 200-95.

Ці насоси застосовуються на насосних станціях I і II підйому міських, сільськогосподарських і промислових систем водопостачання, у системах меліорації й іригації, при перекачуванні скидальних і

дренажних вод.



**Мал. 1.60.** Схема відцентрового насоса двобічного входу

Для систем теплопостачання застосовують насоси двобічного входу типу СЭ. По конструкції вони близькі до насосів типу Д, але відрізняються тим, що можуть подавати воду з температурою до 180°C. Ці насоси мають відносно високий напір (70 – 160 метрів). Марка насосів типу СЭ, крім подачі і напору, включає ще і максимальний тиск на вході. Наприклад, марка насоса **СЭ1250-70-11** розшифровується так: насос для мереж енергетики (в російській мові „сетевой электроприводной”) із подачею 1250 м<sup>3</sup>/годину при напорі 70 метрів водяного стовпа. Максимально допустимий тиск на вході в насос – 11 атмосфер.

Насоси двобічного входу поставляються з електродвигунами (при подачах до 1600 м<sup>3</sup>/год), або окремо від двигунів.

### 1.20.3. ВЕРТИКАЛЬНІ ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ

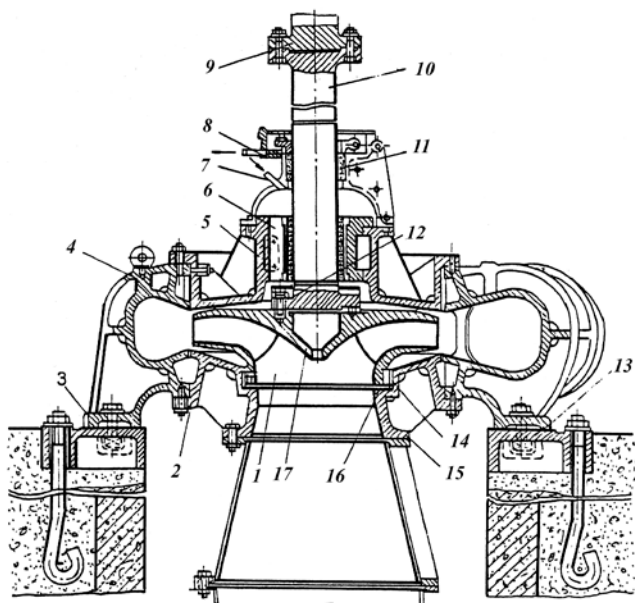
Такі насоси, призначені для перекачування води й інших чистих рідин із температурою до 35<sup>0</sup> С. Це консольні одноступінчасті насоси з осьовим входом рідини і вертикальним розташуванням вала. Двигун встановлюють на спеціальній опорі над насосом. До підшипників підводять чисту воду під напором на 7-10 м вищим за робочий і з витратою 0,5...1,0 л/с. Вертикальні насоси випускають із подачею 1 - 35 м<sup>3</sup>/год. при напорах 22 ... 110 м. На *мал. 1.61.* показаний поперечний розріз такого насоса. Сталевий спіральний корпус **4** лапами **3** спирається на дві фундаментні плити **13**, заанкеровані в залізобетонних стовпчиках. Знизу до корпусу прикріплена нижня кришка **2**, відлита як одне ціле з вхідним патрубком **15**, вода до якого підводиться по металевій всмоктувальній трубі. До верхнього фланця корпусу приєднана кришка **5** із направляючим підшипником **6**, виконаним із гумовим чи лігнофолевим вкладишем. Для змащення підшипника по трубі **7** підводиться чиста вода під напором на 7...10 м вище робочого напору насоса і витратою 0,5...1 л/с; по трубі **8** ця вода відводиться.

Робоче колесо **1** прикріплене до фланця **12** вала **10** шпильками. Шейку вала під направляючим підшипником і сальником захищено електроплавкою з нержавіючої сталі. Вал насоса ущільнений сальником **11** із м'яким набиванням. Щілинне ущільнення робочого колеса складається з двох кілець: сталеве захисне кільце **16** прикріплене до колеса, а чавунне, що ущільнює **14** до корпусу насоса. Вал насоса й електродвигуна жорстко з'єднані на фланцях **9** і обертаються проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку електродвигуна.

Маркують насос, наприклад, так: **600 В -16/63**: 600 - діаметр напірного трубопроводу, мм; В - вертикальний відцентровий насос; 16 - подача м<sup>3</sup>/с; 63 - напір, м.

Сучасне позначення вертикального насосу **60Вц - 1,6/63**. Шифр насоса означає: В - вертикальний, ц - відцентровий, число перед буквою - діаметр напірного патрубка в см, перше число після букви - подачу в м<sup>3</sup>/с, друге число - напір в метрах. Такі насоси встановлюють на водопровідній і меліоративній насосній станціях, у системах технічного водопостачання ТЕС і АЕС і інших областях господарства.

У насосів із діаметром всмоктувального патрубку більше 1000 мм корпус до половини залитий бетоном, а вода до всмоктувального патрубка, підводиться по вигнутій конічній всмоктувальній трубі, розміри, й, поперечний переріз якої, приводяться в каталогах насосів. Звичайно, вигнуті конічні всмоктувальні труби представляють єдиний блок із підземною частиною будинку насосної станції. Відводиться вода по напірному патрубку, розташованому горизонтально. Гідравлічні осьові зусилля й маса ротора агрегату сприймаються п'ятою електродвигуна.



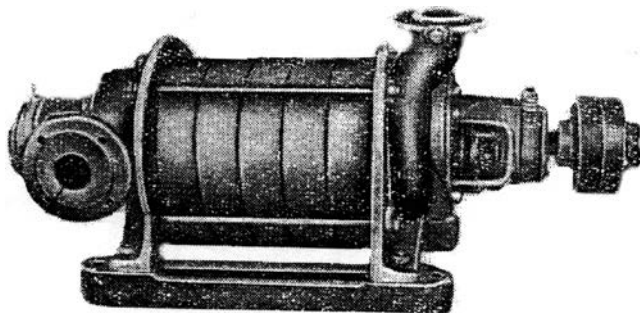
**Мал. 1.61.** Поперечний розріз вертикального насосу типу «В»

Корпус насоса складається з окремих секцій 5, ущільнення між якими забезпечується гумовими прокладками. По торцях секцій розміщена вхідна кришка 7 і кришка нагнітання 4. Кришки, відлиті як одне ціле відповідно із всмоктувальним і напірним патрубками. До корпуса кріпиться кронштейн 1, у якому розташовуються підшипники й сальники 2. Для розвантаження значних осьових зусиль

використовується автоматичний диск,3 (гідравлічна п'ята), що врівноважує.

#### **1.20.4. БАГАТОСТУПЕНЕВІ НАСОСИ**

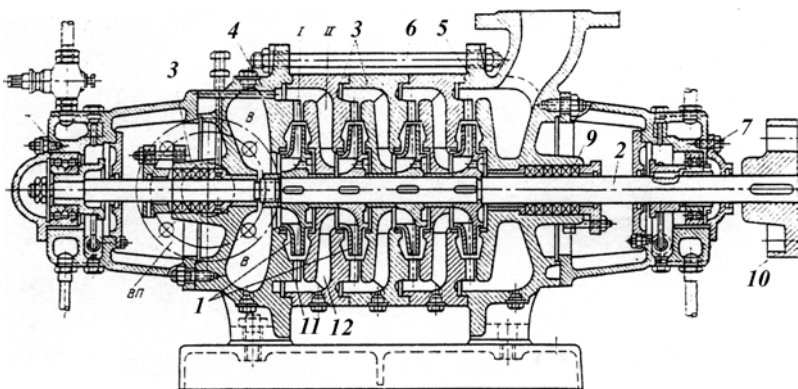
Багатоступеневі насоси застосовуються при подачі **2,2 ... 360 л/с** (8 ... 1300 м<sup>3</sup>/год.) і напорах **40 ... 2000 м**. Для перекачування чистої рідини при температурі до 105<sup>0</sup> С. У секційних насосах рідина, що перекачується, надходить послідовно з одного колеса в інше через направляючі апарати, що є в кожній секції. Робочі колеса закріплені на загальному валі. Напір такого насоса дорівнює сумі напорів, створюваних кожним робочим колесом. Поперечний розріз секційного багатоступінчастого насоса наведений на **мал. 1.65**.



**Мал. 1.62.** Загальний вид багатоступеневого секційного насоса.

У секційних насосів вертикальне торцеве рознімання корпуса. Вони складаються з окремих секцій, що стягаються за допомогою шпильок. Демонтаж таких насосів під час профілактичного огляду і при ремонтах дуже трудомісткий. Він вимагає великих витрат часу, тому що крім роз'єднання з трубопроводами, необхідно розбирати підшипники й сальники.

Секційність насоса дозволяє при одній і тій же подачі змінювати напір насоса, змінюючи кількість секцій.



**Мал. 1.63.** Розріз по осі багатоступеневого секційного насоса.

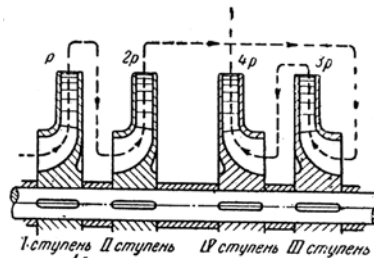
*1 – робоче колесо; 2 – вал; 3 – секції; 4 – замикаюча секція з вхідним патрубком ВП; 5 – вихідна секція з напірним патрубком НП; 6 – болт стягуючий; 7-підшипники; 8 – всмоктувальний сальник; 9 – напірний сальник; 10 – муфта; 11, 12 – направляючі і лопатки, що відводять*

Всередині кожної секції розташований направляючий апарат, що забезпечує осьове підведення рідини до робочого колеса наступного ступеню. Ущільнення направляючого апарата і робочих коліс у секційних насосах здійснюється кільцями. Число робочих коліс у секційних насосах змінюється від 2 до 10. Маркують ці насоси так: **ЦНС 60 - 330** - відцентровий насос, секційний з подачею 60 м<sup>3</sup>/год. і напором 330 м. Вони використовуються для відкачування води із шахт вугільної й гірничорудної промисловості, у високо напірних системах пожежогасіння, для подачі води у висотні будинки, для підживлення парових котлів, у будівництві, на транспорті і т.д.

До **недоліків** багатосекційних насосів відносять наявність **великих осьових зусиль**, відносно **низький ККД** (0,6 – 0,75) і **неможливість обточування робочих коліс** (це викликано наявністю направляючих апаратів). **До переваг** – **їхні мали габарити при високих напорах**.

### 1.20.5. ВІДЦЕНТРОВІ БАГАТОСТУПІНЧАСТІ НАСОСИ З ГОРИЗОНТАЛЬНИМ РОЗНІМАННЯМ КОРПУСА

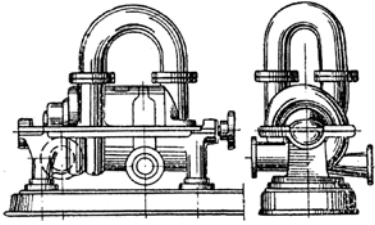
Відцентрові багатоступінчасті насоси з горизонтальним розніманням корпуса (типу ЦН) призначені для подачі чистих рідин. Їхні подачі можуть складати  $250...3000 \text{ м}^3/\text{год}$ , напори –  $70 ... 350 \text{ м}$ , ККД –  $73...78\%$ . Вони мають парне число однакових робочих коліс, укріплених на одному горизонтальному валу (мал. 1.66). Рідина від першого робочого колеса **9** після спірального відводу **2** по каналі **10** надходить до другого робочого колеса **11**, а потім через спіральний збірник по каналі **18** - до третього робочого колеса **14**, далі крізь внутрішній канал **10** - до четвертого робочого колеса **13**, а з нього - до напірного патрубку **19**. Підведення води до робочих коліс спіральний, як у насосів двобічного входу. Схема руху води показана на мал. 1.64.



**Мал. 1.64.** Багатоступінчаста машина з двобічним симетричним підведенням.

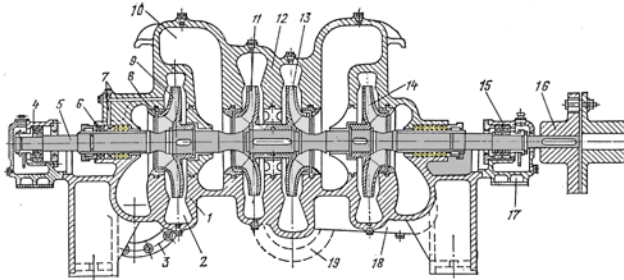
Багатоступінчасті насоси спірального типу конструктивно більш досконалі і володіють більш високим ККД, ніж секційні насоси. Насоси спірального типу виготовляють двох - і чотириступеневими. У двоступеневих насосах рідина надходить з одного колеса в інше по внутрішньому пропускному каналі; у чотириступеневих - послідовно з першого колеса в друге, третє і четверте по пропускних каналах чи по зовнішній пропускній трубі.





**Мал. 1.65.** Зовнішній вигляд чотириступеневого насоса.

У двоступневих насосах рідина надходить з одного колеса в інше по внутрішньому пропускному каналі; у чотириступінчастих - послідовно з першого колеса в друге, третє і четверте по пропускних каналах чи зовнішній пропускній трубі. Корпус двоступеневого насоса спірального типу має горизонтальне рознімання, що дає можливість оглядати й ремонтувати насос, не демонтуючи прилягаючий трубопровід. Залишкові осьові зусилля сприймаються підшипниками. Двоступінчасті спіральні насоси використовують в основному в якості конденсатних насосів на ТЕС. Багатоступеневі спіральні насоси в порівнянні із секційними володіють рядом переваг: більш високим *ККД* (0,75 - 0,78), урівноваженим осьовим тиском, простотою зборки й розбирання, відсутністю направляючих апаратів, що дозволяє обточувати колеса без помітного зниження *ККД*.



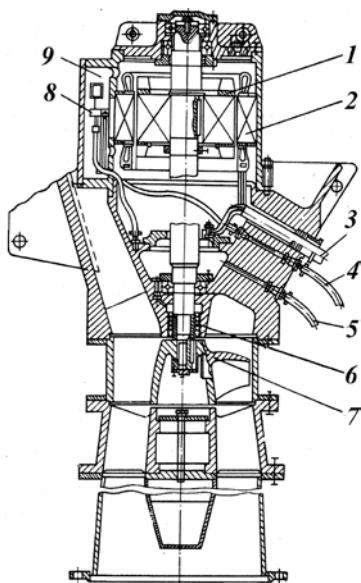
**Мал. 1.66.** Конструкція відцентрового чотириступінчастого насоса з горизонтальним розніманням корпуса:

1, 12 – корпус і кришка насоса; 2 – спіральний відвід; 3 – 19 – всмоктувальний і напірний патрубки; 4, 6, 15 – вузли відповідно підшипникової опори, чепцевої з гідравлічним ущільненням, радіально-упорний підшипниковий; 5 – вал; 7 – отвір для надходження рідини в гідравлічне ущільнення; 8 – кільце, що захисно-ущільнює; 9, 11, 13, 14 – робочі колеса; 10, 18 – перекладні канали; 16 – напівмуфта; 17 – канал для охолодження підшипників.

**Відцентрові насоси серії CR** випускаються фірмою "Grundfos International" і призначені для подачі холодної і гарячої води з температурою до 12°C, малов'язких рідин без ерозійних або довговолокнистих частинок. Це багатоступінчастий насос з вертикальним валом. Двигун встановлений на корпусі насоса і не потребує фундаменту. Всмоктувальний і напірний патрубки розташовані горизонтально. Кожне з робочих коліс створює номінальний напір до 10 м, тому в залежності від кількості відцентрових коліс насоси створюють напори від 4 до 250 м. ККД малих насосів 45...50%, великих – до 73%.

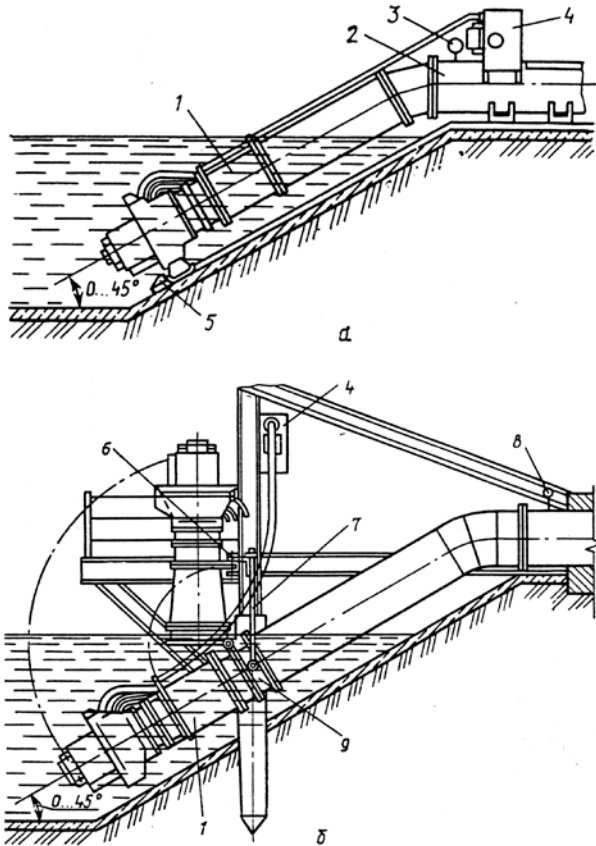
### **1.20.6. ЗАНУРЮВАЛЬНІ МОНОБЛОЧНІ ОСЬОВІ НАСОСИ**

Промисловість випускає осьові насоси для води в моноблочному варіанті (насос і двигун складають єдиний вузол) типу **ОПВ і ОМПВ**, де **О** – осьовий, **П** – заглибний, **В** – для подачі води, **М** - моноблочний. Ці насоси мають робочі колеса з жорстко закріпленими лопатами і можуть працювати в зануреному стані. Спеціального будинку насосної станції для їхньої установки не потрібно. Насоси типу **ОПВ (мал. 1.67.)** являють собою єдиний агрегат з електродвигуном. Електродвигун, встановлений у «сухому» герметичному корпусі перед насосом. Запобігає улучення води туди ущільнювальний вузол **6**. У збірнику **9** змонтований вузол сигналізатора витоку **8**. Вода зі збірника виштовхується повітрям, подаваним через рукав **5** під тиском 0,003... 0,05 МПа. ротор **1** і робоче колесо **7** насаджено на загальний вал насосний агрегат можна розміщувати на салазках і на шарнірі (**мал. 1.68**). Електродвигун, розташований перед насосом, до якого приєднаний напірний трубопровід **2**. Роботою насоса керують із пульта **4**. Для огляду й ремонту насос можна перевернути краном до вертикального положення. При цьому використовують троси. Шарнірне з'єднання агрегату з напірним трубопроводом дає можливість здійснити цю операцію. Насос можна установити на укосі каналу, на естакаді, у закритій аванкамері, колодязі і т.д. Така установка насоса набагато спрощує схему вузла підйому води, коли немає насосної станції. Особливість заглибних (капсульних) насосів полягає в тому, що він працює заглибним у будь-якій положенні: вертикальному, горизонтальному і похилому.



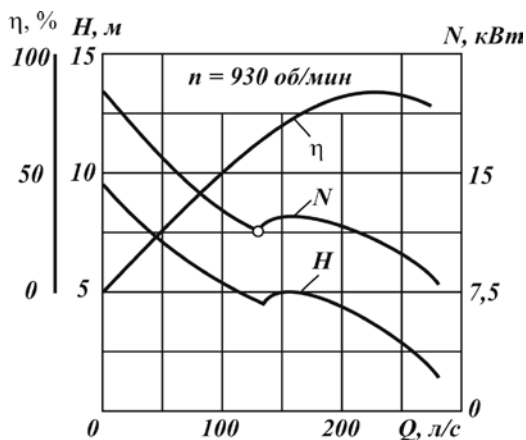
**Мал. 1.67.** Конструкція заглибного моноблочного осьового насосу типу ОПВ: 1 – ротор електродвигуна; 2 – статор; 3 – силовий кабель; 4 – скидання води з електродвигуна; 5 – подача стиснутого повітря у двигун; 6 – ущільнювальний вузол; 7 – робоче колесо насоса; 8 – сигналізатор проточок води; 9 – збірник.

**Особливості характеристик осьових насосів такі:** 1. Характеристика Q-N ( мал.1.69.) круто падає й має точку перегину (тобто точку, де змінюється напрям випуклості кривої). Напір при нульовій подачі в півтора у два рази перевищує напір при максимальному ККД. 2. Характеристика Q-N із збільшенням подачі насоса знижується. Потужність, яку споживає насос при нульовій подачі приблизно в півтора рази більша, ніж потужність при максимальному ККД. 3. Характеристика Q- $\eta$  круто падає по обидва боки від максимального значення. Тому доцільна зона роботи насоса відносно невелика. 4. Висота всмоктування здебільше негативна. Тому осьові насоси слід встановлювати “під залив”. Ураховуючи особливості осьових насосів, їх слід запускати тільки на відкриту засувку. В цьому випадку вони споживають найменшу потужність. Подачу осьових насосів регулюють зміною частоти обертання, або зміною кута розвороту лопаток робочого колеса.



**Мал. 1.68.** Схеми установки заглибних моноблочних насосів типу ОПВ:

а – на полозках; б – на шарнірі; 1 – електронасос; 2 – напірний трубопровід; 3 – манометр; 4 – станція керування; 5 – обмежувач на полозках; 6 – захват; 7 – тяги 8 – манометр; 9 – шарнір.



Мал. 1.69. Характеристика осьового насоса

### 1.20.7. ГЛИБИННІ НАСОСИ

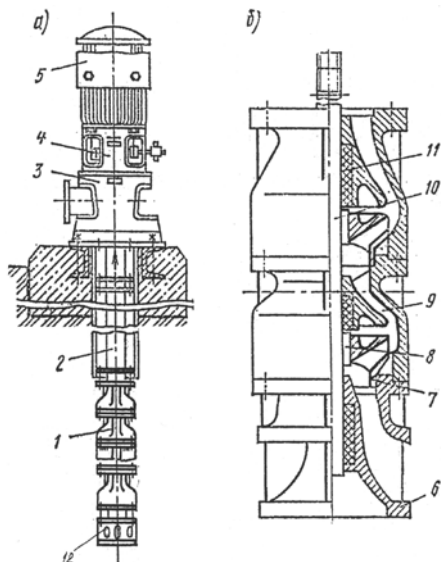
Глибинні насоси, призначені для подачі води з глибоких свердловин, зниження рівня ґрунтових вод, осушення котлованів. У нашій країні найпоширеніші дві системи глибинних лопатевих насосів: артезіанські (свердловинні насоси з трансмісійним валом) і заглибні із занурюваним електродвигуном.

#### 1.20.7.1 СВЕРДЛОВИННІ НАСОСИ З ТРАНСМІСІЙНИМ ВАЛОМ

Артезіанські (свердловинні) насоси (мал. 1.70.) складаються з трьох основних частин: власне насоса 1; опорної частини 3 з електродвигуном 5, яку розміщують на поверхні; напірного трубопроводу 2 із трансмісійним валом, укладеним у межах шахти в захисну трубу. Насос разом із прийомною сіткою 12 занурюється під рівень води в свердловині. Ці насоси, як правило, багатоступеневі з відцентровими або діагональними робочими колесами. Заглибний насос має кілька коліс, закріплених на загальному вертикальному валі і кілька направляючих апаратів. Найбільш поширені насосні агрегати типів АТН, НА й А. На мал.1.70. представлений свердловинний насосний агрегат типу АТН. Вал насоса обертається в гумових підшипниках. Такі насоси випускаються з відкритими й закритими колесами.

Насоси із закритими колесами володіють більш високим ККД, ніж насоси з відкритими колесами, але вони не пристосовані за для роботи в свердловинах, заповнених водою зі значними домішками піску. Пісок, що осаджується в напірному трубопроводі, при зупинці насоса, може заклинити робоче колесо.

Насоси з відкритими колесами працюють і при високому змісті піску у воді.



**Мал. 1.70.** Свердловинний насосний агрегат із трансмісійним валом. *а* – загальний вид; *б* – насос у розрізі;

*1* – насос; *2* – трубопровід із валом; *3* – опорна частина; *4* – п'ята приводу; *5* – електродвигун; *6* – підведення; *7* – робоче колесо; *8* – втулка; *9* – лопатковий відвід; *10* – вал; *11* – підшипник; *12* – прийомна сітка.

Напірний трубопровід, складається з окремих секцій стандартної довжини. Всередині трубопроводу проходить трансмісійний вал. Окремі секції вала з'єднані між собою муфтами. Промисловість випускає насосні агрегати типу АТН для свердловин із

мінімальним діаметром колони труб 200, 250 і 350 мм. Насоси типу *А й НА* забезпечують велику подачу і призначені для підйому води з високодебітних шпар діаметром 500 і 600 м.

Свердловинні насоси з трансмісійним валом призначені для підйому неагресивної води, що містить до 0,1 % маси твердих механічних домішок, температурою до 35°C, із шахт. Подачі їх можуть складати 25... 1250 м<sup>3</sup>/год., напори – 25 ... 150 м, ККД - 60 - 70 % . Трансмісійний вал (довжиною до 100 м) розміщують у напірній водопідйомній трубі. Ці насоси вимагають строго вертикального розташування вала трансмісії, ретельного й трудомісткого монтажу, прямого (без скривлень) стовбура шахти. З цими вимогами зв'язані і їхні недоліки: *немає доступу до працюючого в свердловині насосу; складність монтажу й демонтажу насоса при ремонті; швидке зношування трансмісійного вала й деталей насоса.*

#### **1.20.7.2. СВЕРДЛОВИННІ НАСОСИ ІЗ ЗАГЛИБНИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ**

*Занурювальні насосні агрегати відрізняються від артезіанських тім, що їх опускають у свердловину і занурюють у воду разом з електродвигунами.* Сьогодні це найбільш поширений тип водяних насосів для свердловин діаметром 100-400 мм. Для нормальної роботи цих насосів їх необхідно занурювати так, щоб при найменшому рівні води у свердловині забезпечувався необхідний підпір. Для малих насосів підпір має бути не менше 1 метра, а для крупних 2-6 метрів. ***Категорично забороняється робота насоса в не зануреному положенні.*** Завдяки чому вони не мають недоліків артезіанських насосів. Наша промисловість освоїла випуск надійних і довговічних двигунів, здатних працювати під водою, і цим забезпечила дуже широке поширення заглибних насосів. Системи водопостачання, засновані на використанні підземних вод, найбільш поширені в сільській місцевості, невеликих містах і на промислових підприємствах. Насоси в таких системах служать основним і багаточисленним устаткуванням. Найбільш розповсюдженими є заглибні насосні агрегати для свердловин. Їх використовують для підйому води зі свердловин діаметром 100 мм і більше. Крім систем водопостачання, заглибні агрегати використовують у системах водозниження при проведенні будівельних робіт, а також у системах вертикального дренажу. Електронасосні агрегати типу ***ЕЦВ*** виготовляються, відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТУ 10428 - 89Е, для

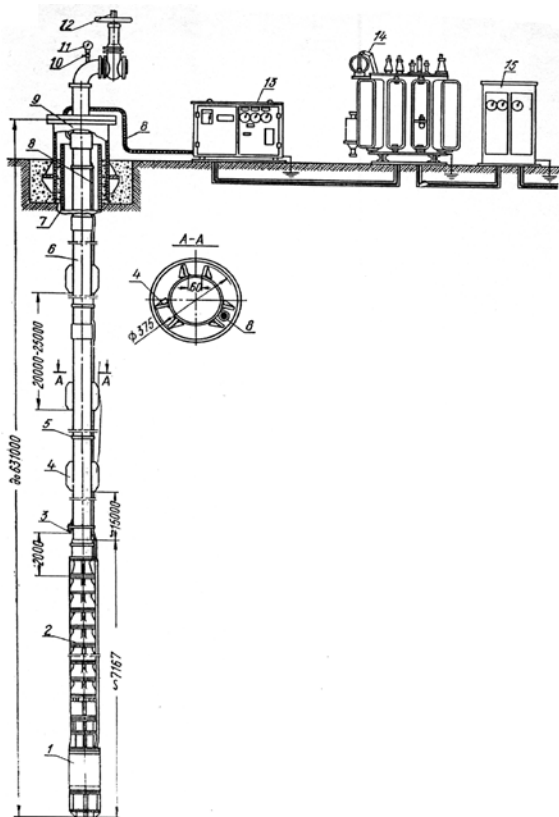
свердловин із мінімальним діаметром обсадних труб 100 - 486 мм, із *подачею 0,63 - 1200 м<sup>3</sup>/год і напором 12 - 680 м*. Свердловинна установка з агрегатом (мал. 1.71.) складається з відцентрового насоса 2 із заглибним електродвигуном 1, струмопідводячого кабелю 8, водопідйомного трубопроводу 6 і обсадної труби 7, устаткування устя шпари (герметичного оголовка 9), триходового крана 10, манометра 11 і засувки 12 і системи автоматичного керування 13.

Свердловинні насоси із заглибним електродвигуном типу **ЭЦВ**, де **Э** - привід від заглибного електродвигуна, **Ц** - відцентровий, **В** - для подачі води) призначені для підйому неагресивної води, що містить до 0,01 % маси твердих механічних домішок, температурою до 25°С. Насос і двигун являють собою єдиний моноблочний вузол, що опускають у свердловину нижче динамічного рівня. Електроенергія до двигуна з поверхні землі надходить по спеціальному кабелі. Подачі таких насосів можуть складати *3 ... 700 м<sup>3</sup>/год*, напори – *15 ... 300 м*, ККД – *0 .. 75 %*. Насоси, як правило, багатоступінчасті. Робочі колеса можуть бути *відцентрового й діагонального типу*, закріпленими на валі і незакріпленими (вільно переміщуються вздовж нього). Осьові навантаження сприймають опорні підшипники двигуна. Підшипники змазують і прохолоджують водою. У водопідйомних трубах встановлюють зворотні клапани кульової чи тарілчастої конструкції. Електродвигун у насосному агрегаті завжди розташований нижче, насоса. Центрують насосний агрегат і водопідйомну трубу за допомогою ліхтаря 4. Робочі колеса насосів виготовляють із поліаміду, полістиролу, бронзи, чавуна, сталі; вали - із сталі; корпусні деталі - із чавуна, сталі; вкладиші радіальних підшипників - із гуми. Основними перевагами заглибних насосів є: відсутність довгого трансмісійного вала і проміжних підшипників; можливість їхньої установки в скривлених свердловинах; простота монтажу й демонтажу насосної установки; можливість установки насоса безпосередньо в колодязі.

До недоліків заглибних насосів відносяться високі вимоги до якості води, подаваної зі свердловин. Особливо чуттєві такі агрегати до механічних домішок, зміст яких не повинен перевищувати 0,01 %, тобто 100 мг/л. *Основними перевагами заглибних насосів є відсутність довгого трансмісійного вала і проміжних підшипників; можливість їхньої установки в скривлених свердловинах; простота монтажу й демонтажу насосної установки; можливість установки насосу безпосередньо в колодязі.* До недоліків заглибних насосів відносяться високі вимоги до якості води, подаваної зі свердловин. Особливо



чуттєві такі агрегати до механічних домішок, зміст яких не повинно перевищувати 0,01 %, тобто 100 мг/л.



**Мал. 1.71.** Установка насоса ЭЦВ 16-210-640:

1 – електродвигун ПЭДВ; 2 – насос; 3 – датчик сухого ходу; 4 – ліхтар, що центрує; 5 – хомут кріплення кабелю; 6 – труба водопідйомна  $\Phi$  219  $\times$  9; 7 – обсадна труба; 8 – живильний електрокабель; 9 – оголовок герметичний; 10 – кран триходовий; 11 – манометр; 12 – засувка; 13 – шухляда системи автоматичного керування; 14 – трансформатор; 15 – розподільний пристрій зовнішньої установки.

Основними перевагами заглибних насосів є відсутність довгого трансмісійного вала і проміжних підшипників; можливість їхньої установки в скривлених свердловинах; простота монтажу й демонтажу насосної установки; можливість установки насоса безпосередньо в колодязі. До недоліків заглибних насосів відносяться високі вимоги до якості води, подаваної зі свердловин. Особливо чутливі такі агрегати до механічних домішок, зміст яких не повинно перевищувати 0,01 %, тобто 100 мг/л.

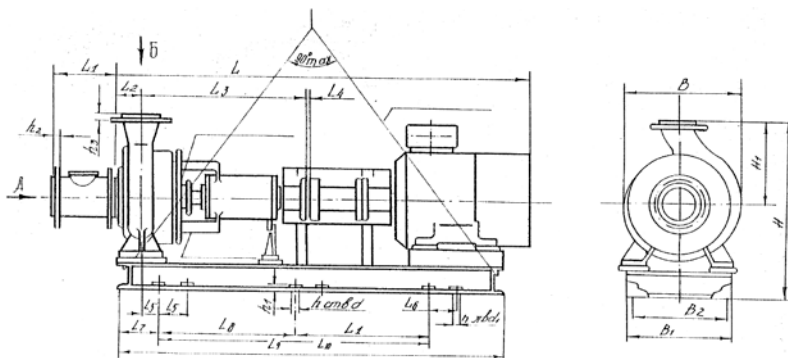
У позначенні заглибних насосів букви позначають тип насоса, перша цифра - діаметр обсадної колони труб шпари в мм, зменшений у 25 разів, перша група цифр - подачу в м<sup>3</sup>/год, друга група цифр - напір у метрах, далі - кліматичне виконання й номер ГОСТа. Наприклад, насос для свердловини діаметром 200 мм із подачею 50 м<sup>3</sup>/год і напором 60 м у першому виконанні позначається **ІЭЦВ8 - 50 - 60 - У5** ГОСТ 10428 - 89Е. Цифра перед буквами - конструктивне виконання.

За кордоном випускається значна кількість заглибних електронасосів для піднімання води зі свердловин і криниць. За своєю конструкцією вони подібні до насосів, які виробляють в Україні. Так, наприклад, фірма "**Grundfos International**" випускає 12 типів насосів **серії SP** з номінальною подачею води від 1 до 120 м<sup>3</sup>/год. В кожному насосі є один, декілька або багато ступенів відцентрових або напівосьових робочих коліс, які забезпечують напір від 5 до 610 м. Насос SP 27-60 з номінальною подачею 27 м<sup>3</sup>/год і 60 ступенями створює максимальний напір 610 м при подачі 14 м<sup>3</sup>/год. Найбільшу кількість ступенів – 110 має насос **SP 8A-110**. Його максимальний напір 555м при подачі 4 м<sup>3</sup>/год.

### **1.20.8. НАСОСИ ДЛЯ СТИЧНИХ ВОД І ПРУНТОВІ НАСОСИ**

При вивченні цих насосів необхідно звернути увагу на те, що ці насоси перекачують стічну рідину зі змістом твердих абразивних часток розміром до 5 мм не більш 1 % по обсязі. Тому ці насоси мають досить великі прохідні канали, що гарантують безперебійну роботу при подачі забруднених рідин. З цієї метою робочі колеса фекальних насосів виготовляють із невеликим числом (2 – 4) лопат обтічної форми. Крім цього в корпусі цих насосів влаштовують спеціальні отвори для огляду й чищення насосів.

Промисловість випускає відцентрові насоси типу *СД* і *СМ* у горизонтальному виконанні й типу *СДВ* у вертикальному виконанні. Горизонтальні насоси виготовляють із подачею до **2500** м<sup>3</sup>/год, а насоси з подачею понад 2500 м<sup>3</sup>/год виготовляють у вертикальному виконанні. Останнім часом одержали поширення заглибні насоси для перекачування забруднених рідин. Розроблена й освоєна серія заглибних насосів типу *ЦМК* і *ГНОМ*. За рубежом заглибні насоси набули широкого застосування. Так фірма "**ФЛЮГТ**" (Германия) випускає великий ряд типорозмірів заглибних насосів для стічних вод із подачею до **4000** м<sup>3</sup>/год.



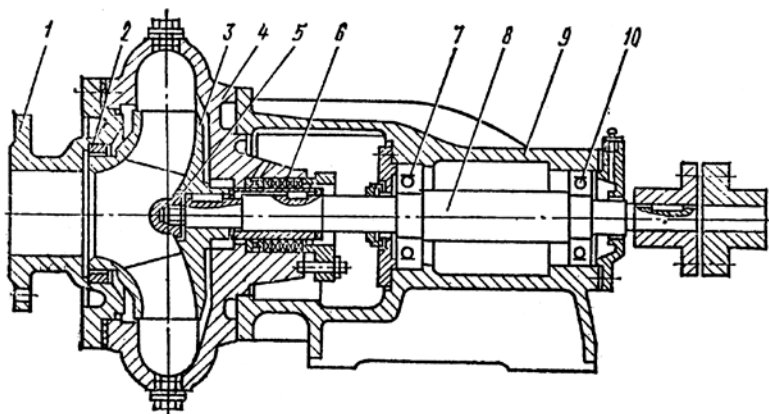
**Мал. 1.72.** Габаритне креслення насоса типу «СМ»

Ґрунтові насоси (землесоси) призначені для перекачування пульпи і виробничих стічних вод із великою кількістю важких механічних домішок, у тому числі абразивних (пісок, окалина, шлак і т.п.), а також для переміщення піску у фільтрувальних цехах водопровідних станцій.

### **1.20.8.1. ГОРИЗОНТАЛЬНІ ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ ДЛЯ СТІЧНИХ ВОД**

Каналізаційні насоси призначені для перекачування стічних вод міської і виробничої каналізації й інших забруднених рідин із рН – 6...8, щільністю 1050 кг/м<sup>3</sup>, температурою до 100 °С. Промисловість випускає насоси типу *СД* і вільновихрові *СДС*, насоси удосконаленої конструкції типу *СМ*. На мал. 1.73 показаний розріз горизонтального одноступінчатого насоса типу *СД* (*С* - стічний, *Д* – динамічний). Насос

консольного типу з осьовим підведенням рідини. Опора насоса виконана у виді кронштейна 9, до фланця якого прикріплений корпус 4 із кришкою 1. Усередині корпусу розміщене робоче колесо 3, насаджене на вал 8 і закріплене на ньому за допомогою гайки 5. Вал обертається в підшипниках качення 7 і 10. Ущільнення вала в корпусі здійснено за допомогою сальника 6. Для охолодження й промивання сальникового ущільнення, а також для створення гідравлічного затвора під час роботи насоса до сальника подається вода під тиском, на 0,03 – 0,05 МПа перевищуючим тиск у напірному патрубку насоса. Горизонтальні насоси виготовляють із подачею до 2500 м<sup>3</sup>/год. Структура маркірування насосів типу СД аналогічна маркіруванню насосів типу Д, після букв у чисельнику – подача, м<sup>3</sup>/год; у знаменнику – напір, м.



**Мал. 1.73.** Одноступінчатий насос типу СД

*1 – всмоктувальний патрубок; 2 – захисна втулка; 3 – робоче колесо; 4 – корпус; 5 – гайка; 6 – ущільнення; 7, 10 – підшипники; 8 – вал; 9 – опорна стійка*

Корпус насоса має спіральний відвід спрощеної форми без виступаючих частин. Проточні канали насоса виконують більш широкими в порівнянні з каналами насосів, що перекачують чисті рідини. Робоче колесо однієї сторони закритого типу, має від двох до чотирьох лопаток обтічної форми. Завдяки розширенню колеса і малому числу лопаток утворюються міжлопатні канали значних

розмірів, крізь які можна пропускати рідину з великими механічними домішками. Всмоктувальний патрубок, розташований по осі насоса, а напірний спрямований вертикально нагору. Насоси типу **СМ** освоєні промисловістю в останні роки. Пристрій цих насосів аналогічний пристрою насосів типу **СД**. Вони менш металоемкі і структура маркування відрізняється тим, що після букв перша група цифр позначає діаметр всмоктувального патрубку насоса в мм, друга група цифр - діаметр напірного патрубку насоса, третя - діаметр робочого колеса насоса в мм, а знаменник дробу позначає номер модифікації. Якщо після модифікації стоїть буква **a** або **b**, то це значить, що робоче колесо обточено. Наприклад, **СМ 250 - 200 - 400/6** - насос стічний, діаметр всмоктувального патрубку  $D_{BC} = 250$  мм, діаметр напірного патрубку  $D_H = 200$  мм, діаметр робочого колеса - 400 мм, номер модифікації - 6.

**Заглибні насоси серії AP**, які виготовляються фірмою "**Grundfos International**", призначені для переміщення стічних рідин і фекалій з приватних, громадських та промислових будівель в системи каналізації.

Насос має широке відцентрове колесо з однією або двома лопатями, розташоване на вертикальному валі. Електродвигун встановлений над насосом. Всмоктувальний патрубок відсутній, напірний розміщений горизонтально. Насос встановлюють на спеціальних ножках на дні бака зі стічною рідиною під рівнем вільної поверхні. Випускаються насоси **AP 10, AP 12, AP 35, AP 50, AP 51, AP70, AP 100** з вільним проходом для твердих частинок розміром від **10 до 100 мм**.

В країнах СНД виготовляють та використовують переносні заглибні відцентрові **електронасоси ГНОМ**. Ці насоси розглянути нижче.

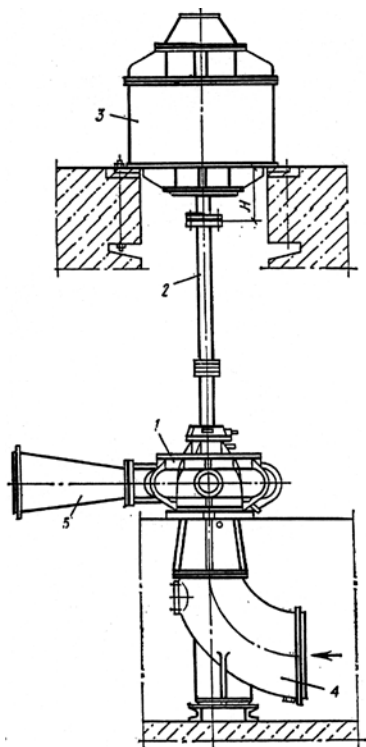
Для перекачування води з температурою 120...180°C існують насоси **типу СЭ** (сетевые электронасосы). Їх встановлюють на ТЕЦ і насосних станціях теплових мереж. Насоси **СЭ** - відцентрові, горизонтальні, одно- та двоступінчасті. Робоче колесо двостороннього входу, тому всмоктувальний і напірний патрубків розташовані в нижній частині корпусу. Підшипники змащуються оливою і охолоджуються водою. Позначення насосів типу **СЭ**: перше число після літер - подача в м<sup>3</sup>/год, друге - напір в м, третє - тиск на вході в кгс/см<sup>2</sup>. Наприклад **СЭ 1250-100-16**.

### 1.20.8.2. ВЕРТИКАЛЬНІ НАСОСИ СДВ

Вертикальні насоси *СДВ* випускають для подач **2500 ... 9000 м<sup>3</sup>/год**, напором до **45 м**. По конструкції вони схожі з вертикальними насосами типу В для перекачування чистої води.

Вертикальні насоси *СДВ* випускають з осьовим підведенням. Корпуси насоса виконуються з розніманням у горизонтальній площині (*мал. 1.74.*). Осьові сили й навантаження від дії ваги обертових частин у таких насосах сприймає п'ята електродвигуна, що знаходиться в масляній ванні. Як видно з *мал. 1.74.*, привід насосів типу *СДВ* здійснюється вертикальними електродвигунами, що розміщують над насосом, завдяки чому можна скоротити розміри машинного залу.

Букви *СДВ*, що входять у маркування насоса, позначають стічний динамічний, вертикальний тип, цифри в чисельнику - подачу, м<sup>3</sup>/год, у знаменнику - напір, м. Наприклад, вертикальний стічний динамічний насос із подачею 2700 м<sup>3</sup>/год і напором 26,5 м позначається *СДВ 2700/26,5*.



*Мал. 1.74.* Великий вертикальний насос для стічних рідин типу *СДВ*.

*1 - корпус; 2 - вал; 3 - електродвигун; 4 - всмоктувальний патрубок; 5 - напірний патрубок.*

### **1.20.8.3. ЗАГЛИБНІ НАСОСИ ДЛЯ ЗАБРУДНЕНИХ РІДИН**

Останнім часом одержують поширення заглибні насоси для забруднених рідин, у тому числі і для стічних вод. Розроблено й освоєна серія заглибних електронасосів типу **ЦМК** (мал. 1.75 а). Це заглибний моноблочний агрегат з убудованим електродвигуном, герметизированим від улучення стічної рідини у внутрішню порожнину. Насосна частина являє собою одноступінчатий відцентровий насос із дволопастним робочим колесом, закріпленим на консольній частині вала електродвигуна. Відвід насоса спіральний. Порожнини всмоктування й нагнітання розділені за допомогою лабіринтового ущільнення.

Каналізаційний електронасос комплектується спеціальним пристосуванням для автоматичного стикування його з напірним трубопроводом без використання звичайних кріпильних засобів, що дозволяє демонтувати насос без спорожнювання колодязя (резервуара), де він установлений.

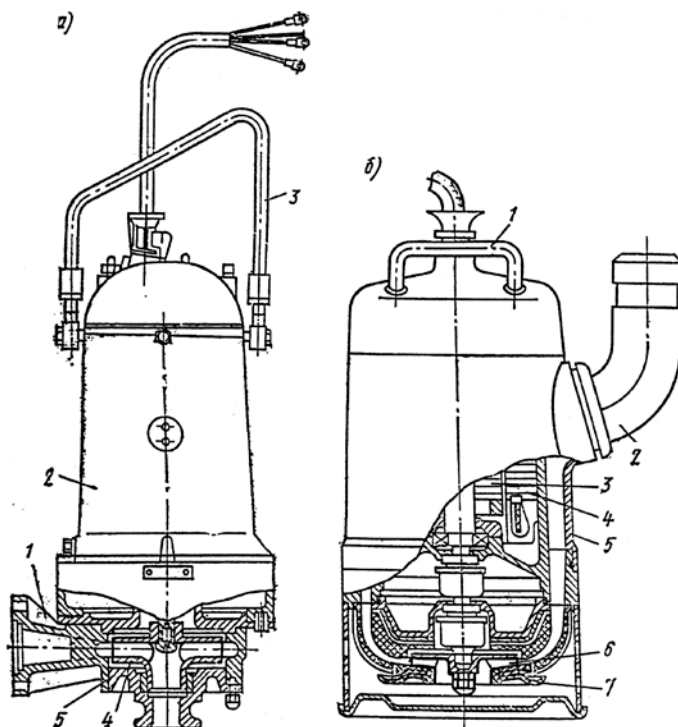
При виробництві будівельних робіт для відкритого водовідливу, а також для перекачування забруднених вод, у тому числі стічних, одержали поширення заглибні моноблочні відцентрові електронасоси типу **ГНОМ** (мал.1.75. б) Відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 20763-85Е с змін. ці насоси повинні виготовлятися з подачею **10 -400 м<sup>3</sup>/год** при напорах **10 - 40 м**.

Робоче колесо електронасоса типу ГНОМ напіввідчиненого типу лите, зі зносостійкого матеріалу закріплено на валі електродвигуна. Електродвигун спеціального виконання асинхронний з короткозамкнутим ротором. Між робочим колесом і нижнім підшипником розміщена масляна камера з розташованим у ній вузлом ущільнення. Наявність масляної камери трохи ускладнює експлуатацію насосів типу ГНОМ. Рідина, що перекачується, засмоктується робочим колесом і подається в кільцеву щілину між електродвигуном і кожухом. Далі рідина попадає в напірний патрубок і нагнітається через гумовий рукав.

Насоси **ЦМК і ГНОМ** можна встановлювати безпосередньо в прийомних камерах, резервуарах стічних вод і т.п. без спеціальних приміщень насосних станцій. Приклад установки таких насосов показаний *на мал. 1.76.*

Насоси типу **ГНОМ** здатні перекачувати рідину щільністю до 1250 кг/м<sup>3</sup> при змісті твердих механічних домішок максимальним розміром до 5 мм до 10% по масі. За рубежом заглибні електронасоси

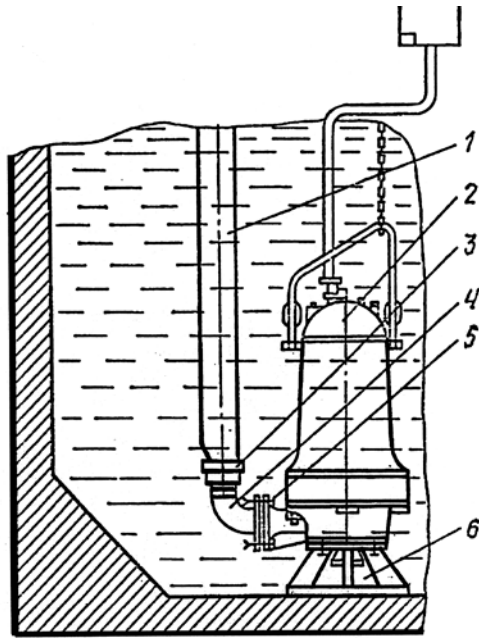
для перекачування стічних вод одержали велике поширення. Наприклад, фірма «Флюгт» випускає великий ряд типорозмірів заглибних насосів для стічних вод, включаючи і великі насоси з подачею до 4000 м<sup>3</sup>/год. Застосування заглибних насосів дозволяє істотно зменшити розміри насосних станцій, а отже, знизити їхню вартість.



**Мал. 1.75.** Заглибні насоси для забруднених рідин.

*а* – електронасос типу ЦМК: 1 – корпус; 2 – електродвигун; 3 – ручка; 4 – робоче колесо; 5 – корпус насоса; *б* – електронасос типу ГНОМ; 1 – ручка; 2 – напірний патрубкок; 3 – ротор двигуна; 4 – статор двигуна; 5 – кожух; 6 – робоче колесо; 7 – компенсатор.





**Мал. 1.76.** Схема установки заглибного насоса ЦМК 16 – 27  
 1 – рукав; 2 – електронасос; 3 – хомут; 4 – коліно; 5 – прокладка; 6 – опора.

#### **1.20.8.4. ГРУНТОВІ НАСОСИ**

Грунтові насоси застосовують для перекачування пульпи і виробничих стічних вод із великою кількістю важких механічних домішок, у тому числі абразивних (пісок, окалина, шлак і т.п.), а також для переміщення піску, наприклад, у фільтрувальних цехах водопровідних станцій застосовують і піскові насоси.

Грунтові насоси виготовляють однокорпусними типу *ГрК* (мал. 1.77.) з футерівкою проточної частини корпуса корундом на органічній основі і двокорпусними типу *ГрТ* (мал. 1.78.) з внутрішнім корпусом із зносостійкого металу. Це насоси консольного типу з рознімним корпусом (рознімання в площині, перпендикулярній осі ротора). Насоси допускають регулювання зазору між корпусом і робочим колесом при регулювальній склянці в задній стінці кронштейна.

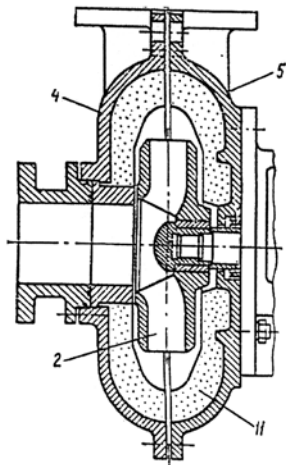
У двокорпусних насосів улаштовують внутрішній захисний корпус із зносостійкого металу. Цей корпус згодом можна замінити.

У насосів типу Гру розміри каналів проточної частини збільшені на 25% у порівнянні з номінальними.

Характер рідини, що перекачується, обумовлює деякі конструктивні особливості, що зменшують знос насоса: великі зазори, спрощений профіль лопат робочого колеса, менше їхнє число. Ці особливості приводять до зниження ККД, що у ґрунтових насосів менше, ніж у насосів Д чи СД і СМ. Марка ґрунтового насоса включає літерне позначення типу, подачу в м<sup>3</sup>/годину й напір у м. Наприклад.: Гру 1250/28 – насос ґрунтовий з розширеними каналами, подачею 1250 м<sup>3</sup>/год розвиває напір 28 м. Для перекачування гідросумішей, до складу яких входить дрібний пісок, розроблена руда або шлак, дрібний попіл, застосовують піскові насоси.

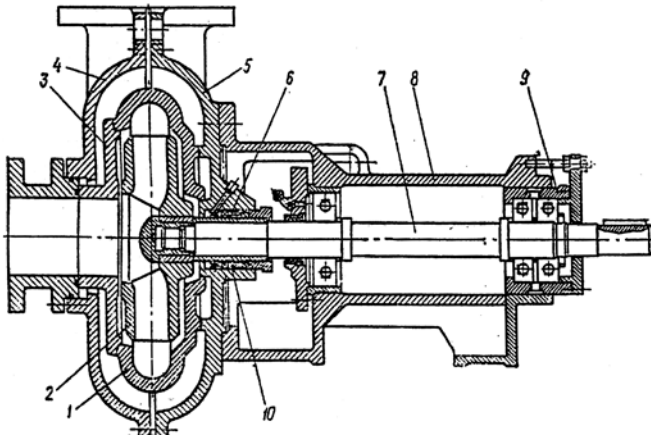
**Піскові насоси** випускають горизонтальні й вертикальні (В). Горизонтальні піскові насоси, футеровані гумою, поліуретаном (типу ПР) чи корундом на органічній основі (типу ПК), по конструкції аналогічні ґрунтовим насосам.

Насоси з вертикальним валом ПКВП чи ПРВП (*мал. 1.79.*) призначені для роботи під рідиною. На цей час випускають насоси **ПКВП63/22,5 і ПРВП63/22,5** із подачею **63 м<sup>3</sup>/год** і напором до **23 м**. Глибина занурення під рівень рідини складає до 0,6 м /враховуючи від горизонтального рознімання корпусу. Потужність насоса при  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> відповідає 7,5 кВт. Електродвигун насоса встановлюється на верхній фланець опори насоса і з'єднується з валом за допомогою муфти.

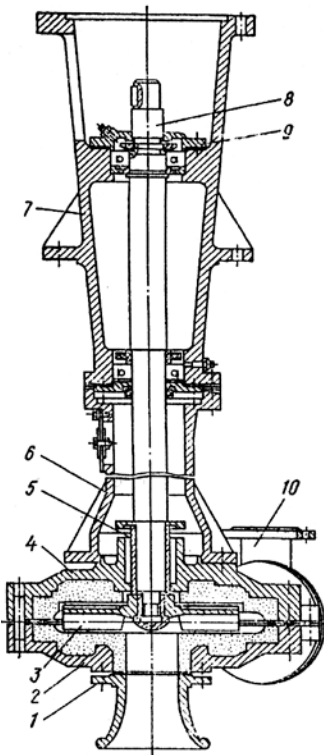


*Мал. 1.77.* Ґрунтовий однокорпусний насос.

1 – внутрішній корпус; 2 – робоче колесо; 3 – захисний диск; 4 і 5 – передня й задня половини захисні корпуси; 6 – вузол уцілювання вала; 7 – вал; 8 – опорна стійка; 9 – регульовальна склянка; 10 – гвинт; 11 – корундова футеровка.



**Мал. 1.78** Грунтовий насос двокорпусний.



**Мал. 1.79.** Вертикальний пісковий насос ПКВП 62/22,5

*1* – всмоктувальний патрубок; *2* – передня кришка корпусу; *3* – робоче колесо; *4* – задня кришка корпусу; *5* – втулка;

Піскові насоси призначені для транспортування різних гідросумішей (піщаних, гравійних, продуктів флотації, продуктів збагачення руд і глиноземного виробництва й ін.)

с змістом до 60% твердих складових по вазі. Температура рідини повинна бути не більш 60° С. У зв'язку з тим, що насоси працюють у дуже тяжких умовах, їхню проточну частину покривають армованою еластичною гумою. Це конструктивне рішення дозволяє значно збільшити термін служби насоса.

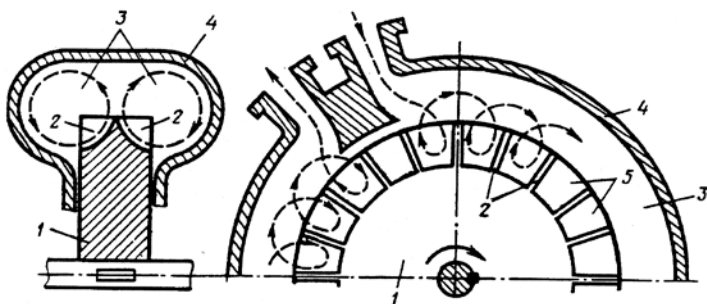
## **1.21. НАСОСИ ТЕРТЯ Й ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ЗОВНІШНЬОГО ПОТОКУ**

До цієї групи відносяться насоси, у яких потік рідини створюється за рахунок тертя чи інерції, а так само насоси-апарати, тобто пристрої, що не мають частин, що рухаються, (гідрострумінні насоси й ерліфти).

### **1.21.1. ВИХРОВІ НАСОСИ.**

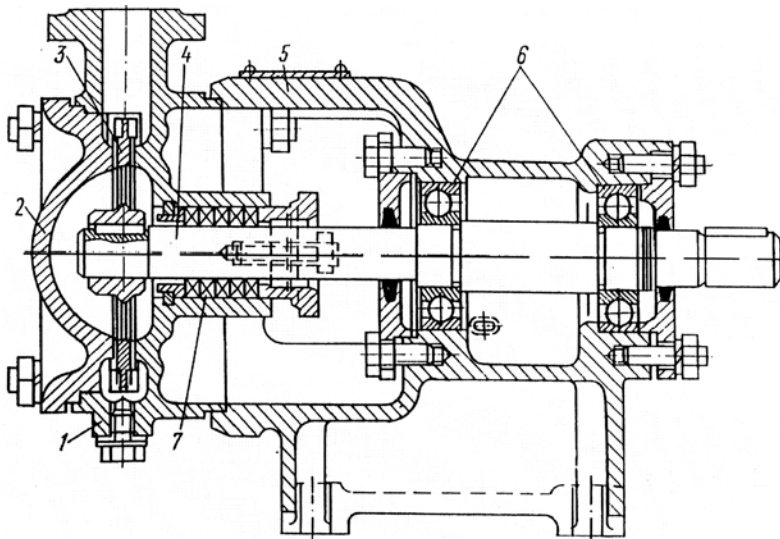
Вихрові насоси – це насоси змішаної дії. В них однаково важливу роль мають і сили рідинного тертя, і силова дія лопаток на рідину. Завдяки простій конструкції, малій вазі і невеликим розмірам їх широко використовують. Розглянемо пристрій і принцип дії вихрового насоса. На *мал. 1.80., 1.81.* показаний розріз насоса. Ці насоси зі спеціальним робочим колесом і бічними каналами в корпусі насоса. Вихрові насоси мають самовсмоктувальну здатність, що виключає необхідність заливання перед пуском. Робоче колесо вихрового насоса являє собою плоский диск із короткими радіальними прямолінійними лопатами, розташованими на периферії колеса. У корпусі мається кільцева порожнина, в яку і входять лопати колеса. Внутрішній виступ, що ущільнює, щільно примикаючи до зовнішніх торців і бічних поверхонь лопат, розділяє всмоктувальний і напірний патрубки, з'єднані з кільцевою порожниною.

При обертанні колеса рідина захоплюється лопатами й одночасно під впливом відцентрової сили закручується. Таким чином, у кільцевій порожнині працюючого насоса утвориться своєрідний парний кільцевий вихровий рух, чому насос і називається вихровим. Відмінна риса вихрового насоса полягає в тому, що та сама частка рідини, рухаючи по гвинтовій траєкторії, на ділянці від входу в кільцеву порожнину до виходу з неї багаторазово потрапляє в міжлопастний простір колеса, де щораз одержує додаткове збільшення енергії, а, отже, і напору. Завдяки чому *вихровий насос у стані розвитку напір, у 2 - 4 рази більший, ніж відцентровий насос, при тому самому діаметрі колеса.* Це, в свою чергу, призводить до значно менших габаритних розмірів і ваги вихрових насосів у порівнянні з відцентровими.



**Мал. 1.80.** Конструкція вихрового насоса:

1 - робоче колесо; 2 - лопатки; 3 - кільцевий канал; 4 - корпус; 5 - криволінійні канали.



**Мал. 1.81.** Конструкція вихрового насоса типу ВК;

1 - корпус; 2 - кришка корпусу; 3 - робоче колесо; 4 - вал; 5 - опорна станина; 6 - шарикопідшипники; 7 - сальники.

Робочі колеса вихрових насосів бувають відкритого й закритого типу. У відкритих колесах, звичайно, від 12 до 24 лопаток, а в закритих - від 18 до 30.

Вихрові насоси випускають із подачею  $1 - 50 \text{ м}^3/\text{год}$  при напорах  $25 - 100 \text{ м}$ . Висота всмоктування знаходиться в межах  $4 - 8 \text{ м}$ . Напір,

що розвивається вихровим насосом, можна приблизно підрахувати по формулі

$$H = \psi U^{2,2} g$$

де  $\psi$  - коефіцієнт, рівний для коліс закритого типу 3,3 - 4,5;

$U$  - окружна швидкість, рівна  $\Pi \times D \times n/60$ .

До недоліків вихрових насосів відносяться порівняно невисокий ККД (25-45%) і швидкий знос робочих коліс при подачі рідини, що містить абразивні домішки.

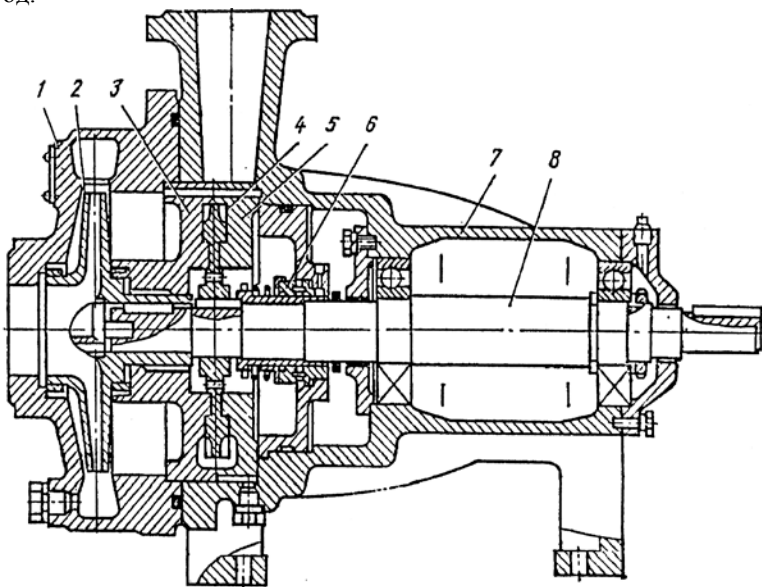
Промисловість випускає одноступінчаті вихрові насоси типів ВК, ВКС і ВКО. Насоси типу ВКС - самовсмоктувальні, типу ВКО - з обігрівом для перекачування густих рідин, наприклад, мазуту. У позначенні насоса букви означають тип насоса, перші цифри - подачу, другі - напір. Наприклад, позначення насоса ВКС - 2/26 означає: насос вихровий консольний самовсмоктувальний з номінальною подачею 2 л/с і номінальним напором 26 м.

Вихрові насоси типу ВКС застосовують як дренажні для відкачки води із заглиблених насосних станцій.

Сучасна промисловість випускає також відцентрово-вихрові (насоси типу **ЦВК** і вільно-вихрові типу **СМС**. (мал. 1.82., 1.83.) У відцентрово-вихрових насосах маються два робочі колеса - відцентрове й вихрове. При таких сполученні робочих коліс досягаються великі напори (до 280 м.) при відносно малій подачі (до 36 м<sup>3</sup>/год.). ККД у цих насосів трохи вище, ніж у вихрових, і досягає 0,45 - 0,48. Насоси ЦВК застосовують як живильні для котлів малої потужності. Але їх можна застосовувати і для систем водопостачання, коли потрібно створити великий напір, наприклад, у гірській місцевості. Для перекачування стічних вод, що містять включення великих розмірів, використовують вільно-вихрові насоси. Широка проточна порожнина, відкрите робоче колесо сприяють тому, що насос практично не засмічується, а, отже, істотно знижуються трудові витрати на його експлуатацію. В наш час промисловість випускає насоси СМС із подачею 80 - 250 м<sup>3</sup>/ч. ККД у вільно-вихрових насосів нижче, ніж у відцентрових, і складає 45-55%. Боковоканальні насоси бувають не тільки з одним робочим колесом.

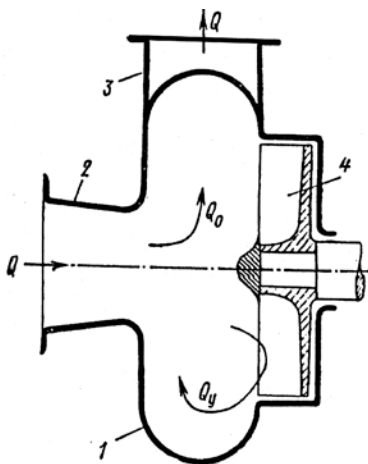
Так, *польська фірма „Hydro – vacuum”* випускає багатоступінчасті боковоканальні насоси *серії SK*, які мають від одного до восьми вихорних робочих коліс, з'єднаних послідовно. Кожне колесо залежно від розміру насоса створює напір від 18 до 44 м. Насос **SK5.08** з вісьмома колесами створює напір 300 м при подачі 3,5

м<sup>3</sup>/год. Сім розмірів насосів **SK** можуть забезпечити подачі від 0,3 до 30 м<sup>3</sup>/год.



**Мал. 1.82.** Відцентрово-вихровий насос типу **ЦВК**.

1 - кришка корпусу; 2 - відцентрове колесо; 3 - вставка корпусу; 4 - вихрове колесо; 5 - корпус; 6 - сальник; 7 - кронштейн; 8 - вал.



**Мал. 1.83.** Схема вільно-вихрового насоса **СМС (СДС)**.

1 - корпус; 2 - всмоктувальний патрубок; 3 - напірний патрубок; 4 - робоче колесо.

Відкрите робоче колесо **4** розташовано в кишені задньої стінки корпусу **1**. При цьому перед торцем колеса утвориться камера, вільна від рухливих деталей. Ширина цієї камери дорівнює діаметру напірного патрубку. Крізь робоче колесо проходить лише частина загального потоку рідини, що надходить до насоса. Цей, так званий циркуляційний потік  $Q_{ц}$ , складає 25 % від подачі насоса. Рештки рідини, що *залишилася*,  $Q_0$ , що надходить у насос, енергія передається шляхом вихрового енергообміну з циркуляційним потоком

### **1.21.2. ГІДРОСТРУМЕНЕВІ НАСОСИ**

Струменеві насоси відносяться до насосів тертя. У струменевих насосах немає рухомих частин, а робочим органом є сама рідина, що перекачується. В основу їхньої дії покладений принцип безпосередньої передачі кінетичної енергії зовнішнього потоку від робочої рідини, що перекачується. В залежності від роду рідини, що перекачується, а так само від тієї, котру необхідно транспортувати, гідроструминні насоси часто називають гідроелеваторами чи ежекторами.

У струминних насосах потік корисної подачі  $Q_0$  переміщується й одержує енергію завдяки змішуванню з робочим потоком  $Q_1$ , що володіє більшою енергією. Повна подача на виході з насоса

$$Q_2 = Q_1 + Q_0 \quad (1.69.)$$

Робота струминного апарату така. (*мал. 1.84.*) Під тиском робоча рідина з великою швидкістю виходить з робочого сопла і поступає у вхідне сопло, де тиск стає меншим, ніж у всмоктувальному трубопроводі. Рідина зі всмоктувального трубопроводу разом з робочою рідиною поступає в камеру змішування, де вони перемішуються, а тиск суміші поступово збільшується під дією енергії робочою рідини. Далі суміш рухається через дифузор, в якому при поступовому збільшенні діаметра швидкість зменшується, а тиск зростає. Під напором, меншим, ніж у всмоктувальному трубопроводі, суміш рідин поступає в напірний трубопровід.

Простота конструкції, надійність роботи таких насосів, невеликі габаритні розміри і низька вартість зумовлюють широке поширення їх. Вони застосовуються для відкачування води з артезианських свердловин, шахт, котлованів, затоплюваних підвальних приміщень, при гідромеханізації будівельних та гірничих робіт, для змішування



холодної та гарячої води теплофікаційних мереж і подачі суміші в калорифери, для відкачування повітря з відцентрових насосів перед пуском їх.

Режим роботи струминного насоса характеризує чотири приведених нижче і показаних на *мал. 1.84*. параметри (їхні вираження наведені для найбільш простого й розповсюдженого випадку, коли щільності потоків, що змішуються, однакові, тобто  $\rho_1 = \rho_0$ )

1. **Робочий напір**, затрачений у насосі і рівний різниці напорів робочого потоку на вході в насос (перетин б - б) і на виході з нього (перетин з),

$$H_p = \frac{P_b}{\rho \times g} + \frac{V_{\hat{a}}^2 b}{2g} - \frac{P_c}{\rho \times g} - \frac{V^2 c}{2g}; \quad (1.70)$$

2. **Корисний напір**, створюваний насосом і рівний різниці напорів подаваної рідини за насосом (перетин с - с) і перед ним (перетин, а - а),

$$H_i = \frac{P_{\hat{N}}}{\rho \times g} + \frac{V_{\hat{N}}^2}{2g} - \frac{P_a}{\rho \times g} - \frac{V_a^2}{2g}; \quad (1.71)$$

3. **Витрата робочої рідини**

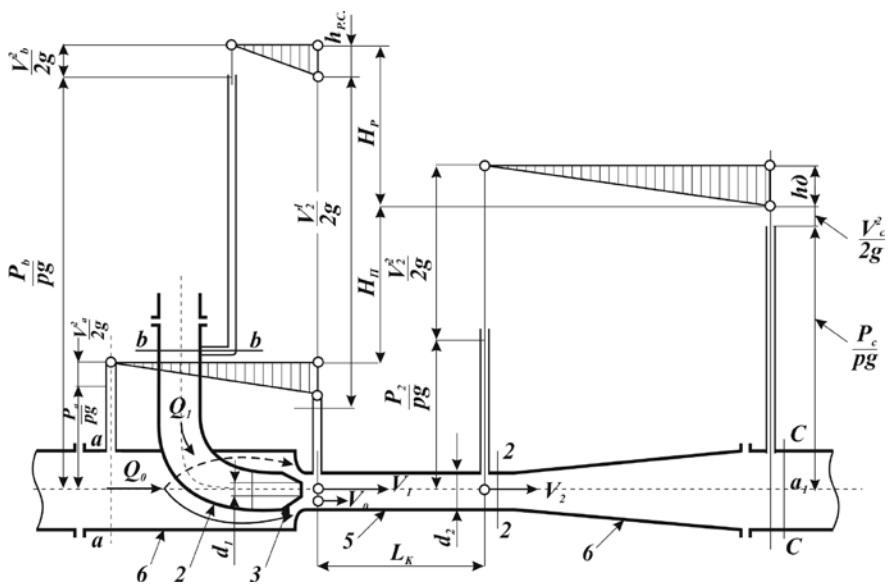
$$Q_1 = V_1 \times S_1 = V_1 (\pi / 4) d_1^2; \quad (1.72)$$

4. **Корисна подача**

$$Q_0 = V_0 \times S_0 = V_0 (\pi / 4) \times (d_0^2 - d_1^2); \quad (1.73)$$

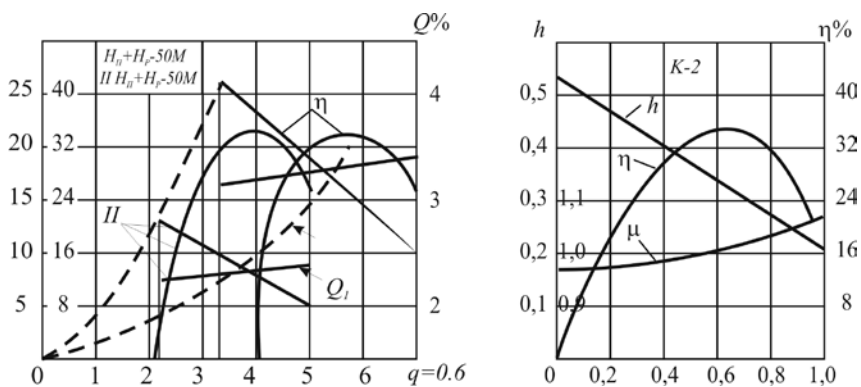
ККД струминного насоса дорівнює відношенню корисної потужності до витраченого.

До недоліків струминних насосів належить порівняно низький ККД (0,15 – 0,25) і необхідність підведення до сопла великих витрат робочої рідини під високим тиском. Залежно від робочого середовища розрізняють такі види струминних нагнітачів: рідинноструминний, водоструминний, газоструминний, пароструминний. Струминний насос, який встановлюють в системах водяного опалення, називають елеватором.



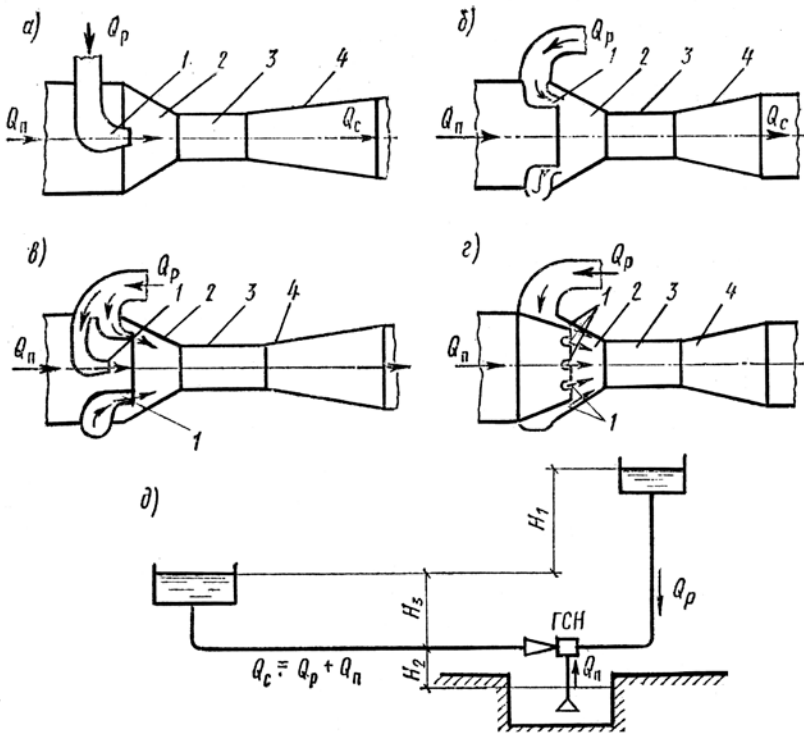
Мал. 1.84. Струменевий насос;

*a* - схема й розподіл напорів у проточній частині;



Мал. 1.85. Характеристика струменевого насоса:

*a* – при перемінних режимах роботи й умові  $H_{II} + H_r = \text{const}$ ; *б* – у відносній безрозмірній формі



**Мал. 1.86.** Схеми струминних насосів.

**а** – із співвісним соплом; **б** – із кільцевим соплом; **в** – комбінований; **г** – багатоструменевий; **д** – схема установки з гідроструменевим насосом (ГСН); 1 – робоче сопло (насадок); 2 – вхідний конфузор; 3 – камера змішування (горловина); 4 – дифузор.

Його максимальне значення, невелике і, складає 0,25 - 0,35. Незважаючи на це струминні насоси поширені широко, тому що завдяки простому улаштуванню, малим габаритним розмірам, відсутності рухливих частин вони надійні, легко розміщуються у важко доступних місцях, здатні подавати агресивні й забруднені рідини і виконувати функції змішувачів. Струменеві насоси використовуються для підйому води з артезіанських свердловин, для водовідливу й водозниження при проведенні будівельних робіт, для підмішування

гарячої води в системах опалення. На каналізаційних спорудженнях їх використовують, наприклад, для видалення осаду з пісколовок і перемішування мулу в метантенках. Гідроструминні насоси можна застосовувати також для відкачування повітря з відцентрових насосів перед їх пуском.

Невисоке значення ККД струминних насосів обумовлено значними втратами енергії, що супроводжують робочий процес. Їх можна розділити на два види.

1. Втрати в камері змішування, що складаються, по-перше, з енергії, що розсіюється при вихростворюванні, що супроводжує передачу енергії від робочого потоку до подаваного, і, по-друге, з втрат на тертя рідини об стінки камери.
2. Втрати в елементах насоса, що підводять і відводять рідину. До них відносяться (*мал. 1.84.*):

а) **Втрати  $h_d$  у дифузорі**, що забезпечує підвищення тиску від  $P_2$  до  $P_C$  шляхом перетворення великого швидкісного напору  $\frac{V_2^2}{2g}$  на виході з камери до значення  $\frac{V_C^2}{2g}$ , прийнятного для руху рідини по трубах за насосом;

б) **втрати в робочому соплі**

$$h_{P.C} = \zeta_{P.C} \frac{V_1^2}{2g}, \quad (1.74)$$

де  $\zeta_{P.C}$  - коефіцієнт опору робочого сопла 3;

в) втрати у вхідному соплі

$$h_{BX} = \zeta_{BX} \frac{V_0^2}{2g}, \quad (1.75)$$

де  $\zeta_{BX}$  - коефіцієнт опору кільцевого підведення 4. У цій групі втрат найбільше значення має втрата  $h_d$  в дифузорі 6.

Характеристика струменевого насоса (*мал. 1.85.*) описує його роботу на перемінних режимах. Характеристика складається із

залежностей корисного напору  $H_k = f(Q_2)$ , яка представляє падаючу криву, ККД;  $\eta = f(Q_2)$ , що має яскраво виражений максимум у зоні, де сума втрат змішування й втрат у дифузорі мінімальна; робочої витрати  $Q_I = f(Q_2)$ , що представляє слабо зростаючу криву. Відповідно умові  $H_n + H_p = const$ , кожен насос може мати безліч характеристик (див. мал. 1.85, б).

Більш зручно характеристику представляти у відносній безрозмірній формі, як сукупність залежностей

$$h = f(q), \quad \eta = f(q) \text{ і } \mu_{р.с.} = f(q); \quad (1.76)$$

**відносний напір**

$$h = H_k / (H_k + H_p); \quad (1.77)$$

**відносна витрата**

$$q = Q_0 / Q_I; \quad (1.78)$$

**коефіцієнт витрати робочого сопла**

$$\mu_{р.с.} = \frac{Q_1}{(S_1 \sqrt{2g(H_k + H_p)})}. \quad (1.79)$$

**Вираження для ККД має вид**

$$\eta = \frac{q \times h}{1 - h} \quad (1.80)$$

Розміри проточної частини у відносній формі характеризуються **відотною площею**

$$K = S_0 / S_I = \frac{d_0^2 - d_1^2}{d_1^2} \quad (1.81)$$

яка представляє відношення площі входу в камеру змішування до площі робочого сопла.

Вся безліч розмірних характеристик, отриманих при різних значеннях  $H_k + H_p = const$  для всіх струминних насосів із постійним значенням відносної площі  $K = const$ , може бути зведене до однієї безрозмірної характеристики. Для цього повинні бути виконані наступні умови:

1. крім рівності величини  $K$  дотримане геометрична подоба для всіх елементів проточної частини;
2. значення відносної шорсткості стінок проточної частини повинні бути приблизно однаковими;
3. на кінематичне подібних режимах роботи, характеризуемих умовою  $q = const$ , дотримана також подоба по числах

Рейнольдса  $Re = const$ .

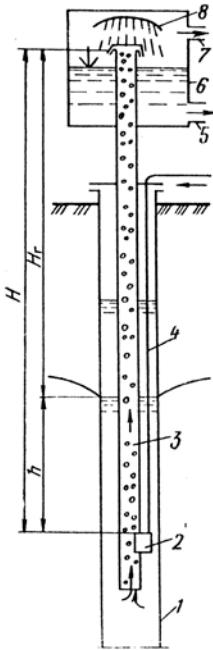
При виконанні цих умов подоби постійним значенням відносних витрат  $q = const$  будуть відповідати постійним значенням відносних напорів  $h = const$  і безрозмірні характеристики подібних насосів із  $K = const$  будуть однакові.

Зручною формою запису числа  $Re$  для струменевих насосів є

$$Re = d_1 \sqrt{2g \times (H_{II} + H_P)} / \nu \quad (1.82)$$

Подоба по числу Рейнольдса потрібно дотримувати при  $Re < 10^6$ . У зоні  $Re \geq 10$  автомодельності вплив  $Re$  на форму характеристики припиняється і вона залежить тільки від відносних розмірів проточної частини, що виражаються значенням  $K$ .

### 1.21.3 ПОВІТРЯНІ ВОДОПІДІЙМАЧІ



Повітряними водопідіймачами, ерліфтами, можна піднімати воду зі свердловин. Найбільшшироко їх використовують для відкачки запискованної води зі свердловин перед установкою заглибних відцентрових насосів і підйому води зі свердловин, якщо потрібно видалити з неї гази. В основу дії ерліфту (мал. 1.87.) покладений закон сполучених посудин. У водопідйомну трубу 3 по трубі 4 через форсунку 2 подають стиснене повітря з компресора. Повітря, змішуючись з водою, утворює водоповітряну емульсію. Сполученими посудинами тут є свердловина, заповнена водою, і водопідйомна труба, заповнена емульсією. Оскільки щільність емульсії менше щільності води, вода виштовхує її на поверхню.

Водоповітряна емульсія буде підніматися по водопідйомній трубі на висоту  $H_r$  у тому випадку, якщо

$$\gamma_B h = \gamma_{EM} (H_r + h), \quad (1.83)$$

де  $\gamma_B \gamma_{EM}$  питома вага води й емульсії,  $\text{Н/м}^3$ ;  $h$  - заглиблення форсунки під динамічний рівень, м;  $H_r$  - геодезична висота підйому

емульсії. Таким чином, висота підйому води  $H_g$  залежить від відношення густини води й емульсії й заглиблення форсунки.

Досягнувши верха труби 3, емульсія надходить у прийомний бак 6, де за допомогою відбивача вода відокремлюється від повітря і по трубі 5 рухається до споживача, а повітря через трубу 7 виходить в атмосферу.

Промисловість повітряні водопідіймачі не виготовляє. Їх розраховують і конструюють індивідуально. Якщо співвідношення (1.83) представити у вигляді

$$\gamma_B (H - H_g) = \gamma_{EM} H, \quad (1.84)$$

де  $H$  - глибина занурення форсунки, м,

$$\text{то } H = H_g \frac{\gamma_B}{\gamma_B - \gamma_{EM}} = KH_g \quad (1.85)$$

Залежність значень  $K$  и  $\eta_{\mathcal{E}}$  від висоти підйому  $H_g$

**Таблиця 4**

<b>Показники</b>	<b>Висота підйому емульсії <math>H_g</math>, м;</b>				
	< 15	15...30	30...60	60...90	90.....120
<b><math>K</math></b>	3,0...2,5	2,5...2,2	2,2...2,0	2,0...1,75	1,75...1,65
<b><math>\eta</math></b>	0,59...0,57	0,57...0,54	0,54...0,50	0,50...0,41	0,41...0,40

де  $K$  – коефіцієнт занурення форсунки, що показує в скільки разів значення  $H$  більше значення  $H_g$ , ( $K = H / H_g$ ).

Коефіцієнт занурення  $K$ , висота підйому  $H_g$ , і коефіцієнт корисної дії ерліфта  $\eta_{\mathcal{E}}$  зв'язані між собою в такий спосіб (табл. 4).

Нижній кінець водопідійомної труби повинний бути на 3...6 м нижче форсунки.

Необхідну витрату повітря визначають по так називаній питомій витраті.

Питома витрата повітря (  $\text{м}^3$  ), необхідний для підйому  $1 \text{ м}^3$  води (при заданих ККД й атмосферного тиску,

$$q = \frac{H_{\Gamma}}{23\eta_{\text{э}} \lg[(H - H_{\Gamma} + 10)/10]} \quad (1.86)$$

Формула (1.86), отримана на підставі аналізу роботи, затрачуваної на стиск повітря компресором при ізотермічному процесі.

Коефіцієнт корисної дії ерліфту

$$\eta_{\text{э}} = \gamma_B \times Q \times H_{\Gamma} / A \quad (1.87)$$

де  $Q$  - подача води на висоту  $H_{\Gamma}$ , м<sup>3</sup>/с;  $A$  - енергія стисненого повітря в місці його виходу з форсунки у водопідйомну трубу, кВт.

Кількість повітря (м<sup>3</sup>/хв), необхідне для підйому води витратою  $Q$  (м<sup>3</sup>/год),

$$W = q \times Q / 60 \quad (1.88)$$

Формула справедлива для нормального атмосферного тиску і температури повітря 15...20 °С. При інших значеннях температури й тиску повітря в неї потрібно вводити виправлення.

Для середньої смуги СНД з урахуванням виправлення продуктивність компресора (м<sup>3</sup>/хв)

$$W_K = 1,2W$$

Робочий тиск (МПа) повітря, необхідне для роботи водопідйомника,

$$p = 0,01(H - H_{\Gamma} + h_T) \quad (1.89)$$

де  $h_T$  - втрати напору в повітряній трубі на ділянці від компресора до форсунки, звичайно  $h_T < 5$ м.

Розташування водопідйомної і повітряної труб у свердловині може бути паралельним чи центральним. При паралельному розташуванні повітряна труба проходить поруч із водопідйомної, а при центральному - усередині водопідйомної.

Для виділення з повітря, що надходить від компресора, олії і пари води на повітряній лінії встановлюють повітряний резервуар - ресивер.

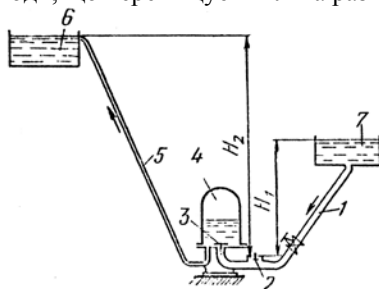
Переваги повітряних водопідйомників - простота пристрою, надійність у роботі, можливість підйому води (як чистої, так і з



наявністю піска) із глибоких вертикальних, похилих, скривлених, свердловин малого діаметра; недоліки - низький ККД (20...25%), підйом води тільки з глибоких свердловин, що викликає необхідність великого заглиблення водопідйомної труби під динамічний рівень.

#### 1.21.4. ГІДРАВЛІЧНІ ТАРАНИ

Гідравлічний таран — це водопідйомник, що працює за принципом використання явища гідравлічного удару в трубах. Такими водопідйомниками піднімають воду з джерел, розташованих вище місць їхньої установки не менш чим на 1 м. Через гідротарани повинна скидатися витрата води, що перевищує в кілька разів їхню подачу.



**Рис 1.88.** Схема установки гідравлічного тарана:

1, 5 – живильна і нагнітальна труби; 2, 3 – скидальний (ударний) і нагнітальний клапани; 4 – повітряний ковпак; 6 – напірний бак; 7 – джерело.

Перед початком роботи тарана (*мал. 1.88.*) засувка на живильній трубі *1* закрита. Скидальний клапан *2* під дією власної ваги переміститься вниз і може випускати воду з живильної труби назовні, а нагнітальний *3* закритий. При відкритті засувки вода з джерела по живильній трубі під напором  $H_1$  почне витікати в атмосферу

**Таблиця 5**

$H_2/H_1$	$\eta$	$q/Q$	$H_2/H_1$	$\eta$	$q/Q$
2	0,84	0,290	12	0,43	0,034
4	0,72	0,152	16	0,32	0,0196
6	0,63	0,118	20	0,23	0,0112
10	0,49	0,046			

через клапан 2 із зростаючою швидкістю. Коли під дією гідродинамічного тиску знизу клапан 2 підніметься, витікання води назовні припиниться. Швидкість бігу води в живильній трубі різко знизиться, що приведе до виникнення в ній гідравлічного удару, супроводжуваного різким підвищенням тиску. Коли тиск у живильній трубі перевищить тиск у повітряному ковпаку 4, клапан 3 відкриється, і вода заповнить повітряний ковпак. Потім під дією надлишкового тиску вода з повітряного ковпаку по нагнітальній трубі підніметься в напірний бак, тобто на висоту  $H_2$ . Тиск у живильній трубі почне знижуватися. Коли нагнітальний клапан 3 закриється, вода з джерела по живильній трубі знову через ударний клапан буде впливати в атмосферу, і усе повториться спочатку.

Гідравлічний таран діє автоматично. Для його надійної роботи довжина живильної труби повинна складати (5...8)  $H_1$ .

Коефіцієнт корисної дії гідравлічного тарану

$$\eta = qH_2 / Q \times H_1 \quad (1.90)$$

де  $q$  - подача тарану,  $m^3/iz$ ;  $Q$  - витрата робочої води,  $m^3/c$ .

Коефіцієнт корисної дії тарана, подача  $q$ , витрата робочої води  $Q$  і відношення  $H_2/H_1$  зв'язані між собою в такий спосіб (табл. 5) Гідравлічний таран діє в пульсуючому режимі. Частота пульсацій залежить від довжини труби  $L$ . Як що цю трубу зробити занадто короткою, то клапани не будуть встигати спрацювати. Мінімальний ( без урахування часу розгону води в трубі) період робочого циклу гідротарана в секундах приблизно можна визначити по формулі:

$$T_{z.m.} = 4L_1 / 1000, \text{ де } L_1 - \text{довжина трубопроводу } L \text{ в метрах.}$$

У нашій країні розроблені конструкції таранів:

**ТГ - 1, ТГ- 2** з напором до 100 м і подачею до 5 л/с;

**УИЖ-К100** з напором до 100 м і подачею до 3 л/с;

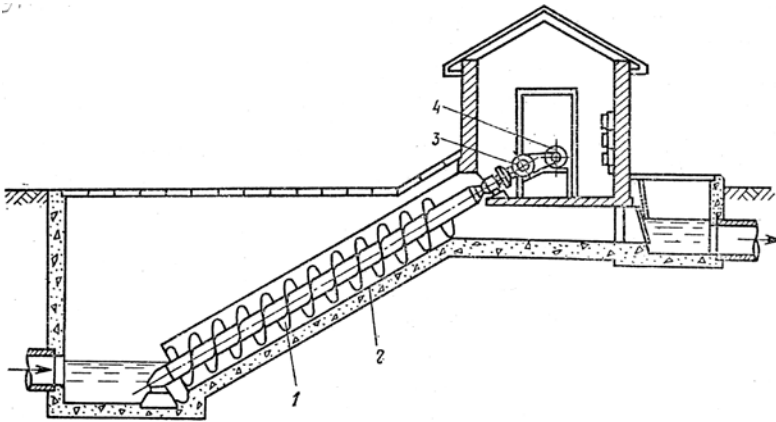
**ЕрПИ-100, ЕрПИ-150, ЕрПИ-250** із напором до 150 м і подачею до 18 л/с.

В літературі описано конструкції гідротаранів з подачею до 65  $m^3/годину$  і з напорами до 150 метрів водяного стовпа. Іноді їх застосовують для сезонного водопостачання гірських пасовиськ.

### 1.21.5. ШНЕКОВІ НАСОСИ (гвинт Архімеда)

Шнекові насоси за принципом дії відносяться також до насосів тертя. У цих насосах рідина переміщається через гвинтовий шнек у напрямку його осі. У системах каналізації шнекові насоси застосовують при необхідності перекачувати стічну рідину на порівняно невелику висоту (5 - 6 м).

Основним робочим органом водопідйомників цього типу є шнек, що представляє собою вал з навітої на нього спіраллю, що забезпечує подачу води й рівномірність шнека при будь-якому куті повороту. Шнек, встановлений похило, обертається в лотку, виконуваному, звичайно, із бетону. Лоток закривають металевим знімним кожухом. Встановлюють лоток із шнеком похило під кутом 25 - 30° до горизонту. Окружна швидкість шнека 2 - 5 м/с відповідає частоті обертання 20 - 100 об/хв. у залежності від діаметра шнека. Для одержання такої частоти обертання приводний електродвигун з'єднують із валом шнека через редуктор чи клиноременну передачу.



**Мал. 1.89.** Шнековий насос

1 – шнек; 2 – лоток; 3 – передача; 4 – електродвигун.

Довжина шнека складає 10 - 15 м і залежить від необхідної висоти підйому рідини. Чим більше подача підйомника, тим більшим повинен бути поперечний переріз шнека, що збільшує його твердість. Тому при більшій подачі можна приймати велику довжину шнека, збільшуючи таким чином висоту підйому.

До складу шнекового насосного агрегату (*мал. 1.89.*) входить шнек з опорами, редуктор і електродвигун. Оскільки нижня підшипникова опора шнека знаходиться під рівнем рідини її захищають від зносу шляхом пристрою сальника і примусової подачі олії.

Вітчизняна промисловість в наш час не випускає шнекових насосів. Такі насоси поставляли в нашу країну з Чехії у рамках інтеграції виробництва країн СЕВ. Подача шнекових насосів, що випускаються серійно за кордоном, коливається від 10 до 16000 л/год. і напором 2,25 - 5 м.

## **1.22. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ**

Поршневі насоси відносяться до групи водопідйомних машин об'ємного типу. У цих насосів подача не залежить від напору і робочі органи виконані у вигляді поршнів. Тому їх застосовують при заборі води з глибоких шахтних колодязів і свердловин.

Поршневі насоси по розташуванню осі класифікуються на горизонтальні і вертикальні; по пристрою поршня - на поршневі і плунжерні; по характеру дії - на одnobічної, подвійної і диференціальної дії; по числу циліндрів і способу приведення насосів у рух: однопоршневі, двопоршневі, трипоршневі й багатопоршневі.

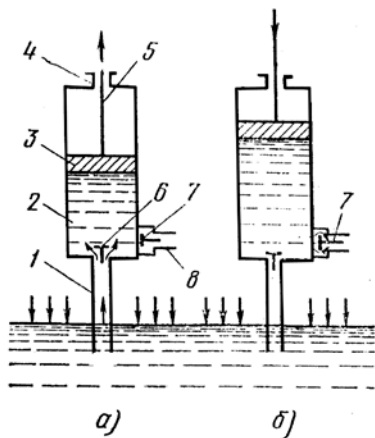
Для поршневих і плунжерних насосів характерні відносно невеликі подачі ( $0,01 \dots 250 \text{ м}^3/\text{год.}$ ) і високі тиски, ( $0,25 \dots 250 \text{ МПа}$ ). У поршневих насосів основною деталлю є циліндр 2 (*мал. 1.90.*) з добре обробленою поверхнею й поршень, що переміщується в ньому, 3, що прилягає до робочої поверхні циліндра. Поршень по периферії має ущільнення (металеве, гумове чи шкіряне).

У плунжерних насосів (*мал. 1.96.*) замість поршня всередині робочої камери 1 у сальнику, що ущільнює, переміщується порожній циліндр - плунжер 2. Ці насоси простіше в експлуатації, чим поршневі, оскільки в них немає змінюваних деталей (поршневих кілець, манжет). Для плунжера необхідний лише зовнішній сальник. Нещільності між сальником і плунжером легше знайти й усунути, ніж нещільності між поршнем і стінками циліндра.

### **1.22.1. ПОРШНЕВІ НАСОСИ ОДНОБІЧНОЇ ДІЇ**

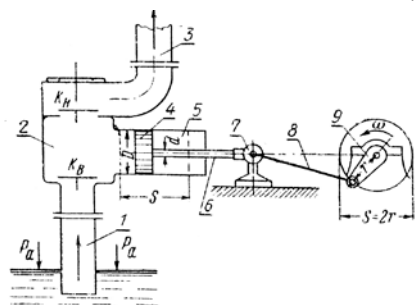
Горизонтальний поршневий насос одnobічної дії (*див. мал. 1.91.*) працює в такий спосіб. Зворотно-поступальний рух поршня 4 здійснюється за допомогою кривошипно-шатунного механізму, який

складається з кривошипа 8, шатуна 7, повзуна 6 і штока 5. При русі поршня праворуч у частині циліндра за поршнем утворюється розрідження, яке поширюється також у робочу камеру 2. Внаслідок різниці тисків під всмоктувальним клапаном і над ним, всмоктувальний клапан  $K_B$  – відкривається, а нагнітальний  $K_H$  закривається, і рідина починає всмоктуватися в циліндр насоса.



При русі поршня вліво всмоктувальний клапан  $K_B$  закривається, а нагнітальний  $K_H$  відкривається, і вода з циліндра насоса починає надходити в напірний трубопровід.

**Мал. 1. 90.** Схема вертикального поршневого насоса простої дії:  
*a* – рух поршня нагору; *б* – рух поршня вниз; 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – робочий циліндр; 3 – поршень; 4 – сальник; 5 – шток; 6 – всмоктувальний клапан; 7 – нагнітальний клапан; 8 – нагнітальна трубка.



**Мал. 1.91.** Горизонтальний поршневий насос однієї дії:

1 – всмоктувальний трубопровід; 2 – робоча камера; 3 – напірний трубопровід; 4 – поршень; 5 – циліндр; 6 – шток; 7 – крейцкопф; 8 – шатун; 9 – кривошип.

За один оборот кривошипа в напірний трубопровід надходить обсяг води  $V = FS$ , де  $F$  – площа поршня,  $S$  – хід поршня. При частоті обертання  $n$  (об/хв) теоретична подача,  $Q_T$ , м<sup>3</sup>/с насоса

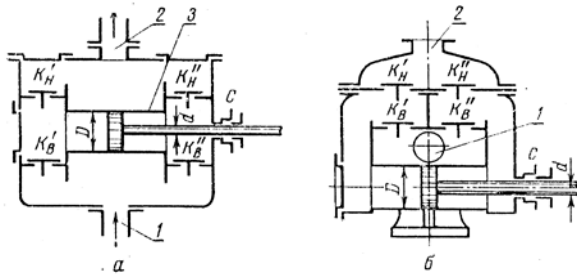
$$Q_T = FSn/60, \quad (1.91)$$

де  $F$  - площа поршня;  $S$  - хід поршня;  $n$  - число циклу (або обертів кривошипа).

Подача однопоршневого насоса нерівномірна. Більш рівномірну подачу забезпечує насос двобічної дії.

### 1.22.2 ПОРШНЕВІ НАСОСИ ДВОБІЧНОЇ ДІЇ

Насос двобічної дії (мал. 1.92.) має два всмоктувальних  $K'_B$  і  $K''_B$ , і два нагнітальних  $K'_H$  і  $K''_H$  клапани. Тому всмоктування в його циліндр рідини і нагнітання її в напірний трубопровід здійснюється одночасно. При русі поршня управо через відкритий всмоктувальний клапан  $K'_B$  рідина надходить у циліндр, а через відкритий нагнітальний  $K''_H$  - у напірний трубопровід. Клапани  $K''_B$  і  $K'_H$  при цьому закриті. При русі поршня уліво клапани  $K''_B$  і  $K'_H$  відкриваються, а клапани  $K'_B$  і  $K''_H$  зачиняються.



Мал. 1.92. Горизонтальний поршневий насос двобічної дії:

*а* - розташування клапанів з різних сторін осі поршня; *б* - розташування клапанів по один бок осі поршня; 1 - всмоктувальний трубопровід; 2 - напірний трубопровід; 3 - циліндр. положення кривошипів.

Кількість рідини, яка подається насосом при ході поршня управо, відрізняється від кількості рідини, яку подає насос при ході поршня уліво на обсяг штока поршня. Обсяг рідини, що витісняється поршнем з циліндра при ході уліво, дорівнює  $F/S$ , а -  $(F-f)S$  (де  $f$  - площа штока). Таким чином, теоретична подача насосу

$$Q_T = (2F - f) Sn / 60$$

циліндра при ході вліво, дорівнює  $F/S$ , а вправо -  $(F-f)S$  (де  $f$  - площа штока). Таким чином, теоретична подача насоса

$$Q_T = (2F - f)Sn / 60$$

Для здійснення більш рівномірної подачі можливий пристрій насосів із двома і трьома циліндрами здвоєного поршневого насоса двобічної дії.

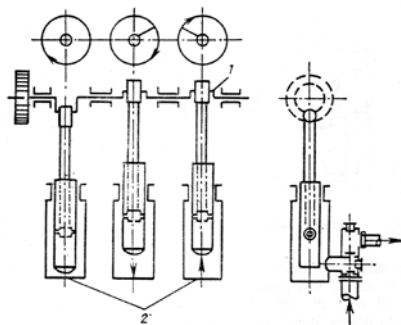
У насосах із двома циліндрами кривошипи розташовані під кутом  $180^\circ$ , а в насосах із трьома циліндрами - під кутом  $120^\circ$ . (мал 1.93.)

Теоретичні подачі насосів із двома і трьома циліндрами відповідно дорівнюють

$$Q_T = 2FSn/60 \text{ і } Q_T = 3FSn/60 \quad (1.93)$$

а здвоєного поршневого насоса двобічної дії

$$Q_T = 2 (2F - f)S n / 60 \quad (1.94)$$



Як вказано вище, подача однопоршневого насоса переривчаста і відрізняється великою нерівномірністю.

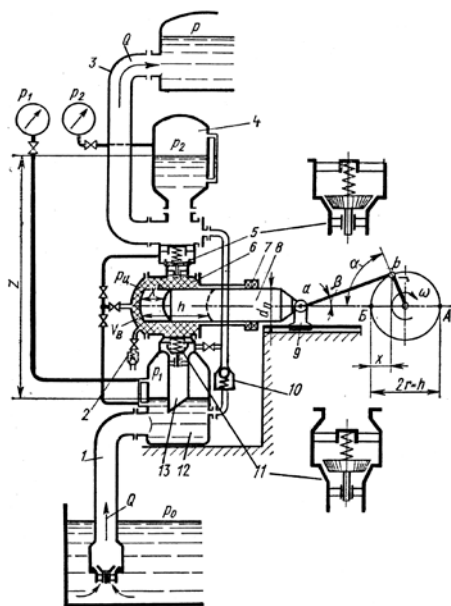
**Мал.1.93.** Схема трипоршневого насоса.

Більшість споживачів не може використовувати настільки сильно пульсуючу подачу. Швидке наростання і зменшення витрати в трубах, що перемежується станом спокою під час циклу всмоктування, викликає в них і в насосі **пульсації тиску**, що веде до шуму, вібрацій і усталостним руйнуванням у насосній установці. Для зменшення нерівномірності застосовують два способи. *Перший* зводиться до застосування **багатопоршневих машин** із загальною

приводною частиною і загальними магістральними трубопроводами (мал. 1.93.) Трипоршневий насос – це три насоси однобічної дії 2, що приводяться в рух спільним колінчастим валом 1. Кривошипи вала зміщені один щодо одного на  $120^{\circ}$ . У цих насосів спільна всмоктувальна і нагнітальна труба. За один повний оборот колінчастого вала відбувається три всмоктування і три нагнітання. Дійсна подача насосу дорівнює

$$Q = \frac{3FSn}{60} \eta_g \quad (1.92)$$

де  $\eta_g = 0,8 \dots 0,9$  – повний об'ємний ККД насоса.  
Більш економічна конструкція насоса подвійної дії.



**Другим способом** вирівнювання подачі є застосування **повітряних ковпаків**. Повітряні ковпаки 4 і 12 (див. мал. 1.94.) встановлюють на лініях, що підводять і відводять, безпосередньо перед і після робочої камери, щоб шлях від них до ковпаків був мінімальний.

**Мал. 1.94.** Схема поршневого насоса з кривошипним приводом.

1 – всмоктувальний трубопровід; 2 – кран; 3 – напірна лінія; 4, 12 – повітряний ковпак; 5 – нагнітальний клапан; 6 – циліндр; 7 – ущільнення; 8 – плунжер; 9 – опора; 10 – пропускний клапан; 11 – всмоктувальний клапан; 13 – патрубок.

Застосовують ковпаки, як правило, з одне – і двоциліндровими насосами. Робота ковпаків заснована на прагненні довгих стовпів рідини в трубах зберегти через інерцію середню швидкість, що відповідає середній подачі насоса.

Під час всмоктувального ходу поршня вода надходить



крызьвсмоктувальний клапан *11* у циліндр *6* з повітряного ковпака *12*, а не з джерела, рівень води в який значно нижче рівня води в повітряному ковпаку. У повітряному ковпаку утвориться розрідження, і вода з джерела піднімається донього по всмоктувальному трубопроводу *1*. Це відбувається й у момент нагнітання і коли всмоктувальний клапан закритий.

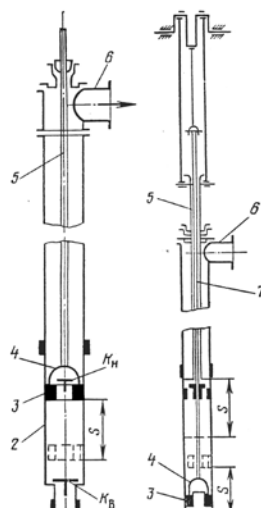
Таким чином, вода рухається по всмоктувальному трубопроводу постійно і майже рівномірно, що зменшує шкідливий вплив сил інерції рідини.

При нагнітальному ході поршня частина рідини потрапляє в напірний трубопровід, а частина – у нагнітальний ковпак *4*. Обсяг води в нагнітальному ковпаку збільшується, і це призводить до підвищення тиску в ньому. Коли нагнітальний хід поршня закінчується і напірний клапан *5* зачиняється, вода в напірний трубопровід уже надходить під дією тиску повітря в нагнітальному ковпаку. Таким чином, і в напірному трубопроводі рідина якийсь час рухається безупинно, незалежно від ходу поршня в циліндрі.

Повітряні ковпаки обладнують водомірним склом, щоб можна було стежити за рівнем води в них. Дослідами встановлено, що для задовільної роботи повітряного ковпака обсяг повітря в ньому повинний складати  $2/3$  загального обсягу.

**Мал. 1.95.** Схеми поршневих штангових насосів:

*a* – звичайної конструкції; *б* – диференційної дії; *1* – всмоктувальна труба; *2* – циліндр; *3* – поршень; *4* – вилка; *5* – штанга; *6* – напірний трубопровід; *7* – плунжер.



### 1.22.3. ШТАНГОВІ НАСОСИ

Для підйому води із свердловин використовують поршневі штангові насоси звичайної конструкції і диференційної дії (*мал. 1.95.*) Штанговий насос звичайної конструкції (див. *мал. 1.95.а*) працює в такий спосіб. При підйомі поршня нагору нагнітальний клапан *Кн*

зачинається, а всмоктувальний  $K_v$  відчиняється, і через нього в циліндр 2 надходить вода.

Одночасно вода йде й у напірний трубопровід 6. При ході поршня вниз клапан  $K_v$  зачиняється, а клапан  $K_n$  відчиняється, і через нього в простір над поршнем надходить вода, а в напірний трубопровід доступ воді в цей час зачинений, тобто такий насос працює як поршневий однобiчної дії.

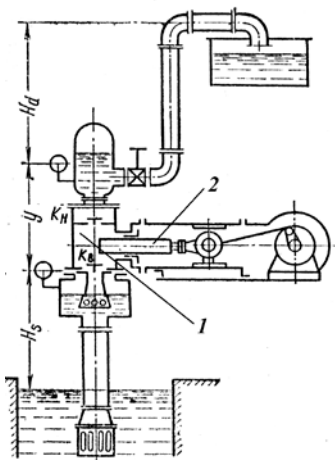
Більш рівномірну подачу має штанговий насос диференційної дії. У такого насоса вода в напірний патрубок поступає і при русі поршня ввєрх і при русі його вниз. Штанговий насос диференційної дії (див. мал. 1.95. б) у верхній частині має плунжер 7 діаметром більше діаметра штанги. При підйомі поршня обсяг води, поданий у напірний трубопровід 6, дорівнює  $(F - f)S$ , де  $f$  - площа плунжера, а обсяг води, засмоктуваний через клапан  $K_v$ ,  $FS$ . Плунжер, що опускається, витісняє в напірний трубопровід обсяг води, рівний  $f$ . Обсяг води, подаваний насосом за два ходи поршня дорівнює  $V = FS$ .

#### 1.22.4. ПЛУНЖЕРНІ НАСОСИ

Плунжерні насоси, як і поршневі, відносяться до зворотно-поступальних. Тільки в плунжерних замість поршня застосовують плунжер (качалку) у вигляді полого циліндру (мал. 1.96), що рухається у сальнику, не стосуючись внутрішніх стінок циліндра; плунжерні насоси простіше і надійніше в експлуатації, тому що в них немає змінних деталей, що ущільнюють, (кілець, манжет); У плунжерних насосах плунжер рухається в камері, не стикаючись з її стінками, тому в таких насосах ретельної обробки вимагає тільки плунжери і чепцеві пристрої, у яких вони рухаються.

Обробка плунжерів значно простіша, ніж обробка внутрішньої порожнини циліндрів. Нещільність між сальниками і плунжером легше виявити і ліквідувати ніж нещільність між поршнем і циліндром. Тому плунжерні насоси більш широко застосовуються в системах ВК і будівництві. Їх застосовують навіть для транспортування бетонних сумішей.

**Мал. 1.96.** Схема установки плунжерного насоса.



Плунжерний насос простої дії, як і поршневий однобічної дії, здійснює подачу води нерівномірно. Більш рівномірну подачу забезпечує насос диференційної дії.

**Плунжерний насос диференційної дії (мал. 1.96.)** працює в такий спосіб. При русі плунжера управо всмоктувальний клапан  $K_в$  відкривається, а нагнітальний  $K_н$  зачиняється. У робочу камеру із всмоктувального трубопроводу в напірний трубопровід надходить вода. При цьому  $V_1 = (F - f)S$  (де  $F$  і  $f$  - площі частин плунжера з великим і меншим діаметрами). При ході плунжера вліво клапан  $K_в$  зачиняється, і обсяг, що надійшов у робочу камеру, води  $V_2 = FS$  виштовхується через нагнітальний клапан у напірний трубопровід. Це обумовлене тим, що при ході уліво тільки частина обсягу води ( $f$ ), що витісняється лівою стороною плунжера, йде в напірний трубопровід, а інша частина  $[(F-f)S]$  заповнює простір, що звільняється в правій частині камери насоса.

Теоретична подача плунжерного насоса диференційної дії

$$Q_T = \frac{(V_1 + V_2)}{60} = \frac{[(F - f)S + fS]n}{60} = \frac{FSn}{60} \quad (1.95)$$

Таким чином, теоретична подача плунжерного насоса диференційної дії більш рівномірна в порівнянні з теоретичною подачею поршневого насоса однобічної дії.

Теоретичну подачу будь-якого поршневого чи плунжерного насоса можна визначити по наступній формулі:

$$Q_T = iFSn / 60 \quad (1.96)$$

де  $i$  - число дій насоса. Для насоса однобічної дії  $i = 1$ , двобічної  $i = 2$ , трибічної  $i = 3$  і т.д.

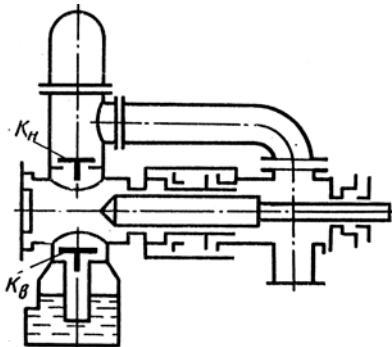
Фактичні подачі поршневого і плунжерного насосів завжди трохи менше теоретичних що обумовлене наступними причинами:

*деякий обсяг води впливає з області нагнітання в область всмоктування чи за межі корпусу насоса;*

*запізнюванням відкриття і закриття всмоктувальних і нагнітальних клапанів.* (В ідеальних умовах клапани повинні відчинятися і зачинятися миттєво, коли поршень знаходиться в мертвих положеннях. У дійсності відкриття і закриття клапанів відбувається за якийсь визначений, хоча і не тривалий, час. Тому

деякий обсяг води перетікає назад з напірного трубопроводу в циліндр насоса;)

І влученням повітря в циліндр насоса ззовні через нещільності в сальниках у всмоктувальній трубі, а також разом з водою. Це повітря виділяється з води в період утворення вакууму в робочій камері при всмоктувальному ході поршня,



Мал. 1.97. Схема плунжерного насоса диференційної дії

у зв'язку з чим обсяг всмоктуваної води зменшується.

Об'ємний ККД поршневих і плунжерних насосів знаходять також як і об'ємний ККД лопатевих:  $\eta_{об} = Q/Q_T$

Звичайно для цих насосів  $\eta_{об} = 0,85...0,99$ .

Корисна потужність, споживана насосом, визначається по дійсній продуктивності і повному напорі по формулі:

$$N_{II} = \frac{\gamma Q H}{102} \quad (1.97)$$

Потужність на валу насоса обчислюється за показниками приладів у мережі електродвигуна, його ККД і ККД передачі від електродвигуна до насоса.

$$N_{II} = \frac{\gamma Q H}{102 \eta \eta_{II}} \quad (1.98)$$

Напір поршневих і плунжерних насосів визначають по формулі

$$H = h_{MAN} + h_{BAK} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g} + Z \quad (1.99)$$

де  $h_{MAN}$  - манометричний напір, м;  $h_{BAK}$  - вакуумметричний напір, м;  $V_H, V_B$  - середні швидкості рідини в перетинах на вході і виході з насоса, м/с;  $Z$  - відстань по вертикалі між точками підключення приладів.

### ***Переваги і недоліки поршневих насосів***

До переваг поршневих насосів варто віднести те, що, по перше вразі потреби ними можна подавати невелику кількість рідини під великим напором; по-друге, для запуску вони не мають потребу в попереднім zalиванні.

Однак, поршневим насосам властиві і недоліки, які варто враховувати при їхньому підборі:

вони мають великі розміри, масу і високу вартість;

для їхньої установки потрібно улаштовувати важкі фундаменти, що займають велику площу;

швидко зношуються клапани;

нерівномірно подається вода в нагнітальний трубопровід.

Регулювати подачу поршневих насосів засувкою не можна. Її можна регулювати зміною кількості ходів поршня і довжини ходу поршня.

### ***Експлуатаційні особливості поршневих насосів***

Порядок пуску в хід і зупинки поршневих насосів в основному зводиться до наступного.

Перед пуском у хід насос ретельно оглядають, очищаючи мастильні прилади і заливаючи їх олією. При порожніх насосних камерах і при роботі зі значною висотою всмоктування насос перед пуском заповнюють рідиною. Під час наповнення насоса рідиною перевіряють, чи немає витоків її через кришки чи фланці. Перед пуском відкривають засувку на напірній і всмоктувальній трубах. Безпосередньо перед моментом пуску відкривають крани мастильних приладів.

***Треба пам'ятати, що пуск в хід поршневих насосів при закритій напірній засувці недопустимий, тому що це може викликати поломку насоса.*** Коли зазначені вище попередні операції виконані, пускають в хід двигун, якщо можливо, при зниженому числі оборотів; потім поступове число оборотів доводять до нормального.

Причину неправильної роботи клапанів, робочої камери, циліндра, або всмоктувальній лінії можна знайти, аналізуючи індикаторні діаграми насоса, зняті з циліндра.

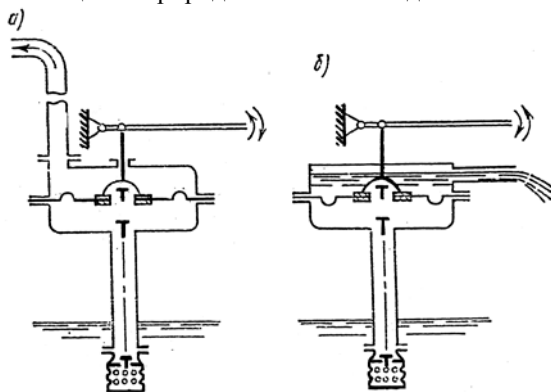
#### ***1.22.5. ДИАФРАГМОВІ НАСОСИ***

Диафрагмові насоси за принципом дії близькі до поршневих

насосів. Роль поршня в них виконує твердий диск, закріплений у центрі гнучкої мембрани. Діафрагмові насоси бувають нагнітальними (*мал. 1.98 а*) і з вільним ізливом (*мал. 1.98 б*). Такі насоси можуть мати ручний чи механічний привід.

Діафрагмові насоси, як правило, розвивають невеликий напір і застосовуються головним чином для водовідливу при виробництві будівельних робіт. Такі насоси монтують на загальній рамі з бензиновим двигуном чи з електродвигуном. В обох випадках для передачі руху служать редуктор і кривошипно-шатунний механізм.

Діафрагмові насоси знаходять застосування і для перекачування ілов і шламів, а також у якості апаратів для дозування реагентів на спорудах для очищення природних і стічних вод.



*Мал. 1.98.* Схеми діафрагмових насосів.

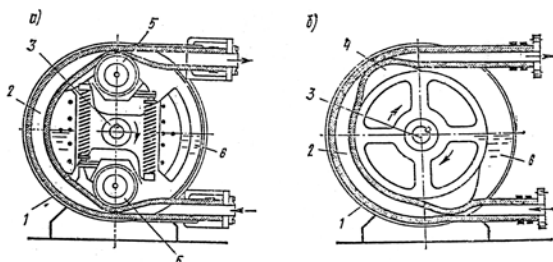
### **1.22.6. ШЛАНГОВІ НАСОСИ, НАСОСИ - ДОЗАТОРИ**

Шлангові насоси за останнім часом одержали поширення для перекачування щільних мулу і опадів виробничих стічних вод. Деякі закордонні фірми виготовляють такі насоси з подачею до  $60 \text{ м}^3/\text{год}$  і з напором до **160** метрів. Принцип дії шлангового насоса зрозумілий зі схем, зображених на *мал. 1.99*. У корпусі **1** укріплений шланг **2** із гнучкого еластичного матеріалу (гуми, пластмаси і т.п.). На станині закріплені підшипники валу **3**. План-шайба з роликками **5** кріпиться до вала. При обертанні валу роликки набігають на шланг і стискають його. Стиснутий перетин шланга в міру обертання вала переміщується від всмоктувальної частини шланга до нагнітального. Таким чином, порції рідини теж переміщуються від всмоктувального патрубка до нагнітального. Так само влаштовані і шлангові насоси з декількома

паралельно розташованими шлангами. Іноді замість роликів застосовують спеціальні обтискні кулачки **4** (див. *мал. 1.99., б*). Корпус насоса, як і в першому випадку, до половини заповнюють олією **б**.

Робочі органи (вал, ролики й ін.) шлангового насоса не стикаються з рідиною, що перекачується, тому такі насоси можна застосовувати для переміщення і дозування хімічно активних рідин і суспензій. При цьому матеріал шлангу повинен бути стійким до впливу рідини, що перекачується. *Подача насоса регулюється шляхом зміни частоти обертання вала.* Шлангові насоси знаходять застосування в хімічній, харчовій і іншій галузях промисловості, у медицині, а також можуть використовуватися в установках для обробки води.

Наприклад, австрійська фірма «Бредель» випускає шлангові насоси з подачею  $0,4 - 40 \text{ м}^3/\text{год}$  при тиску до  $1,5 \text{ МПа}$ . Внутрішній діаметр шланга складає  $25 \dots 100 \text{ мм}$ .



**Мал. 1.99.** Схема шлангового насоса з роликами (а) і з обтискними кулачками (б)

### **НАСОСИ-ДОЗАТОРИ**

На водопровідних станціях підготовки води часто використовують насоси-дозатори для дозування реагентів у виді розчинів, чи емульсій суспензій. Дозировочні насоси поєднують у собі функції насоса, виконавчого органа і вимірювального приладу, тому що в процесі роботи забезпечують подачу заданої кількості рідини, плавна зміна дози, а також можливість точного виміру поданої кількості рідини.

Найбільше поширення одержали в промисловості плунжерні дозировочні насоси типу НД. В даний час промисловість випускає дозировочні насоси трьох серій: НД, НД1,0 и НД0,5. Насоси серії НД забезпечують точність дозування  $2,5 \%$  номінальної подачі. Насоси

серії НД випускають з подачею 10, 16, 25, 40, 63, 100, 160, 400, 630, 1000, 1600 і 2500 л/ч. Насоси цієї серії випускають з ручним регулюванням подачі при зупиненому насосі.

Насоси НД1Р випускають з номінальною подачею 63, 100, 160, 250, 400, 630, 100, 1600, і 2500 л/ч. Регулювання подачі можливе і при працюючому насосі.

Промисловість на базі насоса НД випускає дозирочні агрегати, що складаються з трьох чи шести дозирочних насосів з одним двигуном, що дозволяє одночасно дозувати три чи шість різних компонентів. При цьому може бути встановлена різна доза на кожному насосі.

Крім того, випускаються синхродозирочні агрегати з двома, чотирма і шістьма циліндрами, що дозволяють не тільки точно дозувати компоненти, але і плавно змінювати дози зі збереженням заданого співвідношення дозируемих компонентів.

У позначенні дозирочних агрегатів цифра (3 чи 6) позначає число дозирочних насосів (цифра 1 не ставиться), після букв НД пишеться категорія точності, потім подача, л/г, і через риску – напір, м, далі буквою позначається марка сталі. Наприклад, триплунжерний електронасосний дозирочний агрегат з подачею 10 л/ч і напором 50 м при категорії точності дозування 1,0 позначається **ЗНД/1,0 10/50 ДО**.

### **1.22.6. ВОДОКІЛЬЦЕВІ ВАКУУМНІ НАСОСИ**

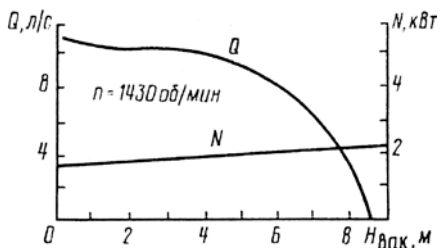
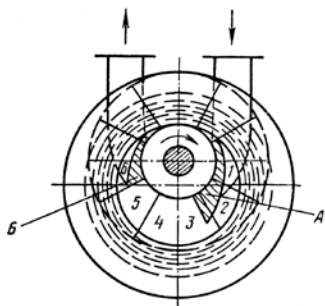
Водокільцеві вакуумні насоси відносять до об'ємних. Вони призначені для заповнення водою перед пуском відцентрових насосів, що працюють з позитивною висотою всмоктування. Робоче колесо в таких насосів розташовано ексцентрично стосовно циліндричного корпусу (*мал. 1.100.*). Принцип їхньої дії наступний. Попередньо в корпус насоса (приблизно навпіл) заливають воду. При обертанні робочого колеса вода відкидається до периферії корпусу. При цьому утворюється водяне кільце, що торкається верхньої частини втулки робочого колеса, а нижче втулки - повітряна камера 1, 2, 3, 4, 5, 6, що розділяється на дві області — всмоктувальну 1, 2, 3 і напірну 4, 5, 6. Обсяги камер 1, 2, 3 поступово збільшуються, у них створюється вакуум, і з всмоктувального трубопроводу через серповидний виріз А в торцевий кришці корпусу в ці камери надходить повітря. Одночасно обсяги камер 4, 5, 6 зменшуються, і повітря з них витісняється крізь серповидний виріз Б в нагнітальний трубопровід.

Оскільки частина води з насоса викидається в нагнітальний трубопровід, для підтримки необхідного обсягу водяного кільця



крізьнасос повинна неодмінно циркулювати вода. Крім того, необхідний відвід тепла, що виділяється при роботі насосу.

Теоретична витрата повітря чи газу, откачуваного чи подаваного насосом за умови занурення лопати в товщу водяного кільця на глибину  $a$  і торкання втулки його поверхні,



**Мал. 1.101.** Характеристика вакуумного насоса BBH – 1.5

**Мал. 1.100.** Схема водокільцевого вакуумного насоса

$$Q_{\text{от}} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_1 - 2a)^2 - D_0^2] - Z(l_1 - a)S \right\} b \frac{n}{60},$$

де  $D_1$  – діаметр колеса;  $D_0$  – діаметр втулки;  $Z$  – число лопат;  $b$  – ширина лопат, м;  $s$  – товщина лопат, м;  $l_1$  – довжина лопати, м;  $n$  – частота обертання, об/хвилину.

Фактична витрата повітря

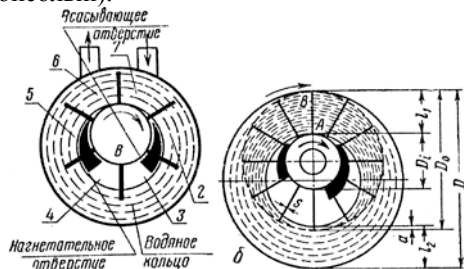
$$Q_B = Q_{\text{вт}} \eta_{\text{об}}, \quad (1.100)$$

де  $\eta_{\text{об}}$  – об'ємний ККД, рівний 0,7...0...0,8

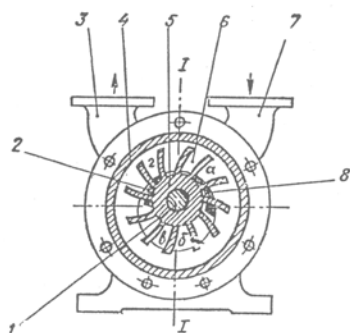
Загальний ККД водокільцевих вакуумних насосів невеликий (0,2...0,3), але, звичайно, це не має істотного значення, тому що вони працюють періодично і короткочасно. Такі насоси прості по конструкції і надійні в експлуатації. Але в їхній корпус можна заливати тільки чисту воду, інакше будуть зношуватися в місці примикання лопатки ротора і щоби кришок – лобовин. Зазори між ротором і корпусом не повинні перевищувати 0,1 мм. Для роботи водокільцевих насосів не потрібно очищення повітря і газу і допускається влучення в їхній корпус рідини разом із засмоктуваним повітрям. З метою

запобігання перегріву води в водяному кільці до вакуумнасоса підводять свіжу воду, яка безперервно циркулює. Витрати циркуляційної води складає 0,2- 0,5 м<sup>3</sup>/годину в залежності від потужності вакуумнасоса.

Промисловість випускає водокільцеві насоси типу ВВН (рис 1.103) і КВВ (консольні).



**Мал. 1.102.** Схема водокільцевого вакуумнасоса (а) і розташування водяного кільця при роботі вакуум-насоса (б).



**Мал. 1.103.** Водокільцевій вакуумний насос ВВН

1 – вал; 2 – нагнітальне вікно; 3 – нагнітальний патрубок; 4 – корпус; 5 – робоче колесо; 6 – водяне кільце; 7 – всмоктувальний патрубок; 8 – всмоктувальне вікно.

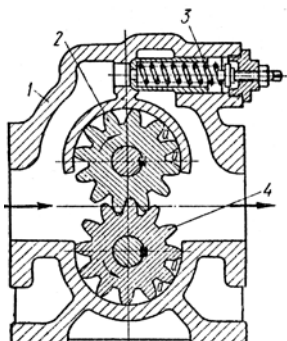
### 1.23. РОТОРНІ НАСОСИ

У роторних насосів на відміну від розглянутих раніше об'ємних насосів (поршневих і плунжерних) всмоктування і нагнітання здійснюється обертанням біля нерухої осі робочих частин (витіснювачей, розташованих у корпусі насоса). Робочі частини (витіснювачі) діють подібно поршням насосів. На відміну від них вони мають не зворотно-поступовий рух, а безупинне обертання навколо осі. Витіснювачі, вступаючи один за іншим у робочу область свого шляху, відтінають відповідний обсяг переміщуваної ними рідини, завдяки чому немає необхідності в клапанах, як у поршневих чи плунжерних насосів.

Робочий орган роторних насосів складається з трьох частин

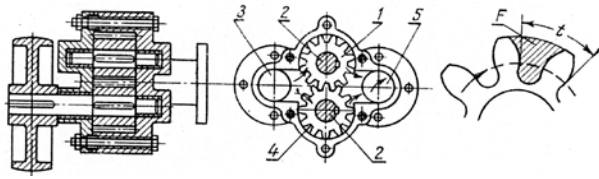
статора, ротора й замикача. Ротор - обертова частина робочої частини; статор - нерухомий орган, що володіє приймальні і напірної камерами; замикач - робочий орган, що відгинає при прямоточному русі рідини, переміщеної у напірну камеру, деякий обсяг рідини.

**1.23.1. Шестеренний насос.** Приклад роторного насоса - **шестеренний насос**, зображений на **мал. 1.105**. Він має двох шестірень **1** і **4**, що обертаються по напрямку стрілок у кожусі (статорі), що охоплює зубчатки з невеликим зазором. Нижнє колесо **1** є ведучим, це ротор; на валі його **2** поза кожухом насаджений приводний пристрій. Колесо **4** (відоме) одержує обертання від колеса **1** і є відсікачем. Рідина захоплюється западинами зубчастих коліс із всмоктувального простору **3** і при обертанні коліс подається в нагнітальну частину кожуха **5** до місця зачеплення коліс, де зуби одного колеса витісняють рідину із западин іншого. З простору **5** рідина нагнітається в напірну трубу. На **мал. 1.106** приведений загальний вид характеристики шестеренного насоса. Шестеренні насоси - найбільш розповсюджений вид роторних насосів. Їхня перевага - простота виготовлення, а недоліки - неврівноваженість внутрішніх зусиль, пульсація подачі, шум, вібрація, обмежене тиск нагнітання. Промисловість випускає **шестеренні насоси з подачею від 0,22 до 144 м<sup>3</sup>/год, тиском від 0,4 до 2,5 МПа**, для перекачування чистих рідин з кінематичною в'язкістю від 0,2 до 100 см<sup>2</sup>/с і температурою до 250 °С. Характерною величиною їх є робочий обсяг - подача за один оборот. Насоси з робочим обсягом до 1200 см<sup>3</sup> виготовляються з циліндричними прямозубими шестірнями, а більш 1200 см<sup>3</sup> із шевронними косозубими шестірнями з кутом нахилу зуба 20°. Термін служби насосів до капітального ремонту при роботі на чистій мінеральній олії з кінематичною в'язкістю не менш 0,2 см<sup>2</sup>/с і температурою до 100 °С не менш – 15000 год.



**Мал. 1.104.** Загальний вид шестеренного насоса:

*1- корпус; 2- ведуча шестерня, яка обертається від двигуна; 3- запобіжний клапан.*



**Мал. 1.105.** Шестеренний насос:

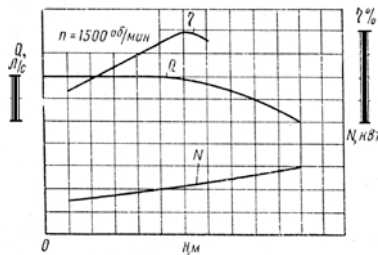
1 – ведуча шестірня; 2 – вали; 3 – вхідна камера; 4 – ведена шестірня; 5 – вихідна камера.

Приклад умовної позначки шестеренного насоса марки Ш8-25: робочий обсяг, рівний  $80 \text{ см}^3$ , зменшений у 10 разів; 25 - тиск; рівне  $2,5 \text{ МПа}$  ( $25 \text{ кгс/см}^2$ ). При косозубих і шевронових шестірнях досягається більш плавна і безшумна робота.

Шестеренні насоси можуть бути не тільки двохшестеренними, але і три - і багатшестеренними.

Для попередження можливих ушкоджень насоса у випадку різкого збільшення тиску нагнітання (наприклад, при закупорці трубопроводу) роторні насоси постачають запобіжними клапанами, що забезпечують перепуск рідини з напірної камери у всмоктувальну. Насоси використовують у масляному господарстві гідроелектричних станцій і насосних станцій, у верстатах, у будівельних і дорожніх машинах і т.д.

Для розрахунку подачі насосів застосовується ряд формул, однак більшість з них неточна, тому що вони не враховують різниці розмірів зачіплюваних зубів, обсягів западин і ін.



**Мал. 1.106.** Загальний вигляд характеристики шестеренного насосу

Професор Т. М. Башта [2]; рекомендує для орієнтованих підрахунків подачі шестеренних насосів користатися наближеною формулою, в основу якої покладене допущення, що насос за кожен

оборот подає кількість рідини, рівну сумі обсягів западин між зубами (тобто сумі обсягів западин без обсягів радіальних зазорів), а обсяг западини дорівнює обсягу зуба:

$$Q_T = 2\pi D_{H.O.} m b n, \quad (1.101)$$

Приймемо, що число зубів  $z = 7 \div 12$  і що обсяг зубів трохи менше обсягів западин, і, збільшуючи л до 3,5, знайдемо спочатку теоретичну подачу

$$Q_T = 7D_{п.о.} m b n, \quad (1.102)$$

а потім дійсну

$$Q = \eta_{OB} Q_T, \quad (1.103)$$

де  $D_{no.}$  - діаметр початкової окружності ведучої шестірні, см;

$m$  - модуль зачеплення, см;

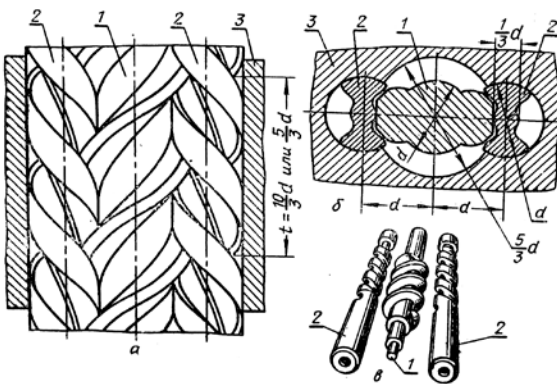
$b$  - ширина колеса, см;

$n$  - частота обертання ведучої шестірні, об/хв;

$\eta_{OB}$  - об'ємний к.к.д. насоса, що для практичних розрахунків приймають від 0,8 до 0,9;

$z$  - число зубів, що рекомендується приймати однаковим для ведучою і веденою шестірнею. Грунтуючись на теорії зачеплення зубчастих коліс, можна більш точно визначити  $Q_T$ . Розрахункова подача шестеренних насосів може бути перевірена ручним прокачуванням на стенді. Варто пам'ятати, що в хід пускати насос із закритою засувкою на напірному трубопроводі не можна. ККД насосів 60 % і більше.

**1.23.2. Гвинтовий насос (мал. 1.107.)** за принципом дії є об'ємним. У



ньому відбувається безупинна подача рідини. Основним органом гвинтового насоса є гвинти 1 і 2, що знаходяться в зачепленні (гвинтів може бути два і більше). Один із гвинтів ведучий, а інші - відомі. Гвинти укладені в **Мал. 1.107.** Схема

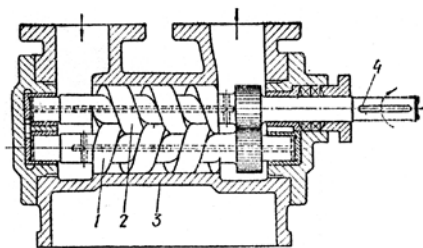
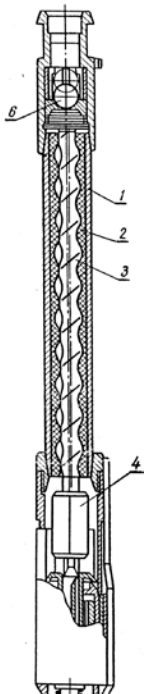
тривинтового масляного насоса типу 3В:

*a і б - розрізи насоса; в - гвинти насоса; 1 - ведучий гвинт; 2 - відомий гвинт; 3 - обойма; t - хід.*

корпус 3. Кінець вала 4 ведучого гвинта виходить з корпуса через сальникове ущільнення і приводиться обертанню двигуном. Нарізки ведучого і відомого гвинтів протилежні по напрямку. Рідина, укладена між двома сусідніми гвинтами, на ведучому гвинті переміщається уздовж гвинта, як рухалася б уздовж цього гвинта гайка, позбавлена можливості повертатися разом із гвинтом. Виступи ведучого гвинта відіграють роль поршнів, що проштовхують воду вздовж осі гвинта. Гвинтові насоси бувають з трапецеватим і спеціальним профілями нарізки. Трапецевата нарізка буває у насосів, розрахованих на невеликі напори. Об'ємний ККД таких насосів дуже малий. Насоси із спеціальним профілем нарізки можуть розвивати тиск до **19,6 МПа** (200 кгс/см<sup>2</sup>). Гвинтові насоси забезпечують подачу від **3 до 1200 л/хв** при частоті обертання до 18000 хв<sup>-1</sup>.

Шестеренні і гвинтові насоси широко поширені в системах автоматичного регулювання гідротурбін для подачі олії до сервомоторів.

Роторними є і гвинтові насоси. Ротор і замикач такого насоса являють собою гвинти, що герметично відокремлюють прийомну частину насоса від напірної і змушують рідину рухатися від прийомної частини до напірної, утворювати коловратний насос.



**Мал. 1.108.** Схема гвинтового насоса.

**Мал. 1.109.** Одноговинтовий вертикальний насос типу **1ВВ-1,6/16**: 1 - корпус насоса; 2 - обойма; 3 - ротор (гвинт); 4 - муфта ексцентрикова; 5 - електродвигун; 6 - кульовий зворотний клапан.

Гвинтові насоси мають *строго рівномірну подачу*, працюють без шуму і перемішування рідини усередині насоса, відрізняються малою масою, високим ККД. Їх можна застосовувати при *подачі від 0,3 до 800 м<sup>3</sup>/год і при тиску нагнітання 0,5 - 25 МПа* при ККД 60 - 85%.

На *мал. 1.107*. показано схему робочої частини тривинтового насоса і гвинти-ротори. Тригвинтові насоси виготовляються з однобічним підведенням рідини (тип 3В) і двобічним (3В × 2). Гвинти сталеві й укладені в обойму. Середній гвинт ведучий, а два крайніх відомі. Нарізка гвинтів двозахідна з циклоїдним зачепленням, ліва на ведучому гвинті і права на відомих гвинтах. Ці насоси застосовують для перекачування неагресивних рідин без абразивних домішок, що володіють здатністю, що змазує, і мають кінематичну в'язкість від 0,1 до 60 см<sup>2</sup>/с і температурою до 250 °С. Вони позначаються **3В q / p**, де 3В - тригвинтовий;

q – подача в літрах за 100 оборотів ведучого гвинта;

p - тиск нагнітання, кгс/див<sup>2</sup>

Подачу тривинтового насоса (Q см<sup>3</sup>/хв) можна визначити за формулою.

$$Q = \frac{3\pi t n}{16} (D^2 - d^2)$$

де t - крок гвинта, см;

D - діаметр окружності голівок середнього гвинта, см;

d - діаметр окружності западин середнього гвинта (дорівнює діаметру зовнішньої окружності бічних гвинтів), см;

n - частота обертання насоса, про/хв.

Є і двогвинтові насоси.

На *мал. 1.109*. зображено одnogвинтовий насос марки **1ВВ-1,6/16**, що означає:

**1В** - одnogвинтовий; **В** - водяний; **1,6** – округлена подача води в літрах за 100 оборотів гвинта; **16** - напір, створюваний насосом (тиск), кгс/см<sup>2</sup> (1,6 МПа). Маркірування одnogвинтових насосів і їхніх параметрів визначені ДСТ 10057-62 (перевидане в 1971 р.): насоси призначені для подачі чистої і забрудненою (до 0,2% по масі) рідини, у тому числі і хімічно активної, у кількості від 0,3 до 40 м<sup>3</sup>/год при тиску нагнітання від 0,5 МПа до 2,5 МПа. Робочі органи насосів - однозахідний сталевий гвинт і двозахідна гумова обійма з конструктивними параметрами по згаданому вище ДСТ (ексцентриситеті обертання гвинта й ін.). Позначення марки насоса: 1В-q/p. Допускається додавання в марку двох букв, що характеризують

призначення насоса і його конструктивне виконання (наприклад, В - тільки для води, Э - електропривод і ін.).

Насос, зображений на *мал. 1.109*, комплектується заглибним електродвигуном марки ПЭДВ і служить для підйому води з колодязів і свердловин і нагадує насоси типу ЭЦВ. Виробляються і горизонтальні гвинтові насоси, що мають позначення: ВН - гвинтовий насос. Обертаючись, гвинт робить складний рух - обертання навколо власної осі й обертання по траєкторії з радіусом, рівним ексцентриситету гвинта. Крок гвинтової поверхні обойми дорівнює подвійному кроку гвинта. Ексцентриситет гвинта являє собою відстань від осі обертання гвинта до центрів окремих перетинів гвинта, що обертаються по гвинтовій лінії.

При обертанні гвинта між його поверхнею і поверхнею обойми створюються порожнини, у яких рідина, що піднімається, герметично замикається і при подальшому обертанні переміщується уздовж осі гвинта до порожнини нагнітання. Гумова двозахідная обойма вварюється всередину сталевого циліндра, що кріпиться до корпусу насоса. У зв'язку зі специфічністю руху гвинта з'єднання з приводним валом повинне здійснюватися: карданним валом, ексцентриковою муфтою й ін.

Необхідно також передбачити в залежності від типу установки гвинтового насоса його захист і трубопроводів від можливого підвищення тиску шляхом установки запобіжних клапанів. Одногвинтові насоси мають й інших конструкцій, а також можуть мати трохи відмінні від зазначених позначення.

Подачу одногвинтових насосів приблизно можна визначити за формулою:

$$Q_T = 4eDtn, \quad (1.105)$$

де  $e$  - ексцентриситет, м;  
 $D$  - діаметр перетину гвинта, м;  
 $t$  - крок гвинтової поверхні обойми, м;  
 $n$  - частота обертання, про/с.

Гвинтові насоси прості за конструкцією, мають рівномірну подачу і гарну зносостійкість, створюють значні напори, володіють гарною всмоктувальною здатністю і мають високий ККД (55 - 60%).

Є й інші типи роторних насосів: із замикачами у виді поршеньків - поршенькові насоси; із замикачами у виді пластин, називаних шиберами, - шиберні насоси й ін. Їх застосовують у машинобудуванні для гідроприводів.



## **1.24. НАСОСИ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬ ПРИ БУДІВНИЦТВІ**

### **1.24.1. ПІСКОВІ НАСОСИ**

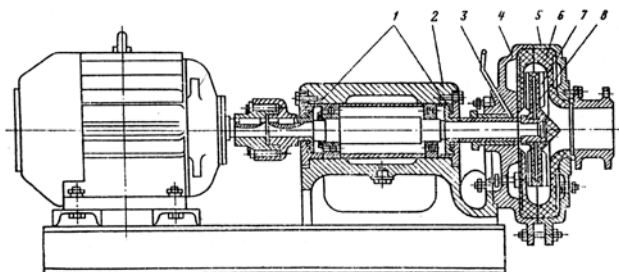
Піскові насоси призначені для транспортування продуктів збагачення руд і глиноземного виробництва, пісчаних та інших абразивних гідросумішей. Піскові насоси консольні одноступінчасті з відкритим робочим колесом однобічного входу призначені для перекачування різних гідросумішей (пісчаних, гравійних, продуктів флотажії й ін.) зі змістом до 60% твердих складових по вазі. Зміст твердих фракцій розміром не більш 8 мм допускається в гідросуміші до 6%. Температура рідини не повинна бути більш 60° С. Насоси типу **П** (піскові) відповідно до ДСТ 8388 - 80 виробляються з горизонтально і вертикально розташованим валом і двома типами ущільнення вала: **Пс** — пісковій з сальниковим ущільненням; **Пд** - пісковій з дисковим ущільненням. Насоси обох типів виготовляються в металевому (**Пс** і **Пд**) і гумовому виконанні (**ПсР** і **ПдР**).

У зв'язку з тим що насоси працюють у дуже тяжких умовах, перекачуючи гідросуміші з великими частками, їхню проточну частину, тобто деталі, що безпосередньо стикаються із середовищем, що перекачується, покривають *армованою еластичною гумою*. Це конструктивне рішення *дозволяє значно збільшити термін служби* насоса і, крім того, зношене облицювання корпусу легко замінити запасним, так само як і покрите гумою робоче колесо.

Піскові насоси в гумованому виконанні виготовляють тільки для перекачування гідросумішей зі змістом твердих часток розміром не більш 6 мм при напорі не більш 35 м.

На *мал. 1.110* представлений розріз насоса **3Пср** (3 - діаметр всмоктувального патрубку, мм, зменшений у 25 разів, **П**- піскові із осьовим входом). Шарикопідшипникові опори вала розташовані в станині, що одночасно є масляною ванною. Для запобігання витоків олії в місцях проходу вала через станину встановлені гребінчасті ущільнення. Корпус насоса складається з двох половин: передньої, до якої прикріплений всмоктувальний патрубок, і задньої, у якій розміщено сальник. Для гідравлічного ущільнення сальника підводиться чиста вода під тиском, на 0,05 МПа перевищуючим робочий тиск насоса.

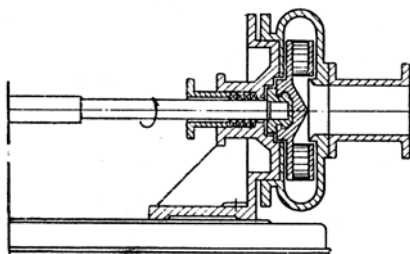
Піскові насоси виготовляються з подачею 15 - 1800 м<sup>3</sup>/год при напорі 10 - 60 м.



**Мал. 1.110.** Насос 3ПсР

1 - гребінчаті ущільнення; 2 - станина; 3 - підведення чистої води; 4, 5 - задня і передня половини корпусу; 6 - облицювання; 7 - робоче колесо; 8 - гумове покриття.

Насоси цього типу широко застосовують при проведенні будівельних робіт, для видалення піску з пісколовок на каналізаційних очисних спорудженнях, а також у багатьох інших випадках, зв'язаних з необхідністю перекачування води, що містить велику кількість твердих часток. Піскові насоси марки ПН виготовляються Уфімським заводом гірського устаткування з діаметром напірної труби від 25 до 100 мм. Максимальна висота підйому при наявності в ній до 65% твердих часток, крупністю 2 мм складає до 30 м при числі оборотів до 1 470 у хвилину. Продуктивність при змісті твердих часток до 70% доходить до 138 м<sup>3</sup>/ч.



**Мал. 1.111.** Поздовжній розріз піскового насоса типу ПН

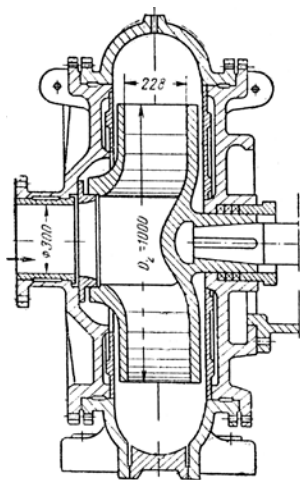
Піскові насоси більшої продуктивності з діаметром натурального патрубку до 200 мм можуть подавати суміші з крупністю часток до 25 мм і розвивати продуктивність до 500 м<sup>3</sup>/год. Ці насоси характеризуються бічним підведенням суміші до робочого колеса. Їхня заводська марка НП.

Шламові (грязьові) насоси конструктивно подібні з пісковими, але застосовуються для перекачування сумішей із включенням більш дрібних фракцій твердих речовин. Так, наприклад, шламовий насос марки **ШН - 1**, що випускається Лаптевським заводом, переміщує суміші з крупністю часток до 4 мм.

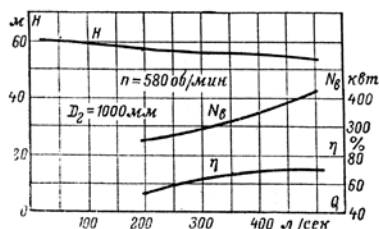
### 1.24.2. ГРУНТОВІ НАСОСИ

Грунтові насоси (землесоси) призначені для транспортування великих кількостей ґрунтосумішей (пульпи) при дуже різномірному її складі. Конструктивно вони виконуються у вигляді консольних відцентрових насосів з колісьми, спіральними камерами і внутрішніми дисками, виготовленими з твердих білих чавунів.

На мал. 1.112. і 1.113. дано конструкцію і характеристики відцентрового землесоса марки 12П7, виготовленого Бобруйським заводом (Білорусія). Грунтові насоси випускаються однокорпусними типів **ГрК** і **ГрАК**, або двокорпусними типів **ГрТ** і **ГрАТ**. У однокорпусних ґрунтових насосів деталі проточної частини футеровані абразивностійким матеріалом на органічній основі. У двокорпусних насосів влаштовується внутрішній захисний корпус із стійкого проти зношування металу. Цей корпус можна змінювати.



Мал. 1.112. Поздовжній розріз землесоса марки 12П7



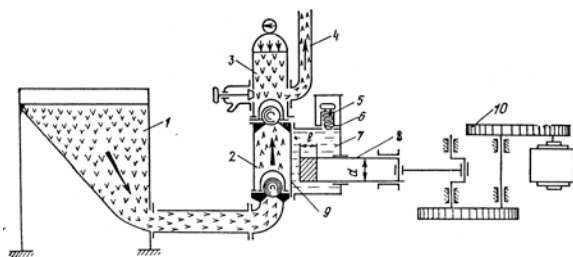
Мал. 1.113. Характеристики землесоса марки 12П7 при перекачуванні води

### 1.24.3. РОЗЧИНОНАСОСИ

Розчинонасоси випускають ручні і з механічним приводом; ті й інші з вільним скиданням води і нагнітальні. Вони призначені для подачі будівельних і штукатурних розчинів від розчинних вузлів до будівельних майданчиків і на місце штукатурних робіт. Наша промисловість випускає розчинонасоси **СО-48 Б**, **СО-49Б** і **СО-69** з подачею 2-4 м<sup>3</sup>/год при напорі 70-150 м і віддалі подачі по горизонталі 100-160 м і по вертикалі 25-35 м.

При виконанні будівельних робіт одержали широке поширення розчинонасоси з механічним приводом і вільним ізливом води (подача до 10 м<sup>3</sup>/год), а також діафрагмові розчинонасоси.

Розчинонасос складається з насосної частини і приводного механізму (*мал. 1.114*). До передньої торцевої частини циліндра за допомогою чотирьох шпильок кріпиться чавунна клапанна коробка, а з протилежної сторони в циліндр входить плунжер. У місці входу плунжера в циліндр передбачене чепцевий пристрій, до верхньої частини циліндра приєднаний заливочно - запобіжний пристрій. Між фланцями з'єднання циліндра і клапанної коробки поміщена пружна гумова діафрагма. На верхній частині клапанної коробки укріплений повітряний ковпак, у нижній частині якого мається вихідний патрубок для приєднання до напірного розчинопроводу.



*Мал. 1.114.* Схема будови розчинонасоса

1 – живильник; 2 – клапанна коробка; 3 – повітряний ковпак; 4 – розчинопровід; 5 – запобіжний клапан; 6 – заливальний пристрій; 7 – циліндр; 8 – плунжер; 9 – гумова діафрагма; 10 – шатунно-кривошипний механізм.

Повітряний ковпак обладнаний пропускним краном, що служить для випуску розчину з розчинопровода назад у прийомний бункер у разі потреби понизити тиск у ковпаку чи в розчинопроводі. Плунжер приводиться в зворотньо-поступальний рух від електродвигуна через редуктор і шатунно-кривошипний механізм.

Принцип роботи розчинонасоса заснований на тому, що під впливом плунжера при його русі убік діафрагми рідина, що заповнює порожнина циліндра, змушує діафрагму вигинатися всередину клапанної коробки і давить на розчин, що знаходиться в клапанній коробці. Розчин передає тиск на нагнітальний клапан, піднімає його і видавлюється в повітряний ковпак і далі в розчинопровід. При зворотньому русі плунжера відбувається всмоктування розчину з живильника через всмоктувальний отвір і всмоктувальний клапан. У випадку утворення пробки в розчинопроводі чи засмічення нагнітального клапана тиск у циліндрі підвищується і спрацьовує запобіжний клапан у заливальному пристрої. Рідина із циліндра викидається в заливальний пристрій через отвір запобіжного клапана.

Діафрагмовий розчинонасос 3-69 призначений для транспортування по трубах (шлангам) і укладання на місце свіжеприготовленої суміші будівельних штукатурних, вапняних і цементних розчинів рухливістю 5 см і більш. Для цього розчинонасоса заснована на витисненні розчину в нагнітальну магістраль шляхом послідовної зміни обсягів секцій кільцевої робочої камери при одночасному герметичному їхньому замиканні за рахунок пружних перегородок, що самоущільнюються. Раозчинонасос відрізняється від звичайних насосів прийомною камерою, конструкція якої забезпечує ефективність роботи растворонасоса при переміщенні високов'язкої рідини, що містить тверді частки й абразив. Подача насоса  $1 \text{ м}^3/\text{год}$ , частота коливань шайби  $116,5 \text{ хв}^{-1}$ .

#### ***1.24.4. БЕТОНОНАСОСИ***

Бетононасоси застосовують при виробництві великих обсягів бетонних робіт. Існуючі конструкції бетононасосів дозволяють подавати по трубах бетонну масу з великими включеннями до місць укладання, що знаходиться на значних по висоті відмітках і далеких відстанях від місця готування бетону.

Бетононасоси складаються з робочого циліндра, поршня (плунжера), прийомного бункера з пропускним краном-клапаном і напірним клапаном.

У деяких конструкціях бетононасосів, так само як і в

конструкціях розчинонасосів, суміш через клапанну коробку надходить до трубопроводу. В інших бетононасосах клапанна коробка відсутня. Досвід експлуатації бетононасосів показує, що при відділенні працюючого поршня від бетонної маси збільшується термін експлуатації насоса.

#### ***1.24.5. ГВИНТОВІ ПНЕВМАТИЧНІ НАСОСИ ДЛЯ ЦЕМЕНТУ***

Насособудівельна промисловість відповідно до ДСТ 12018 – 86 випускає гвинтові пневматичні насоси з подачею 20 - 200 т/год при робочому тиску в змішувальній камері не більш 0,2 - 0,3 МПа; дальність подачі (приведена) від 200 до 400 м. Гвинтовий пневматичний насос працює за принципом живильника, у якому в змішувальну камеру подається цемент і стиснене повітря для транспортування цементу.

Робочим органом насоса є гвинтовий шнек, розташований у броньовій гільзі. При експлуатації насоса необхідно спостерігати за зазором між поверхнею броньової гільзи і шнеком. Зазор для насосів із внутрішнім діаметром броньової гільзи до 200 мм не повинен перевищувати 2,5% цього діаметра, а для інших насосів - 5 мм. Шнек і броньову гільзу виготовляють з високоміцної сталі, що забезпечує робочий ресурс насоса від 500 до 1200 ч.

Відповідно до вимог санітарних норм змішувальна камера повинна бути герметичною. На заводі-виготовлювачі камери піддають гідравлічному іспиту під тиском 0,6 Мпа.

Перепад тиску на елементах, що підводять стиснене повітря (мікропориста перегородка, сопло й ін.), не повинне перевищувати 6,05 Мпа при максимальній витраті стиснутого повітря.

Гвинтові пневматичні насоси для цементу виготовляють семи типорозмірів. В позначку насоса входять його тип, подача і дальність транспортування. Наприклад, насос ***НПВ63 - 4*** - насос пневматичний гвинтовою подачею ***63 т/год*** і дальністю транспортування ***400 м***. Подача насосів указується для цементу щільністю 1,2 - 1,3 т/м<sup>3</sup>; насоси всіх типорозмірів повинні забезпечувати подачу цементу на висоту до 30 м.

## 2. ПОВІТРОДУВКИ І КОМПРЕСОРИ

У системах водопостачання і водовідведення стиснене повітря низького і високого тиску застосовують у технологічних цілях, у водоочистних спорудах і реагентних господарствах для готування розчинів і суспензій реагентів на станціях аерації.

Для подачі стиснутого повітря під малим тиском використовують повітродувки, під великим тиском - компресори і нагнітачі.

**2.1. Повітродувки** - це відцентрові машини, за пристроєм аналогічні відцентровим насосам. Основним робочим органом - повітродувок є робоче колесо. У залежності від необхідного тиску повітродувки бувають одні - і багатоступінчасті; звичайне число ступіней не більш чотирьох. Залежність напору, витрати і потужності повітродувок від частоти обертання робочого колеса ті ж, що і для відцентрових насосів. Основні показники роботи повітродувок залежать від тиску і температури засмокуваного повітря. Подача, напір і потужність повітродувки пропорційні тиску у всмоктувальному патрубку і обернено пропорційні температурі засмокуваного повітря. Повітродувки працюють без охолодження стисливого повітря тому що при тисках стиску, що розвиваються, температура повітря підвищується тільки до 170 - 200 градусів С. Повітродувні машини характеризуються подачею ( $\text{Нм}^3$ ) надлишковим тиском, що розвивається, (МПа) і потужністю (кВт).

Паспортні параметри повітродувних машин (подача, кінцевий тиск і потужність) приводяться при початковому атмосферному тиску  $P_0 = 0,1$  МПа і температурі  $T = 20 - 25$  град. С. При зміні абсолютного всмокування (при постійній температурі) пропорційно змінюються подача  $V$ , кінцевий тиск  $P$  и потужність  $N$ :

$$P_0 / P^I = P / P^I = V / V^I = N / N^I$$

При зміні температури всмокуваного повітря параметри повітродувних машин змінюються обернено пропорційно

$$T^I_0 / T_0 = V / V^I = N / N^I = P / P^I$$

Знаючи початковий і кінцевий тиск повітря і його початкову температуру, кінцеву температуру повітря при адіабатичному стиску можна знайти співвідношення

$$T = T_0 (P/P_0)^{0,286}$$

Крім основного механічного устаткування повітродувні станції оснащуються системами повітряпідготовки, маслопостачання й охолодження.

Система повітряпідготовки передбачає очищення повітря на масляних самоочисних фільтрах типу Кдм від твердих часток і домішок, що викликають ерозійний і корозійний знос і розбаланс ротора нагнітача.

Система маслопостачання передбачає для нагнітачів індивідуальні установки маслопостачання. Циркулююча постійна кількість олії під тиском подається до підшипників нагнітача редуктора і до сполучної муфти. Охолодження олії відбувається в маслоохолоднику водою, що надходить із системи охолодження. Для захисту олії служить допоміжна маслосистема.

Система охолодження призначена для охолодження різних вузлів агрегатів водою. При великій витраті охолодної води і її дефіциті застосовують циркуляцію води з охолодженням у градирні.

На станціях аерації на спорудах, де вимагаються великі витрати стиснутого повітря з напором до 10 м, застосовуються турбоповітродувки типу ТВ - однокорпусні відцентрові з декількома робочими колісьми одnobічного всмоктування. Вони характеризуються подачею від 2500 м<sup>3</sup>/год і надлишковим тиском від 0,04 МПа (ТВ – 42 – 1 – 1,4) до відповідно 18000 м<sup>3</sup>/год і 0,6 МПа (78 – 300 – 1,6) і нагнітачі марок 360 – 22 – 2, 360 – 21 – 1 і 750 – 23 – 6 -відцентрові з двома ступіннями стиску. Корпуси чавунні з розніманнями в горизонтальній і вертикальній площинах. У комплект агрегату входять: регулюючий пристрій для підтримки постійного тиску на виході; захисний пристрій для скидання в атмосферу кризьвипускний клапан надлишку повітря; масляна система; контрольно-вимірювальні прилади; пристосування для зборки і розбирання агрегату.

Подача і кінцевий тиск нагнітачів коливаються від 270 м<sup>3</sup>/хв і 1,75 МПа (360 – 22 – 2) до 750 м<sup>3</sup>/хв і 1,65 МПа (750 – 23 – 6).

При напорах понад 10 м застосовують *багатоступінчасті турбоповітродувки* (до 30 м) чи турбокомпресори (30 - 100 м). Турбоповітродувки, турбокомпресори і нагнітачі працюють за таким же принципом, що і відцентрові насоси. Стиск і нагнітання повітря в них відбувається під дією відцентрової сили яка виникає при обертанні робочого колеса. Повітря з робочого колеса потрапляє в нерухомий кільцевий дифузор, що служить для перетворення



кінетичної енергії повітря, отриманої їм у робочому колесі, у потенційну енергію (напір). Для цього дифузор постачений лопатками, що утворюють разом з дифузorzом направляючий апарат (*мал. 2.1*).

*Корпус турбоповітродувки чавунний литий з осьовим розніманням складається із секцій, відділених перегородками (діафрагмами). Всередині корпуса обертається ротор, що складається з вала і насаджених на нього робочих коліс. Вал ротора східчастої форми зі стовцями від кінців до середини виготовляють з вуглецевої сталі. Вал має дві шарикопідшипникові опори.*

*Робочі колеса турбоповітродувних машин як правило, бувають закритими з лопатками, відігнутими назад щодо напрямку обертання вала. Колеса з такими лопатками відрізняються високим гідравлічної ККД і забезпечують широкую зону стійкості роботи. Для виготовлення лопаток використовують нікелеву сталь, а дисків - хромомолібдену.*

*Турбоповітродувки працюють без охолодження стисненого повітря. Для турбокомпресорів застосування охолодження є обов'язковим.*

Змащення підшипників кільцеве, рідкою олією; олія заливається через сітку-фільтр, розмішену у верхній кришці корпуса підшипника. Олія в підшипниках проохолоджується водою, подаваною в нижню частину корпуса опори підшипників. Витрата води на охолодження складає від 2,1 (для ТВ) до 20 - 40 м<sup>3</sup> годину для нагнітачів типів 360 і 750.

У системах повітроподачі може виникнути хитлива робота (явище помпажа), тому що характеристика турбоповітродувки має западаючу ділянку - зону хитливої роботи. Явище помпажа обумовлене поруч причин і вкрай небажано при рівнобіжній роботі декількох турбоповітродувок. Порушення сталості робочого режиму системи особливо небезпечно через різке стрибкоподібне підвищення тиску в потоці, і, як наслідок, збільшення тиску у повітроході й у робочих вузлах установки.

Досвід експлуатації турбоповітродувок і нагнітачів показує, що при сталості режиму роботи установок-споживачів повітря - помпаж не спостерігається. Наприклад, рівень води в аеротенках куди подається повітря, порівняно постійний і тому обсяг і тиск подаваного повітря не змінюється у великих межах. Це створює для турбоповітродувки чи нагнітача постійний режим роботи системи і при належному виборі режимної крапки роботи виключає можливість виникнення помпажу. Прийнято також виражати подачу повітродувок у нм<sup>3</sup>/хв.

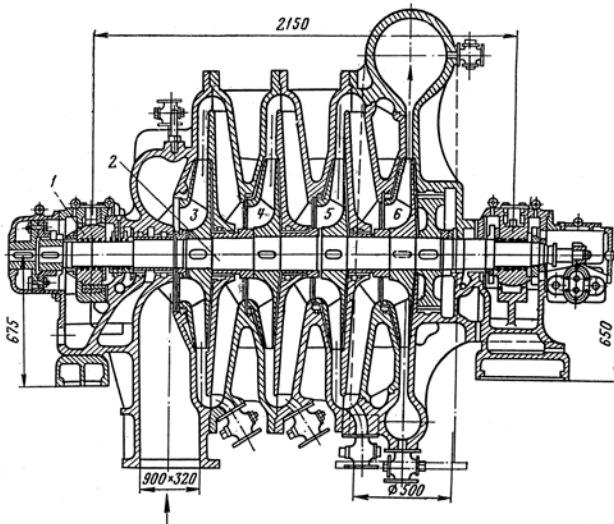
Турбоповітродувки з малою подачею виготовляє завод «Узбекхиммаш».

Ці машини серії ТВ, вони підрозділяються на три групи

- |       |                         |              |             |
|-------|-------------------------|--------------|-------------|
| 1 – я | ТВ-42-1,4;<br>ТВ-60-1,8 | ТВ-50-1,6;   | ТВ-50-1,9;  |
| 2 – я | ТВ-80-1,4;              | ТВ-80-1,6;   | ТВ-80-1,8;  |
| 3 – я | ТВ-175-1,6;             | ТВ-200-1,25; | ТВ-200-1,4. |

У позначенні кожної групи перші три цифри – подача  $\text{нм}^3/\text{хв}$ , другі – абсолютний тиск,  $\text{кгс}/\text{см}^2$ .

Номінальна потужність повітродувок 55 - 250 квт, ККД 0,7 - 0,75. Для середніх і великих подач застосовують нагнітачі типу 360 - 21 - 1 і 750 - 23 - 6 Далекохідного заводу енергетичного устаткування (перші цифри так само, як у повітродувках ТВ, означають подачу,  $\text{нм}^3/\text{хв}$ ).



**Мал. 2.1.** Чотириступінчаста повітродувка

*1 – опори; 2 – вал; 3 – 6; робочі колеса.*

Агрегати повітродувок 360 - 21 - 1 і 750 - 23 - 6 складаються з трьох основних вузлів: власне повітродувки, електродвигуна і редуктора. Редуктор необхідний тому, що частота обертання ротора

цих повітродувок складає відповідно близько 6500 і 4300 об/хв. Потужність повітродувок 530 і 925 квт.

Характеристики турбоповітродувок аналогічні характеристикам лопатевих насосів. По осі ординат відкладають, як правило, не напори, а різницю тисків нагнітання й всмоктування  $\Delta p$ , а також значення потужності і ККД.

Як правило, характеристики  $Q - H$  повітродувок нестабільні, тобто мають яскраво виражений максимум в області малих чи середніх подач. З урахуванням стискування повітря такі характеристики немінуче призводять до помпажу при підвищенні напору понад допустимого. Явище помпажу найбільш небезпечне при паралельній роботі декількох повітродувок в одній системі. Заводи-виробники поставляють разом з повітродувками протипомпажний пристрій, що являє собою скидальний клапан, що автоматично відкривається при підвищенні тиску, більше критичного. У системах очищення стічних вод аеротенки, як правило, працюють у стабільному режимі, і небезпека виникнення помпажу мінімальна, тому в таких випадках застосовують пристрій для захисту від виникнення умов помпажа для всієї системи. Ці пристрої також складаються зі скидального патрубку зі швидкодіючою засувкою на його кінці чи випускним клапаном, що забезпечують автоматичне скидання надлишкової кількості повітря при досягненні нагнітачем критичного тиску.

Потужність повітродувки можна визначити за формулою

$$N = L_{AD} Q p / \eta_M \eta_{AD} \eta_{об} , \quad (2.1)$$

де  $Q$  - подача,  $\text{нм}^3/\text{год}$ ;  $L_{AD}$  - робота адіабатичного стиску;  $\eta_M$  - механічний ККД, рівний 0,97 - 0,99;  $\eta_{AD}$  - адіабатичний ККД, що виражає відношення роботи адіабатичного стиску до повної роботи і рівний 0,6 - 0,75;  $\eta_{об}$  - об'ємний ККД, що враховує витоки і перетік повітря, рівний 0,95 - 0,98. Роботу адіабатичного стиску повітря  $L_{AD}$ ,  $\text{Дж}/\text{м}^3$ , можна визначити за формулою

$$L_{AD} = 35000 p_1 [p_2 / p_1]^{0,29} - 1] \quad (2.2)$$

де  $p_2$  і  $p_1$  - початковий і кінцевий тиск.

За формулою (2.1.) складені номограми, за допомогою яких можна легко знайти значення  $L_{AD}$  при заданих  $p_2$  і  $p_1$ .

Потужність повітродувок приймають з деяким запасом у порівнянні з обумовленим по формулі (2.1).

Вітчизняна промисловість виготовляє турбоповітродувки 10 типорозмірів з подачею 2500 - 18000 м<sup>3</sup>/год при напорі 3,6 - 9,5 м і нагнітачі двох типів з подачею 22500 - 45000 м<sup>3</sup>/год при напорі 8 - 6,5 м; потужність електродвигуна 630 і 1300 квт. Для нормальної роботи нагнітачів завод-виробник постачає їх з допоміжним устаткуванням і пристроями, у число яких входять:

а) регулюючий пристрій, за допомогою якого підтримується постійний тиск нагнітача; регулювання здійснюється поворотною дросельною заслінкою, встановленою на всмоктувальному трубопроводі і з'єднаною з регулюючим пристроєм за допомогою важеля;

б) захисні пристрої, що складаються з регулятора протипомпажного захисту, що автоматично забезпечує випуск в атмосферу через випускний клапан надлишкової кількості повітря після досягнення нагнітачем критичної подачі; контактний манометр, що видає електричні імпульси при зниженні тиску олії в системі змащення підшипників, для автоматичного включення.

Водокільцеві насоси типу ВК (повітродувки) призначені для подачі повітря під невеликим надлишковим тиском чи для створення вакууму. Як повітродувки використовують водокільцеві насоси з газозбірником, установленим біля машини на підлозі чи фундаменті. Водокільцеві насоси поставляються на одній фундаментній плиті з електродвигуном. *Повітродувки цього типу не вимагають очищення повітря, що надходить у них, допускають улучення рідин разом із засмоктуваним повітрям, дозволяють відсмоктувати вибухонебезпечні гази тому що в їхньому робочому просторі відсутні тертьові металеві деталі, а також олія.*

Подача і тиск повітродувок типу ВК варіюється в широких межах: від 1,58 м<sup>3</sup>/хв і 0,03 МПа (ВК – 1,5) до 7,8 м<sup>3</sup>/хв і 2,2 МПа (ВК - 12), а марки ВК-50 відповідно 50 м<sup>3</sup>/хв і до 0,2 МПа. подача повітродувок регулюється пропускною частиною стиснутого повітря на всмоктування за допомогою засувки, розташованої на лінії з'єднуючій всмоктувальний і нагнітальний повітропроводи. У газозбірнику повітродувки створюється тиск нагнітання, що сприяє видаленню з нього води через поплавковий регулятор рівня.

Вакуумні насоси, чи скорочено вакуум-насоси, призначені для відкачки повітря зі всмоктувальних ліній відцентрових насосів при заливці водою перед пуском, а також тоді, коли потрібно видалити повітря із системи і створити вакуум. Найбільше поширення одержали водокільцеві вакуум-насоси. Схема такого насоса зображена на *мал. 2.2*. На валу насоса закріплене колесо з радіальними лопатками,

розташоване ексцентрично стосовно циліндричної камери. Біля маточини колеса маються два серповидних вирізи 5 і 7, з'єднаних відповідно з всмоктувальними й напірними патрубками насоса.

Якщо перед пуском насоса в його корпус залити воду, то при обертанні робочого колеса утвориться водяне кільце, розташоване концентрично стосовно камери насоса й ексцентрично стосовно колеса. Між маточиною колеса, лопатками і внутрішньою гранню водяного кільця утворюється порожнини, обсяг яких за першу половину обороту колеса збільшується. При збільшенні обсягу порожнин у них виникає розрідження, і крізь серповидний отвір починає надходити повітря. При подальшому обертанні колеса обсяг порожнин зменшується; повітря стискується і при досягненні черговою порожниною вихідного серповидного отвору під дією надлишкового тиску виштовхується через напірний патрубок в атмосферу (чи в трубопровід). Якщо всмоктувальний патрубок вакуум-насоса з'єднати з герметичною ємністю, то в ній внаслідок постійного відсосу повітря виникне вакуум.

З метою запобігання перегріву води у водяному кільці до вакуум-насоса підводять свіжу воду, що, безупинно надходячи в насос, заміщує воду, що нагрівається. Обсяг циркуляційної води складає 0,2 - 0,5 м<sup>3</sup>/год у залежності від подачі вакуум-насоса.

Теоретична витрата  $Q_T$ , м<sup>3</sup>/с, повітря, вакуум-насосам, дорівнює:

$$Q_T = \left( \frac{\pi}{2} [(D_1 - 2a)^2] - Z(l_1 - a)s \right) bn \quad (2.3.)$$

де  $D_1$  і  $D_0$  - діаметр робочого колеса і його маточини, м;  $Z$  - число лопаток;

$l_1$  - довжина лопатки, м;  $a$  - глибина занурення лопатки у водяне кільце, м;  $s$  - товщина лопатки, м;  $b$  - ширина робочою лопатою насоса, м;  $n$  - частота обертання ротора, с<sup>-1</sup>

Дійсна витрата повітря, подаваного насосом,

$$Q_d = \eta_{об} Q_T \quad (2.4)$$

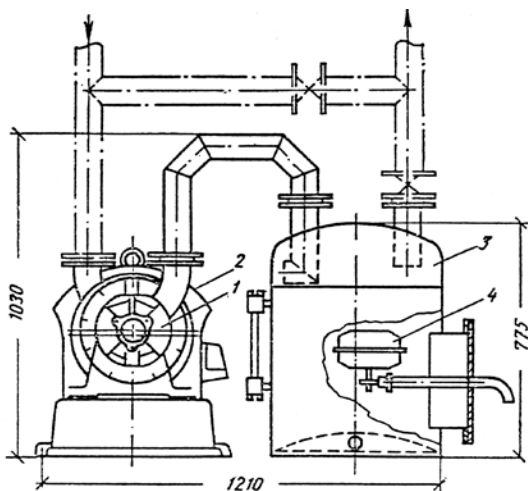
де  $\eta_{об}$  - об'ємний ККД, рівний 0,7 - 0,8.

Водокільцеві машини можуть служити як вакуум-насоси і як компресори чи нагнітачі. У першому випадку вони маркуються літерами **ВВН** - водокільцевий вакуум-насос, а в другому - буквами **ВК** - водокільцевої компресор. Вони відрізняються в основному

комплектувальним устаткуванням. Вакуум-насоси комплектуються водовідокремлювачем, розрахованим на відділення досить великого обсягу води, засмоктуваної з повітрям. Компресори такого водовідокремлювача не мають.

Компресори відрізняються від вакуум-насосів при одній і тій же подачі розмірами і розташуванням розподільних вікон, що дозволяє зменшити питомі витрати потужності при роботі компресора на нагнітання повітря.

Водокільцеві насоси не чутливі до запиленості повітря (газу), не вимагають очищення повітря, допускають влучення в насос рідини разом із засмоктуваним середовищем. Для **вакуум-насоса** **поставляється водозбірник**, обладнаний рефлектором для видалення повітря в атмосферу і зливальну трубу для відводу води в каналізацію, **а для повітродувки** - повітрозбірник, у якому створюється тиск для видалення води, що відокремилася, через поплавковий регулятор рівня - водовідвідчик.



**Мал. 2.2.** Схема установки повітродувки ВВН – 6

1 – повітродувка; 2 – електродвигун; 3 – повітрозбірник; 4 – поплавець водовідвідчик.

Водозбірник чи повітрозбірник установлюють біля насоса на підлозі чи на фундаменті насоса (**мал. 2.2.**). При необхідності змінити місце їхньої установки варто мати на увазі, що збільшення довжини

напірного трубопроводу, що з'єднує насос із баком, збільшує протитиск на нагнітальній стороні, що знижує подачу й вакуум.

Промисловість випускає вакуум-насоси марок **ВВН1-0,75; ВВН1-1,5; ВВН1-3; ВВН1-6; ВВН1-12; ВВН1-25 і ВВН2-50М**, відповідно з номінальною подачею від 0,75 до 50 м<sup>3</sup>/хв. Номінальна подача відповідає вакууму 6 м вод. стовпа.

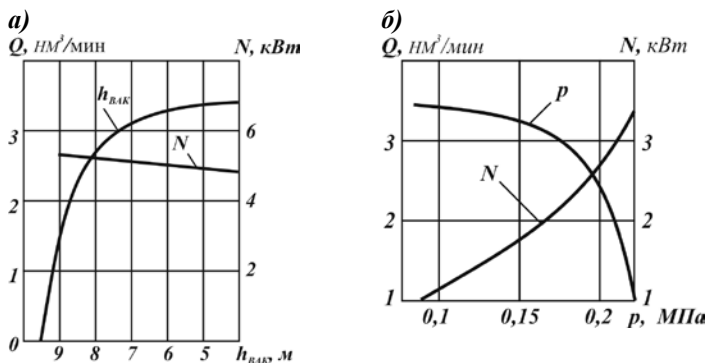
На мал.2.2 показаний вакуум-насос **ВВН1-6**. Подача водокільцевих насосів істотно залежить від створюваного вакууму, особливо в області великих розряджень.

Подача вакуум-насоса різко знижується при вакуумі 8,0 - 8,5 м вод. ст. Тому при великій висоті всмоктування влаштовують акумулятори, тобто *вакуум-котли*, що дозволяють як би акумулювати вакуум і тим самим скоротити час заливання насоса. На рис 2.3. приведені характеристики машин **ВВН1-3 і ВК-3М**. Як видно з мал. 2.3а подача вакуум-насоса різко знижується при вакуумі 8,0-8,5 м. вод. ст. Тому при великій висоті всмоктування поповнення запасів повітря на насосних станціях мається спеціальні компресори.

Розміри повітряних ковпаків вибирають в залежності від типу насоса. Обсяг повітря в напірних ковпаках приймають у частках від робочого обсягу циліндра  $F_S$ :

Тип насосу	$V_K$
Однобічної дії	22 $F_S$
Двосторонньої дії	9 $F_S$
Трехпоршневой	0,5 $F_S$

Обсяг повітря у всмоктувальних ковпаках рекомендується приймати від 5 до 10  $F_S$  (незалежно від типу насоса). Дослідами встановлено, що **для задовільної роботи повітряного ковпака обсяг повітря в ньому повинен складати 2/3 загального обсягу.**



Мал. 2.3. Характеристика вакуум-насоса ВВН1-3 (а) і водокільцевого компресора ВК-3М (б)

## 2.2. КОМПРЕСОРИ.

Компресори - це установки, що створюють тиск  $> 0,3$  МПа і мають штучне (частіше водяне) охолодження порожнин, у яких відбувається охолодження газу. Призначення компресорів полягає в стиску й переміщенні газів до споживачів по трубопровідних системах.

*Компресори, застосовувані для відсмоктування газу з ємкостей з вакуумом, що стискають газ до атмосферного чи трохи більшого тиску, називають вакуум-насосами.*

Основними параметрами, що характеризують роботу компресора, є об'ємна подача  $Q$  (обчислюється звичайно при умовах всмоктування початкове  $p_1$ , і кінцеве  $p_2$  чи тиски ступінь підвищення тиску  $e = p_1/p_2$  частота обертання і потужність  $N$  на валу компресора.

*Компресори, відповідно способу дії можна розділити на три основні групи: об'ємні, лопатеві і струминні.*

При класифікації по конструктивній ознаці *об'ємні компресори* підрозділяють на *поршневі і роторні*, а *лопатеві* - на *відцентрові й осьові*. Можливий поділ компресорів на групи в залежності від роду переміщуваного газу, виду приводу, призначення. Орієнтовні значення основних параметрів компресорних машин різних типів, застосовуваних у промисловості, наведені в таблиці.



**Таблиця 2.1.** Основні характеристики компресорних машин.

Тип	Призначення	Подача м <sup>3</sup> /хв	ступінь підвищення тиску	частота обертання η, об/хв.
Поршневі	Вакуум- насоси Компресори	0 - 100 0 - 500	1 - 50 2,5 - 1000	60 - 1500 100 - 3000
Роторні	Вакуум- насоси Газодувки Компресори	0 - 100 0 - 500 0 - 500	1 - 50 1,1 - 3 3 - 12	250 - 6000 300 - 16000 300 - 15000
Відцентрові	Вентилятори Газодувки Компресори	0 - 6000 0 - 5000 100 - 4000	1 - 1,15 1,1 - 4 3 - 20	300 - 3000 300 - 3000 500 - 45000
Осові	Вентилятори Компресори	50 - 10000 100 - 15000	1 - 1,04 2 - 20	750 - 10000 500 - 20000

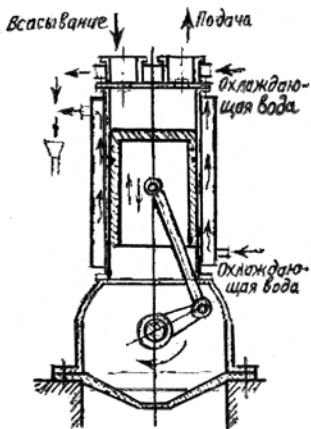
Розглянемо принципові конструктивні схеми основних типів компресорів. Компресор однопоршневий з однією ступінню стиску наведений на *мал. 2.4*. При зворотно-поступальному русі поршня здійснюються фази процесу: розширення, всмоктування, стиск і виштовхування. Спосіб дії поршневого компресора, заснований на витисненні газу поршнем, дозволяє будувати конструкції з малим діаметром і ходом поршня, що розвивають високий тиск при відносно малій подачі.

**Роторний компресор пластинчастого типу** представлений на мал. 2.5. при обертанні масивного ротора 2, у подовжніх пазах якого можуть вільно переміщатися сталеві пластини 3, газ захоплюється в міжлопастний простір, переноситься, від всмоктувального патрубка 4 до напірного 5 і витискається в трубопровід.

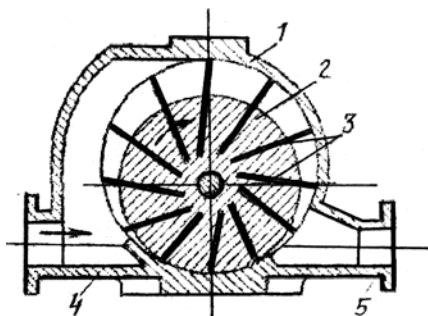
Вал роторного компресора може з'єднуватися з валом приводного двигуна безпосередньо, без редуктора. *Це обумовлює компактність і малу масу установки в цілому.*

**Відцентровий компресор** діє аналогічно відцентровому насосу. Вал відцентрового компресора з'єднується з валом приводного двигуна (електродвигун, парова турбіна) безпосередньо, чи через механічну передачу, що підвищує частоту обертання вала компресору, чим

досягається зменшення розмірів компресора, знижуються його маса і вартість.

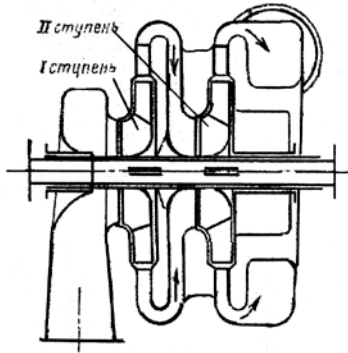


Мал. 2.4. Конструктивна схема поршневого компресору

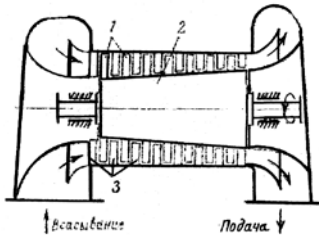


Мал. 2.5. Конструктивна схема роторного компресору

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластини; 4 – всмоктувальний патрубок; 5 – напірний патрубок.



**Мал. 2.6.** Конструктивна схема двоступінчастого відцентрового компресора.



**Мал. 2.7.** Схема осьового компресора (семиступінчастого):

*1 - робочі лопати; 2 - ротор; 3 - направляючі лопати.*

Осьовий компресор, схематично зображений на *мал. 2.7*. Конструкція складається з масивного ротору з декількома вінцями робочих лопат і корпуса, що несе вінці нерухомих направляючих лопат. Газ всмоктується в прийомний патрубок і, рухаючись в осьовому напрямку, стискується послідовно в лопатевих ступінях компресора. Через напірний патрубок газ витісняється в трубопровід, що веде до споживачів.

Привід осьових компресорів - від електродвигунів, парових і газових турбін.

Тиск, створюваний компресорами працюючими в технологічних схемах виробництв, досягає великих значень. Однак одержання високого тиску в одній ступіні компресора (в одному компресорному процесі) важко. *Причиною цього в об'ємних компресорах (поршневих і роторних) є надмірне підвищення температури наприкінці стиску, обумовлене неможливістю*

створення конструкції компресора з досить інтенсивним відводом теплоти від стисливого газу. У компресорах лопатевих (відцентрових і осьових) причина криється в недопустимості таких швидкостей робочих лопат, вироблених з матеріалу з визначеною міцністю, що забезпечили б необхідний високий тиск при досить високому ККД процесу. Тому впливає, по-перше, застосовувати можливо більш інтенсивне охолодження газу в процесі стиску його і, по-друге, робити тиск у послідовно з'єднаних ступінях, здійснюючи зниження температури газу в охолоджувачах, включених у потік між ступіннями.

### **2.2.1. ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ**

Поршневі компресори використовують у тих випадках, коли необхідно при невеликих подачах повітря створити великий тиск. Принцип дії поршневих компресорів той же, що і поршневих насосів. У результаті зворотно-поступального руху поршня в циліндрі стискується повітря. Всмоктувальний клапан закритий протягом усього процесу стиску. Напірний клапан закритий доти, поки різниця тисків у циліндрі і напірному патрубку переборє натяг пружини (*мал. 2.8.*). Коли це відбудеться, напірний клапан відкриється і поршень буде витіснити газ у напірний трубопровід.

При стиску температура повітря (газу) підвищується, тому що охолодна вода не віднімає від газу все тепло, що виділяється при стиску.

Тиск  $P_1$  у циліндрі завжди менше  $P_0$  (тиску в просторі, з якого компресор всмоктує повітря) внаслідок газового опору тракту всмоктування.

Протікання процесів стиску і розширення істотно залежить від теплообміну між повітрям і внутрішніми поверхнями циліндра.

У більшості випадків поршневі компресори виробляються з водяним охолодженням.

Потужність на валу компресора визначають за формулою, (2.8.) де

$$N_{із} = \frac{1}{102} P_1 \times Q_1 \ln \frac{P_2}{P_1}, \text{ кВт.} \quad (2.9.)$$

Тоді

$$N_B = 22 \frac{1}{102 \eta_{из} \eta_M} P_1 \times Q_1 \ln \frac{P_2}{P_1}, \text{ кВт.} \quad (2.10.)$$

Для поршневих компресорів різних конструкцій

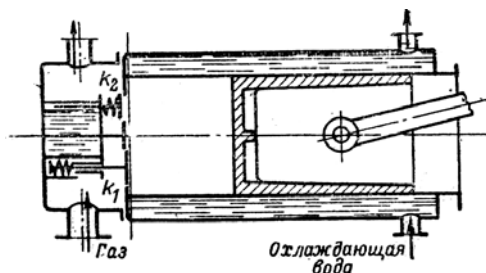
$$\eta_M = 0,8 \div 0,93$$

Ізотермний ККД залежить від інтенсивності охолодження компресора і лежить у межах  $\eta_{из} = 0,65 \div 0,85$ .

При стиску газу температура його підвищується. Початкова температура повітря звичайно вважається  $t = 20^\circ\text{C}$ . У залежності від умов стиску, кінцева температура повітря коливається від  $170^\circ$  при охолодженні циліндра і кришки до  $220^\circ\text{C}$  при охолодженні тільки циліндра.

*Тому що компресорні мастила мають температуру спалаху по Бренкену  $220 - 260^\circ\text{C}$ , то кінцеві температури стиску є небезпечними. Електричні розряди невисокого потенціалу, що виникають у проточній частині компресорів, можуть викликати спалахування нагару і потім при достатній концентрації масляною пари у повітрі вибух компресора.*

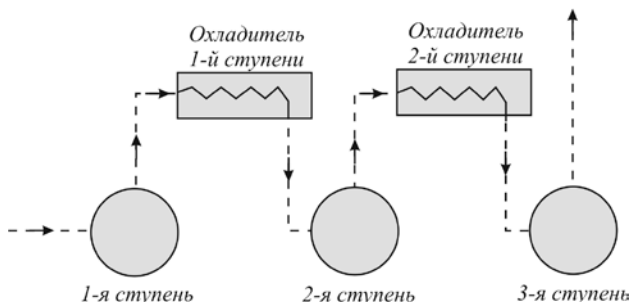
Приведені розуміння обмежують величину ступеня стиску в одному циліндрі компресора.



**Мал. 2.8.** Схема поршневого компресора:  $K_1$  – всмоктувальний клапан;  $K_2$  – напірний клапан;

У сучасних компресорах з водяним охолодженням ступеня стиску ( $\mathcal{E} = P_2/P_1$ ) в одному циліндрі вище  $\mathcal{E} = 7$  зустрічаються рідко. У вітчизняних конструкціях великої продуктивності  $\mathcal{E} \leq 4$ . Якщо ступінь стиснення компресора перевищує  $\mathcal{E} = 7$ , то процес стиску ведуть у декількох послідовно включених порожнинах – ступінях тиску. При переході з однієї ступіні в іншу газ прохолоджують у проміжних охолоджувачах.

Принципова схема компресора з трьома ступенями стиску показана на мал. 2.9. Збільшення кількості ступіней ускладнює конструкцію і збільшує вартість компресора. Цю обставину обумовлює межа збільшення кількості ступіней сучасних компресорів. У багатоступінчастих компресорах з числом ступіней при однакових роботах окремих ступіней ізотермная потужність компресора визначається формулою



**Мал. 2.9.** Схема компресора з трьома ступенями стиску

Принципова схема компресора з трьома ступенями стиску показана на мал. 2.9. Збільшення кількості ступіней ускладнює конструкцію і збільшує вартість компресора. Ця обставина обумовлює межу збільшення кількості ступіней сучасних компресорів. У багатоступінчастих компресорах з числом ступіней при однакових роботах окремих ступіней ізотермная потужність компресора визначається формулою

$$N_{із} = (1/102 P_1 Q_1 \ln P_2/P_1) Z \quad (2.11.)$$

**Потужність на валу компресора при зазначених умовах**

$$N_B = \frac{1}{102 \eta_{із} \eta_M} \times \left( P_1 Q_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \right) Z \quad (2.12.)$$

Якщо робота окремих ступіней неоднакова, то потужність на валу компресора визначається як сума потужностей окремих ступіней. Поршневі компресори одержали велике поширення, особливо для

подачі невеликих кількостей повітря. Середня теоретична подача  $W$   $\text{м}^3/\text{хв}$ , компресора простої дії підраховується за формулою

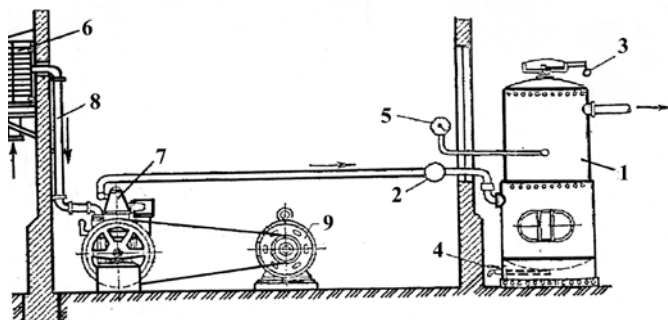
$$W_T = FSni, \quad (2.13)$$

де  $F$  - площа поршня,  $\text{м}^2$ ;  $S$  - хід поршня;  $n$  - число подвійних ходів поршня в 1 хв;  $i$  - число циліндрів.

Через витоки повітря, через нещільності, підвищення температури повітря й опору всмоктувальної частини дійсна подача компресора менше теоретичної. Відношення дійсної подачі до теоретичної називають коефіцієнтом подачі чи об'ємним ККД. Значення об'ємного ККД знаходиться в межах 0,75 - 0,9.

*Поршневі компресори подають повітря нерівномірно*, тому їх обов'язково комплектують повітряним резервуаром - *ресивером*. В установках малої подачі до  $40 \text{ м}^3/\text{год}$ , наприклад в установках типу ГАРО - 155, компресор і ресивер надають собою єдиний агрегат, а в установках великої подачі ресивер встановлюють окремо, як правило, поза будинком.

На *мал. 2.10.* зображена схема установки великого поршневого компресора.



**Рис 2.10.** Схема установки великого поршневого компресора.

1 - повітрозбірник (ресивер); 2 - зворотний клапан, 3 - запобіжний клапан; 4 - спускний клапан; 5 - манометр; 6 - фільтр тонкого очищення повітря; 7 - компресор; 8 - труба всмоктування; 9 - електродвигун.

Для вирівнювання тиску повітря який від компресора подається поштовхами, а також для вловлювання часток олії і конденсату, на напірній лінії встановлюється повітрозбірник (ресивер).

Ресивер - це міцний герметичний резервуар обсягом не менше

20 кратного обсягу циліндра компресора. *Ресивер відносять до об'єктів підвищеної небезпеки*, тому їхня експлуатація повинна виробляється відповідно до правил котлонадзора. Між компресором і ресивером встановлюється *зворотний клапан*, щоб запобігти зворотний потік повітря, при розриві трубопроводу. Ресивер розміщують за межами приміщення компресорної станції на відкритому місці, щоб забезпечити його найкраще охолодження.

Перед поршневим компресором обов'язково встановлюють фільтри тонкого очищення. Навіть дрібні домішки можуть порушити роботу поршневого компресора.

### **2.2.2. КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ**

Компресори встановлюються одинично чи групами і забезпечуються допоміжним устаткуванням і приладами, необхідними для нормальної експлуатації.

На *мал. 2.11.* дана схема блоку компресорної установки. Основним устаткуванням установки є компресор із двигуном, маслоотделитель, охолоджувачі і ресивер (повітряний балон). Допоміжне устаткування включає фільтр на всмоктувальній трубі компресора, запобіжні клапани і контрольно-вимірвальна апаратура.

Кожен компресор забезпечується ресивером (повітряним чи газовим балоном), основне призначення якого полягає у вирівнюванні короткочасних коливань тиску в циліндрах компресора. Крім того, ресивер служить для відділення вологи і пар олії з газу; з цією метою встановлюють пристрої, що сепарують. Ресивери розміщують зовні приміщення, тому що вони вибухонебезпечні.

Охолоджувачі газу, розташовані між ступінцями компресорів, звичайно являють собою трубчасті вертикальні чи горизонтальні теплообмінники. У компресорних установках невеликої продуктивності вони розташовуються безпосередньо на циліндровому блоці компресора. В установках великої продуктивності охолоджувачі розташовують поблизу компресорів як що окремо коштують апарати.

З метою очищення газу, подаваного компресором, і для підтримки в чистоті проточної порожнини на всмоктувальній трубі компресора ставлять газовий фільтр. Раніше застосовувалися головним чином матер'яні фільтри. В наш час застосовуються масляні фільтри. Вони являють собою циліндричні чи прямокутні замкнуті резервуари, наповнені пухким матеріалом (металева стружка, кільця Рашига), змоченим у грузлій олії. Потік газу, що проходить через шар такого

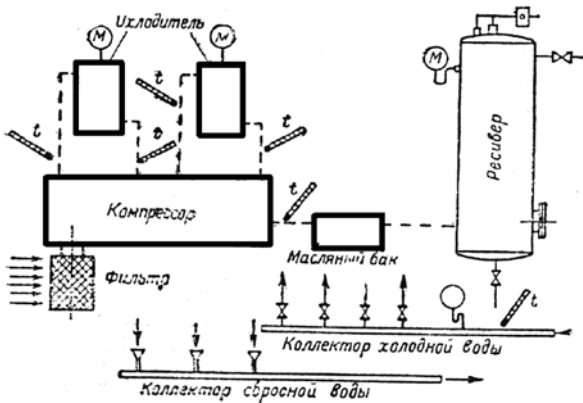


матеріалу, добре очищується від пилу. Промивання і регенерація фільтра прості; він надійний в експлуатації.

Масловідокремлювачі розташовують між ступіннями компресора за охолоджувачами. Їхнє призначення видаляти з газу, компресором, зважені крапельки олії, використаного в попередній ступіні. Дія масловідокремлювачів заснована на викиданні часточок олії з потоку під дією сил інерції, що виникають при змінах напрямку руху газу. Масловідокремлювачі бувають з пухким засипанням подібно повітряним фільтрам чи у вигляді циліндричних відцентрових апаратів - циклонів.

Запобіжні клапани встановлюються між ступіннями компресора на проміжних охолоджувачах і ресивері. Їхнє призначення складається в запобіганні установці від надмірного підвищення тиску. Запобіжні клапани бувають вантажними і пружинними.

Комунікація компресорної установки складається із системи газопроводів і трубопроводів холодної води.



Мал. 2.11. Схема блоку компресорної установки.

Велике значення для правильної експлуатації компресорної установки має контрольно-виміррювальна апаратура, за показниками якої судять про правильність роботи установки.

Манометри встановлюють на проміжних охолоджувачах і ресивері для спостереження за тиском газу, подаваного компресором. Для контролю за тиском олії в системі змащення ставиться манометр

на напірному патрубку масляного насосу.

Тиск охолодної води контролюється за манометром на колекторі, від якого влаштовують водопроводи до окремих компресорів. Наявність охолодної води в системі охолодження обов'язково контролюється заливом води в лійки на скидальномуколекторі.

Обов'язковому контролю підлягають температури повітря перед кожним охолоджувачем і за ним, а також кінцева температура газу на виході з компресору; контролюються температури охолодної води в колекторі і на виході із оболонці циліндрів і всіх охолоджувачів.

У дрібних установках контроль за температурою здійснюється ртутними термометрами, поставленими в гільзи з олією.

У великих компресорних установках показання всіх контрольно-вимірювальних приладів компресорів передаються дистанційно на центральний щит. Сюди ж надходять показання електричних приладів, що контролюють потужність, споживану електродвигунами компресорів, а також показання витратомірів компресорів.

### ***2.2.3. РОТАЦІЙНІ КОМПРЕСОРИ***

Ротаційні компресори відносяться до класу машин витиснення. За способом дії вони подібні до ротаційних насосів.

Ротаційні компресори виконуються головним чином, пластинчастими шибєрними за конструктивною схемою, наведеної на **мал. 2.12**. Зубцювата конструкція тут не застосовується; поршневі конструкції радіального й осьового типів зустрічаються дуже рідко. Основним робочим органом ротаційного компресора є ротор 1 із вільно ковзними пластинами 2 **мал. 2.12**. Ротор розташований ексцентрично усередині циліндра 3 компресора, тому між утворюючими ротора і циліндра залишається серповидний простір. При обертанні ротора пластинки, розташовані в пазах, під дією відцентрових сил щільно притискаються до стінок циліндра. Серповидний простір між ротором і стінкою циліндра в такий спосіб розділяється на ряд окремих відсіків перемінного обсягу. Якщо ротор обертається по годинній стрілці, то повітря з всмоктувального

патрубка 4 заповнює відсіки, що надалі роз'єднуються з всмоктувальним патрубком і поступово зменшуються в обсязі. У результаті відбувається стиск ув'язненого в них повітря, що потім викидається під підвищеним тиском у нагнітальний патрубок 5. Для охолодження циліндр компресора оточують водяною оболонкою 6, по якій безупинно циркулює вода.

Така схема компресора, володіючи гарною врівноваженістю мас, що рухаються, дозволяє повідомити ротору високе число обертів і з'єднати машину безпосередньо з електричним двигуном.

При роботі ротаційного компресора виділяється велика кількість тепла внаслідок значного механічного тертя. Тому при ступенях стиску вище 1,5 корпус компресора виконують з водяним охолодженням.

Продуктивність пластинчастого компресора залежить від геометричних розмірів і числа оборотів. Якщо пластини радіальні, обсяг повітря, укладеного між двома з них, по мал. 2.13. буде  $V = f l$  (де  $f$  - максимальна площа поперечного переріза між пластинами;  $l$  - довжина пластини.).

Тому що  $r + e = R$  і  $\beta = 2 \pi/z$  (де  $z$  - кількість пластин), то

$$f = \frac{4\pi eR}{Z}$$

За один оборот вала компресора кожен простір між пластинами заповнюється повітрям 1 раз, тому дійсна продуктивність компресора буде:

$$Q = 2eRl\beta Zn\eta_0 = 4 \pi eRln\eta_0 \quad (2.15)$$

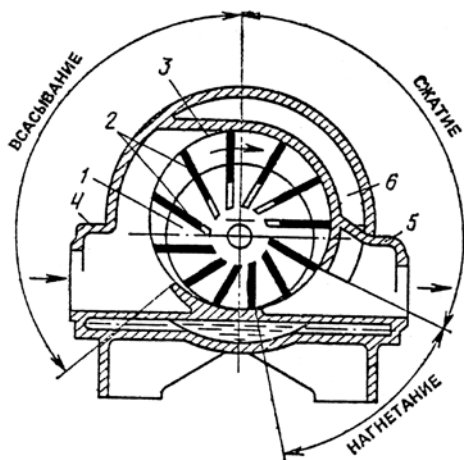
де  $\eta_0$  - коефіцієнт подачі, що лежить у межах 0,5 - 0,8.

Коефіцієнт подачі залежить від внутрішніх витоків повітря через радіальні й осьові зазори, товщини робочих пластин і їхньої кількості.

Потужність на валу ротаційного компресора с водяним охолодженням визначається в такий спосіб:

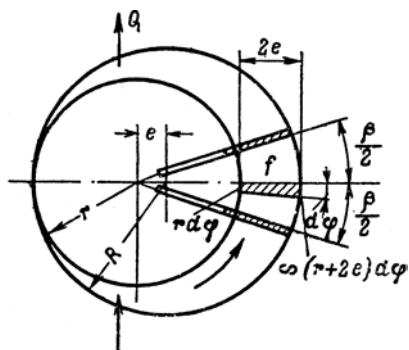
$$N_6 = \frac{N_{i3}}{\eta_{i3}\eta_M} \quad (2.16.)$$

де  $Q_1$  - продуктивність пластинчастого компресора, м<sup>3</sup>/с.



Мал. 2.12. Схема ротаційно-пластинчастого компресора.

1 – ротор; 2 – вільно ковзні пластини; 3 – циліндр; 4 – всмоктувальний патрубок; 5 – напірний патрубок; 6 – водяна оболонка.



Мал. 2.13. Схема розрахунку продуктивності пластинчастого компресору.

Для ротаційного компресора без водяного охолодження

$$N_B = \frac{N_{AD}}{102\eta_{из}\eta_M} \quad (2.17.)$$

Добутку коефіцієнтів  $\eta$ , що оцінюють усі внутрішні втрати енергії від механічного тертя, для пластинчастих компресорів лежать у межах  $\eta_3 = 0,5 \div 0,6$ ;  $= 0,6 - 0,7$ .

Втрати енергії від механічного тертя в пластинчастих компресорах дуже значні і механічний ККД для них дорівнює  $\eta_M = 0,8 \div 0,9$ . Це порозумівається великими силами тертя кінців пластин об внутрішню поверхню корпуса, а також тертям пластин при русі їх у прорізах ротора.

### **2.2.3.1 РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО КОМПРЕСОРА**

З рівняння 2.15. випливає, що дійсна продуктивність пластинчастого компресора пропорційна числу оборотів його ротора. Звідси випливає спосіб регулювання  $Q$  зміною  $n$ . Це раціональний спосіб регулювання, що відрізняється високою економічністю.

Однак варто мати на увазі, що для зміни числа обертів пластинчастого компресора існують визначені межі. *Нижня межа чисел оборотів складає близько 50% нормального числа оборотів.* Подальше зниження числа обертів неприпустимо внаслідок надмірного зниження відцентрової сили пластин і порушення щільності прилягання їхніх кінців до внутрішньої поверхні корпуса.

Межа підвищення числа оборотів регламентується умовами зносу пластин і нагріванням компресора. Верхня межа числа оборотів вказується заводом-виготовлювачем компресора.

Зміна продуктивності може досягатися також дроселюванням на вході в компресор, перепуском стиснутого повітря (газу) у всмоктувальний трубопровід і періодичні зупинки компресора. З цих способів регулювання найбільш економічний третій і найменш економічний другий.

У великих установках із пластинчастими компресорами застосовують іноді змішані способи регулювання, що складаються з комбінації зазначених способів.

Ротаційні компресори бувають одноступінчастими (з одним ротором) і двоступінчастими (із двома роторами, насадженими на один вал). Одноступінчаті компресори розвивають тиск до 0,3 - 0,5 МПа (3 - 5 кгс/см<sup>2</sup>), а двоступінчасті - до 1,5 МПа (15 кгс/см<sup>2</sup>).

### 2.2.3.2. КОНСТРУКТИВНІ ДАНІ ПЛАСТИНЧАСТИХ КОМПРЕСОРИВ. ЗАСТОСУВАННЯ ПЛАСТИНЧАСТИХ КОМПРЕСОРИВ.

Між основними розмірами пластинчастих компресорів існують визначені співвідношення.

Відношення зовнішнього радіуса ротора до внутрішнього радіуса корпусу

$$\frac{r}{R} = 0,86 \div 0,89 \quad (2.18.)$$

Відношення ексцентриситету до внутрішнього радіусу корпусу

$$\frac{e}{R} = 0,86 \div 0,89 \quad (2.19.)$$

Довжина ротору;

$$l = (3,2 \div 4,2)R \quad (2.20.)$$

Ширина робочих пластин у залежності від внутрішнього радіуса

$$b = (0,44 \div 0,54)R \quad (2.21.)$$

Товщина робочих пластин складає 1 - 5 мм; виробляються вони зі сталі.

Число пластин  $z = 20 \div 30$  і лише для малих машин з  $Q = 0,5$  м<sup>3</sup>/хв воно знижується до 6.

Для сталевих пластин максимальна допустима швидкість, їхніх кінців не повинна перевищувати 15 м/сек.

Число обертів може бути визначене при визначеному  $R$ , виходячи з зазначеного значення швидкості.

Звичайно пластинчасті компресори з'єднуються з електродвигунами безпосередньо, і тому кількість обертів їх вибираються рівними 1450, 960 і 735 на хвилину.

На *мал. 2.14.* представлені подовжній і поперечний розрізи двоступінчастого компресора. Основні елементи конструкції ротор 1., корпус 2, кришки 3, охолоджувач 0 і вал 4. Корпус і кришки компресора охолоджуються водою. У конструктивних елементів маються деякі особливості. Для зменшення втрат енергії механічного тертя кінців пластин об корпус у ньому розташовують два вільно обертових у корпусі розвантажувальних кільця. До їх зовнішньої поверхні підводиться змащення. При обертанні ротора кінці пластин упираються в розвантажувальні кільця і частково сковзають по їхній внутрішній поверхні; розвантажувальні кільця разом з тим обертаються в корпусі.

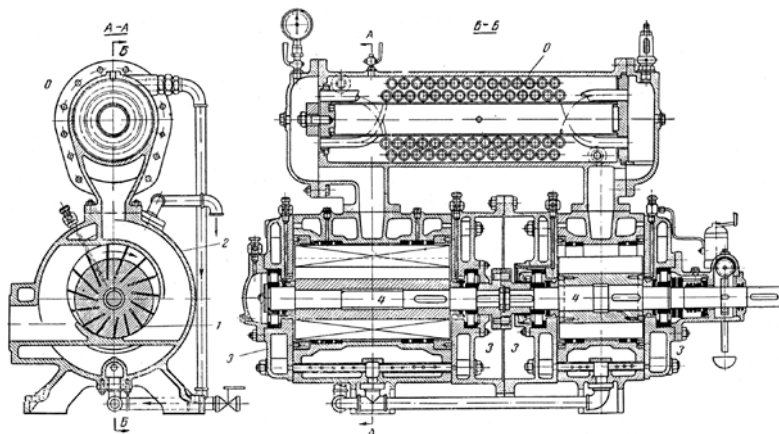
З метою зменшення сил тертя в пазах пластини розташовують не радіально, а відхиляючи уперед по напрямку їх обертання. Кут відхилення складає 7 - 10°. При цьому напрямок сил, що діють на пластини з боку корпуса і розвантажувальних кілець, наближається до напрямку переміщення пластини в пазах, і сила тертя зменшується.

Для зменшення витоків газу через осьові зазори в маточині ротора розташовуються ущільнювальні кільця, що притискаються пружинами до поверхонь кришок.

З боку виходу вала через кришку встановлене чепцеве ущільнення з пружинною натяжкою.

У конструкції застосовані роликові підшипники. Змащення здійснюється машинними оліями середньої в'язкості через контрольні краплинні покажчики. Місця змащення - розвантажувальні кільця, торцеві ущільнювальні кільця і чепцеве ущільнення.

Пластинчасті компресори знаходять широке застосування в якості дуттьових машин у ковальських і термічних цехах, як компресійні агрегати холодильних установок і при стиску газів у технологічних процесах хімічних виробництв. Ротаційні компресори виконуються продуктивністю до 500 м<sup>3</sup>/хв і створюють тиску при одноступінчатій конструкції до 0,5 МПа. Двоступінчасті конструкції з проміжним охолодженням створюють тиску до 1,5 МПа.



**Мал. 2.14.** Подовжній і поперечний розрізи двоступінчастого ротаційного компресора.

### 2.2.4. ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ.

Ступінь тиску відцентрового компресора складається з робочого колеса *a*, кільцевого відводу (дифузора), що направляє апарата *б* і зворотного направляючого апарата *в*. Робоче колесо і зворотний направляючий апарат розділені діафрагмою *м* (мал. 2.15.).

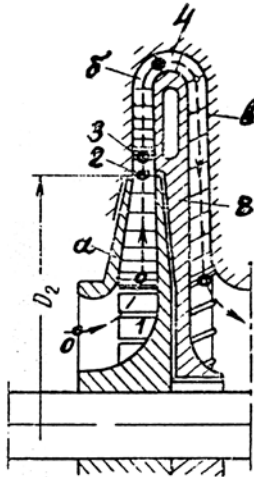
При протіканні через канали ступіні стан газу змінюється в результаті передачі енергії потоку робочим колесом, газового тертя і вихростворення і теплообміну із середовищем, що оточує компресор.

Найважливішим елементом ступіні є робоче колесо, що визначає в основному енергетичну ефективність компресору.

Тиск, створюваний ступінню відцентрового компресора, визначається в основному умовами стиску й окільною швидкістю вихідних кінців робочих лопат. Остання обмежена головним чином умовами міцності робочого колеса, тому і ступінь стиску ступіні компресора обмежена і складає в звичайних конструкціях 1,2 - 1,5.

Для одержання більш високих тисків застосовують послідовне з'єднання окремих ступіней, робочі колеса яких сажаються на загальний вал. Такі компресори називають багатоступінчастими.

Для підвищення економічності багатоступінчастих компресорів застосовують охолодження. Тут можливі три варіанти.



Мал. 2.15. Схема ступіні відцентрового компресора.

*а) Охолодження секції компресора подачею води в спеціально виконані порожнини у виливку корпусу. Охолодження повітря (газу)*



відбувається при переході з однієї ступіні в іншу. Процес у компресорі в цілому стає більш економічним.

б) *Охолодження газу в охолоджувачах, установлюваних між окремими групами ступіней.* У цьому випадку газовий потік, пройшовши групу ступіней, виводиться з корпусу в проміжний охолоджувач, де знижується його температура при постійному тиску. Далі газ знову вводиться в корпус, проходить наступну групу ступіней і при підвищених тиску і температурі надходить у другий проміжний охолоджувач і т.д. При цьому способі охолодження, використовуючи трубчасті охолоджувачі з великою поверхньою, можна одержати істотну економію у витраті енергії.

в) *Комбіноване внутрішнє і зовнішнє охолодження газу.* Цей спосіб охолодження дає велику економію в приводній енергії, але конструкція складна і компресор виходить дорогим.

#### **2.2.4.1. КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ.**

Відцентрові компресори в більшості випадків мають кілька ступіней. При невеликій продуктивності вони виготовляються секційними з поділом ступіней на окремі секції з розніманням у площинах, нормальних до осі машини.

Компресори середньої і високої продуктивності, як правило, виготовляються з розніманням корпусу в горизонтальній площині аналогічно сучасним паровим турбінам. У цьому випадку прямий і зворотний направляючі апарати складають одне ціле з половинами корпусу, або, що зустрічається частіше, розміщуються на діафрагмах, щільно вставлених у корпус. Діафрагми мають рознімання в горизонтальній площині.

Охолодження корпусу компресору, бажане з енергетичної точки зору, ускладнює конструкцію корпусу. Тому компресори будують з підрозділом ступіней на групи в окремих корпусах і розташуванням проміжних охолоджувачів між корпусами. Таким чином, можливі компресори одне - двох - і трьохкорпусні.

Проміжні охолоджувачі можуть розташовуватися і між групами ступіней, укладених в одному корпусі.

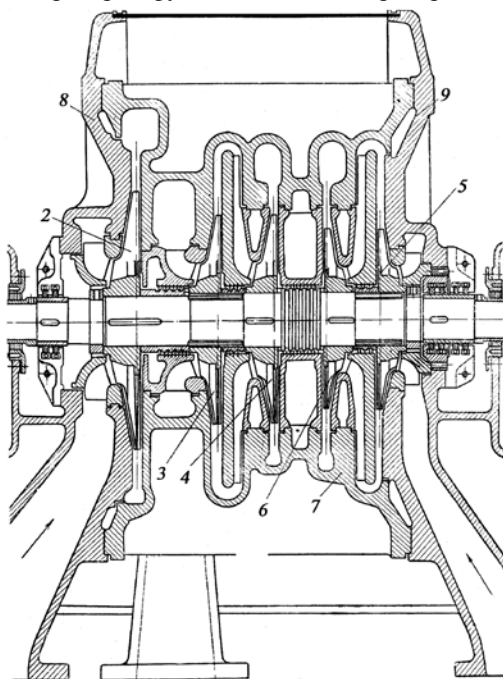
На *мал. 2.16.* представлений поздовжній розріз іншого корпусу шестиколісного турбокомпресора продуктивністю 9000 м<sup>3</sup>/год при тиску 7 ати. Число оборотів складає 10200 на хвилину при потужності на валу 1200 кВт. Перший корпус цього компресора має одне колесо з двостороннім підведенням. Повітря, стиснуте у першій ступіні, проходить через трубчастий охолоджувач і надходить у прийомний

штуцер *1* другого корпусу, у якому розміщені п'ять коліс, що складають ступінь кінцевого стиску. Повітря проходить послідовно через колесо *2* і дифузор і надходить у колесо *3*. Потім, пройшовши через прямий і зворотний направляючі апарати, він попадає в колесо *4*, відкїля направляється через проміжний охолоджувач і канал у п'яту *5* і шосту *6* ступіні. Основними елементами конструкції тут є: литий чавунний корпус *7*, що замикають кришки *8* і *9* корпусу несущі штуцера *1* і в і коробки підшипників (на малюнку не показані).

Усередині корпусу розташовуються діафрагми, що несуть лопати зворотного направляючого апарата.

Привід компресору здійснюється електродвигуном з частотою обертання вала 3000 об/хв; підвищення числа обертів до 10200 у хвилину досягається за допомогою зубцюватого редуктора.

Обидва корпуси компресора і редуктор установлюються на масивній чавунній рамі, що кріпиться до фундаментних балок. Електродвигун установлюється на рамі, жорстко сполученої з рамою компресора і фундаментом. Компресор має ізотермний ККД до 73%.



**Рис 2.16.** Поздовжній розріз другого корпусу турбокомпресора.

### 3. ЕКСПЛУАТАЦІЯ НАСОСІВ

#### 3.1. ПУСКИ І ЗУПИНКИ

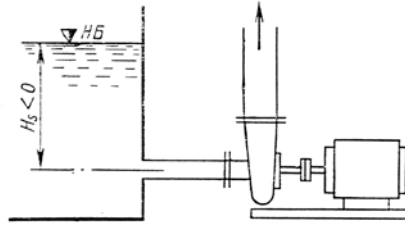
При пусках і зупинках насосних агрегатів змінюються частота обертання роторів, крутячі моменти на валах агрегатів, а також напруги і стани корпусних і механічних деталей насосів.

##### 3.1.1. ПУСКИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

Колесо насоса, що обертається в повітрі, створює напір, рівний  $H$ , м. возд. ст. У перерахунку на воду цей напір буде дуже малий. Наприклад, якщо за характеристиками  $H = 24 \div 64$  м. то, оскільки щільність повітря приблизно в 800 разів менше, ніж води, напір складе всього 0,04 - 0,08 м вод. ст. Таким чином, якщо корпус і всмоктувальна лінія насоса заповнені повітрям, після включення електродвигуна насос буде здатний підняти, «підсосати» воду у всмоктувальну лінію усього на 4 - 8 см, а тому що  $H_S$  звичайно перевищує це значення, то вода не заповнить корпус і робоче колесо, і не буде надходити в напірний патрубок. Насос не запуститься. Звідси випливає надзвичайно важливий висновок: *для того, щоб лопатевий насос при вмиканні електродвигуна запустився і почав подавати рідину в напірний патрубок, необхідно забезпечити заповнення рідиною всієї його всмоктувальної лінії, камери і робочого колеса.* Усі використанні способи запуску лопатевих насосів зводяться до здійснення цієї основної вимоги. Часто застосовують наступні способи запуску.

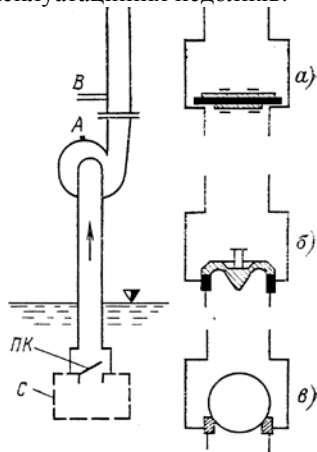
**1. Установка насоса з підпором**, тобто нижче рівня в нижньому басейні НБ (у цьому випадку  $H_S < 0$ ), як зображено на мал. 3.1. При цьому всмоктувальна лінія і камера робочого колеса завжди заповнені водою і ніякі операції перед пуском робити не потрібно. Однак така установка насоса не завжди можлива і, як правило, призводить до подорожчання споруд. В осьових насосах вона може диктуватися і кавітаційними умовами, тому що в них часто  $H_S < 0$ .

**2. Заливка всмоктувальної лінії і корпусу насоса водою** перед запуском (мал. 3.3 а) Заливка насоса з напірного трубопроводу можливі при наявності на всмоктувальній лінії прийомного клапана який дозволяє рідині рухатися тільки в одному напрямку.



**Мал. 3.1.** Установка насоса з підпором.

Заливку необхідно продовжувати доти, поки з повітряного крана насоса не полетіть вода. Приймні клапани вибирають таким чином, щоб сумарний перетин отворів у клапані був в 2 - 3 рази більше перетину всмоктувального трубопроводу. Необхідно відзначити, що наявність приймного клапана на вході у всмоктувальний трубопровід призводить до різкого збільшення опорів і може, крім того, стати причиною цілого ряду експлуатаційних недоліків.



**Мал. 3.2.** Приймний клапан для заливання насоса:

*а – відкидний, клапан; б) сідловий;*

*в) куливей; З – захисна сітка; А – отвір у спіралі корпуса насоса для заливки.*

У зв'язку з цим установка приймних клапанів допускається на всмоктувальних лініях діаметром до 200 мм лише на насосних станціях третього класу надійності дії.

3. Заливка насоса за допомогою струминного насоса, що

створює вакуум у корпусі насоса і його всмоктувальної лінії, зображена схематично на *мал. 3.3. б*. Цей спосіб здійснимо при досить високому тиску в напірному трубопроводі.

Гідрострумінний насос приєднують до верхньої частини корпусу насоса. Перед пуском гідрострумінного насоса засувку на напірному трубопроводі зачиняють, а насос вмикають тоді, коли гідрострумінний насос починає откачувати замість повітря рідину, що перекачується. У деяких випадках на насосних станціях, обладнаних великими насосами, для харчування гідрострумінних насосів спеціально встановлюють вихровий чи відцентрово-вихровий насос. Легко бачити, що ежектор надзвичайно зручний для запуску лопатевих насосів. Він не має частин, що рухаються, не боїться улучення води в прийомну камеру і часток піску. Це особливо важливо для ґрунтових насосів (землесосів) і для звичайних насосних установок, якими перекачується засмічена вода.

**4. Заливка насоса за допомогою вакуум-насоса** виконується на великих насосних станціях, обладнаних могутніми насосами. Розрідження, необхідне для заповнення водою насоса й всмоктувальної лінії, створюється вакуум-насосом, приєднаним до корпусу основного насоса через циркуляційний контрольний бачок (*мал. 3.3*.)

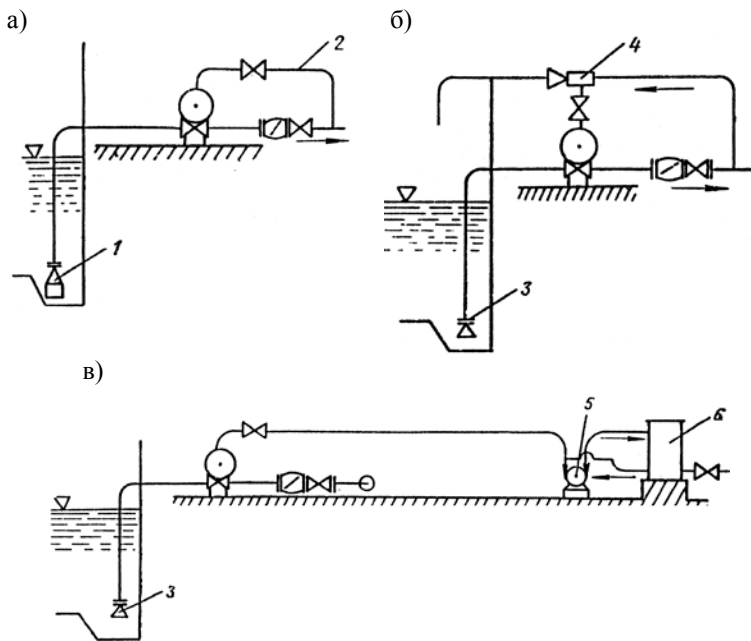
Необхідну подачу вакуум-насоса для попередніх підрахунків визначають виходячи з часу, необхідного для створення розрахункового розрідження, і із сумарного обсягу повітря у всмоктувальному трубопроводі і насосі за формулою

$$Q_B = k_B \frac{(W_{TP} + W_H)H_1}{T(H_1 - H_S)} \quad (3.1.)$$

де  $k_B$  - коефіцієнт запасу, прийнятий у залежності від довжини всмоктувального трубопроводу рівним 1,05 - 1,15;

$W_{TP}$  і  $W_H$  - обсяг повітря, м<sup>3</sup>, відповідно у всмоктувальному трубопроводі і насосі;

$H_1$  - висота стовпа рідини, м, що відповідає барометричному тиску (для води звичайно  $H_1 \approx 10$ м);

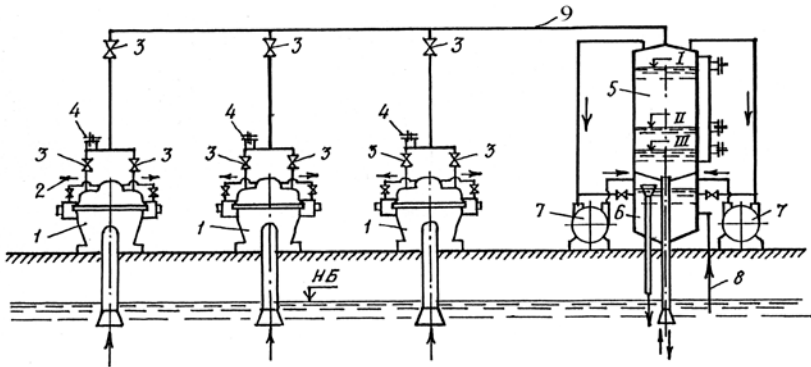


**Мал. 3.3.** Способи заливки відцентрових насосів

$H_S$  - геометрична висота всмоктування, м;

$T$  - час, необхідний для створення необхідного розрідження, хв (для пожежних насосів  $T = 2$  хв).

Звичайно використовують один чи два вакуум-насоси для заливки всіх насосів даної станції. Для цього встановлюють загальний циркуляційний бачок, і від нього - мережа повітряних всмоктувальних ліній, що йдуть до кожного насоса. Заливку варто здійснювати по черзі - кожен насос окремо. На **мал. 3.4.** показана вакуумна система, обладнана вакуум-насосами і вакуум-котлом. У нижню порожнину котла 5, що виконує (функцію заливального бачка вакуум-насосів 7, воду подають ручним насосом через трубопровід 8, а в корпуси основних насосів 1 - вакуум-насосами 7, що всмоктують патрубками яких підключені до заливального бачка і до кришки вакуум-котла.



**Мал. 3.4.** Схема вакуум системи з вакуум – котлом:

*1 – основні насоси: 2 – подача води для ущільнення сальників: 3 – ручні вентилі: 4 – сигналізатори рівня води: 5 – вакуум – казан: 6 – заливальний бачок: 7 – вакуум насоси: 8 – трубопровід від ручного насоса: 9 – магістральний повітровід.*

При роботі вакуум-насосів тиск повітря у вакуумній частині котла падає, і через повітровід 9 у корпуси основних насосів засмоктується вода. Вакуум-насоси працюють доти, поки рівень води у вакуум-котлі не підійметься до відмітки I. Досвід експлуатації подібних систем показав, що при включенні одного чи декількох основних насосів вакуум у котлі 5 підтримується завдяки розрідженню у всмоктувальних трубопроводах основних насосів. При відключенні всіх основних насосів вакуум у котлі 5 падає через підсмоктування повітря через ущільнення доти, поки рівень води в ньому не підніметься до відмітки II і по сигналу датчика ЕРСУ – 3, 4 не увімкнеться вакуум-насос.

Фірма "ИНТЕРСИГМА" Чехія й Укрдпироводгосп рекомендують:

підключати повітроводи до спіральних підводів води насосів типу Д;

установлювати вакуум-котел так, щоб його дно знаходилося на рівні приєднання вакуумної системи до корпусу основного насоса;

підбирати вакуум-об'єм вакуум-котла таким чином, щоб вакуум-насос вмикався не більш 4 разів у годину (обсяг котла не повинний перевищувати 1,6 м<sup>3</sup>/год.) Ця вакуум-система в основному

застосовується на зрошувальних насосних станціях.

Перед пуском залитого тим чи іншим способом насоса необхідно виконати наступне:

1. Відкрити кран у манометра, закрити засувку на напірному трубопроводі і включити електродвигун.

2. Після того, як насос розвіє необхідну частоту обертання, а манометр покаже відповідний тиск, варто відкрити кран вакуумметра і крани на трубках, що підводять воду до сальників і підшипників (при водяному змащенню), і перевірити рівень олії в підшипниках, якщо змащення масляне, і тільки після цього можна відкрити засувку на напірному трубопроводі.

Крім розглянутих питань, що стосується заповнення всмоктувального трубопроводу і робочого колеса, для вибору способу запуску насоса важливо установити допустимість пуску на закриту засувку. При цьому - вирішальне значення має форма кривої зміни потужності. Як випливає з таблиці 3, у насосів з низкою і середньої швидкохідністю зі збільшенням подачі від нуля потужність зростає. Для таких насосів цілком допустимий пуск на закриту засувку чи закритий зворотний клапан, установлені на напірному трубопроводі. У швидкохідних осьових чи діагональних насосів при  $Q = 0$  потужність може значно перевершувати необхідну для робочого режиму. Крім того, на напірній характеристиці цих насосів мається перелом, у межах якого насос працює нестабільно. У зв'язку з відзначеними особливостями такі насоси, як правило, запускаються при спорожненому трубопроводі й у початковий момент напір  $H_0 = 0$ . В міру збільшення частоти обертання і заповнення трубопроводу напір зростає до необхідного, після чого відкривається затвор. Таким чином, пуск осьових і діагональних насосів має специфічні труднощі.

### **3.1.2. ЗУПИНКА ВІДЦЕНТРОВИХ І ОСЬОВИХ НАСОСІВ**

*Зупинка відцентрового насоса виконується при заповненому водою трубопроводі.* Природно, що при відключенні приводного двигуна насоса ротор ще нетривалий час обертається по інерції, подаючи воду в трубопровід. Однак, після зменшення частоти обертання до значення, при якому напір, що розвивається насосом, при нульовій подачі стає менше геодезичного напору, насос припиняє подачу води в трубопровід. Подальше явище, що відбувається в насосі, залежить від того, яка запірна арматура встановлена за напірним патрубком насоса. При наявності зворотного затвора тарель закривається, і вода з трубопроводу в насос не надходить. Ротор насоса



сповільнює частоту обертання і зупиняється.

У випадку розташування за напірним патрубком насоса затвора з програмним керуванням і гідроприводом від маслонапірної установки при відключенні приводного двигуна насоса диск затвора швидко повертається й у значній мірі перекидає живий перетин трубопроводу, а потім знижує швидкість закриття і повільно перекидає отвір, що залишився. Програма закриття затвора розраховується так, щоб ротор насосного агрегату не розвертався в зворотню сторону.

При установці за напірним патрубком засувки чи затвора з електроприводом зупинка насоса відбувається відключенням його приводного електродвигуна після закриття засувки чи затвора.

У випадку аварійного відключення приводного двигуна насоса при відкритій засувці (затворі) його ротор після перехідного процесу починає обертатися в зворотню сторону, пропускаючи воду крізь себе, і насос працює як турбіна. При цьому зворотня розгінна частота обертання може значно перевищувати номінальну. Уповільнення частоти зворотнього обертання відбувається в міру спорожнювання напірного трубопроводу, що варто враховувати при проектуванні подовжнього профілю трубопроводу.

**Зупинка осьових насосів.** Осьові насоси, як правило, подають воду по окремих напірних трубопроводах. *Відключають осьовий насос при заповненому водою трубопроводі.* При відключенні приводного двигуна осьового насоса після перехідного процесу ротор насосного агрегату починає обертатися у зворотню сторону, досягаючи значної частоти обертання.

Особливістю осьових насосів є те, що зворотна розгінна частота обертання їхніх роторів може досягати значення, що перевищує в півтора-два рази номінальну. При цьому створюється небезпека виносу з паза обмотки ротора електродвигуна під впливом відцентрової сили й виходу його з ладу.

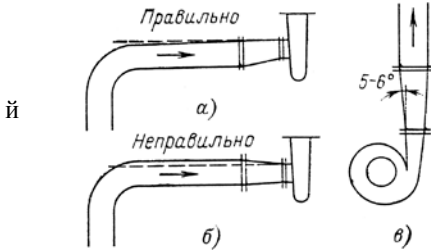
Як відомо, частоту зворотного обертання ротора лопатевого насоса визначає напір над його робочим колесом, а тривалість - обсяг води в трубопроводі.

У такий спосіб при проектуванні подовжніх профілів напірних трубопроводів насосних станцій з осьовими насосами варто враховувати умови як пусків насосів, так і їхніх зупинок.

### 3.2. УСТАНОВКА ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

У процесі проектування насосних установок і станцій, навіть при рішенні питань про тимчасові насосні установки, необхідно враховувати ряд вимог, від виконання яких залежить надійність роботи. Насамперед це відноситься до вибору типорозміру насосів і їхнього числа, що повинний вироблятися відповідно до необхідних витрат і напорів, причому особлива увага повинна бути звернена на правильний облік гідравлічних втрат.

Велике значення має вибір висоти установки насоса щодо рівня води в низовому басейні, тобто  $H_S$  обумовленої формулами (1.43) чи (1.52).



Мал. 3.5. Прокладка всмоктувального трубопроводу приєднання до насоса напірного

Значення  $H_B^{ДОП}$  і  $\Delta h_{ДОП}$  знаходяться по

характеристиці насоса, причому враховується найбільш несприятливий режим (наприкінці робочої зони насоса).

З приведених формул видно, що  $H_S$  залежить від втрат у всмоктувальній лінії  $h_{ВС}$ . У зв'язку з цим із метою збільшення  $H_S$  і зниження небезпеки виникнення кавітації впливає завжди по можливості зменшувати втрати у всмоктувальному трубопроводі. Для цього довжина трубопроводу повинна бути мінімальною (що полегшить запуск насоса, оскільки зменшить обсяг води, що заливається, чи повітря, що відсмоктується), швидкість у всмоктувальному трубопроводі трохи меншої, чим у напірному, тобто діаметр трохи більший. Потрібно уникати зайвих поворотів всмоктувального трубопроводу, щоб не створювати додаткових місцевих втрат. Якщо встановлюється прийомний клапан для заливання насоса (див. мал. 3.2.), то при визначенні  $h_{ВС}$  враховуються гідравлічні втрати й у самому клапані й у решітках. Розмір клапана повинний бути більше, ніж розмір трубопроводу.

Надійність роботи й легкість запуску насоса значною мірою залежать від якості прокладки всмоктувального трубопроводу. Насамперед, необхідно, щоб всмоктувальний трубопровід був цілком герметичним, тому що при роботі в ньому створюється досить

глибокий вакуум і через нещільності в стиках буде всмоктуватися повітря, що не тільки викликає зниження подачі, але може привести і до зриву вакууму, тобто до повного припинення подачі в напірний трубопровід.

Форма й прокладка всмоктувального трубопроводу повинні бути такими, щоб у ньому не могли створюватися «повітряні мішки». Для цього конфузори і всмоктувальний трубопровід повинні бути виконані так, як показано на мал. 3.5. а. Якщо ж його зробити по мал. 3.5., б, то при заливці у верхній частині залишиться повітряна порожнина, яка, коли робоче колесо почне обертатися, розшириться, перекине весь перетин і не дасть можливості запустити насос; при запуску за допомогою вакуум-насоса буде відбуватися скупчення повітря, що виділяється з води в процесі роботи, що також може привести до «зриву» і припиненню подачі.

Напірний трубопровід на роботу насоса впливає значно менше. Але оскільки фактична подача залежить від розміру втрат, діаметр напірного трубопроводу повинен підбиратися відповідним чином. Середня швидкість у напірному патрубку насосів досягає 6 - 7 м/с, а в напірних трубопроводах вона, звичайно, складає 2 - 3 м/с. З метою зниження втрат рекомендується у насосного патрубка ставити кінцевий дифузор з центральним кутом  $10 - 12^{\circ}$  (мал. 3.5, в)

### **3.3. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРАВИЛ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ**

До обслуговування насосних агрегатів допускаються особистості, що пройшли медичне обстеження, що мають посвідчення машиніста по обслуговуванню насосних агрегатів з електроприводом, які витримали іспит по техніці безпеки.

Знання й виконання правил техніки безпеки є однією з найважливіших умов організації праці й основним фактором зниження випадків виробничого травматизму.

Черговий машиніст, повинен щогодини заносити в журнал роботи агрегату показання амперметра, вольтметра, лічильників витрати електроенергії, манометрів і витратомірів. Перед пуском насоса в роботу, як було сказано раніше, він повинен перевіряти, чи залитий водою корпус насоса й всмоктувальний трубопровід: якщо насос, увстановлений під залив - за показниками манометра, утвореного на всмоктувальному трубопроводі, чи відкриванням триходового крана у манометра; якщо насос, заливають за допомогою вакуум-насосів - відкачують повітря доти, поки по трубопроводу, що

відсмоктує, не почне надходити вода. В запобіганні нагрівання рідини робота насоса при закритій засувці не повинна продовжуватися більш 2-3 хв.

Частини електродвигунів, що рухаються, і насоси повинні бути обгородженими чи закритими кожухами. Під час чищення й ремонту двигунів і електромоторів необхідно приймати міри, що попереджають їхній пуск. Металеві частини електродвигунів, пускових, регулюючих і інших подібних пристроїв, що не знаходяться під напругою, але в результаті ушкодження ізоляції здатні виявитися під напругою, повинні бути заземленими.

Електродвигун негайно (аварійно) відключають від мережі в наступних випадках:

- з появою диму з двигуна чи його пускової апаратури;
- при нещасному випадку з людиною;
- при сильній вібрації двигуна;
- при неприпустимо високому нагріванні підшипників;
- у випадку різкого зниження оборотів, що супроводжується швидким нагріванням двигуна.

У процесі роботи насосного агрегату черговий повинен:

1. Заносити в журнал зведення про помічені несправності й відзначати час пуску й зупинки насоса;

2. Стежити, щоб температура в підшипниках не перевищувала температуру в машинному залі більш ніж на 40 - 50°;

3. Підтримувати рівень олії у підшипниках на необхідній висоті по маслопоказчику;

4. Підтягувати сальники так, щоб вода з них просочувалася безупинно рідкими краплями.

При експлуатації насосних агрегатів варто звертати особливу увагу на ощадливу витрату електроенергії, для чого необхідно установити графік роботи насосів (з урахуванням їх, роботи в оптимальному режимі), не допускати роботи насосних агрегатів із прикритими засувками й організувати ретельний облік витрати електроенергії й подачі води насосами.

Пуск агрегату після ремонту проводиться в наступному порядку:

а) хлорують і промивають корпус насосу й ділянки всмоктувальних і напірних ліній до засувок відключення;

б) при одержанні висновку хімічної лабораторії про допуск агрегату до експлуатації черговий у присутності виконавця робіт ретельно оглядає устаткування агрегату, оформляє акт на закінчення робіт і закриває вбрання;

- в) відновлюють гідравлічну схему агрегату;
- г) збирають електричну схему.

Після виконання зазначених робіт і одержання дозволу приступають до випробувань агрегату на холостому ході по затвердженій програмі. По закінченні попередніх випробувань за узгодженням із диспетчером насосний агрегат включають підструм. Через 72 години агрегат зупиняють, і виконавець робіт разом із начальником насосної станції чи начальником підйому вдруге оглядають насосний агрегат і при відсутності дефектів складають акт про введення агрегату в експлуатацію.

## *ЛІТЕРАТУРА*

1. Буренин В.В., Гаевик Д.Т., Дронов В.П., Иванов В.В. Конструкція й експлуатація відцентрових герметичних насосів. – М.: Машинобудування, 1977. – 152 с.
2. Башта Т.М., С.С. Руднєв, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский Гідравліка, гідромашини і гідроприводи. – М.: Машинобудування, 1982. – 423 с.,
3. Вильнер Я.М., Ковальов Я.Т., Некрасов Б.Б. Довідковий посібник по гідравліці, гідромашинам і гідроприводам. Під ред. Б.Б. Некрасова. – Мінськ: Вища школа, - 1976. – 416 с.
4. Залуцький Э.В., Петрухно А.И. Насосні станції. Курсове проектування: - Київ: «Вища школа», 1987 – 168 с.
5. Калинушкин М.Н. Насоси і вентилятори. – М.: вища школа, - 1987. – 176 с.
6. Карелин В. Я., Минаев А. В. Насоси і насосні станції. – М.: Стройиздат, - 1986. – 320 с.
7. Кисилев И. И., Герман А.Л., Лебедев Л.М., Васильев В.В. Великі осьові і відцентрові насоси. Монтаж, експлуатація і ремонт. Довідковий посібник. – М.: Машинобудування, - 1977. – 184 с.
8. Колотило М.І. Насоси, повітродувки, компресори. Навчальний посібник для вузів. – Харків: ХДТУБА, - 1997 – 128 с.
9. Кривченко Г.И. Гідравлічні машини: Турбіни і насоси. Підручник для вузів. – М.: Енергія, 1978. – 320 с.
10. Каменев П.Н. Гідроелеватори в будівництві. М., Стройиздат, 1970. 415 с.
11. Карелин В.Я. Кавитационные явища у відцентрових і осьових насосах. М., Машинобудування, 1975. 336 с.
12. Карелин В.Я. Насоси і насосні станції для водопостачання і зрошення. М., Машиностроение, 1966. 236 с.
13. Лобачев П.В. Насоси і насосні станції. – М.: Стройиздат, - 1990. – 320 с.
14. Лезнов Б.С. Лезнов С.И. Довідник молодого

- машиніста насосної станції. – М.: Высш. школа, 1979. – 180 с.
15. Лямаев Б.Ф. Гідроструминні насоси й установки. – Л.: машинобудування, - 1988. – 278 с.
  16. Малишевский Н.Г. Колобків П.С., Кондратьев Н.И., Малова Н.М. проектування й експлуатація водопровідних і каналізаційних насосних станцій. – М: Державне видавництво літератури по будівництву й архітектурі, - 1953. – 411 с.
  17. насоси і насосні станції: // Під ред. Чебаевского В.Ф. – М.: У «Агропромиздат», - 1989. – 416 с.
  18. Насоси виготовля заводами. Матеріали для проектувальників. – М.: Союзводоканалпроект, - 1992. – 118 с.
  19. Номенклатурний каталог насосного устаткування, що випускається заводами СНД. Матеріали для проектувальника. – Київ: Укрнии-водоканалпроект, - 1996 – 106 с.
  20. Пороло Л. В. Газовий^повітряно-газові підйомники рідини (эргазлифты). Основи теорії і методи розрахунку. М., машинобудування, 1969, 160 с.
  21. Ричагов С. С., Гейнц В. Г., Жуковський Р. И. Регулювання лопатевих насосів // Водопостачання і санітарна техніка. 1988. № 7.
  22. Ричагов В. В., Третьяков А. А., Флоринский М.М., Проектування насосних станцій і іспит насосних установок. М., «Колосся», 1971.
  23. Ричагов В. В., Флоринский М. М., насоси і насосні станції. М., «Колос», 1975. – 416 с.
  24. Степанов А.И. Відцентрові й осьові насоси. Теорія, конструювання і застосування. Переклад з англійського. М.: Державне науково-технічне видавництво машинобудівної літератури, 1960 – 464 с.
  25. Степанов Н.Н. Гідравлічні машини. Київ, Вища школа, 1978. – 152 с.
  26. Степанов Н.Н. Гідравлічні машини: Підручник. – К.: Вища шк., 1994. – 168 с.
  27. Турк В. И., Минаев А. В., Карелин В. Я., насоси і насосні станції. Підручник для вузів. М., Стройиздат, 1976. 304 с.

28. Черкасский В. М., Романова Т. М., Кауль Р.А., Насосы, вентиляторы, компрессоры. Навчальний посібник для енергетических вузов. изд. 2-і, перераб. і доп. М. «Енергія», 1967. – 304 с.
29. Шерснюк А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Вища школа, - 1972. – 342 с.
30. Яременко О. В. Випробування насосів: Довідковий посібник. - .: машинобудування, - 1976. – 224 с.



## Зміст

Короткий історичний огляд створення гідромашин	3
<b>1. НАСОСИ</b>	6
1.1. Класифікація насосів	6
1.2. Схема насосної установки	7
<b>1.3. Лопатеві насоси</b>	10
1.3.1. Відцентрові насоси	11
1.3.2. Осьові насоси	12
1.3.3. Діагональні насоси	15
1.4. Класифікація відцентрових насосів	17
1.5. Основні вузли і деталі лопатевих насосів	18
1.6. Ущільнення робочого колеса і вала. Осьова сила на роторі насоса	25
1.7. Робочі параметри насосів	28
1.8. Баланс енергії в лопатевому насосі	35
1.9. Основне рівняння лопатевих насосів	38
1.10. Вибір кута установки лопатки на виході	43
1.11. Подоба насосів. Формули перерахування	45
1.12. Кавітація	50
1.13. Висота всмоктування насосів	57
1.13.1. Припустима вакуумметрична висота всмоктування	61
1.14. Характеристика лопатевих насосів	64
1.15. Зміна характеристик насосів при зміні частоти обертання і геометричних розмірів робочого колеса	71
1.16. Спільна робота насосів і мережі	75
1.17. Регулювання режимів роботи насосів	78
1.18. Нестійка робота насосної установки (помпаж)	82
1.19. Паралельна й послідовна робота насосів	84
1.19.1. Два однакових насоси	85
1.19.2. Два різних насоси	87
1.19.3. Послідовна робота насосів	90
1.19.4. Послідовна робота двох насосів, розташованих на відстані	92
1.20. Конструкції відцентрових насосів	93
1.20.1. Консольні відцентрові насоси загального призначення для води	94
1.20.2. Відцентрові насоси двостороннього входу	97
1.20.3. Вертикальні відцентрові насоси	100
1.20.4. Багатоступінчасті секційні насоси	102
1.20.5. Відцентрові багатоступінчасті насоси спірального типу	104
1.20.6. Заглибні моноблочні осьові насоси	104

1.20.7.Глибинні насоси	109
1.20.7.1..Свердловинні насоси з трансмісійним валом	109
1.20.7.2.Свердловинні насоси з заглибним електродвигуном	111
1.20.8.Насоси для стічних вод і ґрунтові насоси	114
1.20.8.1.Горизонтальні відцентрові насоси для стічних вод	115
1.20.8.2.Вертикальні насоси типу СДВ	118
1.20.8.3.Заглибні насоси для забруднених рідин	119
1.20.8.4.Ґрунтові насоси	121
<b>1. 21. Насоси тертя й використання енергії зовнішнього потоку</b>	124
1.21.1.Вихрові насоси	124
1.21.2.Гідрострумінні насоси	128
1.21.3.Повітряні водопідйомники	134
1.21.4.Гідравлічні тарани	137
1.21.5.Шнекові насоси	139
<b>1. 22.Об'ємні насоси</b>	140
1.22.1.Поршневі насоси однієї дії	140
1.22.2.Поршневі насоси двох дії	142
1.22.3.Штангові насоси	145
1.22.4.Плунжерні насоси	146
1.22.5.Діафрагмові насоси	149
1.22.6.Шлангові насоси	150
1.22.7.Насоси дозатори	151
1.22.8.Водокільцеві вакуумні насоси.	152
<b>1. 23. Роторні насоси</b>	154
1.23.1. Шестеренні насоси	155
1.23.2. Гвинтові насоси	157
<b>1. 24. Насоси, застосовувані в будівництві</b>	161
1.24.1.Піскові насоси	161
1.24.2.Земляні насоси	163
1.24.3.Діафрагмові розчинонасоси	164
1.24.4.Бетононасоси	165
1.24.5.Гвинтові пневматичні насоси для цементу	166
<b>2. ПОВІТРОДУВКИ Й КОМПРЕСОРИ</b>	167
2.1. Повітродувки типу ВК і турбоповітродувки	168
2.2. Компресори	176
2.2.1.Поршневі компресори	180
2.2.1.1. Основні типи багатоступінчастих компресорів	182
2.2.1.2. Компресорні установки	184
2.2.3. Ротаційні компресори	186

2.2.3.1. Регулювання продуктивності пластинчастого компресора	189
2.2.3.2. Конструктивні дані пластинчастих компресорів.	190
2.2.3.3. Застосування пластинчастих компресорів.	191
2.2.3.4. Відцентрові Компресори	192
2.2.4.1. Конструкції відцентрових компресорів.	193
3. <b>ЕКСПЛУАТАЦІЯ НАСОСІВ</b>	195
3.1. Пуски й зупинки	195
3.1.1. Пуски відцентрових насосів. Способи заливання	196
3.1.2.Зупинка відцентрових і осьових насосів	200
3.2.Установка лопатевих насосів	202
3.3. Основне положення технічної експлуатації насосних агрегатів	203
Література	206
Зміст	209