

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Одеська політехніка»  
Кафедра екологічної безпеки та гідравліки

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО ВИКОНАННЯ**  
**РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ**  
**«КОМПРЕСОРИ, ВЕНТИЛЯТОРИ ТА НАСОСИ»**  
для студентів денної і заочної форми навчання першого  
(бакалаврського) рівня спеціальності 143 “Атомна енергетика”  
освітньо-професійної програми “Атомна енергетика”

Одеса – 2024

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Одеська політехніка»  
Кафедра екологічної безпеки та гідравліки

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО ВИКОНАННЯ**  
**РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ**  
**«КОМПРЕСОРИ, ВЕНТИЛЯТОРИ ТА НАСОСИ»**  
для студентів денної і заочної форми навчання першого  
(бакалаврського) рівня спеціальності 143 “Атомна енергетика”  
освітньо-професійної програми “Атомна енергетика”

Затверджено  
на засіданні кафедри екологічної  
безпеки та гідравліки  
Протокол № 8 від 16.01.2024 р.

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Компресори, вентилятори, насоси» для студентів денної і заочної форми навчання першого (бакалаврського) рівня спеціальності 143 “Атомна енергетика” освітньо-професійної програми “Атомна енергетика”. Укладач: Сурков С.В. Одеса: Національний університет «Одеська політехніка», 2024. – 34 с.

Укладач:

Сурков С.В., доцент кафедри ЕБГ

## **Зміст**

|                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------|----|
| АНОТАЦІЯ.....                                                      | 5  |
| 1 ТЕОРЕТИЧНИЙ ВСТУП.....                                           | 6  |
| 1.1 Основи розрахунку трубопроводів.....                           | 6  |
| 1.1.1 Витрата рідини (flowrate).....                               | 6  |
| 1.1.2 Втрати напору в трубах.....                                  | 7  |
| 1.1.3 Втрати по довжині труби. Графік Нікурадзе.....               | 8  |
| 1.1.4 Основи розрахунку простих трубопроводів.....                 | 9  |
| 1.1.5 Контрольні питання.....                                      | 10 |
| 1.2 Гідромашини.....                                               | 10 |
| 1.2.1 Загальні визначення.....                                     | 10 |
| 1.2.2 Основні параметри, які характеризують роботу насосу.....     | 11 |
| 1.2.3. Визначення повного напору насосу.....                       | 12 |
| 1.2.4. Робота насоса на трубопроводі.....                          | 12 |
| 1.2.5. Відцентрові насоси. Принцип дії відцентрового насосу.....   | 13 |
| 1.2.6 Кінематика рідини у відцентровому насосі.....                | 14 |
| 1.2.7 Ідеальна характеристика відцентрового насосу.....            | 16 |
| 1.2.8 Ідеальна та реальна характеристики відцентрового насосу..... | 16 |
| 1.2.9 Подібність насосів.....                                      | 17 |
| 1.2.10 Коефіцієнт швидкохідності.....                              | 18 |
| 1.2.11 Закони пропорційності.....                                  | 18 |
| 1.2.12 Регулювання роботи відцентрових насосів.....                | 19 |
| 1.2.13 Кавітація в насосах.....                                    | 24 |
| 1.2.14 Запуск відцентрового насосу.....                            | 26 |
| 1.2.15 Контрольні питання.....                                     | 26 |
| 2. ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНУ РОБОТУ.....                   | 27 |
| 3. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ РГР.....                                      | 28 |
| Література.....                                                    | 34 |

## АНОТАЦІЯ

Навчальна дисципліна «Компресори, вентилятори та насоси» дає розуміння основних принципів роботи і регулювання насосного устаткування АЕС. Засвоєння правил розрахунку нагнітачів, що працюють на гідравлічну мережу. Вивчення явищ кавітації в гідравлічному устаткуванні та осьового зсуву в насосах. Сприяє висвітленню найсучасніших досягнень науки у сфері енергетичних технологій. Дисципліна викладається протягом п'ятого семестру на третьому курсі, складається з лекційних та лабораторних занять і передбачає виконання розрахунково-графічної роботи. У відповідності до навчального плану завершується заліком.

Метою розрахунково-графічної роботи є отримання навичок застосування теоретичних знань з дисципліни для вирішення практичних питань розрахунку та проектування гідравлічних систем АЕС.

**Мета вивчення дисципліни** Метою викладання та вивчення здобувачами дисципліни «Компресори, вентилятори та насоси» є отримання базових знань у галузі природничих наук, зокрема закономірностей руху рідких середовищ (рідин і газів) в технологічному обладнанні АЕС.

### **Завдання вивчення дисципліни:**

Основними завданнями дисциплін є отримання здобувачами базових знань щодо методів і способів реалізації технологій АЕС.

Компетентності та результати навчання:

Інтегральна компетентність.

К1.Здатність використовувати знання щодо технологій в атомній енергетиці і пов'язані з цим практичні інженерні навички, основи програмування технологічних процесів, оцінка потенційних небезпек, забезпечення якості умов, що забезпечують технології.

Результати навчання.

РН1. Мати знання щодо адекватного розуміння зв'язків між технологічними процесами на АЕС та засобами їх забезпечення.

# 1 ТЕОРЕТИЧНИЙ ВСТУП

У теоретичному введенні висвітлено основні розділи гідравліки та теорії гідравлічних машин, які стосуються розрахунково-графічної роботи – рух рідини у трубопроводах, принцип роботи та основи теорії відцентрових насосів, методи регулювання насосних систем.

## 1.1 Основи розрахунку трубопроводів

### 1.1.1 Витрата рідини (flowrate)

Витрата – це кількість рідини, яка протікає скрізь обраний переріз потоку за одиницю часу.

Витрата буває об'ємна і масова.

Об'ємна витрата:

$$Q = \frac{V}{t} [\text{м}^3/\text{с}]$$

Масова витрата:

$$Q_m = \frac{m}{t} [\text{кг}/\text{с}]$$

Зв'язок між ними:

$$Q_m = \rho Q$$

де  $\rho$  – густина рідини  $[\text{кг}/\text{м}^3]$ .

Швидкості рідини у каналах та трубах розподілені нерівномірно. На твердих стінках швидкість рідини завжди перетворюється на нуль (закон прилипання). У центральній частині потоку швидкості максимальні (рис. 1). У ряді технічних завдань можна не розглядати реальний розподіл швидкостей  $u(y)$ , а використовувати в розрахунках середню (середньовитратну) швидкість:

$$v = \frac{Q}{A}$$

Рис. 1

де  $Q$  – об'ємна витрата ( $\text{м}^3/\text{с}$ );

$A$  – площа поперечного перерізу ( $\text{м}^2$ );

$d$  – діаметр труби (м).

Тоді  $Q = vA$ ;  $Q_m = \rho vA$ .

В круглій трубі діаметром  $d$  середня швидкість

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

### 1.1.2 Втрати напору в трубах

При русі в'язкої рідини в трубах частина механічної енергії потоку перетворюється на теплову. Говорять, що виникають втрати енергії (напору, тиску). Розрізняють місцеві втрати та втрати по довжині труби.

Місцеві втрати виникають у так званих місцевих гідравлічних опорах, тобто на ділянках трубопроводу, де швидкість рідини різко змінюється за величиною або напрямом.

Втрати по довжині труби виникають на прямих ділянках трубопроводу постійного поперечного перерізу під впливом сил в'язкого тертя.

#### Основні формули для розрахунку втрат

| Вид втрат | Місцеві втрати                          | Втрати по довжині труби                                  |
|-----------|-----------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| У формі   |                                         |                                                          |
| Енергій   | $\Delta e_m = \zeta \frac{v^2}{2}$      | $\Delta e_{дл} = \frac{\lambda l}{d} \frac{v^2}{2}$      |
| Напорів   | $\Delta h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}$     | $\Delta h_{дл} = \frac{\lambda l}{d} \frac{v^2}{2g}$     |
| Тисків    | $\Delta p_m = \zeta \frac{\rho v^2}{2}$ | $\Delta p_{дл} = \frac{\lambda l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$ |

В цих формулах:

$g$  – прискорення вільного падіння (м/с<sup>2</sup>);

$\rho$  – густина рідини (кг/м<sup>3</sup>);

$l$  – довжина труби (м);

$d$  – діаметр труби (м);

$\zeta$  – коефіцієнт (місцевих) втрат (-);

$\zeta$  залежить від форми місцевого опору та від числа Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість рідини (коефіцієнт Дарсі) (м<sup>2</sup>/с);

$\lambda$  – гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі) (-);

$\lambda$  залежить від числа Рейнольдса та від відносної шорсткості стінок труби :

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right)$$

де  $k$  – висота виступів шорсткості (м);

$d$  – діаметр труби (м);

$\frac{k}{d}$  – відносна шорсткість стінок труби.

Фізичний сенс числа Рейнольдса – це відношення сил інерції до сил в'язкого тертя.

#### Приклади місцевих гідравлічних опорів

- 1) Раптові звуження та розширення труби;
- 2) Повороти;
- 3) Регулююча арматура (засувки, вентилі, клапани)
- 4) Витратомірні пристрої.

### 1.1.3 Втрати по довжині труби. Графік Нікурадзе

Л.Прандтль теоретично показав, що гідравлічний коефіцієнт тертя повинен залежати від числа Рейнольдса та відносної шорсткості стінок труби:

$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{d}\right)$$

Проблема полягає в тому, що у технічних трубах всі виступи шорсткості мають різну висоту (рис. 2а).

а)

б)

Рис. 2

Нікурадзе проводив досліді на трубах із штучною рівнозернистою шорсткістю (рис. 2б).

На першому етапі він знайшов родовище піску, де піщинки були майже ідеальною сферичною формою. Далі він обклеїв внутрішню поверхню труб сферичними піщинками певного розміру і провів досліді для визначення  $\lambda$ .

Досліді Нікурадзе досі вважаються еталоном точності. За результатами дослідів побудовано славнозвісний графік Нікурадзе (рис. 3).

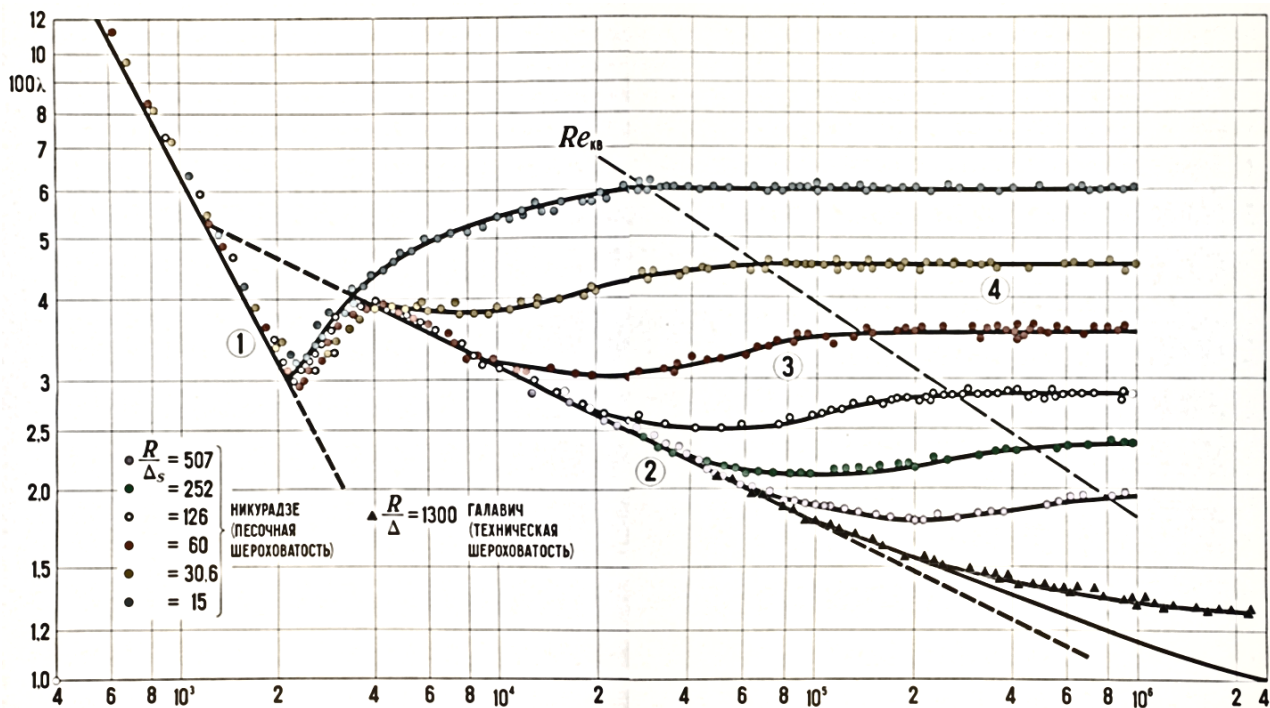


Рис. 3

#### Основні області на графіку Нікурадзе

1 — ламінарний режим течії,  $Re < 2300$

$$\lambda = \frac{64}{Re} - \text{формула Пуазейля-Хагена}$$

Між 1 и 2 – перехідна область від ламінарного режиму течії до турбулентного,  $2300 < Re < 4000$ , розрахункової формули немає.

2-4 – турбулентний режим течії.

2 – область гідравлічно гладких труб,  $4000 < Re < 10 \frac{d}{k}$

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

3 – перехідна область від гідравлічно гладких труб до шорстких,

$10 \frac{d}{k} < Re < 500 \frac{d}{k}$  (слід зазначити, що в цій частині графіку впадини

виникають лише у випадку штучної рівнозернистої шорсткості – так звані «ложки Нікурадзе»).

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} - \text{формула Альтшуля}$$

4 – область шорстких труб (автомодельна),  $Re > 500 \frac{d}{k}$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k}{d} \right)^{0,25} - \text{формула Шифрінсона}$$

Коефіцієнт втрат  $\zeta$  для більшості місцевих опорів визначається експериментально і наводиться в довідниках. Розрахункові (теоретичні) формули існують лише для деяких найпростіших місцевих опорів.

#### 1.1.4 Основи розрахунку простих трубопроводів

Простим трубопроводом називається трубопровід постійного перерізу, без витоків та відгалужень (рис. 4). Обираємо горизонтальну площину відліку, яка проходить через вісь насоса. Поперечні перерізи вибираємо на поверхні рідини у баках. Для обраних перерізів записуємо рівняння Бернуллі:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + H_n = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Delta h$$

В баках великого розміру можна вважати

$$v_1 = v_2 = 0$$

Рис. 4

В трубопроводі присутні втрати по довжині труби, а також місцеві опори (вхід у трубу, вихід у бак, повороти, вентиль і т.і.). Тому

$$\Delta h = \left( \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_i \right) \frac{v^2}{2g}$$

Маємо

$$H_n = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \Delta h$$

Остаточно отримаємо рівняння характеристики простого трубопроводу (ділянки трубопровідної мережі)

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + SQ^2$$

де  $H_{\text{н}}$  – потрібний напір [м];

$$H_{\text{ст}} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} - \text{статичний напір [м];}$$

$$S = \left( \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_i \right) \frac{1}{2gA^2} - \text{опір ділянки трубопровідної мережі [с}^2/\text{м}^5].$$

На графіку ця характеристика має вигляд квадратичної параболи.

### 1.1.5 Контрольні питання

1. Які Вам відомі види витрат в трубопроводах? Як ці витрати пов'язані між собою?
2. Як середня швидкість рідини пов'язана із витратою?
3. Які Вам відомі види витрат в трубопроводах? В яких формах вони можуть бути записані?
4. Наведіть приклади місцевих гідравлічних опорів.
5. Від чого залежить коефіцієнт місцевих витрат в загальному випадку?
6. Від чого залежить гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі) в загальному випадку?
7. В чому полягає фізичний сенс числа Рейнольдса?
8. В чому полягала особливість труб, які використовував Нікурадзе в своїх досвідах?
9. Чи можна опір простого трубопроводу вважати постійним? В якому випадку?

## 1.2 Гідромашини

### 1.2.1 Загальні визначення

Насосом називається гідравлічна машина, яка перетворює механічну енергію приводу в енергію краплинної рідини.

Компресорна машина призначена для переміщення газового середовища. За ступенем підвищення тиску  $\varepsilon$  відрізняють:

- Вентилятори:  $\varepsilon = 1,1 \div 1,15$
- Повітродувки:  $\varepsilon = 1,15 \div 2,0$
- Компресори:  $\varepsilon > 2,0$ .

В усіх цих машинах рідина або газ отримують прирощення механічної енергії.

В даному розділі розглянемо в основному насоси.

### 1.2.2 Основні параметри, які характеризують роботу насосу

Подача – це витрата рідини на виході з насосу.

Подача буває об'ємна та масова.

Об'ємна подача:

$$Q = \frac{V}{t} [\text{м}^3/\text{с}]$$

Масова подача:

$$Q_m = \frac{m}{t} [\text{кг}/\text{с}]$$

Зв'язок між ними:

$$Q_m = \rho Q$$

Повна енергія насосу – це механічна енергія, яка передається потоку рідини, віднесена до одиниці маси рідини [Дж/кг]:

$$e_n = e_{\text{вих}} - e_{\text{вх}}$$

Повний напір насосу – це механічна енергія, яка передана потоку рідини, віднесена до одиниці ваги рідини [м]:

$$H_n = \frac{e_n}{g}$$

Повний тиск – це механічна енергія, яка передана потоку рідини, віднесена до одиниці об'єму рідини [Па] :

$$p_n = \frac{e_n}{\rho g}$$

Зв'язок між ними:

$$p_n = \rho g H_n$$

Частота обертання  $n$  [об/хв].

Кутова частота обертання  $\omega$  [рад/с, або  $\text{с}^{-1}$ ] :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

Корисна потужність  $N_k$  – це потужність, яка передається потоку рідини [Вт]:

$$N_k = p_n Q = \rho g H_n Q = e_n Q_m$$
$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} = \text{Вт}$$

Потужність на валу (потужність, що споживається насосом)  $N$  – це потужність, яка передається насосу від двигуна [Вт].

$$N = M\omega$$

де  $M$  – крутячий момент на валу насосу [Н·м]

Повний коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = \frac{N_k}{N}$$

Повний коефіцієнт корисної дії  $\eta$  можна представити як добуток часткових ККД:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_o$$

$\eta_m$  – механічний ККД;

$\eta_r$  – гідравлічний ККД;

$\eta_o$  – об'ємний ККД.

Механічний ККД враховує тертя у підшипниках та ущільненнях (сальниках) насосу, а також тертя зовнішньої поверхні робочих коліс об рідину.

Гідравлічний ККД враховує гідравлічні втрати при течії рідини в каналах насосу, а також «втрати на удар» при раптовій зміні напрямку руху рідини.

Об'ємний ККД враховує витікання рідини з насосу та внутрішнє перетікання в насосі.

### 1.2.3. Визначення повного напору насосу

Розглянемо насос, який працює на трубопроводі (рис. 5). Обираємо площину відліку (по осі труби) та два поперечні перерізи трубопроводу (там, де позначені діаметри).

Рис. 5

Для обраних перерізів записуємо рівняння Бернуллі:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + H_n = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Delta h$$

Підстановки:

$$z_2 - z_1 = y, \quad \Delta h_1 = 0, \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1$$

$$p_1 = -p_{\text{вак}} \quad p_2 = p_m$$

Отримаємо

$$H_n = \frac{p_m + p_{\text{вак}}}{\rho g} + y + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$y$  – геометрична висота центру манометру над точкою підключення вакуумметра [м].

#### 1.2.4. Робота насоса на трубопроводі

На графіку (рис. 6) показано типові характеристики відцентрового насосу  $H_n(Q)$  та трубопроводу  $H_{тр}(Q)$ . Точка перетину цих характеристик (Точка А) називається робочою точкою системи.

Робоча точка системи показує, яка фактична витрата та фактичний напір встановляться в системі під час роботи даного насоса на даний трубопровід.

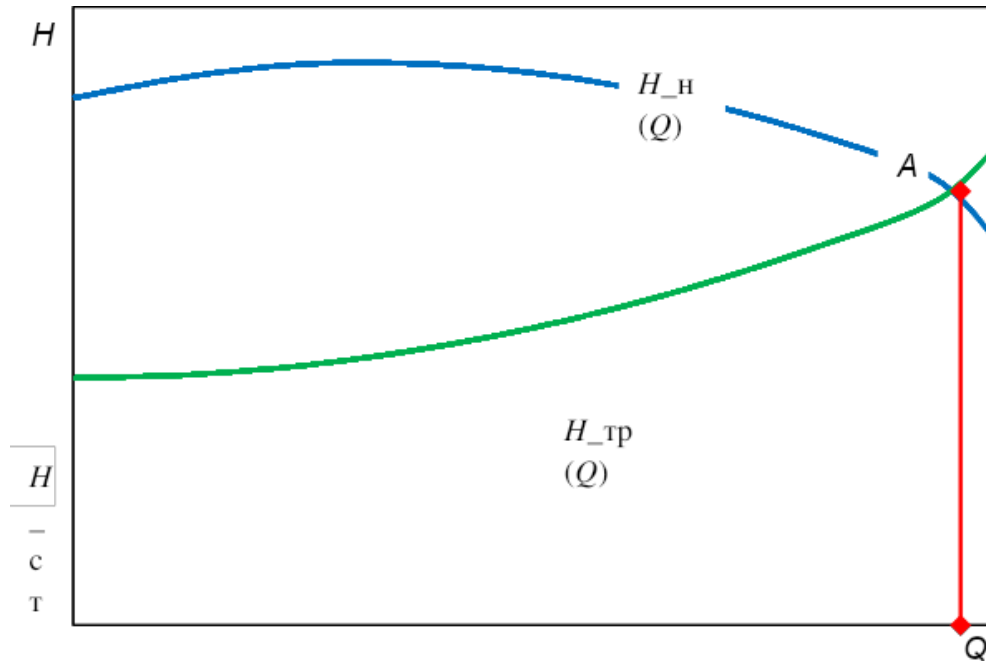


Рис. 6

В даному випадку видно, як за допомогою графіку (рис. 6) знайдено фактичну витрату рідини  $Q_A$ .

#### 1.2.5. Відцентрові насоси. Принцип дії відцентрового насосу.

На схемі відцентрового насосу (рис. 7) показано основні елементи насосу і напрямок руху рідини.

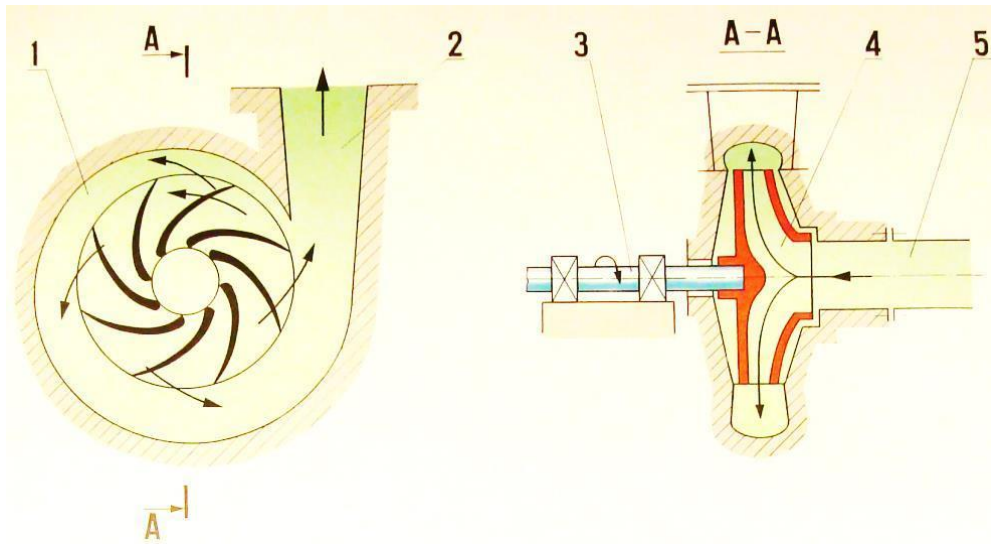


Рис. 7

Рідина потрапляє в насос через вхідний патрубок 5. В робочому колесі 4 рідина втягується в обертальний рух, внаслідок чого на частинки рідини діє відцентрова сила. Ця сила відштовхує частинки до спіральної камери 1, а звідти рідина потрапляє до напірного патрубку 2. Обертальний момент передається робочому колесу 4 через вал 3, який з'єднаний із двигуном.

Зверніть увагу, що робоче колесо на схемі обертається проти годинникової стрілки. Напрямок обертання робочого колеса визначається формою улітки корпусу. Лопатки робочого колеса загнуті проти напрямку руху. Говорять, що лопатки «причісуються».

На кресленні (рис. 8) більш детально зображена конструкція консольного одноступеневого відцентрового насосу.

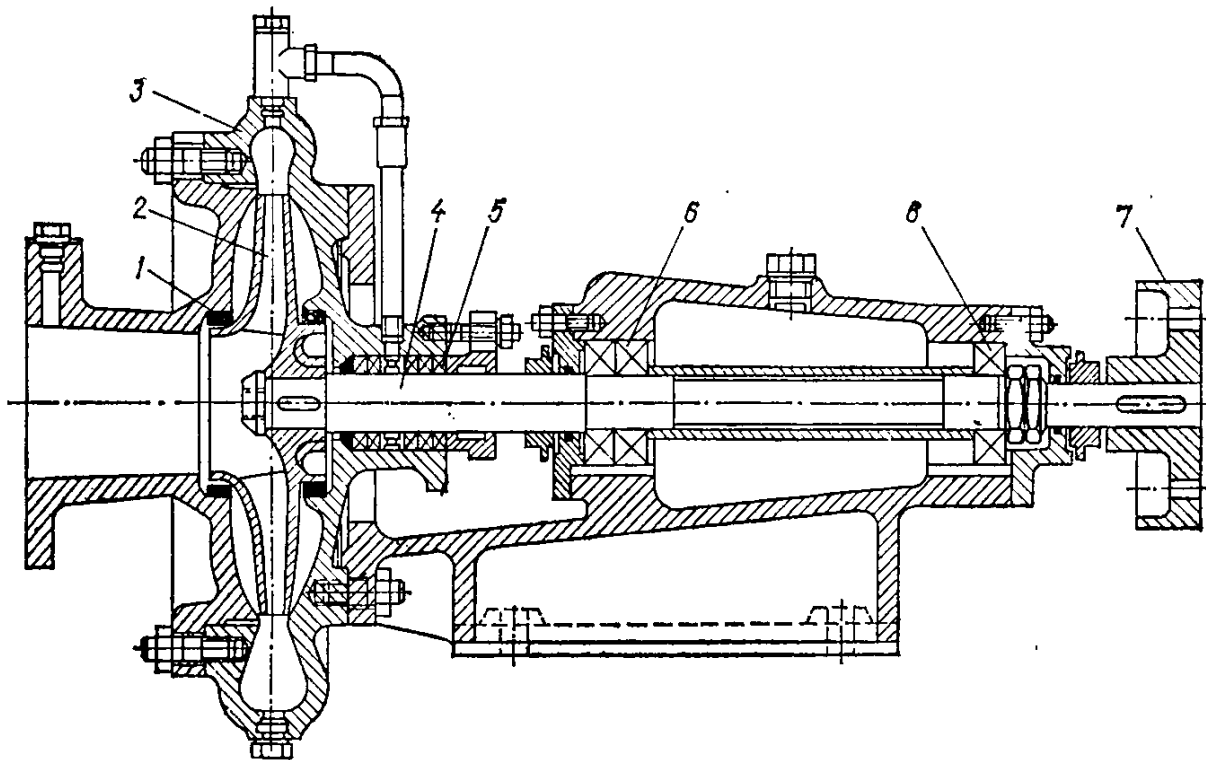


Рис. 8

На рис. 8: 1 – ущільнювальне кільце; 2 – робоче колесо; 3 – корпус; 4 – вал; 5 – ущільнювальний сальник; 6 – підшипники; 7 – з'єднувальна муфта.

Розглядаючи більш докладно конструкцію насоса, треба звернути увагу на наявність муфти 7, яка компенсує відхилення від співвісності між двигуном і насосом, а також на масляну ванну, яка забезпечує постійне змащування підшипників 6.

Ущільнювальний сальник 5 повинен бути відрегульований таким чином, щоб до нього потрапляла невелика кількість води для охолодження. З цією метою в сальник вставляють фонарне кільце.

### 1.2.6 Кінематика рідини у відцентровому насосі

На рис. 9 показано основні конструктивні розміри відцентрового насоса, а також вектори швидкостей, які використовуються при розрахунках насосів.

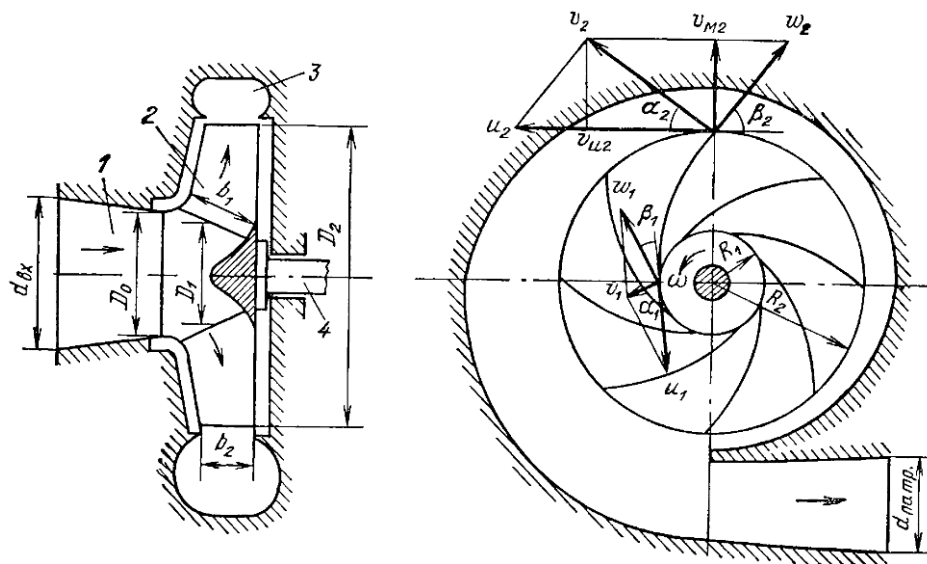


Рис. 9

Параметри рідини на вході в робоче колесо позначено індексом «1», а на виході – індексом «2».

На рисунку показано наступні складові швидкості рідини:

Переносна швидкість  $\vec{u}$  – це швидкість частинки рідини РАЗОМ із робочим колесом. Розраховується за формулою  $\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}$

Відносна швидкість  $\vec{w}$  – це швидкість частинки рідини відносно робочого колеса (спостерігач «сидить на лопасті»). Вона спрямована по дотичній до лопасті робочого колеса.

Абсолютна швидкість  $\vec{c}$  – це швидкість частинки рідини відносно нерухомого спостерігача. Вона дорівнює векторній сумі  $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ .

Розглянемо більш докладно паралелограм швидкостей на виході з робочого колеса (рис.10).

Конструктивний кут  $\beta$  – це кут між

відносною швидкістю  $\vec{w}$  та продовженням переносної швидкості  $\vec{u}$ .

Режимний кут  $\alpha$  – це кут між абсолютною швидкістю  $\vec{c}$  і переносною  $\vec{u}$ . Він залежить від режиму роботи насоса.

Швидкість  $\vec{c}_2$  розкладається на дві ортогональні проекції –  $c_{2u}$  і  $c_{2r}$ .

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

Витрата рідини на виході з робочого колеса:

Рис. 10

$$Q = c_{2r} \pi D_2 b_2$$

### 1.2.7 Ідеальна характеристика відцентрового насосу

На підставі турбінного рівняння Ейлера отримано рівняння ідеальної характеристики насосу, який має нескінченну кількість нескінченно тонких лопаток.

$$H_{\text{ід}\infty} = \frac{c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1}{g}$$

В сучасних насосах вектор абсолютної швидкості направлений практично по радіусу, тому можна вважати  $c_{1u} = 0$ . Тоді

$$\begin{aligned} H_{\text{ід}\infty} &= \frac{c_{2u} u_2}{g} \\ c_{2u} &= u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 \\ c_{2r} &= \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \\ c_{2u} &= u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \end{aligned}$$

Отримаємо рівняння ідеальної характеристики відцентрового насосу при нескінченній кількості лопаток:

$$H_{\text{ід}\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q}{\pi D_2 b_2 g} \operatorname{ctg} \beta_2$$

На рис. 11 показано графіки ідеальних характеристик відцентрових насосів при різних значеннях конструктивного кута на виході  $\beta_2$ .

1)  $\beta_2 < 90^\circ$ ,  $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$

Лопатки загнуті назад, або «причісуються».

Це найбільш поширений випадок, бо він забезпечує найвищий ККД.

2)  $\beta_2 = 90^\circ$ ,  $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$

Лопатки радіальні. Такий дизайн часто використовується в вентиляторах, бо радіальні лопатки легко виготовити.

3)  $\beta_2 > 90^\circ$ ,  $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$

Лопатки загнуті вперед. Напір зростає із ростом подачі. Але ККД виявляється низьким через великі значення  $c$ , що обумовлює великі гідравлічні втрати.

Рис. 11

### 1.2.8 Ідеальна та реальна характеристики відцентрового насосу

Реальна характеристика насосу проходить нижче ідеальної внаслідок впливу конструктивних особливостей і різних фізичних процесів (рис. 12).

На рисунку показані:

$H_{\infty} = f(Q)$  – ідеальна характеристика

при нескінченній кількості лопаток;

$H_T = f(Q)$  – ідеальна характеристика

при кінцевій кількості лопаток;

$H = f(Q)$  – реальна характеристика

насосу;

$h_L$  – гідравлічні втрати в каналах насосу;

$h_M$  – втрати на удар при раптовій зміні

напрямку руху рідини;

$\Delta Q$  – зміщення характеристики вліво

внаслідок об'ємних втрат.

Рис. 12

На паспортних характеристиках відцентрового насосу показують:

$H = f(Q)$  – повний напір насосу (реальна характеристика);

$\eta = f(Q)$  – коефіцієнт корисної дії;

$N = f(Q)$  – потужність на валу насосу (потужність що споживається).

### 1.2.9 Подібність насосів

При проектуванні насосів виникає необхідність розрахувати параметри насосу, геометрично подібного даному.

Розглянемо модельний та натурний насоси, які геометрично подібні між собою. Параметри моделі позначимо індексом  $m$ , а натурні – індексом  $n$ .

В геометрично подібних насосах, які працюють на подібних режимах, паралелограми швидкостей подібні (кінематична подібність).

Закони подібності встановлюють взаємозв'язок між  $Q$ ,  $H$ ,  $N$  та  $n$  модельного та натурального насосів, які працюють на подібних режимах. При цьому вважається, що модельний та натурний насос працюють на одній і тій самій рідині.

#### 1. Подібність за подачами

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{n D_n^3}{m D_m^3} = k_L^3 \frac{n}{m}$$

#### 2. Подібність за напорами

$$\frac{H_n}{H_m} = \frac{n^2 D_n^2}{m^2 D_m^2} = k_L^2 \frac{n^2}{m^2}$$

#### 3. Подібність за потужностями

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{n_H^3 D_H^5}{n_M^3 D_M^5} = k_L^5 \frac{n_H^3}{n_M^3}$$

Чи можна вважати, що ККД моделі і натури однакові?

Відповідь дає закон Рато: «Для подібних насосів, які працюють на подібних режимах, ККД однаковий».

Експерименти показують, що закон Рато виконується лише приблизно.

Таким чином, закони подібності справедливі для геометрично подібних насосів, які працюють на подібних режимах.

### 1.2.10 Коефіцієнт швидкохідності

При проектуванні відцентрових насосів виникає задача отримати єдиний параметр для класифікації робочих коліс та легкого вибору найбільш доцільного колеса для конкретного випадку.

Поставлену задачу вирішує коефіцієнт швидкохідності

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

В цій формулі  $n$  підставляється в об/хв,  $Q$  в м<sup>3</sup>/с,  $H$  в м.

Формальне визначення коефіцієнту швидкохідності.

Коефіцієнт швидкохідності – це частота обертання модельного робочого колеса, геометрично подібного даному, яке створює напір  $H = 1$  м при подачі  $Q = 0,075$  м<sup>3</sup>/с.

Класифікація робочих коліс за коефіцієнтом швидкохідності

$35 < n_s < 80$  – тихохідні колеса. Вони забезпечують великий напір вже при малій частоті обертання;

$80 < n_s < 150$  – нормальні колеса;

$n_s > 150$  – швидкохідні колеса.

В деяких випадках коефіцієнт швидкохідності вказується в умовних позначеннях насосів. Розглянемо приклад.

Насос КМ 90/35

К – консольний

М – моноблочний

90 – подача, м<sup>3</sup>/год

35 – напір, м

Старе позначення цього насосу: 4КМ-12

4 – діаметр вхідного патрубку в дюймах

К – консольний

М – моноблочний

12 – округлений та поділений на 10 коефіцієнт швидкості.

### 1.2.11 Закони пропорційності

На відміну від законів подібності, закони пропорційності описують один і той самий насос, який працює на різних частотах обертання. Тобто,

$$k_L = \frac{D_H}{D_M} = 1$$

З законів подібності отримаємо 3 закони пропорційності:

$$\begin{aligned}\frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{n_2}{n_1} \\ \frac{H_2}{H_1} &= \frac{n_2^2}{n_1^2} \\ \frac{N_2}{N_1} &= \frac{n_2^3}{n_1^3}\end{aligned}$$

Рис. 13

При зміні частоти обертання напірна характеристика зміщується по вертикалі еквідистантно (рис. 13).

З першого та другого законів пропорційності вилучимо частоту обертання:

$$H = aQ^2$$

Це рівняння квадратичної параболи. Її називають крива пропорційності, крива подібних режимів, або парабола пропорційності.

Отже, закони пропорційності справедливі лише для точок, які лежать на одній і тій самій параболі пропорційності.

На рис. 13 також показано, як змінюється ККД та споживана потужність насоса при зміні частоти обертання.

### 1.2.12 Регулювання роботи відцентрових насосів

Регулювання – це приведення подачі насоса у відповідність з вимогами споживача.

#### Методи регулювання

- Дросельне регулювання
- Регулювання шляхом зміни частоти обертання
- Байпасне регулювання
- Зміна області застосування насоса шляхом обточки робочого колеса

#### 1.2.12.1 Дросельне регулювання

Прикривається засувка на виході з насоса. (Чому не на вході?)

При цьому методі не змінюється характеристика насоса, але змінюється характеристика трубопроводу.

Рівняння характеристики трубопроводу при відкритому дроселі

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + SQ^2$$

Коли дросель прикритий, збільшується опір трубопроводу:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + (S + S_{\text{др}})Q^2$$

На рис. 14 показано характеристики трубопроводу без дроселя та з дроселем. Червоний відрізок показує втрати напору на дроселі –  $\Delta h_{\text{др}}$ .

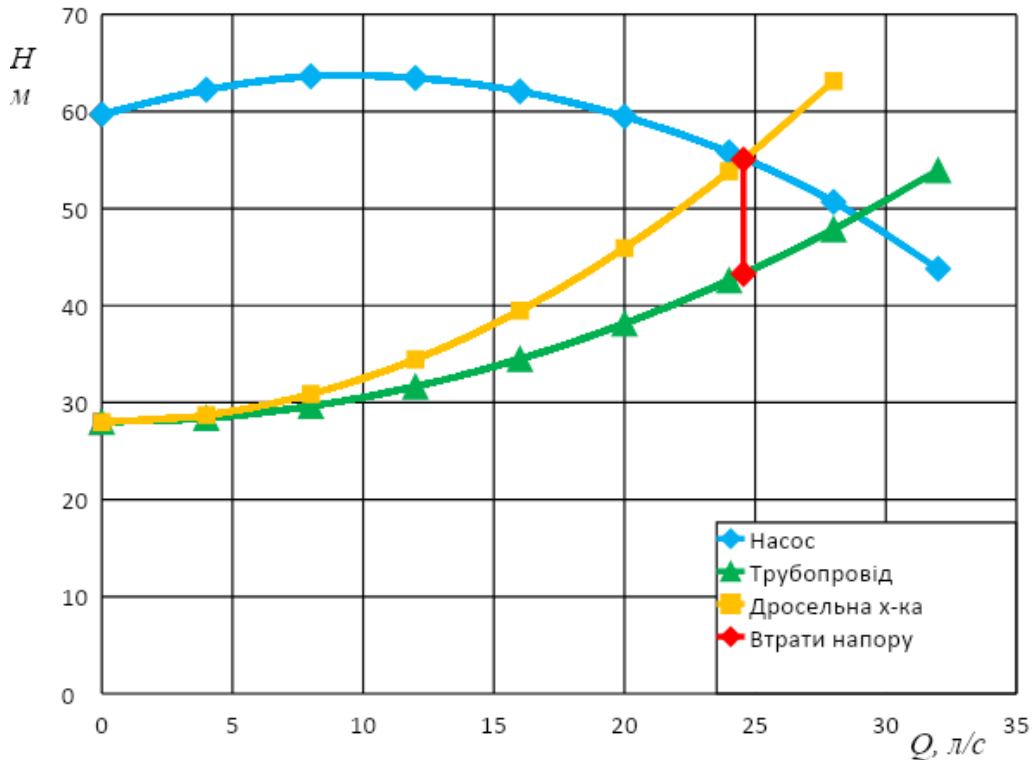


Рис. 14

Переваги дросельного регулювання:

- простота та дешевизна;
- можливість автоматизації.

Недолік:

Частина потужності насоса втрачається на зайвий нагрів води. Втрати корисної потужності

$$\Delta N_{\text{к}} = \rho g Q \Delta h_{\text{др}}$$

Втрати потужності на валу насоса:

$$\Delta N = \frac{\rho g Q \Delta h_{\text{др}}}{\eta}$$

В РГР виконується розрахунок необхідного опору дроселя згідно із формулами:

$$\Delta h_{\text{др}} = S_{\text{др}} Q_2^2$$

$$S_{\text{др}} = \frac{\Delta h_{\text{др}}}{Q_2^2}$$

Значення  $Q$  береться в кінцевій, «новій» робочій точці.

### 1.2.12.2 Регулювання шляхом зміни частоти обертання

При цьому методі не змінюється характеристика трубопроводу, але змінюється характеристика насосу.

На рис. 15 показано, як змінюється характеристика насоса при зміні частоти обертання. Характеристика «ковзає» вздовж параболи пропорційності, не змінюючи форми.

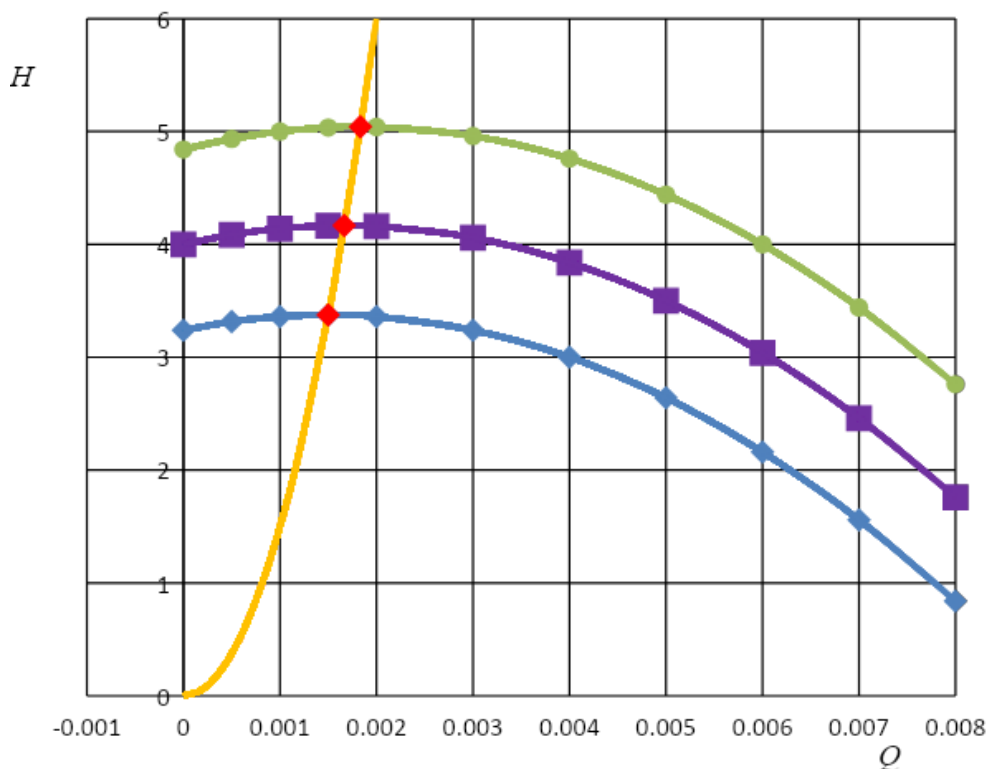


Рис. 15

Переваги регулювання шляхом зміни частоти обертання:

- Немає втрат енергії на дроселі.

Недолік:

Зміна частоти обертання – це непроста технічна задача.

Як змінити частоту обертання робочого колеса?

- якщо використовується двигун внутрішнього згорання – це просто;
- можна встановити механічний редуктор (коробку передач).
- в потужних насосах переключається кількість полюсів електродвигуна;
- змінюється частота змінного струму за допомогою інверторів.

Рис. 16 ілюструє послідовність дій для знаходження нової частоти обертання.

1) Проводимо параболу пропорційності через «нову» робочу точку 2. Її рівняння:

$$H = \frac{H_2}{Q_2^2} Q^2 = k Q^2$$

2) Знаходимо точку **3** перетину параболи пропорційності із «старою» характеристикою насоса.

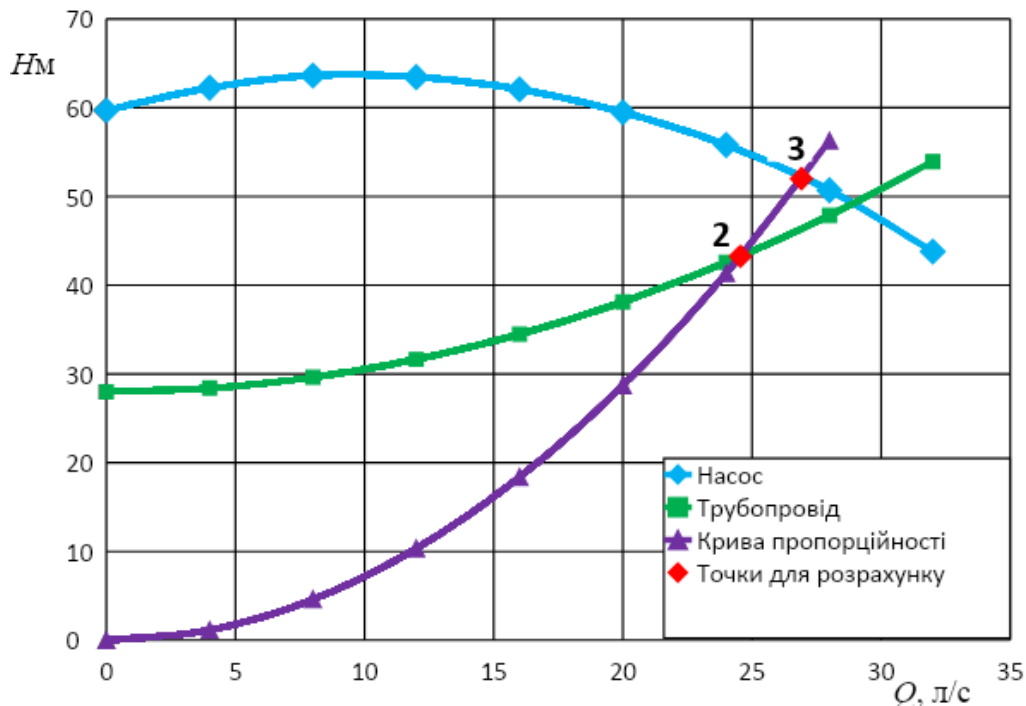


Рис. 16

3) Для точок 2 і 3 записуємо рівняння пропорційності і знаходимо нову частоту обертання:

$$\frac{Q_2}{Q_3} = \frac{n_2}{n_3}$$

$$n_2 = n_3 \frac{Q_2}{Q_3}$$

### 1.2.12.3 Байпасне регулювання

На рис. 17 показана схема байпасного регулювання подачі насоса та відповідні характеристики насоса і трубопроводу.

Паралельно із насосом монтується байпасна лінія, на якій встановлена засувка. Коли ця засувка відкривається, частина рідини повертається у зворотному напрямку (червоні стрілки на схемі).

Оскільки споживач і байпасна лінія підключені паралельно, тому характеристики трубопроводу і байпасу додаються по горизонталі.

При відкритті байпасної лінії подача до споживача зменшується, але сумарна подача насоса збільшується. Збільшується також потужність на валу. Це може призвести до перевантаження електродвигуна, зменшенню ККД, виникненню кавітації і т.і.

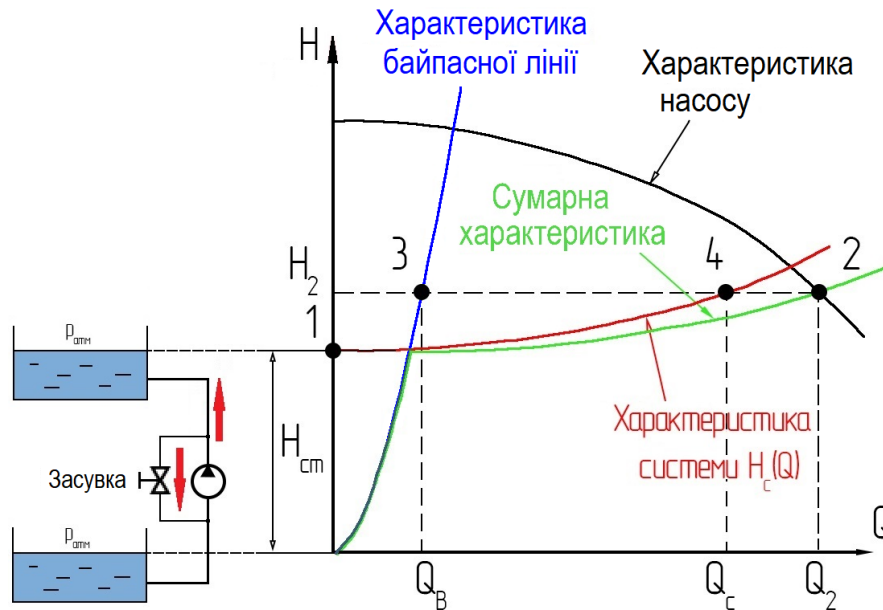


Рис. 17

Байпасне регулювання успішно застосовується для об'ємних насосів. Але для відцентрових насосів воно не має переваг, має тільки недоліки.

#### 1.2.12.4 Зміна області застосування насосу шляхом обточки робочого колеса

У випадку, коли подачу насоса необхідно знизити на весь термін роботи насоса, використовується обточка робочого колеса. При цьому обточуються тільки лопатки, але не диски робочого колеса (червона зона на рис. 18).

При цьому методі не змінюється характеристика трубопроводу, але змінюється характеристика насоса. Зменшення діаметру не повинно перевищувати 15%.

В розділі «Подібність» було отримано формулу  $u \sim nD$ . Звідси бачимо, що частота обертання та зовнішній діаметр робочого колеса впливають на параметри насосу аналогічним шляхом.

Рис. 18

Звідси отримаємо закони обточки:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2^3}{D_1^3}$$

Аналогічно із параболою пропорційності отримаємо рівнянні параболи обточки:

$$H_2 = \frac{H_1}{Q_1^2} Q_2^2$$

Закони обточки справедливі лише для точок, які лежать на одній і тій же самій параболі обточки.

Переваги:

- Немає втрат енергії на дроселі.

Недоліки:

- Деяке зниження ККД;
- Незворотність процесу обточки.

На паспортних характеристиках насосів показують характеристику при максимально припустимій обточці.

### 1.2.13 Кавітація в насосах

Кавітація – це сукупність явищ, яке включає наступні етапи:

- Кипіння рідини і утворення бульбашок пари;
- Схлопування бульбашок, яке супроводжується великим зростанням тиску та температури, шумом та вібрацією;
- Кавітаційна ерозія твердих стінок. Робоче колесо може бути повністю зруйноване.

Одна з вимог до насосів – стійкість проти кавітації.

Повний тиск рідини на вході в насос складається із статичного та динамічного тиску:

$$p_{\text{вх}} + \frac{\rho v_{\text{вх}}^2}{2}$$

Перевищення повного тиску над тиском насиченої пари:

$$p_{\text{вх}} + \frac{\rho v_{\text{вх}}^2}{2} - p_{\text{нп}}(T)$$

Рис. 19

Усі доданки ділимо на  $\rho g$ , щоб отримати фактичний кавітаційний запас:

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g}$$

$p_{\text{вх}}$  – абсолютний тиск рідини на вході в насос;

$v_{\text{вх}}$  – швидкість рідини на вході в насос;

$p_{\text{нп}}(T)$  – тиск насиченої пари при даній

температурі рідини. Значення цього тиску можна знайти в таблицях термодинамічних властивостей води та водяної пари або за допомогою пакету WSP.

Фактичний кавітаційний запас повинен бути більше за припустимий кавітаційний запас  $\Delta h_{\text{доп}}$ , який показують на паспортних характеристиках насосів.

Щоб унеможливити виникнення кавітації, геометрична висота установки насосу  $h_{\text{г}}$  (рис. 19) має бути не більш ніж величина, яка розраховується за формулою

$$h_{\text{г}} = \frac{p_{\text{бар}} - p_{\text{нп}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \Delta h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{бар}} - p_{\text{нп}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - \zeta_{\text{вх}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g}$$

де  $p_{\text{бар}}$  – барометричний тиск.

При відсутності барометру можна вважати  $p_{\text{бар}} = 101325 \text{ Па}$ ;

$\Delta h_{\text{доп}}$  – припустимий кавітаційний запас. Приводиться на паспортній характеристиці насосу;

$\zeta_{\text{вх}}$  – коефіцієнт втрат у всмоктуючому трубопроводі.

### 1.2.13.1 Заходи по боротьбі з кавітацією

З формули для припустимої геометричної висоти установки насосу витікають основні заходи.

#### 1) На етапі експлуатації готового трубопроводу:

- Не перекривати засувку на вході при працюючому насосі.
- Якщо почалась кавітація в насосі (що можна виявити по шуму та вібрації), можна тимчасово прикрутити засувку на виході.
- Впуск невеликої кількості повітря.

Рис. 20

#### 2) На етапі проектування і монтажу трубопровідної системи:

- Насос треба розташувати якомога нижче. Краще, коли насос знаходиться «під заливом»
- Зменшувати довжину всмоктуючого трубопроводу  $l_{\text{вс}}$  та гідравлічні опіри на всмоктуючому трубопроводі;
- Збільшувати діаметр всмоктуючого трубопроводу  $d_{\text{вс}}$  (для зменшення швидкості води на вході).

3) На етапі проектування та виготовлення насосу – підвищувати припустимий кавітаційний запас  $\Delta h_{\text{доп}}$ . З цією метою:

- Використання нержавіючої (stainless) сталі.
- Оптимізація геометричної форми. Варіанти такої оптимізації показано на рис. 20:

- а) встановлення нерухомих лопаток на вході в насос;
- б) попередньо встановлене осьове колесо;
- в) попередньо встановлений шнек;
- г) робоче колесо з розширеним входом.

#### **1.2.14 Запуск відцентрового насосу**

На момент запуску насос має бути заповнений водою.

На потужних насосах є допоміжний насос, який заповнює водою основний насос.

На насосах малої потужності треба:

- відкрутити гвинт в верхній частині корпусу і заповнити насос водою;
- закрити засувку на виході і запустити насос;
- переконавшись за допомогою манометру, що створено тиск;
- повільно відкрити засувку на виході.

#### **1.2.15 Контрольні питання**

1. Дайте визначення подачі насосу. Які Вам відомі види подач?
2. Дайте визначення повного напору насосу.
3. Дайте визначення корисної потужності насосу.
4. Запишіть формулу для повного ККД насосу. Як пов'язаний повний ККД із частковими ККД ?
5. Ескізно зобразіть відцентровий насос. Покажіть напрямки руху рідини і напрямки обертання робочого колеса.
6. Для яких об'єктів справедливі закони подібності?
7. Для яких об'єктів справедливі закони пропорційності? Чим вони відрізняються від законів подібності?
8. Дайте визначення коефіцієнту швидкохідності насосу. Як класифікуються насоси за коефіцієнтом швидкохідності?
9. Назвіть переваги та недоліки дросельного регулювання подачі насосу.
10. Назвіть переваги та недоліки регулювання подачі насосу шляхом зміни частоти обертання робочого колеса.
11. Яке фізичне явище називається кавітацією? До яких наслідків може призвести кавітація в насосах?

## 2. ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНУ РОБОТУ

Відцентровий насос нагнітає воду в трубопровід довжиною  $l$  і діаметром  $d$ . Еквівалентна шорсткість стінок труби  $k_e$ .

Характеристики насоса, частоту обертання та зовнішній діаметр робочого колеса беремо з каталогу.

Необхідно:

- 1) Виходячи з маркування насоса, визначити тип насоса та його основні параметри.
- 2) Знайти робочу точку системи, тобто визначити фактичну подачу рідини  $Q_\phi$  і фактичний напор  $H_\phi$ .
- 3) Виходячи з параметрів точки максимального ККД, розрахувати коефіцієнт швидкохідності насоса і визначити тип робочого колеса.

В наступних пунктах необхідно забезпечити подачу насоса

$$Q_p = 0,85 \cdot Q_\phi$$

- 4) Забезпечити подачу  $Q_p$  шляхом дроселювання, тобто розрахувати втрати напора  $\Delta h_{др}$  і опір дроселя  $S_{др}$ .
- 5) Забезпечити подачу  $Q_p$  шляхом зменшення частоти обертання робочого колеса, тобто розрахувати необхідну частоту обертання.
- 6) Забезпечити подачу  $Q_p$  шляхом обточки робочого колеса, тобто розрахувати необхідний діаметр обточки.
- 7) Виходячи з паспортної характеристики, визначити припустиму висоту установки насоса при подачі  $Q_p$ . Коефіцієнт втрат у всмоктуючому трубопроводі прийняти  $\zeta_{вх} = 5$ .

### Застереження.

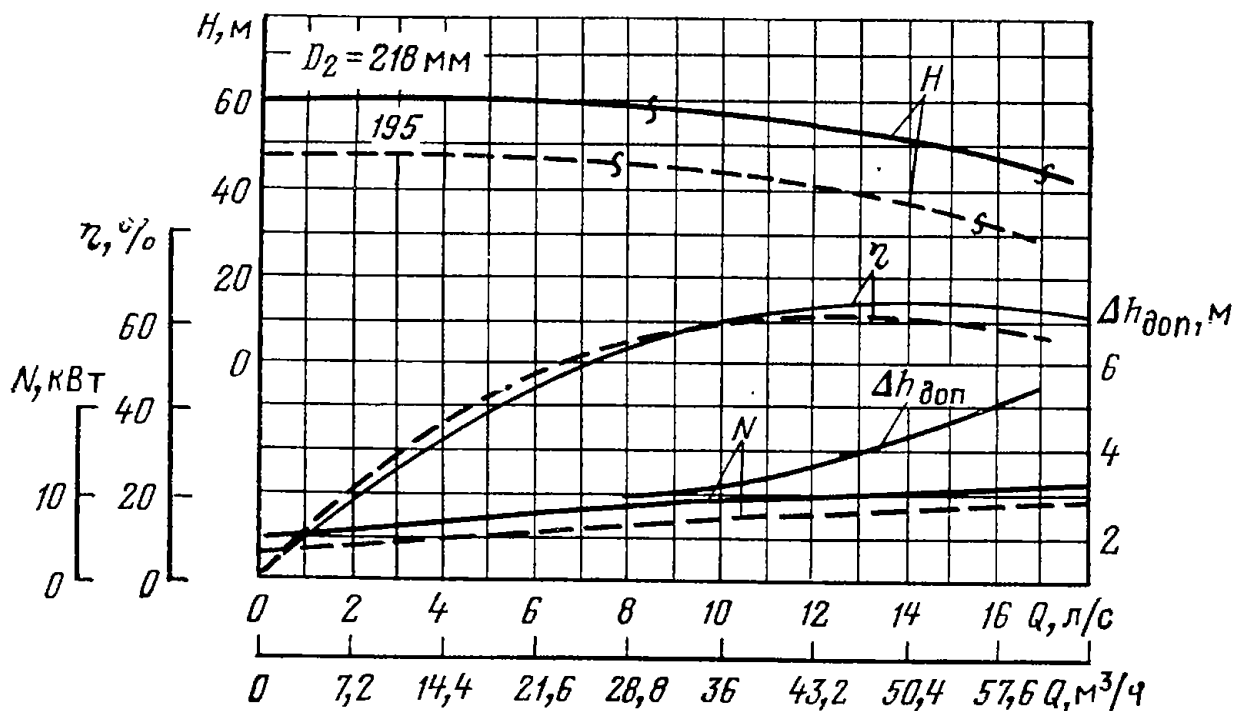
Студент повинен виконати РГР самостійно, згідно із індивідуальним завданням. Плагіат є неприпустимим.

### 3. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ РГР

#### Вихідні данні для РГР

##### ВАРІАНТ № 101

|                                      |          |     |    |
|--------------------------------------|----------|-----|----|
| Марка насосу                         | К 45/55  |     |    |
| Статичний напір                      | $H_{ст}$ | 30  | м  |
| Діаметр трубопроводу                 | $d$      | 80  | мм |
| Еквівалентна шорсткість стінок труби | $k_e$    | 0,3 | мм |
| Довжина труби                        | $l$      | 120 | м  |



Характеристика насосов К 45/55 (ЗК-9) и КМ 45/55 (ЗКМ-6),  $n = 2900$  об/мин

1) Позначення К 45/55 означає: насос консольний,

Паспортна подача

$$Q = 45 \frac{m^3}{год} = 0,0125 \frac{m^3}{с} = 12,5 \frac{л}{с}$$

Паспортний напір

$$H = 55 \text{ м}$$

Старе позначення насосу ЗК-6.

3 – діаметр вхідного патрубку 3 дюйми, К – насос консольний, коефіцієнт швидкості  $n_s = 6 \cdot 10 = 60$ .

## 2) Знаходимо робочу точку системи.

Знаходимо гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі). Вважаючи, що течія відбувається в автомобельній області, використовуємо формулу Шифрінсона:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_e}{d} \right)^{0.25} = 0,11 \left( \frac{0,3}{80} \right)^{0.25} = 0,027221$$

Гідравлічний опір трубопроводу

$$S = \left( \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_i \right) \frac{1}{2gA^2}$$

Площа поперечного перерізу трубопроводу

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 5,0265 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}$$

Вважаючи, що трубопровід довгий (переважають втрати по довжині труби), наявність місцевих втрат врахуємо за допомогою коефіцієнта 1,1:

$$S = 1,1 \cdot \frac{\lambda l}{d} \frac{1}{2gA^2} = 1,1 \cdot \frac{0,02722 \cdot 120}{0,08} \frac{1}{2 \cdot 9,8 \cdot (5,0265 \cdot 10^{-3})^2} = 90696 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^5}$$

Для того, щоб побудувати напірну характеристику насоса, вимірюємо відстані на характеристиці насоса з каталогу і заносимо значення  $H_n$  в таблицю 1.

В ту ж таблицю заносимо точки характеристики трубопроводу, розраховані за формулою

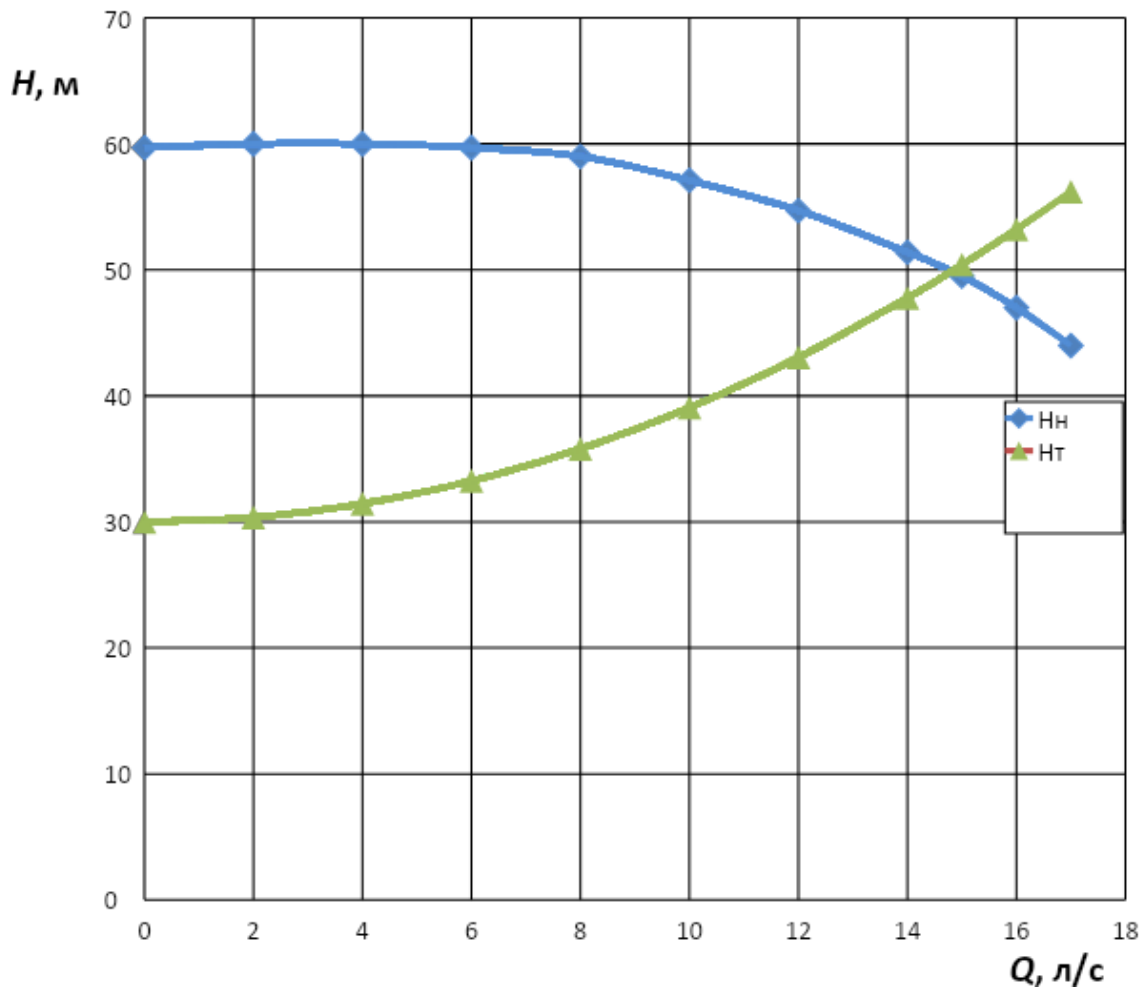
$$H_t = H_{ст} + SQ^2$$

Таблиця 1

| $Q$ | $H_n$ | $H_t$ |
|-----|-------|-------|
| л/с | м     | м     |
| 0   | 59,7  | 30    |
| 2   | 60    | 30,36 |
| 4   | 60    | 31,45 |
| 6   | 59,7  | 33,27 |
| 8   | 59    | 35,8  |
| 10  | 57,1  | 39,07 |
| 12  | 54,7  | 43,06 |
| 13  | 53    | 45,33 |
| 14  | 51,4  | 47,78 |
| 15  | 49,7  | 50,41 |
| 16  | 47    | 53,22 |

З графіку бачимо, що максимальний ККД насоса становить 65%.

Наносимо характеристики насосу і трубопроводу на графік і знаходимо точку їх перетину, тобто робочу точку системи:



З графіку визначаємо:

$$Q_{\phi} = 14,8 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

$$H_{\phi} = 49,9 \text{ м}$$

3) Розраховуємо коефіцієнт швидкохідності насоса і визначаємо тип робочого колеса.

На паспортній характеристиці насоса максимальному ККД відповідає точка із  $Q = 14,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$  і  $H = 50 \text{ м}$

Коефіцієнт швидкохідності насоса

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \frac{2900 \cdot \sqrt{0,0145}}{50^{0,75}} = 67,8$$

Оскільки  $n_s < 80$ , тип робочого колеса – тихохідне. Цей насос забезпечує велику подачу вже при малому числі обертів.

В наступних пунктах необхідно забезпечити подачу насоса

$$Q_p = 0,85 \cdot Q_\phi = 0,85 \cdot 14,8 = 12,58 \text{ л/с}$$

4) Забезпечуємо подачу  $Q_p$  шляхом дроселювання. тобто розрахувати втрати напору  $\Delta h_{\text{др}}$  и опір дроселя  $S_{\text{др}}$ .

З характеристики насосу при подачі  $Q_p = 12,58 \text{ л/с}$   $H_1 = 53,6 \text{ м}$

Розраховуємо напір  $H_2$  при подачі  $Q_p = 12,58 \text{ л/с}$

$$H_2 = H_t + S Q_p^2 = 30 + 90696 \cdot 0,01258^2 = 44,35 \text{ м}$$

Різниця між цими значеннями – це втрати напору в дроселі:

$$\Delta h_{\text{др}} = H_1 - H_2 = 9,25 \text{ м}$$

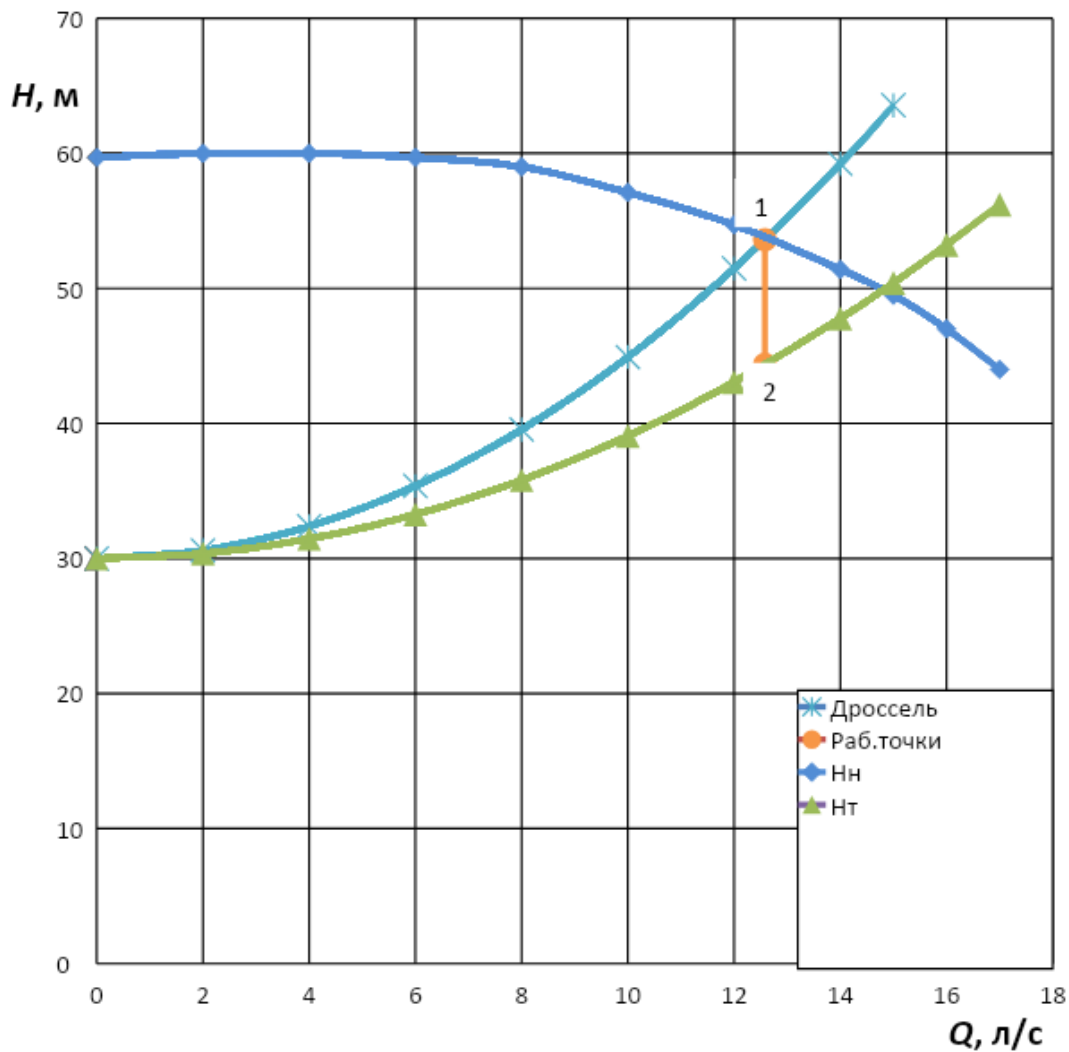
Розраховуємо опір дроселя:

$$S_{\text{др}} = \frac{\Delta h_{\text{др}}}{Q_p^2} = \frac{9,25}{0,01258^2} = 58449 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}$$

Зображуємо на графіку характеристику трубопроводу з прикритим дроселем згідно з рівнянням

$$H = H_t + (S_t + S_{\text{др}}) Q^2$$

На графіку показуємо характеристику насоса, характеристики трубопроводу з відкритим та закритим дроселем, втрати напору на дроселі.



Бачимо, що нова характеристика проходить через точку 1, що підтверджує правильність розрахунку.

Втрати корисної потужності на дроселі:

$$\Delta N_k = \rho g Q \Delta h = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,01258 \cdot 9,25 = 1140,4 \text{ Вт}$$

Втрати потужності на валу насоса:

$$\Delta N = \frac{\Delta N_k}{\eta} = \frac{1140,4}{0,65} = 1754,4 \text{ Вт}$$

при цілодобовій роботі протягом місяця втрати енергії становлять

$$1754,4 \cdot 24 \cdot 30 / 1000 = 1263,2 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

При ціні електроенергії 4,32 грн/(кВт·год), щомісячні виплати за перевитрату електроенергії становлять

$$1263,2 \cdot 4,32 = 5457 \text{ грн}$$

5) Забезпечуємо подачу  $Q_p$  шляхом зменшення частоти обертання робочого колеса.

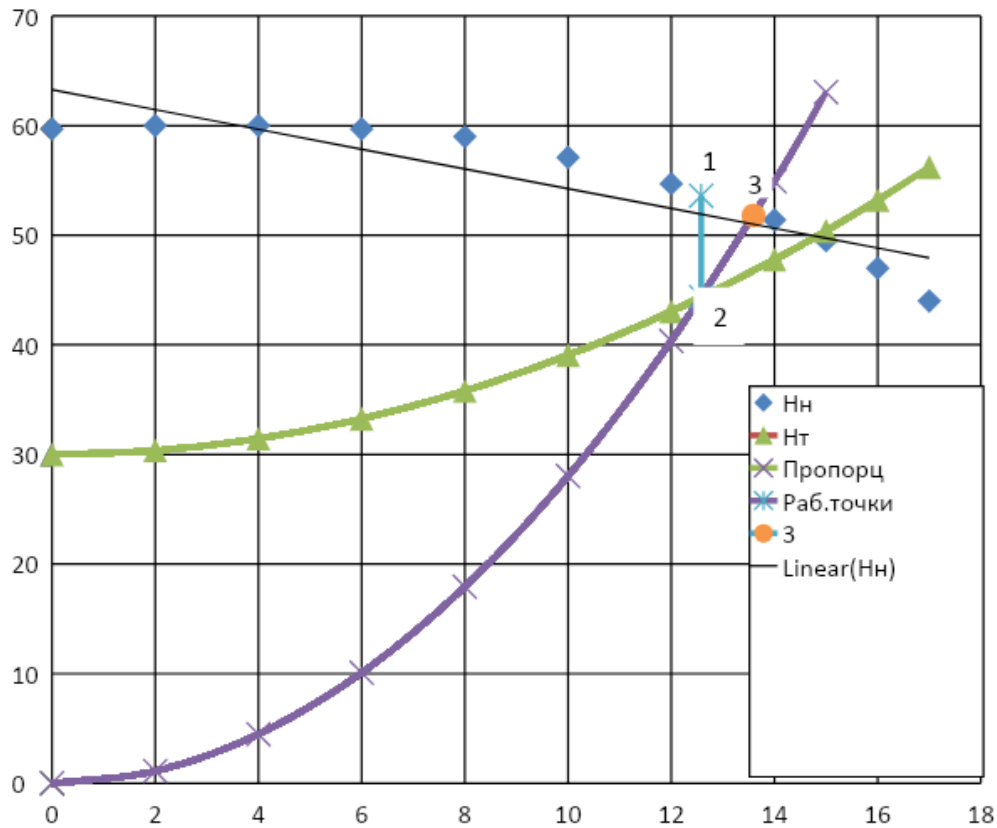
Через «нову» робочу точку 2 і начало координат проводимо параболу пропорційності, рівняння якої

$$H = kQ^2$$

Параметр  $k$  дорівнює

$$k = \frac{H_2}{Q_p^2} = \frac{44,35}{0,01258^2} = 280262 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}$$

Будуємо графік



На графіку знаходимо координати точки 3 – точки перетину характеристики насоса з параболою пропорційності

$$H_3 = 51,8 \text{ м}$$

$$Q_3 = 13,59 \text{ л/с} = 0,01359 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Оскільки точки 2 і 3 лежать на одній кривій пропорційності, для них справедливі закони пропорційності:

$$\frac{Q_p}{Q_3} = \frac{n_2}{n}$$

звідси

$$n_2 = \frac{nQ_p}{Q_3} = \frac{2900 \cdot 0,01258}{0,01359} = 2684 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

б) Забезпечуємо подачу  $Q_p$  шляхом обточки робочого колеса.

У даному випадку парабола обточки співпадає з параболою пропорційності. Записуємо рівняння обточки:

$$\frac{Q_p}{Q_3} = \frac{D_2}{D}$$

звідси

$$D_2 = \frac{DQ_p}{Q_3} = \frac{218 \cdot 0,01258}{0,1359} = 201,7 \text{ мм}$$

Слід мати на увазі, що обточують тільки лопатки робочого колеса, а диски залишають.

Відношення діаметрів

$$\frac{201,7}{218} = 0,925$$

Тобто, зменшення діаметру становить 7,5%. Це не перевищує 15%, і тому вважається припустимим.

7) З графіку паспортної характеристики насосу визначаємо, що при подачі  $Q_p = 12,58 \text{ л/с}$  припустимий кавітаційний запас  $\Delta h_{\text{доп}} = 3,9 \text{ м}$ .

Діаметр патрубку

$$d_{\text{вх}} = 3 \cdot 25,4 = 76,2 \text{ мм} = 0,0762 \text{ м}$$

Швидкість води на вході

$$v_{\text{вх}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вх}}^2} = \frac{4 \cdot 12,58 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,0762^2} = 2,759 \text{ м/с}$$

При температурі води 20°C тиск насиченої водяної пари  $p_{\text{п}} = 2339 \text{ Па}$ .

Припустима геометрична висота установки насосу (без врахування втрат на вхідній ділянці трубопроводу)

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{а}} - p_{\text{п}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - h_{\text{доп}} = \frac{101325 - 2339}{1000 \cdot 9,8} + \frac{2,759^2}{2 \cdot 9,8} - 3,9 = 6,589 \text{ м}$$

## Література

1. Бутенко О. Г., Цабієв О.М., Мельник С.В. Гідравліка і гідромашини. Навчальний посібник. – Одеса, «Наука і техніка», 2004. – 234 с.
2. Ніколова Р.О. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Навчальний посібник. – Одеса, ОДАБА. 2006. – 211 с.
3. Романюк О.М., Вербицький Г.П., Колотило М.І., Колотило В.Д., Клепіков Ф.М. Гідравлічні і аеродинамічні машини. – Кіровоград, ХДТУБА, 1997. – 176 с.
4. Мандрус В.І., Юзьків Т.Б., Назарчук С.П., Ковалишин В.В. Насоси, вентилятори, компресори в пожежній техніці. – Львів: «СПОЛОМ», 2007. – 346 с.
5. Шевченко Т. О. Конспект лекцій з дисциплін «Гідравлічні та аеродинамічні машини» і «Насосні та повітродувні станції». – Х.: ХНУМГ, 2014. – 110 с.
6. Герасимов Г.Г. Нагнітачі та теплові двигуни. Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2012. – 552 с.
7. Сурков С.В., Бутенко О.Г., Карамушко А.В. Підвищення рівня екологічної безпеки насосних установок шляхом енергозаощадження при регулюванні. Праці Одеського політехнічного університету. 2024. 1(69). С. 63–74.