

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

**Циклова комісія аеронавігації**

**ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни

«Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки»

обов'язкових компонент

освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

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

за темою № 8 - «Основні параметри гідромашин. Лопатні машини і їх характеристики»

**Харків 2021**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 23.09.2021 № 8

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою Кременчуцького  
льотного коледжу Харківського  
національного університету  
внутрішніх справ  
Протокол від 22.09.2021 № 2

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з технічних дисциплін  
Протокол від 22.09.2021 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації протокол від  
30.08.2021 № 1

**Розробник:** викладач циклової комісії аеронавігації, проф., к.т.н.  
Павленко О. В.

**Рецензенти:**

1. Викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к. т. н., с. н. с., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Тягній В. Г.

2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського, к.т.н., Черненко С. М.

## План лекції

1. Вступ
2. Подача, напір і потужність насоса
3. Баланс енергії у лопатевому (відцентровому) насосі
4. Основне рівняння лопатевих насосів
5. Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса
6. Характеристика відцентрового насоса
7. Осьові насоси

## Рекомендована література:

### Основна література

1. Федорець В.О., Педченко М.Н., Федорець О.О. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод. Підручник. Житомир.: ЖІТІ, 1998. – 412 с.
2. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ: ІНКОС, Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.
3. Рогалевич Ю.П. Гідравліка / Ю.П. Рогалевич. – К. : Вища шк., 1993. – 255 с.
4. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.
4. Навроцький Б. І. Механіка рідин : [підруч. для техн. вузів] / Б.І. Навроцький, Є. Сухін. — К. : ДІА, 2003. — 416 с.
5. Гідравліка та гідропривод: збірник задач і вправ : навч. посіб./ Л. В. Возняк, Р. Ф. Гімер, П. Р. Гімер [та ін.]. - Івано-Франківськ: Факел, 2018. - 283 с.

### Допоміжна література

6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода : учеб. пособие для студ. вузов / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан и [ др.]. — К.: КПИ, 2006. — 216 с.
7. Мандрус В.І., Лендій Н.П. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади. Навчальний посібник. Львів:, Світ, 1995.-264с.
8. Промисловий гідропривод : Практичний poradник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корощупов, К.С. Коваленко ; м-во освіти і науки, молоді та спорту України. ДонДТУ.НТУУ "КПІ". — Алчевськ : ДонДТУ ; К. : НТУУ "КПІ", 2012. — 176 с.
9. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем ВС. Учебник. М.: Транспорт, 1986.-279с.
10. Артемьева Т.В., Лысенко Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. Учебник. М.: Изд. Центр "Академия", 2006.-336 с.
11. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков, Ю. М. Константинов, В. Н. Попов и др. — 2-е изд. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 2004.
12. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Підручник. Львів:, "Магнолія -2006", 2007.-340 с.

13. Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка і гідроприводи. Навчальний посібник. К.: Університет "Україна", 2007.-164 с.
14. Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы. Учебник. М.: Высш. шк., 2006.-534 с.
15. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
16. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 500 с.
17. Д.Ю. Воронов, В.В. Волосков, А.О. Драчев, О.В. Бойченко. Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 72 с.
18. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький. Н. П. Лещій. — Львів: Світ, 1994. — 264 с.
19. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщона. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. - 132 с.

### Текст лекції

#### 1. Вступ

*Гідравлічними машинами* називаються машини, які передають рідині, що протікає через них механічну енергію (насос), або отримують від рідини частину енергії з наступною передачею її робочому органу для корисного використання (гідравлічний двигун).

Насоси є однією з найпоширеніших різновидів машин. Їх застосовують для різних цілей, починаючи від водопостачання населення і підприємств і закінчуючи подачею палива в двигунах ракет. Гідродвигуни мають велике значення в енергетиці. Для використання гідравлічної енергії річок і перетворення її в механічну енергію обертання валу генератора на гідроелектростанціях застосовують гідротурбіни, що є однією з різновидів гідродвигунів.

Насоси і гідродвигуни застосовують також в *гідропередачах*, призначенням яких є передача механічної енергії від двигуна до виконавчого робочому органу, а також перетворення виду і швидкості руху останнього за допомогою рідини. Гідропередача складається з насоса і гідродвигуна. Насос, що працює від двигуна, передає рідині енергію. Пройшовши через насос, рідина надходить у гідродвигун, де передає механічну енергію до виконавчого робочому органу. Призначення гідропередач таке ж, як і механічних передач (муфти, коробки швидкостей, редуктори і т. далі.), Проте в порівнянні з останніми вони мають такі переваги.

1. Велика плавність роботи. Люфти, немінучі в елементах механічної передачі, а також неточність її виготовлення призводять до вібрацій. Включення і вимикання механічної передачі або зміна її передавального числа супроводжується поштовхами.

2. Можливість отримання безступінчастої зміни передавального числа. У механічних передачах зміна передавального числа зазвичай проводиться ступенями. Механічні передачі, що допускають безступінчасту зміну передавального числа (наприклад, фрикційні), недостатньо надійні і можуть застосовуватися тільки при малій потужності.

3. Можливість отримання меншої залежності моменту на ведучому валу від навантаження, прикладеної до виконавчого органу. Це спрощує обслуговування машин і оберігає двигун і трансмісію від перевантаження.

4. Можливість передачі великих потоків потужності.

5. Малі габаритні розміри і маса.

6. Висока надійність.

Ці переваги призвели до великого поширення гідропередач, незважаючи на їх дещо менший, ніж у механічних передач ККД.

У сучасній техніці застосовується велика кількість різновидів гідромашин. Найбільшого поширення набули об'ємні і лопатеві насоси і гідродвигуни. Об'ємні гідромашини (поршневі, шестеренні, аксіально-поршневі і т. далі.) працюють за рахунок зміни обсягу робочих камер, періодично з'єднуються з вхідним і вихідним патрубками. Робочим органом лопатевої машини є робоче колесо з лопатями, що обертається. Енергія від робочого колеса до рідини (лопатевий насос) або від рідини до робочого колеса (лопатевий двигун) передається шляхом динамічної взаємодії лопатей колеса з рідиною, яка несе певну кількість енергії і потік рідини має швидкість. До лопатевих насосів відносяться відцентрові і осьові.

*Відцентрові насоси* (рис. 1) належать до групи динамічних лопатевих насосів, як і осьові, в яких рідина рухається через робоче колесо в напрямку його осі. На рис. 10.2 зображена схема одноступінчатого відцентрового насоса консольного типу: 1 – вхід; 2 – робоче колесо; 3 – спіральний вихід (равлик); 4 – дифузор. Робоче колесо складається з двох дисків, між якими знаходяться лопаті, зігнуті у напрямку, протилежному обертанню колеса. Відцентрова сила відкидає рідину у спіральний відвід із збільшенням її швидкості та тиску. У відводі та дифузорі кінетична енергія рідини перетворюється на потенціальну (енергію тиску).

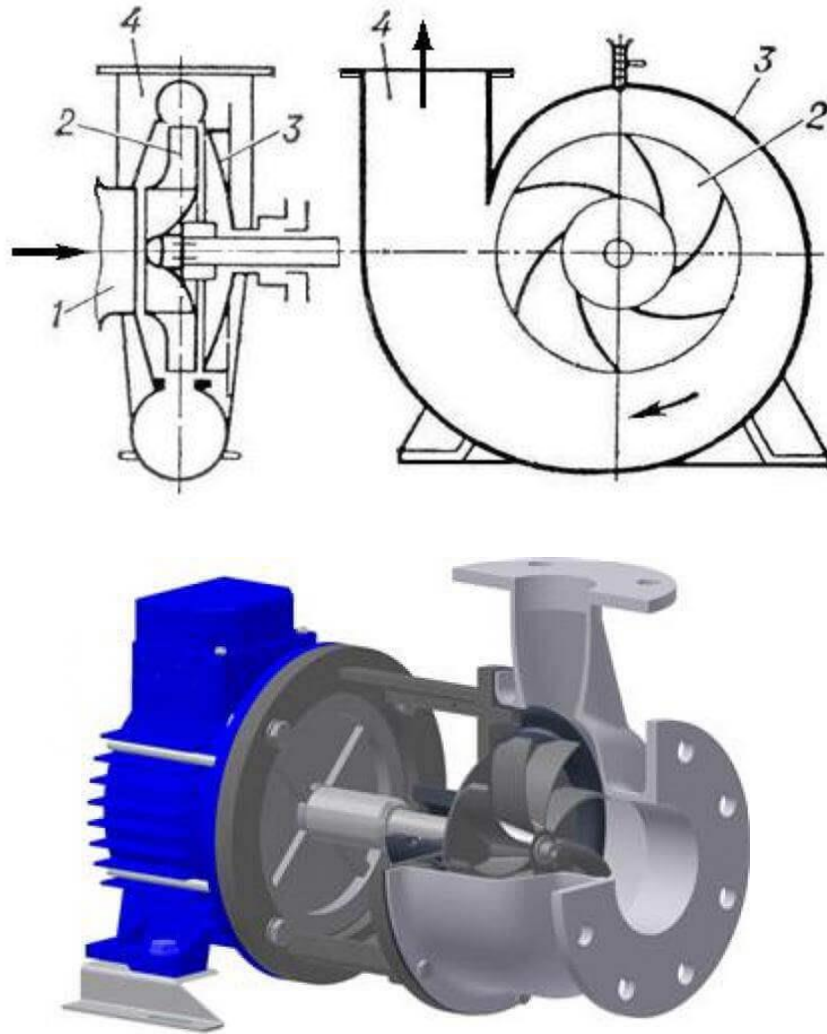


Рисунок 1 – Будова та зовнішній вигляд відцентрового насоса

До найбільш поширених лопатевим гідродвигунів відносяться радіально-осьові та осьові гідротурбіни. Радіально-осьова гідротурбіна принципово не відрізняється за конструкцією від відцентрового насоса. Радіально-осьова турбіна і відцентровий насос є оборотними машинами і можуть працювати як в турбінному, так і в насосному режимах.

Розглянемо докладніше механізм передачі енергії в лопатевій гідромашині. При обтіканні потоком крилоподібного профілю (наприклад, крила літака) на його верхній і нижній поверхнях утворюється перепад тиску і, отже, виникає сила  $P$  (рис. 2), яка називається *підйомною силою*.

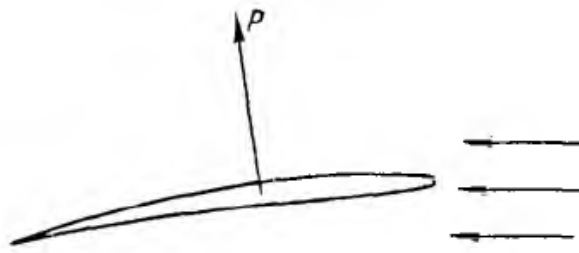


Рисунок 2 – Сила, яка діє на крилоподібний профіль

Аналогічно цьому виникає підйомна сила на лопатках робочого колеса лопатевої гідромашини при русі їх в рідині. У лопатевого насоса напрямок моменту підйомних сил є протилежним до напрямку обертання робочого колеса. Долаючи цей момент при обертанні, колесо здійснює роботу. Для цього до колеса від двигуна підводиться енергія, яка, відповідно до закону збереження енергії, передається рідині і збільшує її питому енергію. Надалі питома енергія рідини частково перетворюється в тепло через тертя між шарами рідини в насосі і, отже, втрачається, частково залишається в формі механічної питомої енергії, складаючи корисний напір насоса. Насос конструюють так, щоб втрати енергії були можливо малими.

У лопатевого двигуна (гідротурбіни) напрямок моменту підйомних сил збігається з напрямком обертання колеса. Впливаючи на лопатки, рідина обертає робоче колесо, передаючи йому енергію.

Лопатеві насоси бувають *одноступінчастими* і *багатоступінчастими*. Одноступінчасті насоси мають одне робоче колесо, багатоступінчасті - кілька послідовно з'єднаних робочих коліс, закріплених на одному валу. На рис. 1 зображений одноступінчастий насос консольного типу. Робоче колесо у цих насосів закріплено на кінці (консолі) валу. Вал не проходить через область всмоктування, що дозволяє застосувати найпростішу форму підведення у вигляді прямоосний конфузор.

Одноступінчасті насоси повідомляють рідині обмежений напір. Для підвищення напору застосовують багатоступінчасті насоси, в яких рідина проходить послідовно через кілька робочих коліс, закріплених на одній валу. При цьому пропорційно до числа коліс збільшується напір насоса.

## 2. Подача, напір і потужність насоса

Робота насоса характеризується його

подачею,  
напором,  
потужністю, яку він споживає,  
ККД,  
частотою обертання.

**Подачею насоса** називається витрата рідини через напірний (вихідний) патрубок. Так само як і витрата, подача може бути об'ємною ( $Q$ ) і масовою ( $Q_m$ ). Напір  $H$  являє собою різницю енергій одиниці ваги рідини в перерізі потоку після насоса  $z_n + p_n / (\rho g) + v_n^2 / (2g)$  і перед ним  $z_b + p_b / (\rho g) + v_b^2 / (2g)$ . Зрозуміло, що напір це різниця після і перед насосом  $H = z_n - z_b + (p_n - p_b) / (\rho g) + (v_n^2 - v_b^2) / (2g)$  і виражається у метрах.

Напір насоса вимірюється в метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

**Потужністю** насоса (потужністю, яку споживає насос) називається енергія, що підводиться до нього від двигуна за одиницю часу. Потужність можна визначити з наступних міркувань. Кожна одиниця ваги рідини, що пройшла через насос, набуває енергію в кількості  $H$ , за одиницю часу через насос протікає рідина вагою  $Q\rho g$ . Отже, енергія, передана за одиницю часу рідині, яка пройшла через насос (корисна потужність насоса) дорівнює

$$N_n = Q\rho g H.$$

Потужність насоса  $N$  більше корисної потужності  $N_n$  на величину *втрат* в насосі. Ці втрати оцінюються ККД насоса  $\eta$ , який дорівнює відношенню корисної потужності насоса до споживаної

$$\eta = N_n / N.$$

Звідси потужність, споживана насосом

$$N = Q\rho g H / \eta.$$

З цією потужністю підбирається двигун. Потужність виражається в одиницях СІ у Вт, в технічній системі одиниць — в кгс-м/с.

### 3. Баланс енергії у лопатевому (відцентровому) насосі

На рис. 3 зображений *баланс енергії* в лопатному насосі. До насоса підводиться потужність  $N$ . Частина цієї потужності втрачається (перетворюється в тепло), втрати потужності в насосі ділять на

- механічні,
- об'ємні,
- гідравлічні.



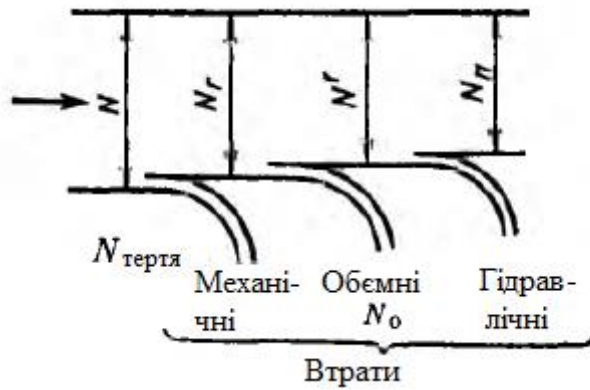


Рисунок 3 – Баланс енергії лопатевого насоса

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

Потужність, що залишається за вирахуванням механічних втрат, передається робочим колесом до рідини. Її прийнято називати гідравлічною  $N_g$ .

Енергія, передана робочим колесом одиниці ваги рідини називається теоретичним напором  $H_T$ . Він більше напору  $H$  насоса на величину гідравлічних втрат  $h_n$  при течії рідини в робочих органах насоса

$$H_T = H + h_n. \quad (2.5)$$

Через робоче колесо протікає в секунду рідина об'ємом  $Q_k$  або вагою  $Q_k \rho g$ . Отже, гідравлічна потужність насоса  $N_g$  (потужність, яка передається рідини в колесі)

$$N_g = Q_k \rho g H_T. \quad (2.6)$$

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

$$\eta_{\text{мех}} = N_g / N.$$

**Об'ємні втрати.** Рідина, що виходить з робочого колеса в кількості  $Q_k$ , в основному надходить в відведення  $Q$  і, отже, в напірний патрубок насоса, і частково повертається в підвід через зазор в ущільненні 1 між робочим колесом і корпусом насоса (просочування  $q_k$  рис. 2.6). Енергія рідини, що повертається до вхідного патрубка, втрачається. *Ці втрати називаються об'ємними.* Ці просочування обумовлені тим, що тиск на виході з робочого колеса більше, ніж в підводі. Витоку тим значніше, чим більше зазор в ущільненні 1 між робочим колесом і корпусом насоса. Для того щоб зменшити просочування, слід зменшити цей зазор до мінімуму, що допускається технологією виготовлення і деформацією валу і корпусу насоса при їх навантаженні під час роботи.

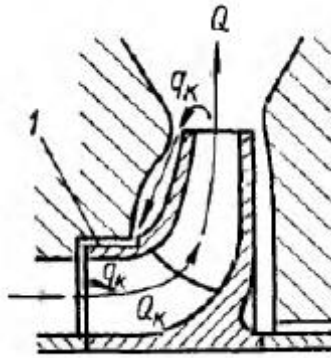


Рисунок 4 – Протікання рідини в ущільненнях робочого колеса

Крім розглянутих витоків рідини мають місце протікання через ущільнення валу. Вони зазвичай малі і при розгляді балансу потужності ними можна знехтувати.

Об'ємні втрати оцінюють об'ємним ККД, рівним відношенню потужності  $N'$ , що залишилася за вирахуванням потужності, що витрачається на об'ємні втрати, до гідравлічної потужності  $N_r$  (см. рис. 2.5)

$$\eta_o = N' / N_r = (N_r - N_o) / N_r,$$

де  $N_o$  – потужність, яка втрачається разом із протіканнями рідини

Кожна одиниця ваги рідини, що протікає через ущільнення робочого колеса, забирає енергію  $H_r$ . Отже, потужність, що витрачається на об'ємні втрати

$$N_o = q_k \rho g H_r.$$

Так як витрата рідини через колесо  $Q_k = Q + q_k$  (рис. 4) то

$$\eta_o = Q / Q_k = Q / (Q + q_k). \quad (2.10)$$

Гідравлічні втрати. Третім видом втрат енергії в насосі є втрати па подолання гідравлічного опору підведення, робочого колеса і відводу – гідравлічні втрати. Вони оцінюються гідравлічним ККД  $\eta_r$ , який дорівнює відношенню корисної потужності насоса  $N_n$  до потужності  $N'$  (рис. 3).

$$\eta_r = N_n / N' = H / H_r = H / (H + h_n). \quad (2.11)$$

Одночасно помноживши і поділивши праву частину рівняння на  $N_r \cdot N'$  отримаємо

$$\eta = \frac{N_n}{N'} \frac{N'}{N_r} \frac{N_r}{N} = \eta_r \eta_o \eta_{\text{мех}}, \quad (2.12)$$

Отже ККД насоса дорівнює добутку гідравлічного, об'ємного и механічного ККД.

#### 4. Основне рівняння лопатевих насосів

Основне рівняння лопатевих насосів можна вивести на підставі рівняння моментів кількості руху застосованого для маси рідини, що знаходиться в робочому колесі насоса, яке представляє собою систему каналів. Розглянутий об'єм рідини обмежений зсередини і по периферії поверхнями кромek лопаток

$$H_T = H/\eta_r = (\omega/g) (v_{u2}R_2 - v_{u1}R_1). \quad (2.13)$$

Це основне рівняння лопатевих насосів пов'язує напір насоса зі швидкостями руху рідини, які залежать від подачі і частоти обертання насоса, а також від геометрії робочого колеса і підведення. Потік на вході в колесо створюється попереднім колесу пристроєм - підведенням. Отже момент швидкості на вході в колесо  $v_{u1}R_1$  визначається конструкцією підведення і практично не залежить від конструкції колеса. Потік на виході з колеса створюється самим колесом, тому момент швидкості  $v_{u2}R_2$  визначається конструкцією колеса, особливо геометрією його вихідних елементів (зовнішнім діаметром, шириною лопаток, кутом установки їх на виході). Основне рівняння дає можливість по заданому напору, частоті обертання і подачі насоса розрахувати вихідні елементи робочого колеса.

Залишилось визначити значення швидкостей  $v_{u2}$   $v_{u1}$ . Що означає  $R_2$   $R_1$  показано на рисунку 5.

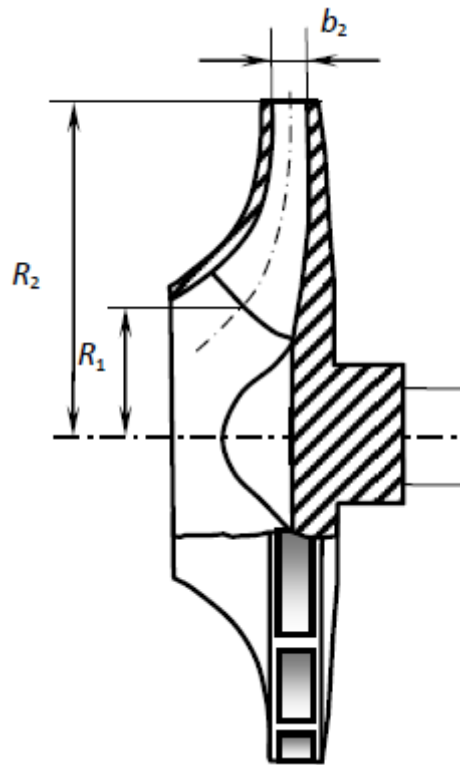


Рисунок 5 – Характерні розміри робочого колеса

У більшості конструкцій насосів прагнуть, щоб рідина в колесо входила в радіальному напрямку, тобто при куті  $\alpha_1 = 90^\circ$ , і тоді напір буде максимальним а другий доданок обнулиться

$$H_T = (\omega/g) v_{u2}R_2.$$

Досить часто це рівняння записують з використанням тільки швидкостей записавши  $v_{u2}$  через абсолютну швидкість  $V_{u2} = V_2 \cos(\alpha_2)$  ось так

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

У наступному пункті ці швидкості позначено так  $V_u$  -  $u$  – окружна (тангенціальна) швидкість рідини  $\omega R = u$ .

### 5. Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса

В робочому колесі рідина рухається разом з колесом та її швидкість  $u$  перпендикулярна до радіуса колеса, а також уздовж лопатей з відносною швидкістю  $w$ , яка за умови нескінченної кількості лопатей спрямована по дотичній до профілю лопаті. Абсолютна швидкість  $v$  дорівнює геометричній сумі складових швидкостей (рис.10.3)

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}.$$

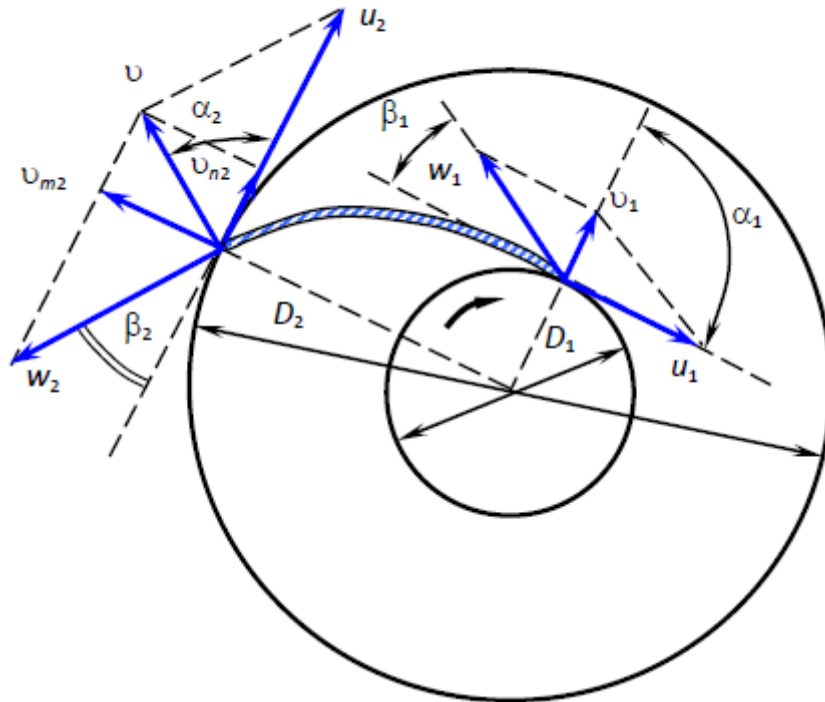


Рисунок 6 – Вектори швидкості потоку рідини на лопаті

Кут між  $v$  та  $u$  позначимо  $\alpha$ , а між дотичними до лопаті та до кола –  $\beta$ . Величини на вході до лопаті мають індекс 1, на виході 2.

Розкладемо  $v$  на дві взаємно перпендикулярні складові:  $v_n$  – окружну та  $v_m$  – меридіональну – проекцію  $v$  на площину, що проходить через вісь колеса та актуальну точку.

Можна вважати, що розподіл меридіональних швидкостей по ширині колеса є рівномірним, тоді витрата (ідеальна) рідини через колесо

$$Q = v_{2m} A_2 \psi_2 \eta_o = 2 \pi R_2 b_2 \psi_2 \eta_o v_{2m}.$$

де  $A_2$  – площа нормального перерізу меридіонального потоку;  $b_2$  – ширина робочого колеса на виході;  $\eta_0$  – об'ємний ККД;  $\psi_2$  – коефіцієнт стиснення на виході з робочого колеса, визначаємо з рівняння

$$\psi_2 = 1 - \frac{z\delta}{2\pi R_2 \sin \beta_2},$$

де  $z$  – кількість лопатей,  $\delta$  – товщина лопаті.

Фізичний зміст  $\psi_2$  полягає у тому, що частина поверхні обертання зайнята тілом лопаток, тому площа нормального перетину меридіонального потоку буде менша. Це враховується  $\psi_2$ , який має бути врахований з товщини лопатей. Показана формула є спрощена, оскільки лопаті не є постійної товщини. Введення  $\psi_2$  обумовлено тим, що спочатку було використано припущення що увесь об'єм насоса це рідина, а лопатей як би нема. Отже для точних розрахунків треба враховувати фактичні розміри лопатей по їх довжині. Очевидно, що  $\psi < 1$ .

Використання припущення, що кількість лопатей є нескінченно великою, а втрат потужності в насосі немає, дає формулу для обчислення ідеального напору

$$H_{id} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_2 u_2 - v_1 u_1}{g}.$$

Яке відображає те саме, основне рівняння лопатевого насоса але через швидкості, які все одно буде виражено через радіуси колеса і кутову швидкість.

Якщо на вході  $\alpha = 90^\circ$  (наприклад у прямоосьовому конфузори) тоді простіше

$$H = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_2 u_2}{g}.$$

Реальний напір насоса з врахуванням скінченної кількості лопатей та втрат напору

$$H = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_z k_z,$$

де  $\eta_z$  – гідравлічний ККД;  $k_z$  – безрозмірний коефіцієнт впливу кінцевої кількості лопатей:

Цілком очікувано, що  $k_z$  буде виражено через радіуси

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z \left[ 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}}.$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт, що враховує вплив спрямовуючого апарату  $\varphi = 0,8 \dots 1,0$  за наявності спрямовуючого апарату,  $\varphi = 1,0 \dots 1,3$  за його відсутністю);  $z$  - кількість лопатей.

Окружна складова  $v_{n1}$  абсолютної швидкості на вході визначаються конструкцією підведення. Багато різновидів підведення НЕ закручують потік, при цьому  $v_{n1} = 0$ . Окружна складова абсолютної швидкості на вході не дорівнює нулю для спірального підведення (див. Рис. 2.47)

Окружна швидкість робочого колеса

$$u_1 = \omega R_1,$$

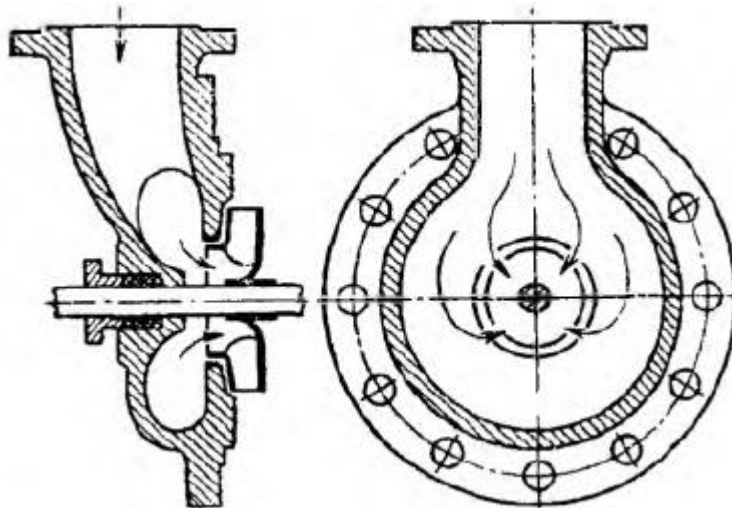


Рисунок 2.46 – Кільцеве підведення

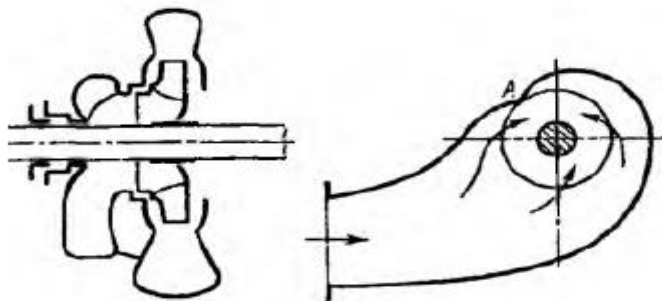


Рисунок 2.47 – Спіральний вхід

## 6. Характеристика відцентрового насоса

Робочі органи насоса розраховують для певного поєднання подачі, напору і частоти обертання, причому розміри і форму проточної порожнини вибирають так, щоб гідравлічні втрати при роботі на цьому режимі були мінімальними. Таке поєднання подачі, напору і частоти обертання називається *розрахунковим режимом*. При експлуатації насос може працювати на режимах, відмінних від розрахункового. Так, прикриваючи засувку, встановлену на напірному трубопроводі насоса, зменшують подачу. При цьому також змінюється напор, що розвивається насосом. Для правильної експлуатації насоса необхідно знати, як змінюються напор, ККД і

потужність, споживана насосом, при зміні його подачі, отже знати характеристику насоса, під якою розуміється залежність напору, потужності і ККД від подачі насоса при постійній частоті обертання.

**Робочими характеристиками насоса** є залежність напору  $H$ , потужності  $N$ , ККД  $\eta$  та припустимої вакууметричної висоти всмоктування  $h_{\text{васк}}^{\text{доп}}$  (див.  $h_{\text{вс}}$  на рис 10.1) від подачі (витрати)  $Q$ . Всі ці характеристики визначають дослідним шляхом (рис. 10.4).

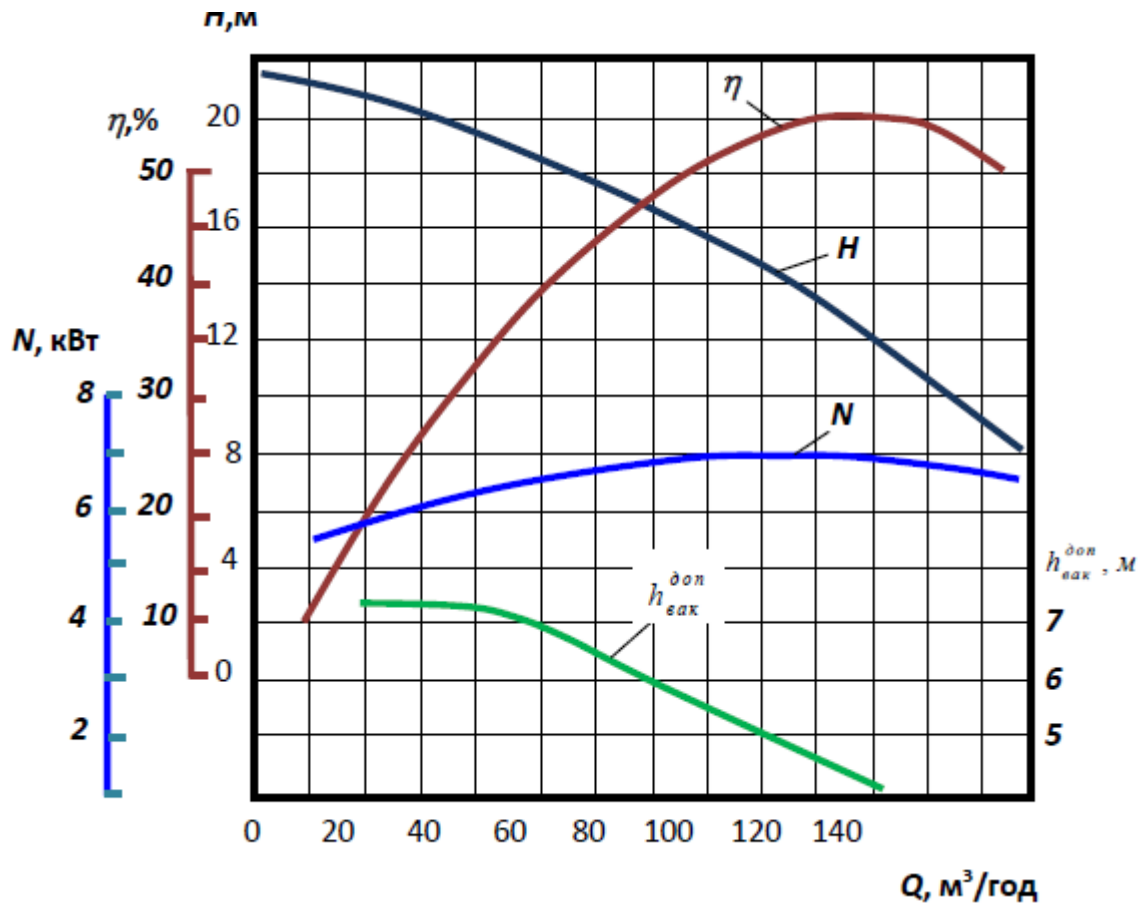
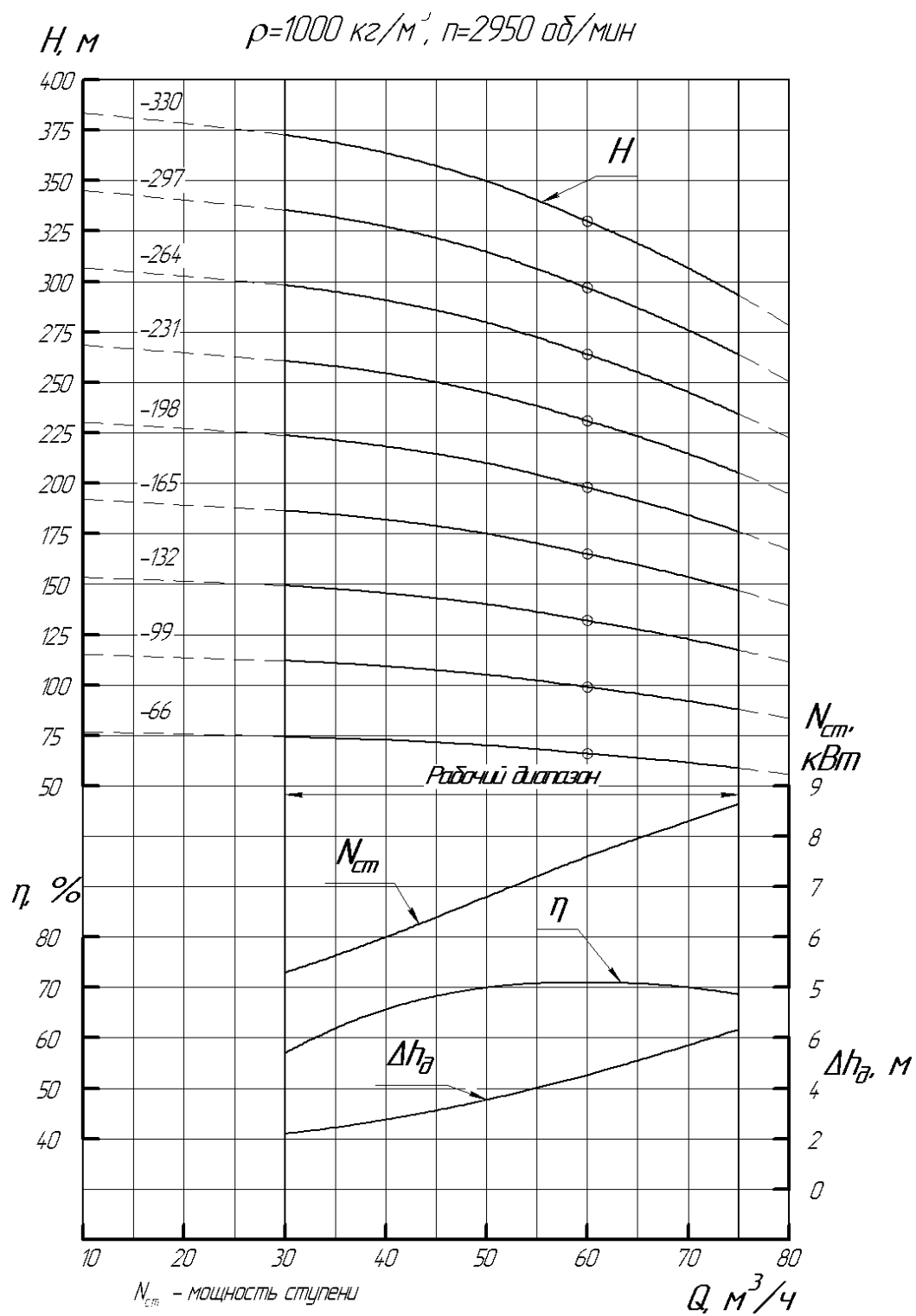


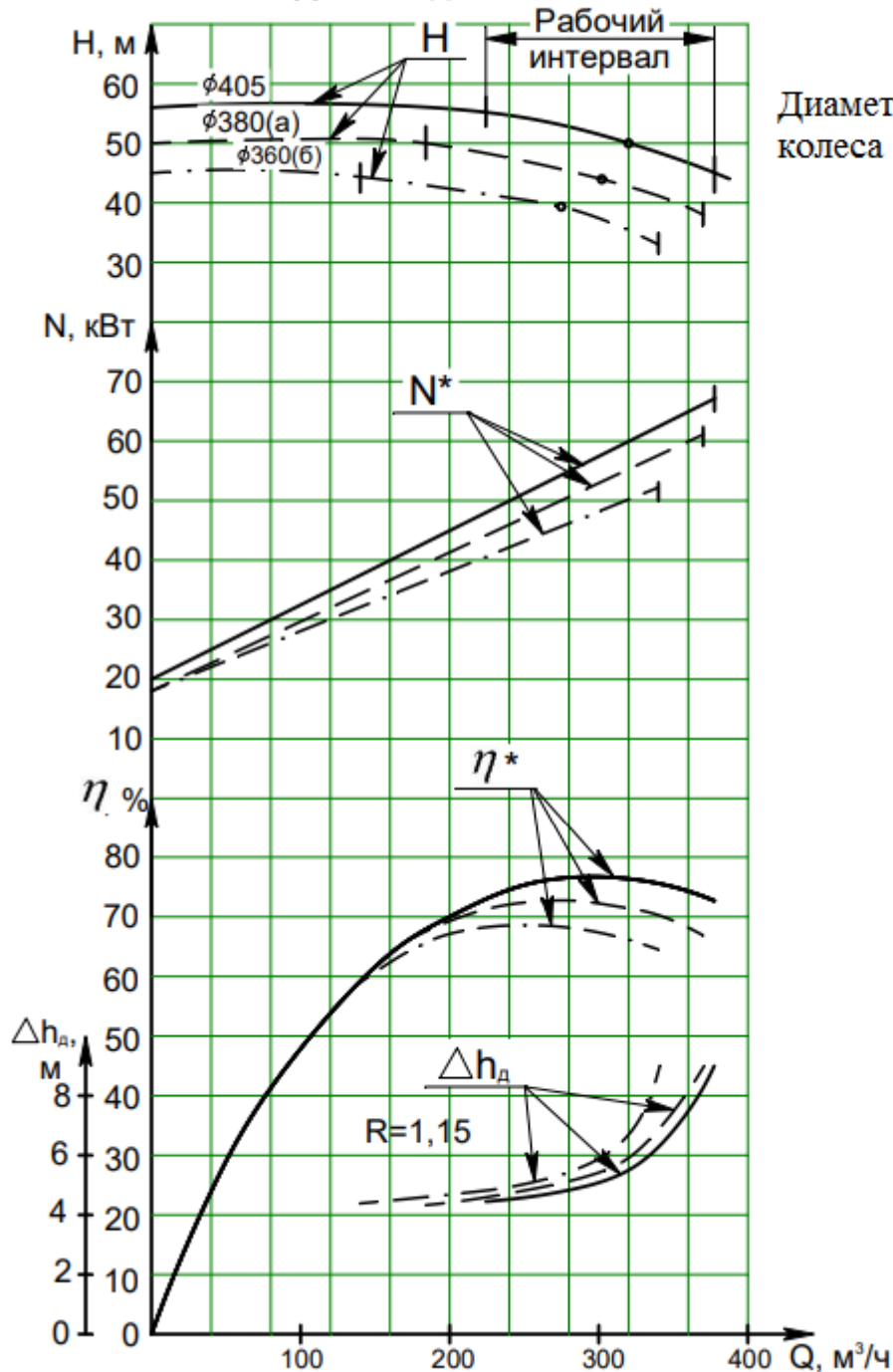
Рисунок 10.1 – Приклад робочої характеристики насоса

Реальна характеристика багатоступеневого відцентрового насосу із каталогу продукції ЦНС, ЦНС(г) 60 – 66...330





Характеристика насоса (агрегата) типа 6НДв-Бт  
 $n=24,2\text{с}^{-1}$  (1450 об/мин), жидкость-вода  $\rho=1000\text{кг/м}^3$   
 \*Данные для насоса

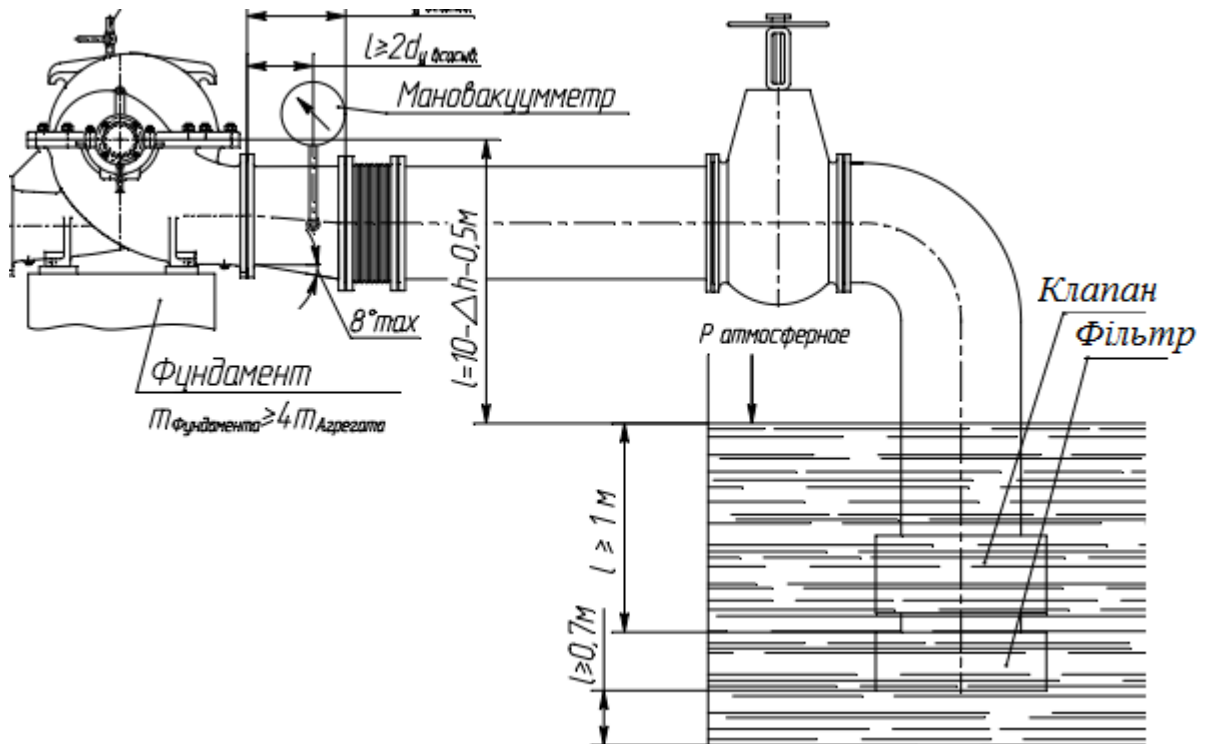


щодо параметру  $\Delta h$  – дивись нижче рисунок

Під час проектування насосних станцій висота розміщення насосів над рівнем води, а як наслідок, і глибина будівлі насосної станції, визначається в залежності від висоти усмоктування насосів. Розрізняють геометричну висоту усмоктування та вакууметричну висоту усмоктування. Геометричною висотою усмоктування ( $H_{г.у.}$ ) називають різницю геодезичних відміток осі робочого колеса насоса і рівня води в резервуарі, з якого насос бере воду. Рух рідини усмоктувальним трубопроводом до насоса відбувається під дією

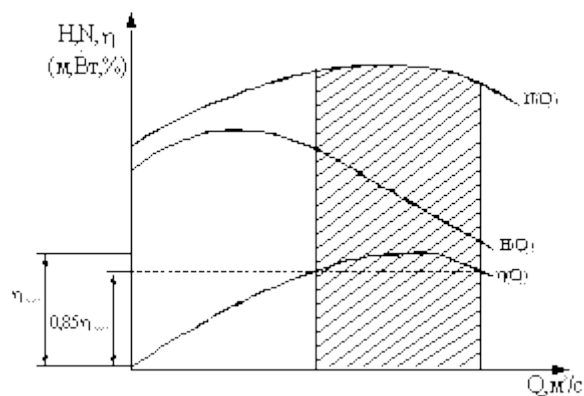
різниці тисків на вільну поверхню в усмоктувальному резервуарі ( $P_{атм}$ ) і на вході в робоче колесо ( $P_1$ ). Різниця між цими тисками – це величина вакууму на вході в робоче колесо насоса або вакууметрична висота усмоктування.

Із паспорта БНДв-Бт – щодо параметру  $\Delta h$



Щодо робочої зони, яку має бути позначено на характеристиці.

З рис. 1.5 видно, що крива ККД насоса має явно виражений максимум, що визначає область найбільш раціонального використання насоса, тобто область тих значень  $Q$  і  $H$ , при роботі з якими при  $n = \text{const}$  ККД насоса залишається достатньо високим



Характеристики насосів, наведені у каталогах продукції, отримують дослідним шляхом на підприємстві оскільки виробник несе відповідальність за заявлені параметри і характеристики виробленої продукції. Параметри у паспорті подають з певним допуском на відхилення числових значень.

Характеристики (Q–H) відцентрових насосів можуть бути *стабільними* і *лабільними*. Характеристику називають **стабільною**, якщо найбільший напір насоса відповідає нульовій подачі (крива 1, рис. 4.3) і **лабільною**, якщо вона має максимум при деякій позитивній подачі (крива 2, рис. 4.3).

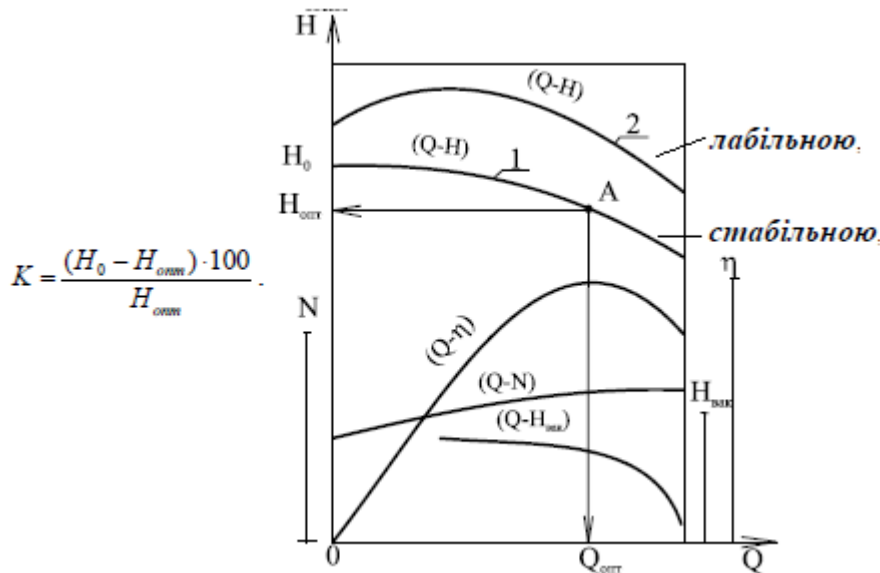


Рисунок 4.3 – Види робочих характеристик насосів

Характеристики (Q–H) можуть бути *положистими* і *крутими*. Крутизна характеристики визначається за формулою:

$$K = \frac{(H_0 - H_{\text{опт}}) \cdot 100}{H_{\text{опт}}}$$

Для положистих характеристик  $K = 8 - 12\%$  □, а для крутопадаючих  $K = 25-3\%$  .

Насосами з положистими характеристиками доцільно користуватися в системах, де можливі значні коливання витрат води при невеликих коливаннях напору (наприклад, у безбаштових системах водопостачання).

Насоси із крутопадаючими характеристиками слід використовувати там, де можливі значні коливання напору при невеликих коливаннях подачі (наприклад, для насосних станцій першого підйому).

## 7. Осьові насоси

Робоче колесо осьового насоса схоже на гребний гвинт корабля (Рис. 2.19). Воно складається з втулки 1, на якій закріплено кілька лопатей 2. Механізм передачі енергії від робочого колеса рідини той же, що і у відцентрового насоса. Відведенням насоса служить осьовий направляючий апарат 3, за допомогою якого усувається закрутка рідини і кінетична енергія її перетворюється в енергію тиску. Осьові насоси застосовують при великих подачах і малих напорах.

В осьовому насосі рідина рухається по циліндричних поверхнях, співвісним з валом насоса. Отже, радіуси, на яких рідина входить в колесо і

виходить з нього, однакові, швидкості  $u_2 = u_1 = u$  (окружна, тангенціальна швидкість) тоді основне рівняння таке

$$H_T = (u/g) (v_{u2} - v_{u1}).$$

На рис. 2.20 зображена характеристика осьового насоса. Напір максимальний при подачі  $Q = 0$ . При малих подачах крива  $H = f(Q)$  круто падає вниз, маючи характерний перегин в точці А. На відміну від відцентрових насосів потужність осьових насосів знижується при збільшенні подачі і має найбільше значення при подачі, що дорівнює нулю.

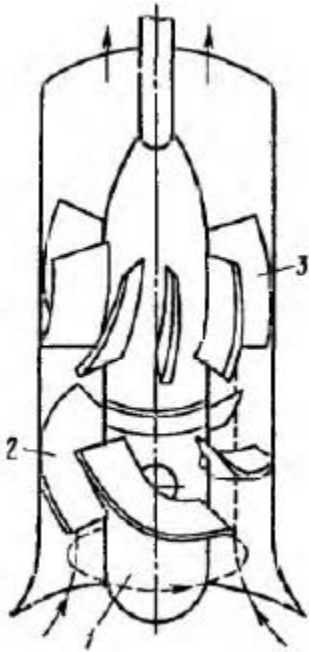


Рисунок 2.19 - Осьовий насос

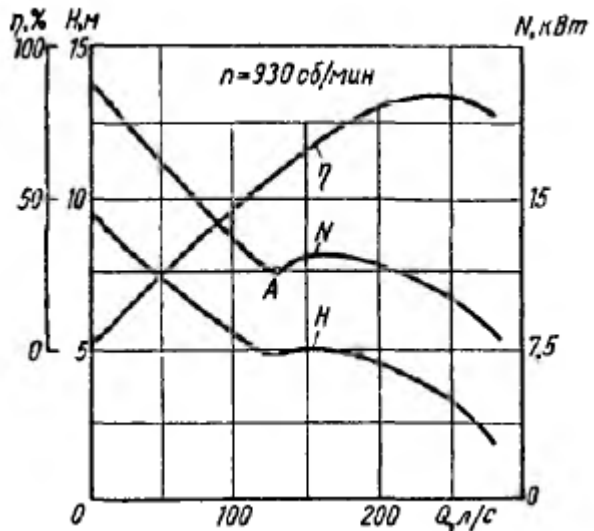


Рисунок 2.20 — Характеристика осьового насоса

Різде зростання напору і потужності осьового насоса при малих подачах обумовлено тим, що при нерозрахункових подачах напір рідини, який утворює колесо є різним на різних радіусах. Внаслідок цього при малих подачах на частини колеса виникає зворотний рух рідини із каналу відведення до робочого колеса. Багаторазове проходження рідини через колесо приводить до додаткової передачі їй енергії від лопатей. Однак цей процес супроводжується збільшеними гідравлічними втратами.

В осьовому насосі можна розширити діапазон робочих подач і напорів, в якому насос працює економічно, застосувавши поворотні лопаті. Зі змінною кута установки лопаті характеристика насоса сильно змінюється при незначному зниженні оптимального ККД.

#### Контрольні питання

1. Які переваги мають гідропередачі?
2. Чим відрізняються об'ємні гідромашини від лопатних?

3. Чим відрізняється напір від потужності насоса?
4. Які непродуктивні витрати потужності відбуваються під час роботи насоса?
5. Яким чином виникають об'ємні втрати під час роботи насоса?
6. Яким чином виникають гідравлічні втрати під час роботи насоса?
7. Як визначається повний ККД насоса?
8. Із яких складових складається абсолютна швидкість  $v$  рідини, що рухається у лопатевому насосі?
9. Як називаються проекції абсолютної швидкості  $v$  рідини ?
10. Які параметри, що характеризують насос, відображено на характеристиці насоса?
11. Поясніть термін «вакууметрична висота усмоктування».
12. Яким параметром визначається ширина робочої зони насоса?
13. Коли осьовий насос розвиває максимальну потужність?
14. За яких умов доцільно використовувати осьові насоси?