

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання індивідуальної роботи з дисципліни
«Стационарні установки. Частина 1. Водовідливні та
вентиляторні установки»

для студентів усіх форм навчання

Покровськ, 2017

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання індивідуальної роботи з дисципліни
«Стаціонарні установки. Частина 1. Водовідливні та
вентиляторні установки»

для студентів усіх форм навчання

Розглянуто на засіданні кафедри
електромеханіки і автоматики
КІІ ДВНЗ ДонНТУ
Протокол № 7 від 14.12.2016 р.

Затверджено на засіданні навчально-
методичної комісії КІІ ДонНТУ
Протокол № 6 від 12.01.2017 р.

Покровськ, 2017

Методичні вказівки до виконання індивідуальної роботи з дисципліни «Стаціонарні установки. Частина 1. Водовідливні та вентиляторні установки» для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування / Укл.: ст. викл. Нємцев Е.М. – Покровськ: КП ДВНЗ ДонНТУ, 2017. – 51 с.

Методичні вказівки до виконання індивідуальної роботи з дисципліни «Стаціонарні установки. Частина 1. Водовідливні та вентиляторні установки» для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування усіх форм навчання. Містять інформацію до розрахунку трубопровідних мереж та вибору насосів головних та дільничних водовідливних установок. Наведені зони промислового використання насосів, схеми комутації трубопроводів у насосних камерах, номенклатура трубопроводів й інша супутня інформація. Викладено варіанти та порядок виконання індивідуального завдання студентів.

Укладач: Нємцев Е.М., ст. викл.

ЗМІСТ

	стор.
Вступ	4
1. Схеми комутації насосів і трубопроводів головного водовідливу	4
2. Вимоги до головної водовідливної установки	5
3. Методика розрахунку головної водовідливної установки	6
3.1 Розрахунок вихідних параметрів	6
3.2 Вибір типу насоса і кількості робочих коліс	7
3.3 Розрахунок внутрішнього діаметра трубопроводу	7
3.4 Визначення товщини стінки напірного трубопроводу	8
3.5 Визначення рівняння напірної характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки	10
3.6 Вибір приводного двигуна насоса	11
3.7 Явище кавітації, кавітаційний запас, висота всмоктування насоса	12
3.8 Додаткові умови для вибору типорозміру насоса	13
4. Визначення параметрів водозбірника та попереднього відстійника	13
5. Способи чищення попередніх відстійників	17
6. Техніко-економічні показники роботи водовідливної установки	20
Додаток А. Схеми комутації насосів і трубопроводів	22
Додаток Б. Зведені графіки полів характеристик насосів та експлуатаційні характеристики насосів	29
Додаток В. Геометричні параметри сталевих трубопроводів	36
Додаток Г. Розрахунок суми коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу водовідливної установки	37
Додаток Д. Технічні параметри асинхронних електродвигунів серії ВАО	39
Додаток Е. Варіанти завдань до виконання індивідуальної роботи	40
Додаток Є. Приклад розрахунку головної водовідливної установки	43
Рекомендована література	51

Вступ

Одним із факторів, що ускладнює ведення гірничих робіт у підземних умовах вугільних шахт є те, що в більшості випадків у гірничих виробках утворюється приплив води, джерелом якої можуть бути: підземні води або води, які йдуть на технологічні потреби. Це призводить до того, що ведення гірничих робіт є ускладненим і потребує своєчасного й надійного водовідливу як з привибійного простору, так і на інших ділянках шахти. Виходячи з цього можна сказати, що водовідливне господарство є невід'ємною складовою технологічного процесу видобутку корисних копалин.

Питання вибору обладнання водовідливу та його правильний розрахунок – є одним із найважливіших умінь, які має набути гірничий інженер будь-якої спеціалізації взагалі і зокрема гірничий інженер-електромеханік.

Метою даних методичних вказівок є надання студентам допомоги в освоєнні методики розрахунків та проектування водовідливних установок різного призначення.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальностей "Інженерна механіка", "Електромеханіка", "Гірнича справа" при вивченні дисциплін "Шахтні водовідливні та вентиляторні установки гірничих підприємств", "Вентиляційні, водовідливні та пневматичні установки", "Стаціонарні установки гірничих підприємств", а також при виконанні розрахунків окремих розділів курсових та дипломних проектів.

1. Схеми комутації насосів і трубопроводів головного водовідливу

Згідно "Правил безпеки у вугільних шахтах" (ПБ) [1] напірні трубопроводи в насосній камері головної водовідливної установки шахти повинні бути за кільцьовані й обладнані засувками таким чином, щоб можна було підключати насоси до будь-якого трубопроводу, а також відключати їх від мережі. Реальні схеми комутації насосів на гірничих підприємствах відрізняються великою різноманітністю та часто мають велику чи, навпаки, недостатню кількість комутаційних засувки, що в значній мірі ускладнює та удорожчує установку та робить її менш надійною.

Ці вимоги дозволяють розробляти компактні комутаційні схеми із невеликою кількістю засувки, які забезпечують можливість проведення ремонтів будь-яких ділянок трубопроводної системи без порушення нормального функціонування водовідливу:

1. Для полегшення пуску насосних агрегатів та їх захисту від дії гідравлічного удару кожен насос повинен бути обладнаний оперативною засувкою та зворотними клапанами.

2. Для відкачки неочікуваного аварійного припливу повинна бути передбачена можливість включення в роботу всіх працюючих (що не знаходяться в ремонті) насосів та використання всіх трубопроводів.

3. При ремонті трубопроводів, засувки та будь-яких ділянок колектора число насосів, які залишилися в роботі, згідно ПБ повинні забезпечувати відкачку максимального добового припливу не більше ніж за 20 годин при наявності в резерві не менше одного насоса.

4. При видаленні води, що відкачується за межі промислової площадки (за рахунок напорів насоса(ів) водовідливу) схема комутації на поверхні повинна забезпечувати можливість відключення на ремонт будь-якого трубопроводу водовідливу та будь-якого каналізаційного трубопроводу.

5. Комутаційну схему рекомендується постачати таблицею перемикання засувки, яка дозволяє виявляти та аналізувати функціональні можливості системи та полегшує орієнтування при експлуатації водовідливної установки (див. додаток А).

2. Вимоги до головної водовідливної установки

Устрій та будова головної водовідливної установки шахти в значній мірі визначається вимогами ПБ.

Шахтна вода надходить до водозбірника – спеціальної похилої виробки, яка знаходиться поблизу допоміжного ствола. У попередньому відстійнику та водозбірнику з води осаджуються вміщені у ній частинки твердого, внаслідок чого шахтна вода освітлюється. Згідно ПБ водозбірники головної водовідливної установки повинні складатися не менше ніж із двох ізольованих одна від одної гілок. Це дозволяє по чергово здійснювати чищення гілок водозбірника без зупинки роботи водовідливу та забезпечувати надійність роботи системи в цілому.

Місткість водозбірників головного водовідливу повинна розраховуватися не менше ніж на 4-годинний максимальний приплив, не враховуючи замулення.

Водозбірники повинні підтримуватися в робочому стані – їх замулення не повинно перевищувати 30% від загального об'єму.

Насоси головного водовідливу повинні розміщуватися в спеціальній насосній камері, яка облаштовується в біляствольному дворі допоміжного ствола.

Насосна камера з'єднується:

- із стволом шахти – похилим хідником, місце введення якого в ствол повинно бути розташовано не нижче ніж 7 метрів від рівня підлоги насосної камери;
- з біляствольним двором – хідниками з герметичними дверима;
- з водозбірником – однією або кількома спеціальними виробками, які улаштовано пристосуваннями, що дозволяють регулювати надходження води до камери та герметизувати насосну камеру.

Похилий хідник проводиться під кутом 25...30° і у місці з'єднання зі стволом має горизонтальну площадку. Цей хідник використовується для прокладки труб і кабелів, рейкової колії та драбини. Розміри хідника обираються виходячи із можливості транспортування ним насосних агрегатів, приводних двигунів та умов провітрювання.

Кожен насос разом із приводним двигуном монтується на загальній фундаментній плиті. Фундамент насосів повинен перевищувати рівень підлоги насосної камери на 0,5 м.

Вісі насосів для зменшення розмірів насосної камери розміщують уздовж, між насосами залишають прохід 1,0...1,5 м. Зазор між насосами та однією із стін камери приймається не меншим за 0,7 м, з іншого боку прокладається за-

нурена у підлогу рейкова колія. Над насосами на спеціальних балках розміщуються вантажопідйомні та монтажні пристрої й обладнання.

У насосній камері розташовуються приймальні колодязі, які з'єднуються з водозбірником виробками з регульовальними пристроями. На 3 насоси облаштовується один приймальний колодязь. На кінцях усмоктувальних трубопроводів насосів, що занурені у приймальні колодязі, обов'язково встановлюються зворотні клапани із захисними сітками. Підлога насосної камери будується з нахилом у бік приймального колодязя.

Згідно з ПБ головні водовідливні установки шахт повинні складатися не менше ніж з трьох насосних агрегатів. Якщо для відкачки добового припливу вистачає одного насоса, то загальна кількість насосів у камері – три (робочий, резервний та ремонтний), при необхідності застосування в роботі двох насосів – п'ять (два робочих, два резервних і один ремонтний) і т.д.

ПБ передбачається резервування напірних трубопроводів у головній водовідливній установці – вона повинна мати не менше, ніж два напірних трубопроводи, один з яких є резервним. Якщо кількість робочих трубопроводів перевищує три трубопроводи, повинно бути передбачено два резервних трубопроводи.

У залежності від глибини шахти та кількості робочих горизонтів, на яких ведуться гірничі роботи, можливі дві основні схеми головного водовідливу:

- пряма відкачка води на поверхню;
- східчаста схема з перекачкою води з нижчерозташованого горизонту на вищерозташований. При такій схемі насосні агрегати кожного горизонту працюють незалежно один від одного. Іноді доцільною може бути схема роботи східчастої схеми при якій насоси нижчерозташованого і вищерозташованого горизонту працюють послідовно.

3. Методика розрахунку головної водовідливної установки

Вихідними даними для розрахунку головної водовідливної установки є (додаток Е):

- нормальний добовий приплив Q_n , м³/добу;
- максимальний добовий приплив Q_{max} , м³/добу;
- глибина шахтного ствола $H_{ш}$, м;
- водневий показник шахтної води рН;
- щільність шахтної води ρ , кг/м³;
- температура шахтної води t , °С;
- середньорічна тривалість максимального припливу води n_{max} , діб.

3.1 Розрахунок вихідних параметрів

Для надійності відкачки води із шахти згідно п. 7.1.4 [1] подача кожного насоса (або кількох одночасно працюючих насосів) повинна забезпечувати відкачку максимального добового припливу не більше ніж за 20 годин. Тому розрахункова подача насоса повинна бути не меншою за:

$$Q_{min} = \frac{Q_{max}}{20}, \quad (1)$$

де $Q_{\max}$ – максимальний добовий приплив, м³/добу.

Геометрична висота підйому води

$$H_{\Gamma} = H_{\text{ш}} + h_{\text{в}} - h_{\text{п}}, \quad (2)$$

де $H_{\text{ш}}$ – глибина шахтного ствола, м,

$h_{\text{в}}$ – орієнтовна геометрична висота всмоктування насосів, $h_{\text{в}} = 3 \div 4$ м,

$h_{\text{п}}$ – заглиблення напірного трубопроводу під рівнем поверхні землі (трубопровід заглиблюють для виключення його замерзання), $h_{\text{п}} = 0,5 \div 2$ м.

Загальна протяжність трубопроводів:

$$L = H_{\text{ш}} + \ell_{\text{вс}} + \ell_{\text{пх}} + \ell_{\text{к}} + \ell_{\text{п}}, \quad (3)$$

де $\ell_{\text{вс}}$ – довжина всмоктувального трубопроводу, $\ell_{\text{вс}} = 8 \div 20$ м,

$\ell_{\text{пх}}$ – довжина труб у похилому хіднику, $\ell_{\text{пх}} = 15 \div 20$ м,

$\ell_{\text{к}}$ – довжина труб у насосній камері, $\ell_{\text{к}} = 20 \div 30$ м,

$\ell_{\text{п}}$ – довжина труб на поверхні від ствола до місця зливу (беруть з проекту поверхні шахти або орієнтовно приймається $150 \div 200$ м).

3.2 Вибір типу насоса і кількості робочих коліс

Вибір типу насоса за номінальною подачею здійснюємо за умовою:

$$Q_{\min \text{ Н}} \leq Q_{\min} \leq Q_{\text{Н}}, \quad (4)$$

де $Q_{\min \text{ Н}}$ – мінімальна подача насоса в його робочій зоні,

$Q_{\text{Н}}$ – номінальна подача насоса.

Умова (4) також забезпечить задане значення висоти всмоктування. Для вибору насоса користуємось додатком Б.

Для вибору насоса за номінальним напором та визначення кількості робочих коліс насоса використовуємо залежності:

$$H_{\text{Н}} > H_{\Gamma}, \quad (5)$$

$$z > \frac{H_{\Gamma}}{H_{\text{нк}}}, \quad (6)$$

де $H_{\text{Н}}$ – номінальний напір насоса, м,

z – кількість робочих коліс,

$H_{\text{нк}}$ – напір, що створюється одним робочим колесом вибраного насоса в номінальному режимі, м.

Умова (6) використовується в разі пропорційної залежності між номінальним напором насоса і числом робочих коліс (маємо загальну аналітичну залежність для даного типу насоса). При розрахунках рекомендується використовувати (якщо дозволяє тип насоса) два-три мінімально-допустимих значення z .

3.3 Розрахунок внутрішнього діаметра трубопроводу

Діаметр трубопроводу у першому наближенні визначається з розрахунку роботи насоса в номінальному режимі. Гідравлічний опір такого трубопроводу, год²/м⁵:

$$a = \frac{H_{\text{Н}} - H_{\Gamma}}{Q_{\text{Н}}^2}, \quad (7)$$

Попередньо вважаємо, що на всіх ділянках трубопроводу, що вказані у пункті 3.1 внутрішній діаметр труб однаковий, тоді загальний опір трубопроводу визначається за залежністю [2]:

$$a = \frac{L + \sum \ell_{\text{екв}}}{3600^2 \cdot K^2}, \quad (8)$$

де K – витратна характеристика труби, квадрат цієї характеристики визначається за залежністю:

$$K^2 = \frac{\pi d^5 g}{8\lambda}, \quad (9)$$

де d – внутрішній діаметр труби, м,

g – прискорення вільного падіння, можна приймати $g = 9,81 \text{ м/с}^2$,

λ – коефіцієнт Дарсі, який розраховується за формулою Ф.А. Шевелєва для невих труб:

$$\lambda = 0,021 d^{-0,3}, \quad (10)$$

$\sum \ell_{\text{екв}}$ – еквівалентна довжина всіх місцевих опорів, яка визначається за формулою:

$$\sum \ell_{\text{екв}} = \frac{\sum \xi}{\lambda} d, \quad (11)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу, яка залежить від вибраної комутаційної схеми водовідливної установки та від внутрішнього діаметра трубопроводу d .

Після підстановки залежностей (9) – (11) до (8) отримаємо рівняння, з якого, знаючи значення a (розрахованого за формулою (8)) можна отримати значення внутрішнього діаметра d :

$$a = 1,34 \cdot 10^{-10} d^{-5,3} (L + 47,6 d^{1,3} \sum \xi), \quad (12)$$

Кількість та тип місцевих опорів визначається вибраною комутаційною схемою (рис. 1), а їх значення коректується разом з підбором значення d , що задовольняє рівнянню (12).

Розв'язанням рівнянь (12) та (13) можуть бути значення d , що знаходяться в розумних межах (додаток Г).

3.4 Визначення товщини стінки напірного трубопроводу

Розрахунковий максимальний тиск води у нагнітальному трубопроводі визначаємо за формулою:

$$P_{\text{роз}} = 1,25 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{н}}, \quad (14)$$

де ρ – щільність шахтної води, кг/м^3 .

У відповідності до ДГСТ 3845-75 мінімальна товщина стінки труби визначається за формулою:

$$\delta_0 = \frac{P_{\text{роз}} \cdot d}{0,8 \cdot \sigma_{\text{в}}}, \quad (15)$$

де $\sigma_{\text{в}}$ – тимчасовий опір розриву, визначаємо за таблицею 1.

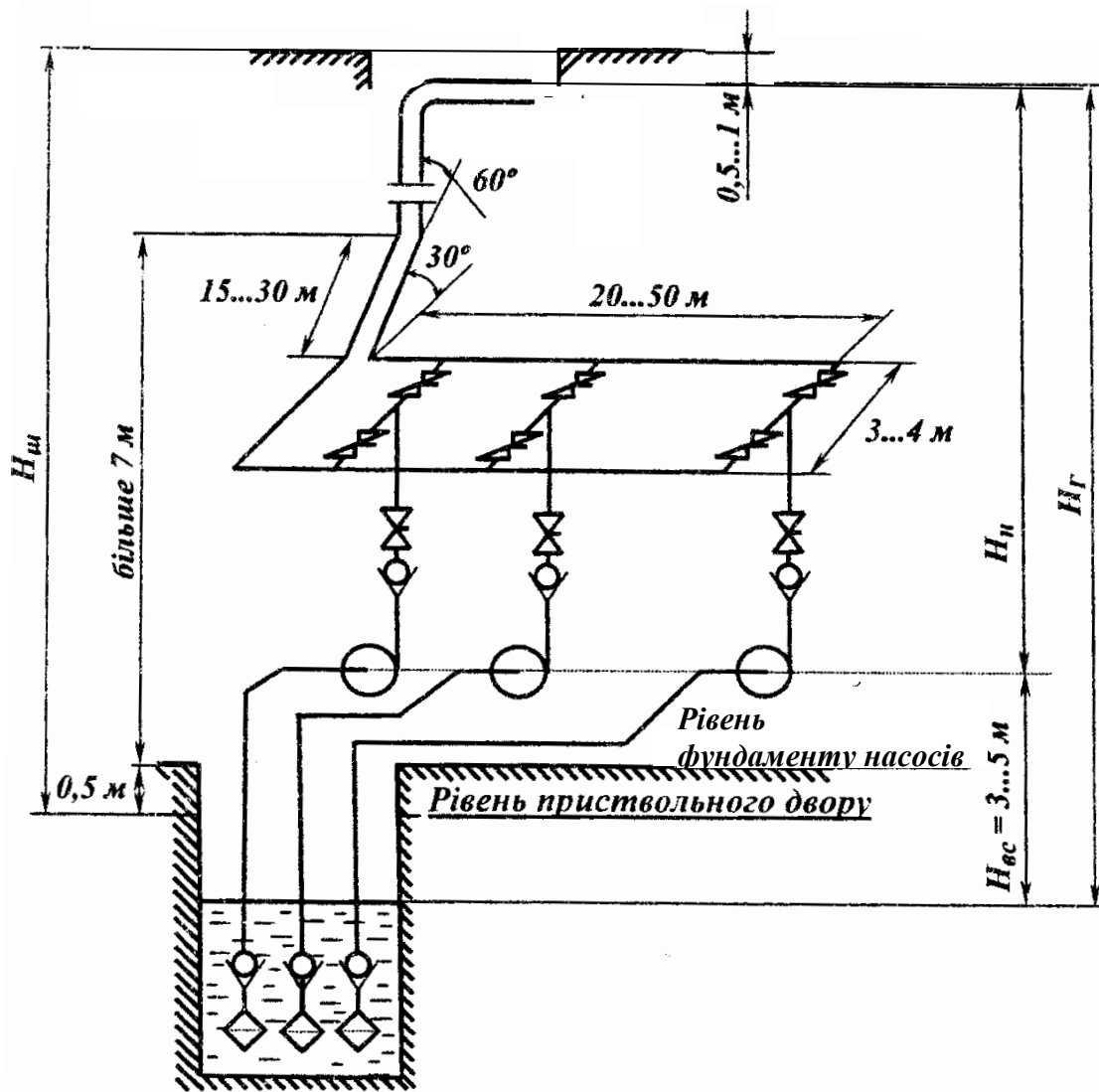


Рис. 1 – Схема головної водовідливної установки

Таблиця 1 – Значення тимчасового опору розриву

Марка сталі	Ст. 2 сп	Ст. 4 сп	Ст. 5 сп	Ст. 6 сп
σ_B , МПа, не менше	350	420	500	600

Із урахуванням корозійного зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб початкова розрахункова товщина їх стінок повинна бути:

$$\delta = \frac{100}{100 - K_d} [\delta_0 + (\delta_{кз} + \delta_{кв}) \tau], \quad (16)$$

де $\delta_{кз}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування зовнішньої поверхні сталій труби в нейтральній атмосфері, $\delta_{кз} = 0,25$ мм/рік,

$\delta_{кв}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні сталій труби в нейтральній атмосфері, визначається за таблицею 2.

τ – середній термін роботи трубопроводу, $\tau = 10 \div 15$ років,

K_d – коефіцієнт, що враховує мінусовий допуск товщини стінки, $K_d = 10 \div 15\%$.

Таблиця 2 – Середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні труби

Водневий показник шахтної води рН	≥ 8	6 ÷ 7	5 ÷ 6	водопровідна вода
	вода нейтральна або лужна	вода слабо-кислотна		
Середньорічна швидкість корозійного зношування сталевих труб, δ _{кв} , мм/рік	0,1	0,2	0,4	0,05

Розрахунковий зовнішній діаметр трубопроводу:

$$d_{\text{зр}} = d + 2\delta, \quad (17)$$

Отримане значення $d_{\text{зр}}$ слід округлювати до найближчого більшого стандартного значення. Приймають стандартний зовнішній діаметр труб напірного трубопроводу $d_{\text{нз}}$ та стандартне значення товщини стінки, орієнтуючись на значення $\delta_{\text{н}}$ (додаток Г).

За величинами $d_{\text{нз}}$ і $\delta_{\text{н}}$ визначають внутрішній діаметр напірного трубопроводу:

$$d_{\text{н}} = d_{\text{нз}} - 2\delta_{\text{н}}, \quad (18)$$

Указуються геометричні характеристики вибраних труб – внутрішній та зовнішній діаметри і товщина стінки ($d_{\text{н}}$, $d_{\text{нз}}$, $\delta_{\text{н}}$).

Усмоктувальний трубопровід насосної установки короткий, тому при визначенні його діаметра нема потреби виходити із техніко-економічних міркувань. Важливим при проектуванні установки є забезпечення мінімального гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу, що суттєво зменшить ймовірність появи кавітації при роботі насоса. Внутрішній діаметр всмоктувального трубопроводу рекомендується приймати на 25÷50 мм більшим за внутрішній діаметр напірного трубопроводу, при товщині стінки не меншій за товщину стінки напірного трубопроводу.

В якості трубопроводів обов'язки приймаємо стальний трубопровід за ДОСТ 8732-78 – зовнішній та внутрішній діаметри обирають відповідно до діаметрів вихідних патрубків обраного насоса, розмірів робочої камери та існуючої на підприємстві номенклатури запірної арматури.

3.5 Визначення рівняння напірної характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки

Рівняння напірної характеристики трубопроводу має вигляд:

$$H = H_{\Gamma} + aQ^2, \quad (19)$$

Значення a треба уточнити у відповідності з обраним діаметром $d_{\text{н}}$ за формулою:

$$a = \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot 3600^2} \cdot \left[\left(\lambda_{\text{вс}} \frac{\ell_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \sum \xi_{\text{вс}} \right) \frac{1}{d_{\text{вс}}^4} + \left(\lambda_{\text{н}} \frac{L_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \sum \xi_{\text{н}} \right) \frac{1}{d_{\text{н}}^4} + \left(\lambda_{\text{к}} \frac{\ell_{\text{к}}}{d_{\text{к}}} + \sum \xi_{\text{к}} \right) \frac{1}{d_{\text{к}}^4} \right], \quad (20)$$

де $\lambda_{\text{вс}}, \lambda_{\text{н}}, \lambda_{\text{к}}$ – коефіцієнти Дарсі відповідно всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів у насосній камері, розраховуються за формулою (10),

$\ell_{\text{вс}}, \ell_{\text{н}}, \ell_{\text{к}}$ – довжини трубопроводів відповідно всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів у насосній камері – приймаються за реальною схемою,

$d_{\text{вс}}, d_{\text{н}}, d_{\text{к}}$ – діаметри трубопроводів відповідно всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів у насосній камері – приймаються за реальною схемою,

$\Sigma \xi_{\text{вс}}, \Sigma \xi_{\text{н}}, \Sigma \xi_{\text{к}}$ – суми коефіцієнтів місцевих опорів, які відносяться відповідно до всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів в насосній камері – приймаються за додатком Г.

Довжина нагнітального трубопроводу, м:

$$L_{\text{н}} = L - \ell_{\text{вс}}, \quad (21)$$

Розрахунки для графічної будови характеристики трубопровідної мережі здійснюємо за формулою (19) – з цією метою складається таблиця, в якій для ряду значень подавань Q визначається ряд значень напорів H , приклад наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахункові параметри напірної характеристики водовідливного трубопроводу

$Q, \text{м}^3/\text{год}$	0	100	200	300	400	500	600
$H, \text{м}$	819,0	824,2	839,9	866,0	902,6	949,7	1007,2

За даними таблиці 3 будують графічну залежність напірної характеристики водовідливного трубопроводу (рис. 2).

Для визначення робочого режиму насоса необхідно побудувати в однаковому масштабі у загальній системі координат напірні характеристики насоса і трубопроводу – точка перетину їх і визначить робочий режим насоса ($Q_{\text{р}}, H_{\text{р}}, \eta_{\text{р}}$).

3.6 Вибір приводного двигуна насоса

Розрахункова потужність на валу насоса:

$$P_{\text{роз}} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_{\text{р}} \cdot Q_{\text{р}}}{3600 \cdot \eta_{\text{р}}}, \quad (22)$$

За визначеною потужністю обирають електродвигун (додаток Д).

Розрахунковий запас потужності визначається за формулою:

$$\Delta P = \frac{(P_{\text{н}} - P_{\text{роз}})}{P_{\text{роз}}} \cdot 100\%, \quad (23)$$

У літературних джерелах зазвичай рекомендується приймати коефіцієнт запасу потужності, який менше або дорівнює 10% (запас потужності приймається на випадок допущення неточностей у розрахунках).

3.7 Явище кавітації, кавітаційний запас, висота всмоктування насоса

Крім визначення робочого режиму насоса, треба з'ясувати, чи не працює насос у кавітаційному режимі. Для цього треба визначити допустиму вакууметричну висоту всмоктування та порівняти її з допустимим значенням висоти всмоктування насосів. Із фізичної точки зору, кавітація – це явище закипання рідини при нормальній температурі в області пониженого тиску з наступною конденсацією холодної пари в області позитивного тиску. Конденсація пухирців холодної пари проходить майже миттєво. В утворенні пустоти з великою швидкістю поступає навколишня рідина. Миттєве гальмування рідини в центрах пухирців або полостей (так званих каверн) призводить до виникнення локальних гідравлічних ударів, величина тиску в яких може досягати сотень МПа. Локальні гідравлічні удари лавиноподібно руйнують поверхні проточних частин насосів та його коліс. Із цієї причини робота насосів у режимі кавітації неприпустима.

Для визначення значення допустимої вакууметричної висоти всмоктування можна скористатися аналітичною чи графічною залежністю, яка наведена в каталогах або постачається заводом-виготовником.

Для забезпечення безкавітаційної роботи необхідно виконання наступної вимоги:

$$H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \quad (24)$$

де $H_{\text{вак}}$ – розрахункова вакууметрична висота всмоктування, значення якої визначається за залежністю:

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вс}} + \left(\lambda_{\text{вс}} \frac{\ell_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \sum \xi_{\text{вс}} \right) \cdot \frac{8 \cdot Q_p^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{вс}}^4}, \quad (25)$$

де $H_{\text{вс}}$ – геометрична висота всмоктування насосів (визначається з реальних умов застосування насоса), приймаємо $H_{\text{вс}} = 3,5$ м,

$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустима вакууметрична висота всмоктування, значення якої визначається за виразом:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} - \frac{Q_1}{2 \cdot g} - k \cdot h_{\text{доп}}, \quad (26)$$

де $p_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск у насосній камері, при розрахунках можна приймати $p_{\text{атм}} = 10^5$ Па,

$p_{\text{н.п.}}$ – тиск насиченої пари води, що перекачується; значення цього тиску залежить лише від температури води, що перекачується.

Таблиця 4 – Значення тиску насиченої пари води в залежності від температури

t, °C	5	10	15	20	25	30	35	40
p _{н.п.} , Па	872	1228	1704	2337	3166	4241	5622	7375

Q_1 – середня швидкість води на вході у перше робоче колесо, значення якої визначається за спрощеною формулою:

$$g_1 = \frac{4Q_p}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{вс}}^2}, \quad (27)$$

k – коефіцієнт запасу, значення якого у відповідності до ДОСТ 6134-71 повинен прийматися таким, що дорівнює $k = 1,2 \div 1,3$.

$h_{\text{доп}}$ – допустимий або критичний кавітаційний запас, значення якого визначають за індивідуальною характеристикою насоса, а при її відсутності за формулою С.С. Руднєва:

$$h_{\text{доп}} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q_p}}{C} \right)^{4/3}, \quad (28)$$

де n – частота обертання вала насоса, об/хв,

C – коефіцієнт, який характеризує конструкцію насоса, $C = 500 \div 1500$ [2].

При невиконанні умов безкавітаційної роботи (24), насамперед треба з'ясувати можливість зменшення гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу та підвищення у такий спосіб фактичного кавітаційного запасу насоса є збільшення діаметра всмоктувального трубопроводу; також можна змінити опір напірного трубопроводу (збільшення його довжини, встановлення шайби, тощо).

Інколи для забезпечення безкавітаційної роботи насоса доцільно використовувати допоміжний (підкачний) насос, який включається послідовно перед основним насосом (його подача повинна бути не меншою за подачу основного насоса та створювати невеликий напір). Прогресивним є застосування схеми послідовної роботи відцентрового та струминного насоса, який живиться від основного насоса.

При неможливості забезпечення безкавітаційної роботи зазначеними способами слід прийняти насос іншого типорозміру.

3.8 Додаткові умови для вибору типорозміру насоса

Фактична подача насоса повинна бути не меншою за розрахункову:

$$Q_p \geq Q_{\text{розн.}}, \quad (29)$$

Вибраний насос повинен працювати в своїй робочій зоні з високим значенням ККД. Умовою виконання цього є:

$$\eta_p \geq (0,85 \div 0,9) \eta_{\text{max}}, \quad (30)$$

де η_{max} – максимальне значення ККД для вибраного насоса.

4. Визначення параметрів водозбірника та попереднього відстійника

Згідно із п. 7.1.1 [1] головні та дільничні водовідливні установки повинні мати водозбірники, які складаються з двох та більше ізольованих одна від одної гілок. Для дільничних водовідливних установок за рішенням головного інженера шахти дозволяється мати водозбірники, які складаються з однієї виробки. Місткість водозбірників головного водовідливу повинна розраховуватися не менше ніж на 4-годинний максимальний приплив, не враховуючи замулення, а дільничного – на 2-годинний приплив. Отже, місткість водозбірника головного водовідливу, м^3 :

$$W = 4 \cdot \frac{Q_{\max}}{24}, \quad (31)$$

У випадку вимоги організації з енергозбуту виконувати графік добового навантаження енергоспоживання для зменшення піків навантаження, місткість водозбірника розраховується за формулою:

$$W_B = W + W_{\text{ст}}, \quad (32)$$

де $W_{\text{ст}}$ – об'єм частини водозбірника, яка приймає приплив води у період планових (за вимогою енергопостачальної організації) простоїв водовідливу:

$$W_{\text{ст}} = \frac{Q_{\max}}{24} \cdot t_{\text{ст}}, \quad (33)$$

де $t_{\text{ст}}$ – час, впродовж якого заборонено вмикання насосів водовідливу, годин. (зазвичай приймають $t_{\text{ст}} = 2$ години).

Додаючи до отриманого значення 30% об'єму водозбірника, який може бути замулено, остаточно приймають розрахункову ємність водозбірника.

Кріплення виробок водозбірника необхідно приймати водостійким, а їх перетин – типовим.

Сумарна довжина гірничих виробок водозбірника визначається за формулою:

$$\sum \ell_{\text{вод}} = \frac{W_B}{S_T}, \quad (34)$$

де S_T – прийнятий типовий переріз гірничої виробки, м^2 .

Конструкція водозбірника – це система горизонтальних та похилих гірничих виробок значної протяжності. Чищення водозбірника від осаду пов'язано з великими труднощами, викликаних тим, що будь-який пристрій для чищення повинен у процесі роботи переміщатися виробкою, що знижує надійність та вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу. Ефективним у даному випадку є спорудження перед водозбірником попереднього відстійника, в якому осаджується значна частина твердих часток, що містяться в шахтній воді, і який можна очищувати стаціонарними засобами механізації.

У даний час розповсюдження знайшли два види попередніх відстійників: горизонтальні у вигляді усіченої піраміди (рис. 3) і вертикальні циліндро-конічної форми (рис. 4).

У разі, коли попередній відстійник має форму усіченої піраміди, ширину дзеркала води в ньому можна прийнята на 20-30% меншою за ширину виробки, в якій він споруджується.

Середня швидкість руху води в горизонтальному відстійнику, мм/с :

$$v_B = 0,0116 \cdot \frac{Q_{\max}}{B \cdot h}, \quad (35)$$

де B – ширина відстійника, м .

h – глибина проточного шару, яка дорівнює глибині рівня води в підвідній водовідливній канавці, (зазвичай приймають $h = 0,3 \text{ м}$).

Найбільш небезпечними для насосів є частки крупністю більше 0,1 мм . Тому попередній відстійник проектується для осадження часток більших за це

значення. При цьому швидкість руху води у горизонтальному відстійнику повинна бути меншою за 100 мм/с.

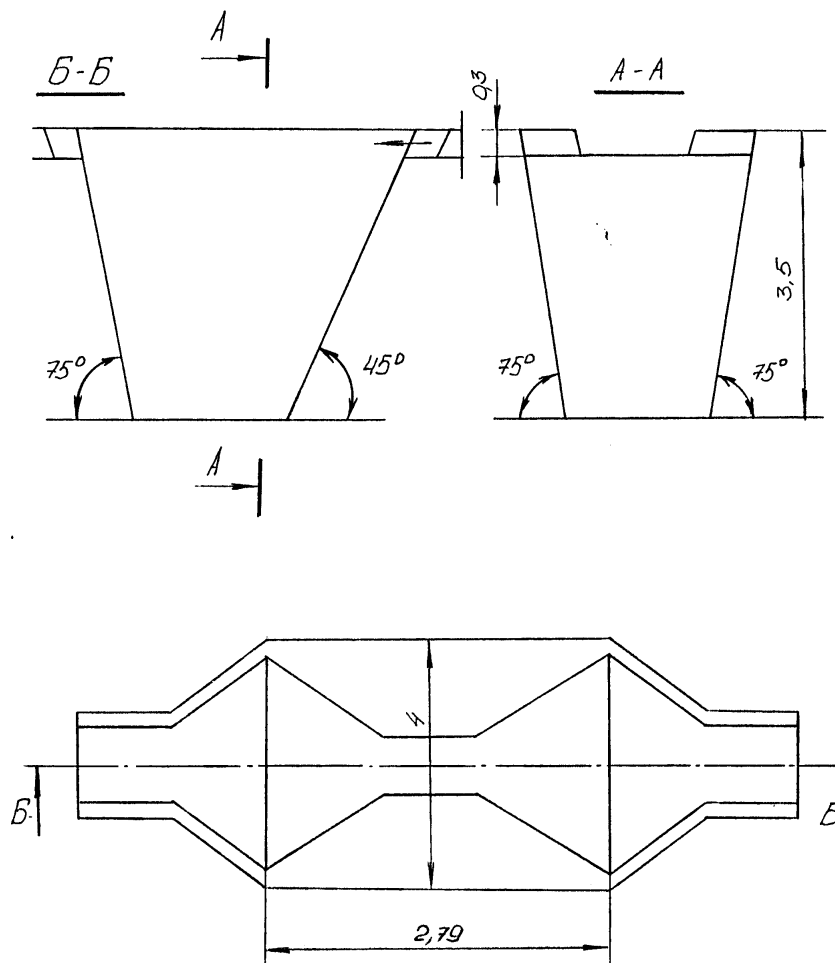


Рис. 3 – Схема горизонтального попереднього відстійника

Виходячи з даних умов, визначаємо довжину попереднього відстійника, м:

$$L_B = \frac{\alpha \cdot v}{v_0 - \omega} \cdot h, \quad (36)$$

де α – коефіцієнт, який враховує наявність у гідросуміші часток різної крупності, $\alpha = 1,4$,

v_0 – гідравлічна крупність часток розміром 0,1-0,2 мм, яку можна приймати дорівнюючою $v_0 = 9,6$ мм/с,

ω – вертикальна складова швидкості, при $v < 90$ мм/с приймати $\omega = 0,01v$, при $v = 90-130$ мм/с – $\omega = (0,03-0,05)v$.

Об'єм нижньої частини попереднього відстійника, призначеного для збору шламу, визначається за кількістю твердого, що випадає з води за добу:

$$W_H = 1,5q_T Q_{\max}, \quad (37)$$

де q_T – об'ємна концентрація твердого в шахтній воді, яку для розрахунків можна приймати такою, що дорівнює $q_T = 0,0015-0,005$.

Накопичений досвід експлуатації горизонтальних попередніх відстійників на головному водовідливі вказує на те, що при змінному припливі шахтної води впродовж доби, достатньо часто виникають ситуації, коли попередні відстійники, розраховані на середній приплив води, не в змозі виконати свого призначення. Крім того, чищення горизонтальних відстійників від шламу дуже трудомістка операція. Для усунення недоліків горизонтальних відстійників останнім часом все більше знаходять застосування вертикальні попередні відстійники (рис. 4). Розрахунок вертикального попереднього відстійника здійснюється за методою [3].

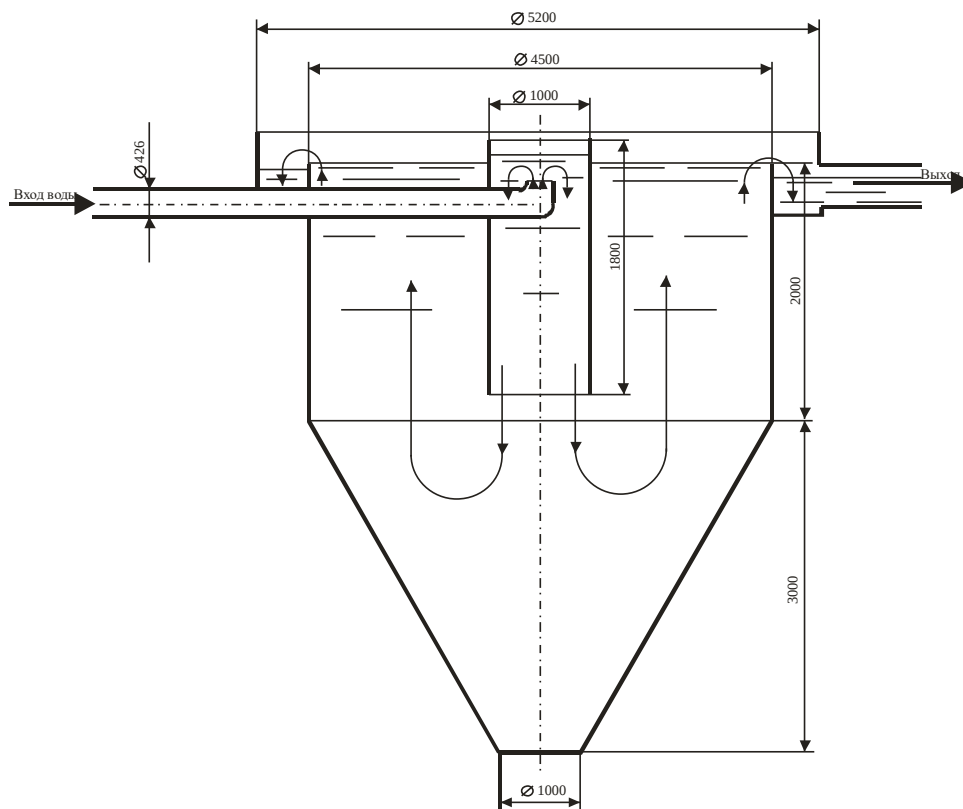


Рис. 4 – Схема вертикального попереднього відстійника

Площа поперекового перерізу зони осадження вертикального відстійника визначається за формулою:

$$F_v = \beta \frac{Q_{\max}}{3,6v_p}, \quad (38)$$

де β – коефіцієнт об'ємного використання перерізу відстійника, $\beta = 1,5$.

v_p – розрахункова висхідна швидкість потоку води у відстійнику, значення якої приймається за умови осаду твердих часток крупністю понад 0,1 мм. Для розрахунку можна приймати значення $v_p = 5 \div 6$ мм/с.

Розрахунковий діаметр циліндричної частини вертикального відстійника складає:

$$D = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi}}, \quad (39)$$

Розміри конічної частини приймаються конструктивно. Об'єм конічної частини призначеної для збору шламу визначаємо за формулою (37).

5. Способи чищення попередніх відстійників

Попередній відстійник відноситься до шахтних технологічних ємностей водовідливу, для чищення якої застосовуються різноманітні способи, що наведені нижче.

За допомогою спеціального шламового ланцюгового конвеєра (багер-зумпф), змонтованого у попередньому відстійнику (рис. 5). Згідно даної схеми, шахтна вода, що надходить у попередній відстійник 2, очищується в ньому від часток твердого крупністю більше 0,1 мм і спрямовується у водозбірник. Для очищення відстійника від шламу в ньому розташовується скребковий ланцюг 1 спеціального конвеєра, який рухається зі швидкістю не більше 100 мм/с. У процесі руху похилою частиною конвеєра відбувається одночасне зневоднення шламу, який відвантажується з попереднього відстійника, і направляється потім на технологічні транспортні засоби (вагонетки або конвеєр). Перевагою даної схеми є значне зниження трудомісткості при чищенні попереднього відстійника, недоліками – наявність електрообладнання і механізмів, що працюють у складних умовах.

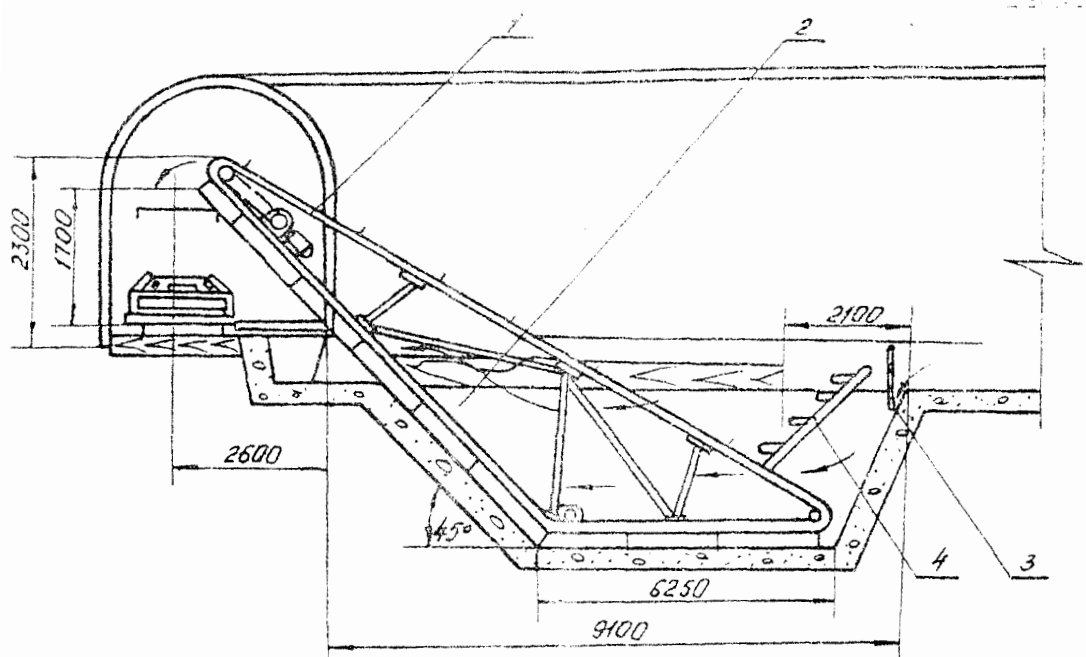


Рис. 5 – Схема чищення попереднього відстійника за допомогою спеціального шламового ланцюгового конвеєра

1 – ланцюг конвеєра, 2 – попередній відстійник,
3 – заспокоювач, 4 – сходи

За допомогою спеціального шламового ерліфта, який монтується у попередньому відстійнику (рис. 6). При цьому шлам із попереднього відстійника 1 видаляється ерліфтом 3, який має спеціальний повітрявідділювач (дугове сито)

4, в якому з пульпи видаляються повітря і вода. Зневоднений шлам спрямовується на технологічні транспортні засоби. Перевагами даної схеми є значне зниження трудомісткості при чищенні попереднього відстійника, висока надійність і безпека (відсутні рухомі вузли і електрообладнання в зоні ведення робіт), недоліки – потреба в стисненому повітрі.

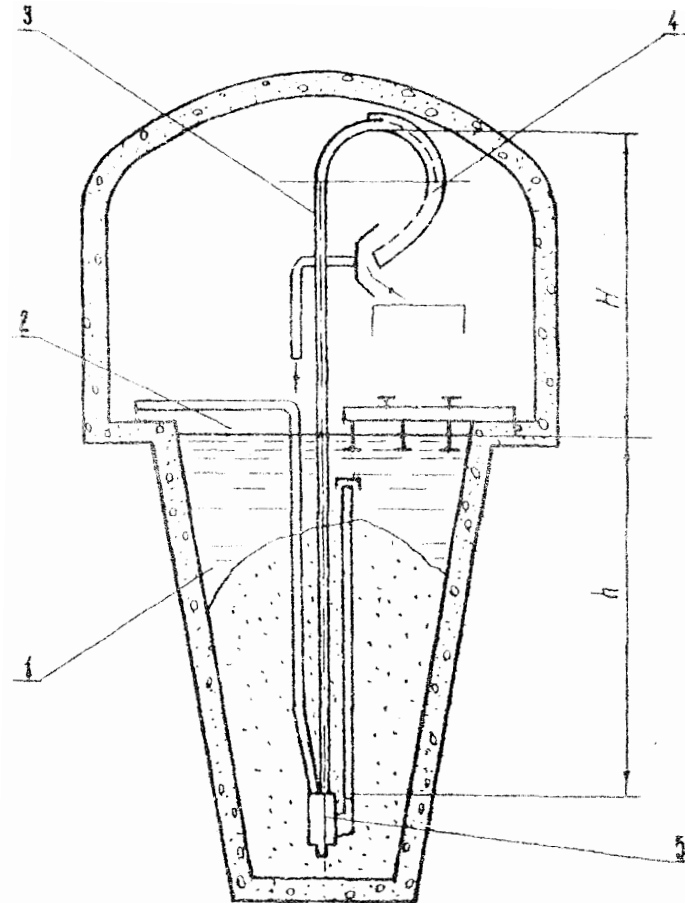


Рис. 6 – Схема чищення попереднього відстійника за допомогою спеціального шламового ерліфта

1 – попередній відстійник, 2 – трубопровід стисненого повітря,
3 – підйомна труба ерліфта, 4 – дугове сито, 5 – змішувач

За допомогою гідроелеватора, який монтується в попередньому відстійнику (рис. 7). За даною схемою шлам із попереднього відстійника 3 видаляється у вигляді пульпи спеціальним гідроелеватором 4, який живиться напірною водою від насосів робочої води 1. Пульпа в даному випадку значно розріджується, тому вона для згущення направляється в спеціальну виробку – шламонакопичувач 7. Після зневоднення тверде з шламонакопичувача періодично відвантажується за допомогою породонавантажувальної машини у вагонетки. Перевагами даної схеми є значне зниження трудомісткості при чищенні попереднього відстійника, висока надійність і безпека, недолік – спорудження спеціальних гірничих виробок-шламонакопичувачів.

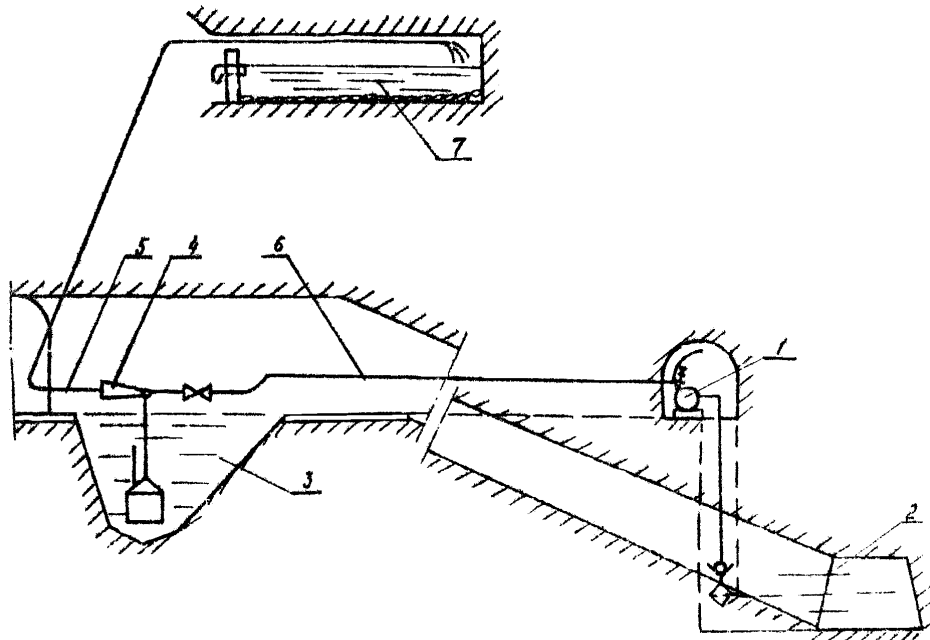


Рис. 7 – Схема чищення попереднього відстійника за допомогою гідроелеватора

1 – насос головного водовідливу, 2 – водозбірник, 3 – попередній відстійник, 4 – гідроелеватор, 5 – пульповід, 6 – напірний трубопровід, 7 – шламонакопичувач

За допомогою спеціального зануреного шламового насоса з гідравлічним розсиплювачем (рис. 8), який розташовано у попередньому відстійнику. Шлам, що осідає у попередньому відстійнику 2, періодично відкачується у вигляді пульпи зануреним шламовим насосом 4 по пульпопроводу 5 у шламонакопичувач 6, звідки після згущення періодично відвантажується за допомогою породо-навантажувальної машини у вагонетки. Для інтенсифікації забору шламу і збільшення зони його захвату у попередньому відстійнику на шламовому насосі встановлюється гідравлічний розсиплювач 3. Перевагами даної схеми є значне зниження трудомісткості при чищенні попереднього відстійника, висока надійність і безпека, недолік – наявність електрообладнання, яке працює в умовах високої вологості та забрудненості.

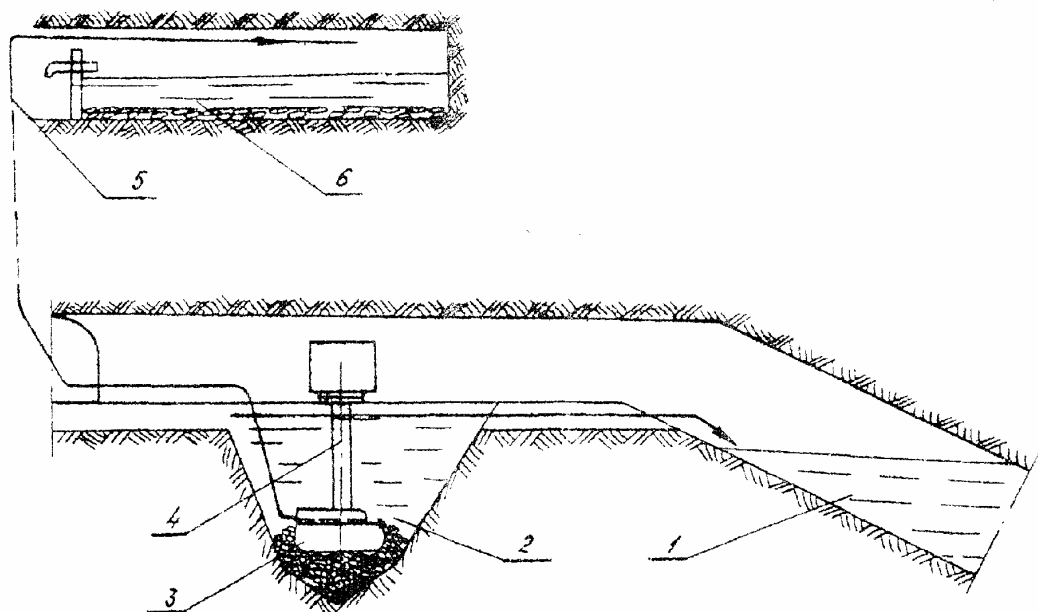


Рис. 8 – Схема чищення попереднього відстійника за допомогою спеціального зануреного шламового насоса

1 – водозбірник, 2 – попередній відстійник, 3 – розсиплювач, 4 – приводний вал, 5 – напірний трубопровід шламового насоса, 6 – шламонакопичувач

6. Техніко-економічні показники роботи водовідливної установки

Фактична тривалість роботи насоса впродовж доби, годин:

- при відкачці нормального припливу води:

$$t_n = \frac{Q_n}{Q_p}, \quad (40)$$

- при відкачці максимального добового припливу:

$$t_{\max} = \frac{Q_{\max}}{Q_p}, \quad (41)$$

Середньорічна витрата електроенергії на водовідлив, (кВт·год)/рік:

$$E = 1,05 \frac{\rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H_p \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_{em}} [(365 - n_{\max}) t_n + n_{\max} \cdot t_{\max}], \quad (42)$$

де 1,05 – коефіцієнт, який враховує витрати електроенергії на власні потреби установки,

η_d – ККД приводного двигуна,

η_{em} – ККД постачальної електромережі, $\eta_{em} = 0,95 \div 0,96$,

$n_{\max}$ – середньорічна тривалість максимального припливу води, діб.

Питома витрата електроенергії на відкачку 1 м³ води, (кВт·год)/м³:

$$e = \frac{E}{Q_p [(365 - n_{\max}) t_n + n_{\max} \cdot t_{\max}]}, \quad (43)$$

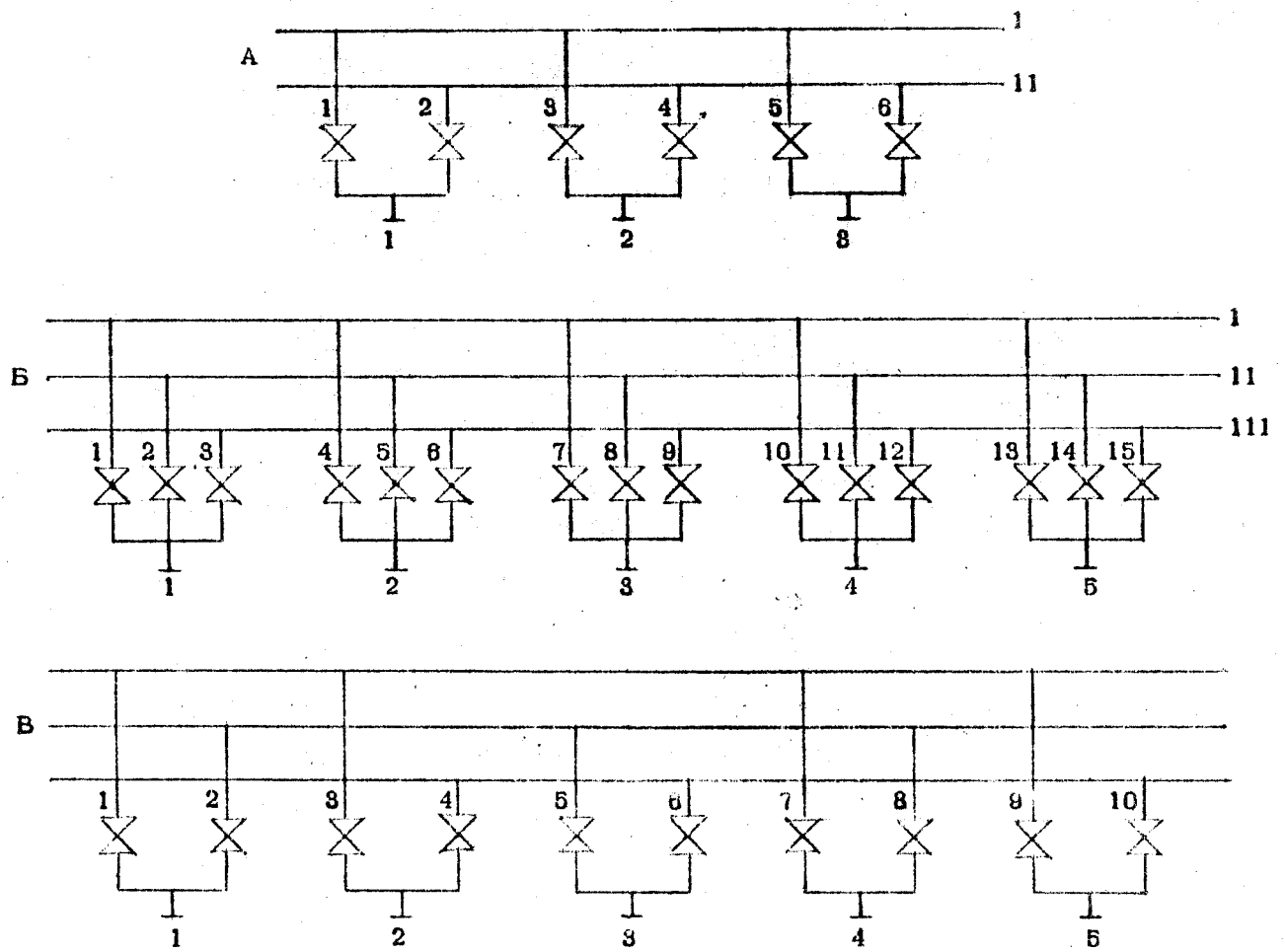
Питома витрата електроенергії на 1 тонно-кілометр водопідйому, (кВт·год)/(т·км):

$$e' = \frac{e \cdot 10^6}{\rho \cdot H_{\Gamma}}, \quad (44)$$

$$e' = \frac{3,94 \cdot 10^6}{1000 \cdot 819} = 4,81 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т} \cdot \text{км}}.$$

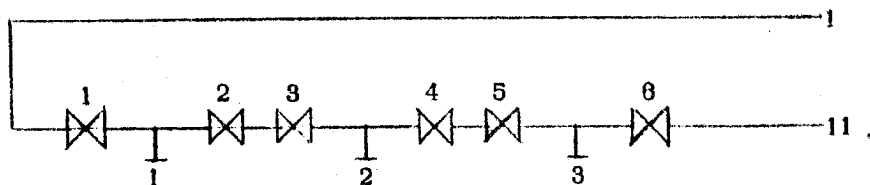
Для нормально спроектованої водовідливної установки витрата електроенергії на 1 тоно-кілометр водопідйому не повинна перевищувати 4,7÷5,6 (кВт·год)/(т·км).

Схеми комутації насосів і трубопроводів



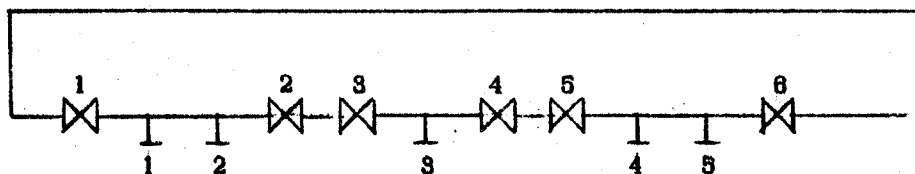
Традиційні схеми комутації насосів та трубопроводів

Додаток А (продовження)



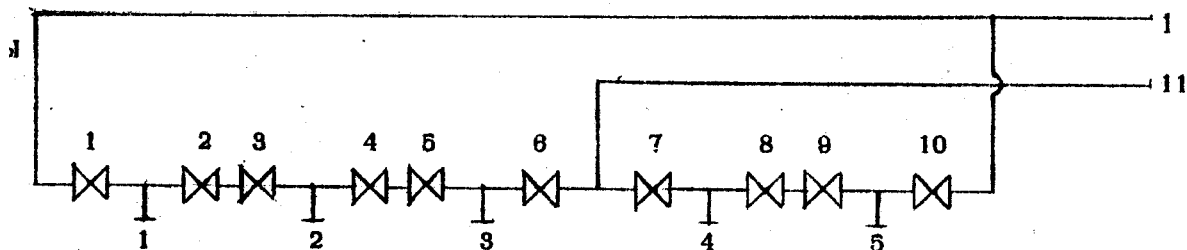
Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	1	2	3	4	5	6
Перекрыты задвижки, №	1	6	2	1,3	2,4	3,5	4,6	5
Отключены насосы, №	нет		1	1	2	2	3	3
Отключены трубопроводы	1	11	1	1	нет		11	11
Число насосов в резерве	2	2	1	1	1	1	1	1

Схема комутации 3-х насосів з 2-ма напірними трубопроводами



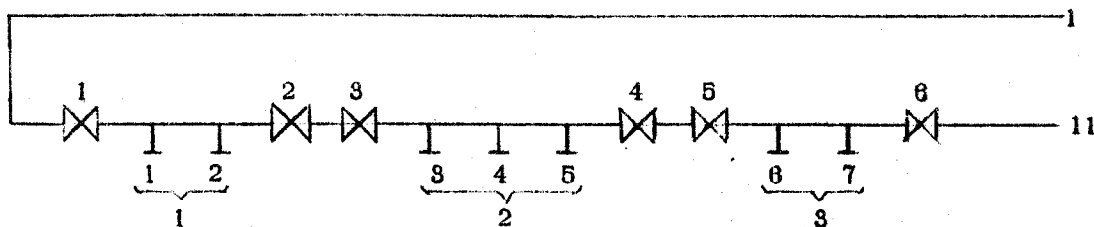
Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	1	2	3	4	5	6
Перекрыты задвижки, №	1	6	2	1,3	2,4	3,5	4,6	5
Отключены насосы, №	нет		1,2	1,2	3	3	4,5	4,5
Отключены трубопроводы	1	11	1	1	нет		11	11
Число насосов в резерве	3	3	1	1	2	2	1	1

Схема комутации 5-и насосів з 2-ма напірними трубопроводами



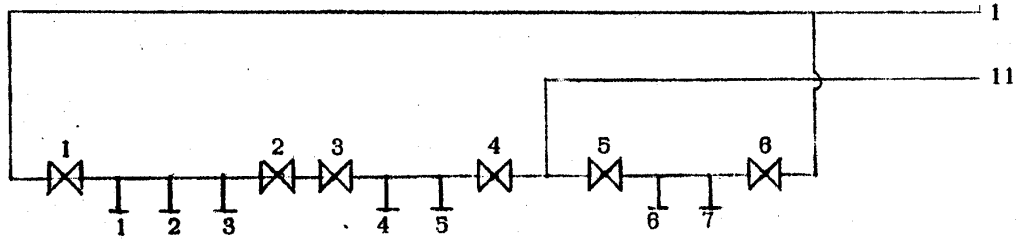
Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Перекрыты задвижки	1 10	6 7	2 10	1 3	2 4	3 5	4 6	5 7	6 8	7 9	8 10	1 9
Отключены насосы, №№	нет	нет	1	1	2	2	3	3	4	4	5	5
Отключены трубопроводы	1	11	1	нет	нет	нет	нет	11	11	нет	нет	1
Число насосов в резерве	8	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Схема комутации 5-и насосів з 2-ма напірними трубопроводами



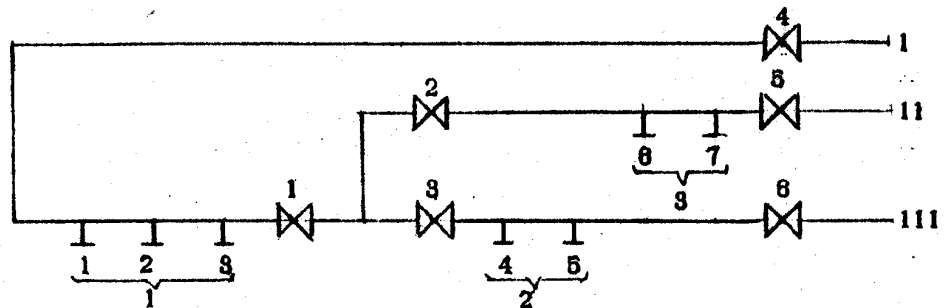
Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	1	2	3	4	5	6
Перекрыты задвижки, №	1	6	2	1,3	2,4	3,5	4,6	5
Отключены группы, №	нет		1	1	2	2	3	3
Отключены трубопроводы	1	11	1	1	нет		11	11
Число насосов в резерве	4	4	2	2	1	1	2	2

Схема комутации 7-и насосів з 2-ма напірними трубопроводами



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	1	2	3	4	5	6
Перекрыты задвижки	1 6	4 5	2 6	1 3	2 4	3 5	4 6	1 5
Отключены насосы, №	нет	нет	1 2 3	1 2 3	4 5	4 5	6 7	6 7
Отключены трубопроводы	1	11	1	нет	нет	11	11	1
Число насосов в резерве	4	4	1	1	2	2	2	2

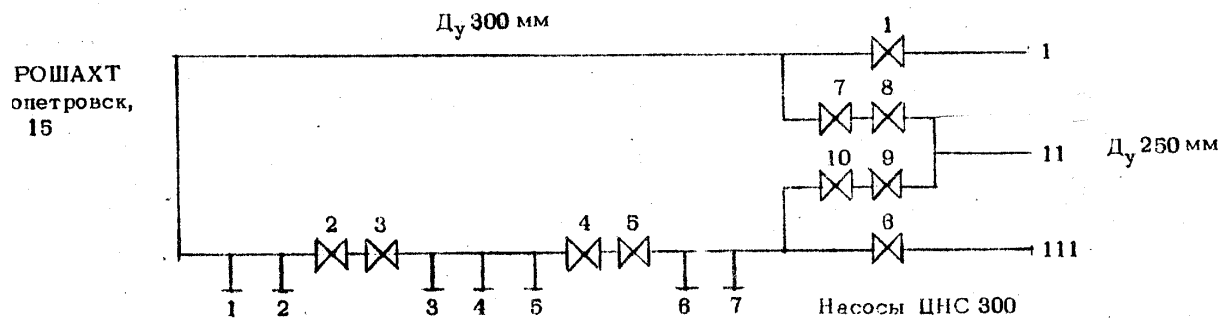
Схема комутації 7-и насосів з 2-ма напірними трубопроводами



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	6
Перекрыты задвижки, №	4	5	6	2,3,4	1,3,5	1,2,6	1	2	3
Отключены группы, №	нет			1	3	2	1	3	2
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	11	111	1	11	111
Число насосов в резерве	4	4	4	1	2	2	1	2	2

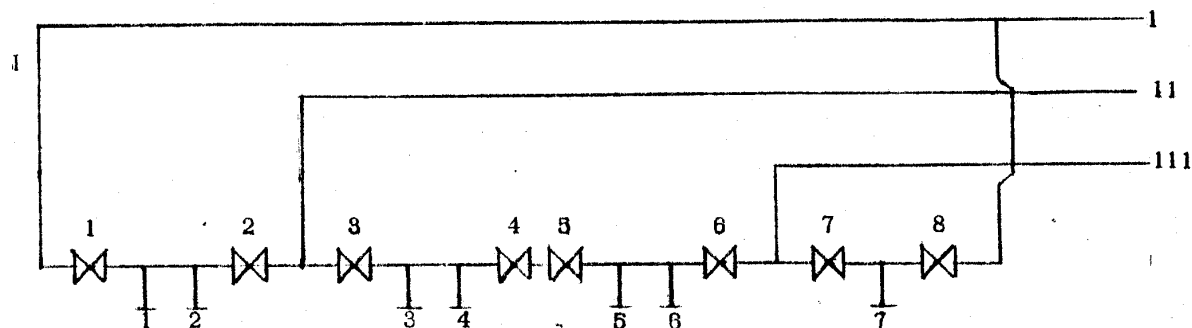
Схема комутації 7-и насосів з 3-ма напірними трубопроводами

Додаток А (продовження)



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Перекрыты задвижки, №	1	8,9	6	2,7	1,2,7	2,4	3,4	4,6,10	5,10	1,2,8	7,9	8,10	5,6,9
Отключены насосы, №	нет	нет	нет	1,2	1,2	3,4,5	3,4,5	6,7	6,7	1,2	нет	нет	6,7
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	1	нет	нет	111	111	1	11	11	111
Число насосов в резерве	4	4	4	2	2	1	1	2	2	2	4	4	2

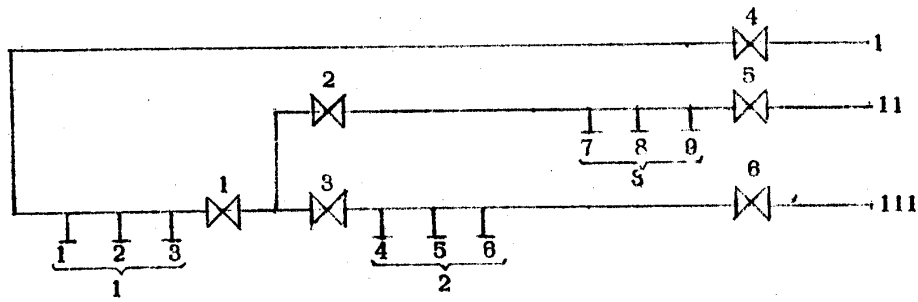
Схема комутации 7-и насосів з 3-ма напірними трубопроводами



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	6	7	8
Перекрыты задвижки, №	1 8	2 3	6 7	2 8	1 3	2 4	3 5	4 6	5 7	6 8	1 7
Отключены насосы, №№	нет	нет	нет	1 2	1 2	3 4	3 4	5 6	5 6	7	7
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	11	11	нет	нет	111	111	1
Число насосов в резерве	4	4	4	2	2	2	2	2	2	3	3

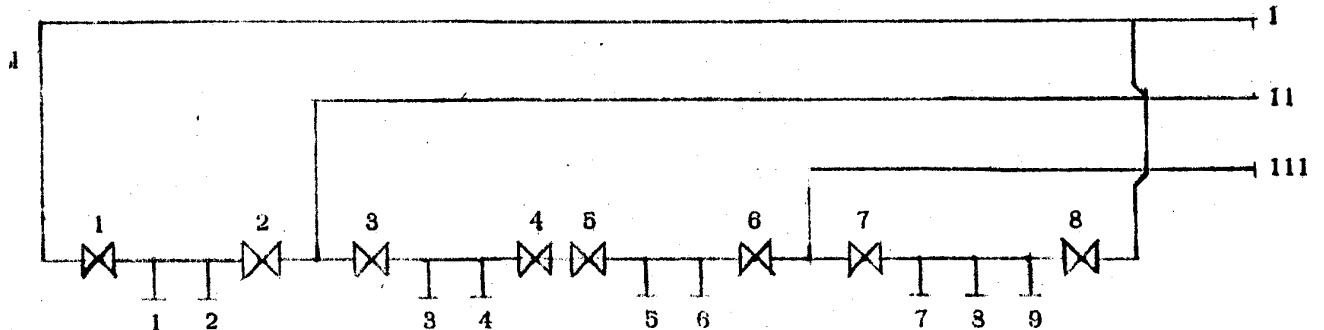
Схема комутации 7-и насосів з 3-ма напірними трубопроводами

Додаток А (продовження)



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	3
Перекрыты задвижки, №	4	5	6	2,3,4	1,3,5	1,2,6	1	2	3
Отключены группы, №	нет	нет	нет	1	3	2	1	3	2
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	11	111	1	11	111
Число насосов в резерве	5	5	5	2	2	2	2	2	2

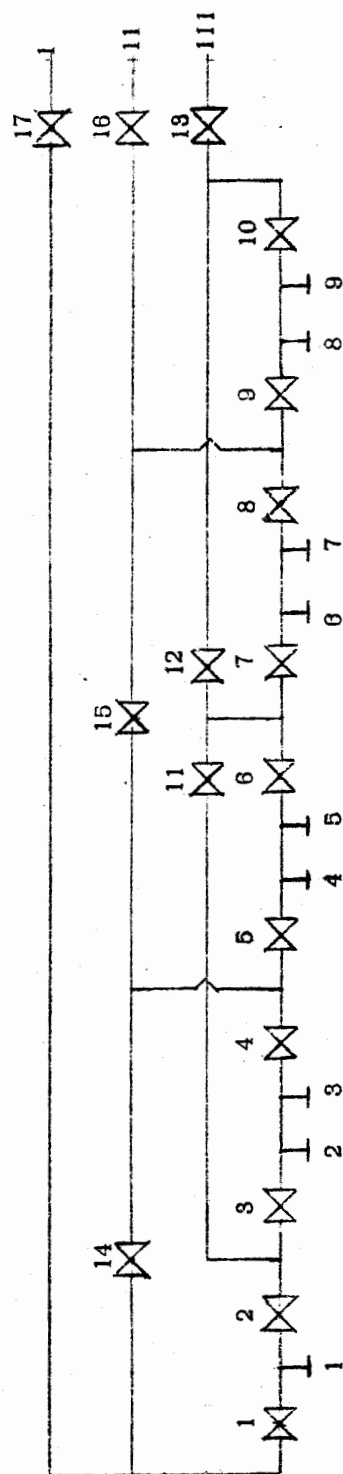
Схема комутації 9-ти насосів з 3-ма напірними трубопроводами



Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	6	7	8
Перекрыты задвижки, №	1 8	2 3	6 7	2 8	1 3	2 4	3 5	4 6	5 7	6 8	1 8
Отключены насосы, №	нет	нет	нет	1 2	1 2	3 4	3 4	5 6	5 6	7 8 9	7 8 9
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	11	11	нет	нет	111	111	1
Число насосов в резерве	5	5	5	3	3	3	3	3	3	2	2

Схема комутації 9-ти насосів з 3-ма напірними трубопроводами

Додаток А (продовження)

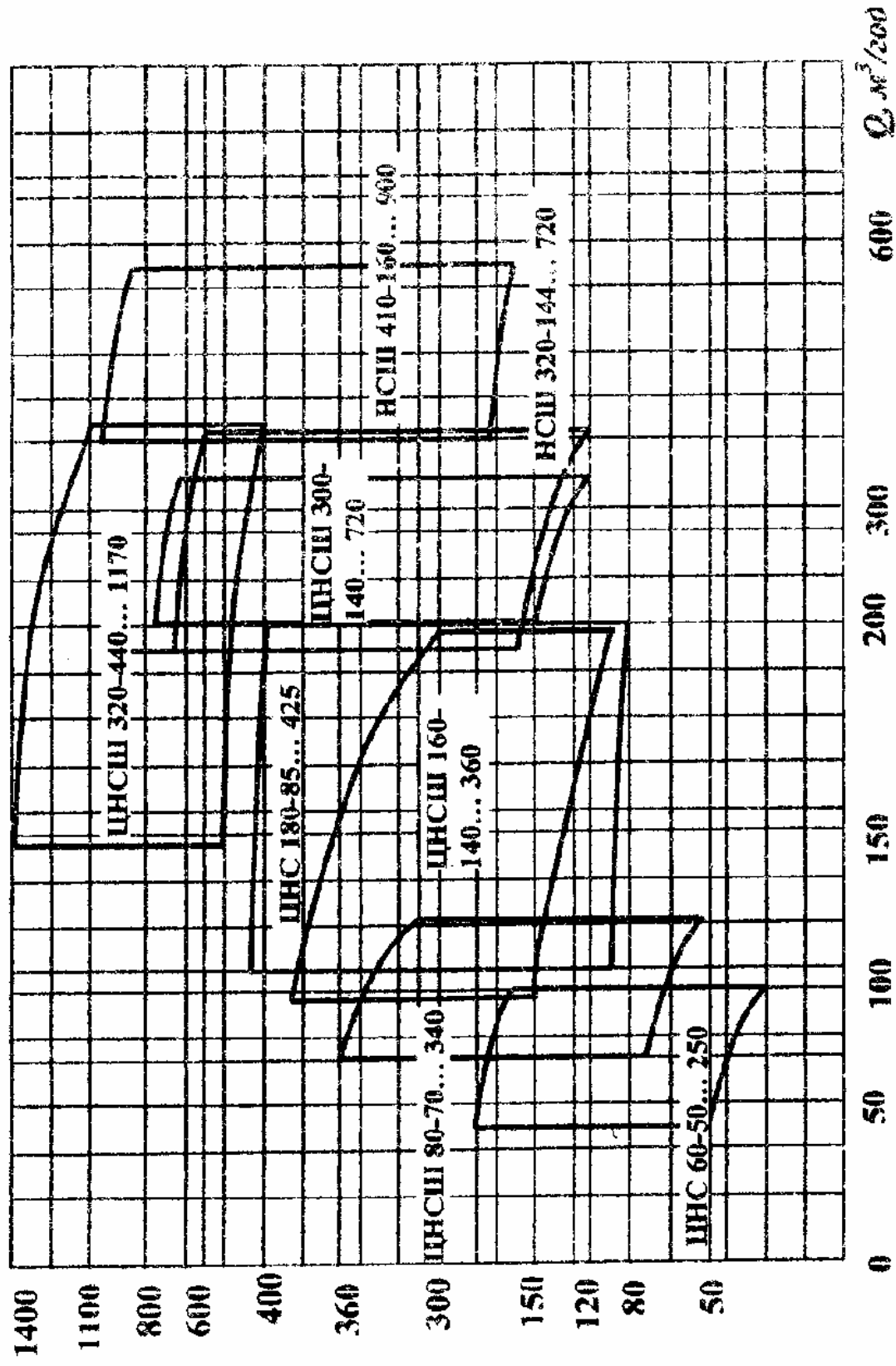


Ремонт тр-дов и задвижек	1	11	111	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Перекрыты задвижки, №	17	16	13	2,14, 17	1,3, 11	2,4, 11	3,5, 14,15	4,6, 14,15	5,7, 11,12	6,8, 11,12	7,9, 12,13	8,10, 12,13	9,12, 13	2,3,6, 7,12	6,7, 11,13	10,12	1,4,5, 15,17	4,5,8, 9,14,16	8,9, 15	1,14
Отключены насосы, №	нет			1	1	2,3	2,3	4,5	4,5	6,7	6,7	8,9	8,9	2,3 4,5	нет	нет	нет	нет	нет	нет
Отключены трубопроводы	1	11	111	1	нет	нет	нет	нет	нет	нет	11	11	111	нет	111	111	1	11	11	1
Число насосов в резерве	5	5	5	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	1	5	5	5	5	5	5

Схема комутации 9-ти насосів з 3-ма напірними трубопроводами

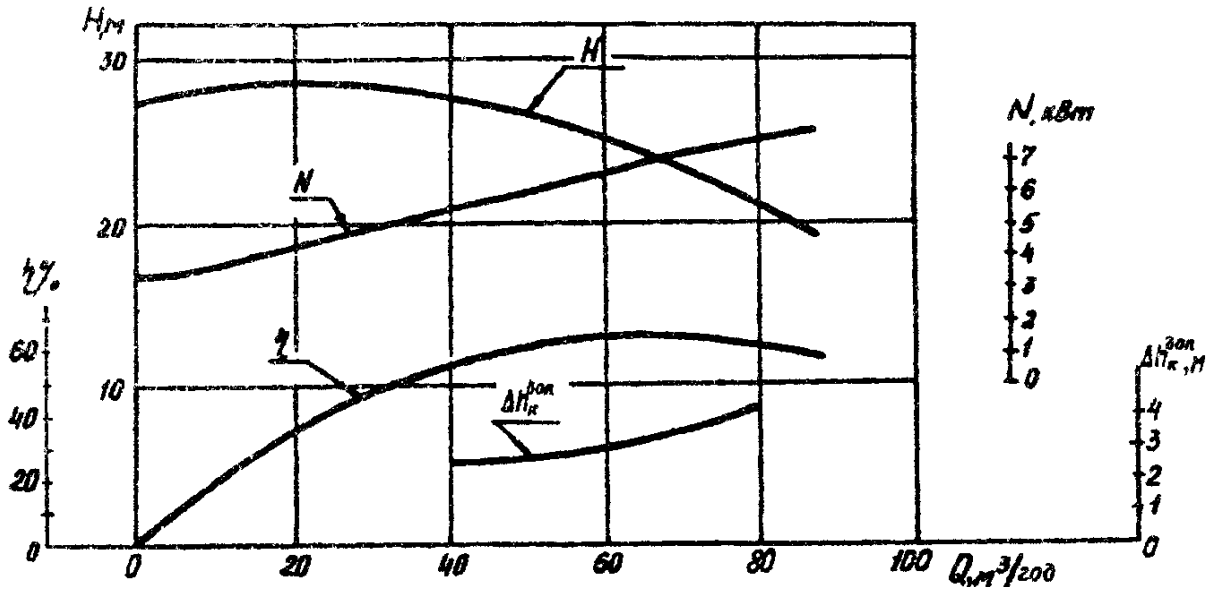
$H, \text{ м}$

Додаток Б



Зведені графіки полів характеристик насосів та експлуатаційні характеристики насосів
ЦНС, ЦНСШ, НСШ

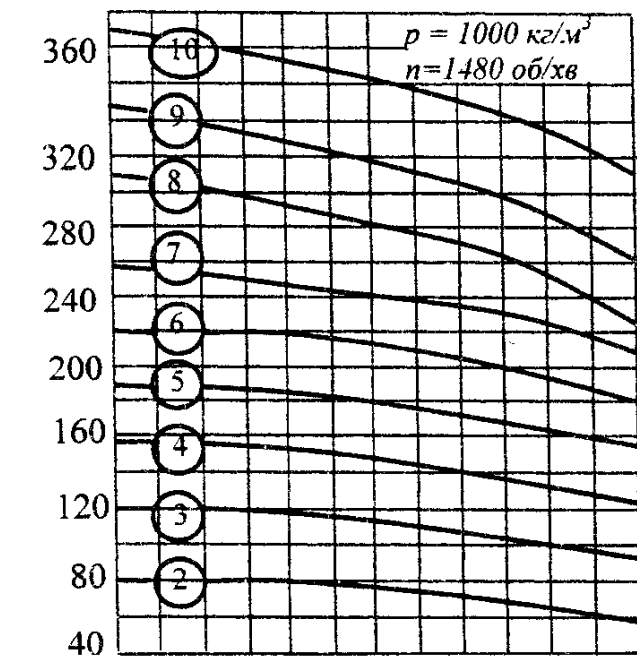
Додаток Б (продовження)



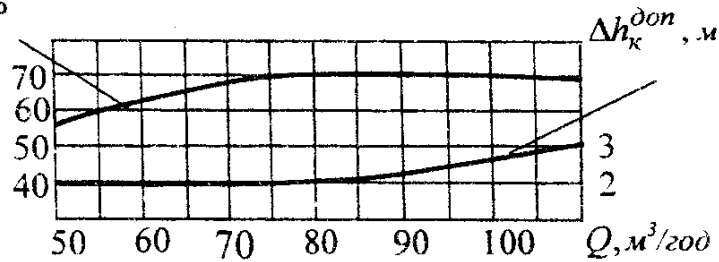
Напірні характеристики робочого колеса

ЦНСШ 60-50...250, $n = 1475$ об/хв

$H, \text{ м}$

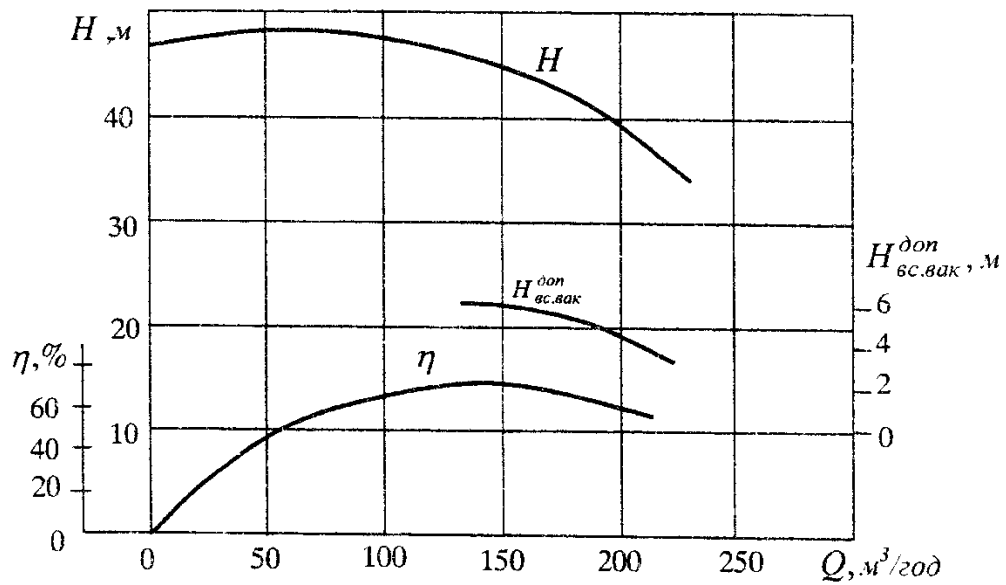


$\eta, \%$

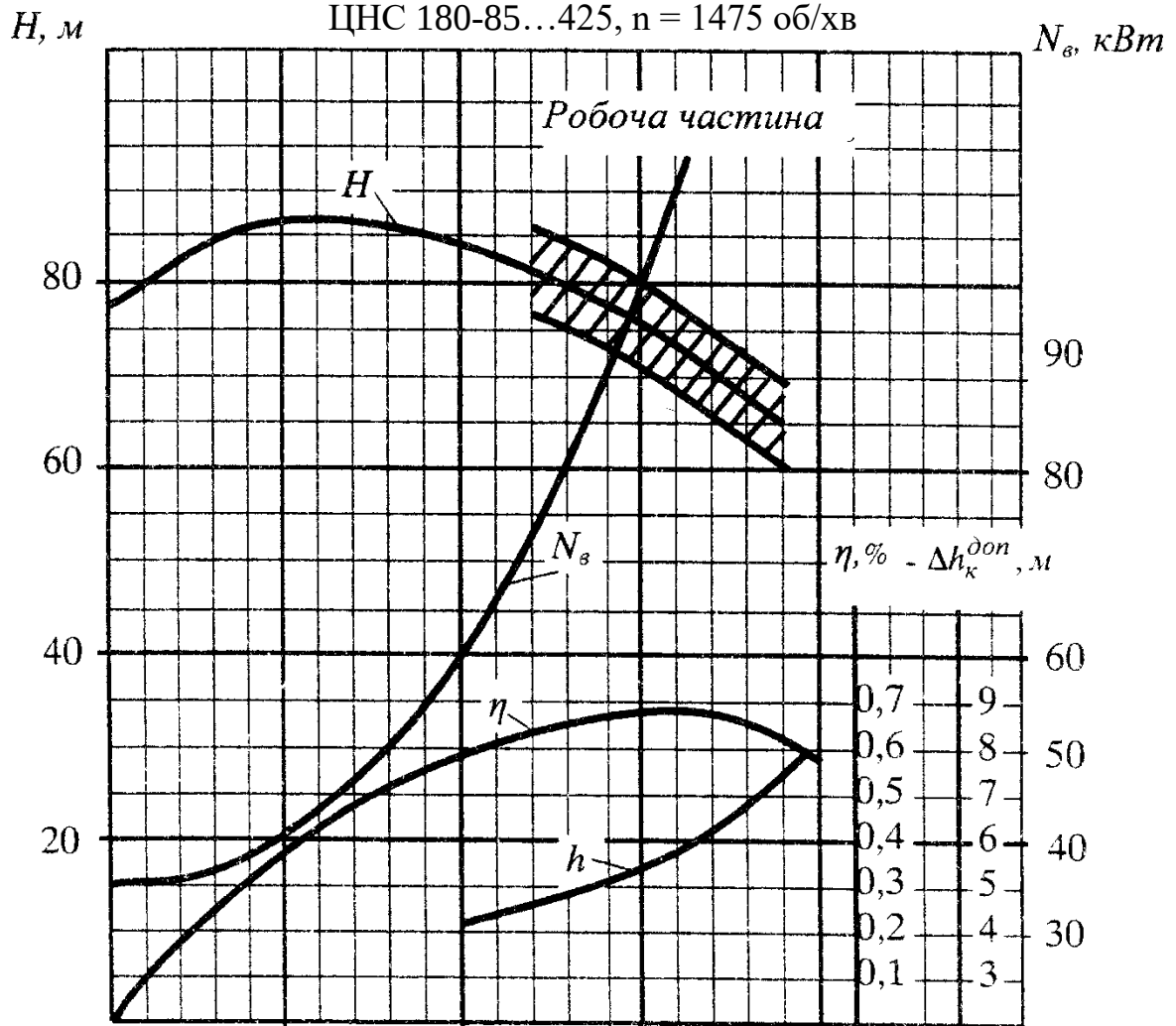


Напірні характеристики насоса
ЦНСШ 80-70...340, $n = 1480$ об/хв

Додаток Б (продовження)

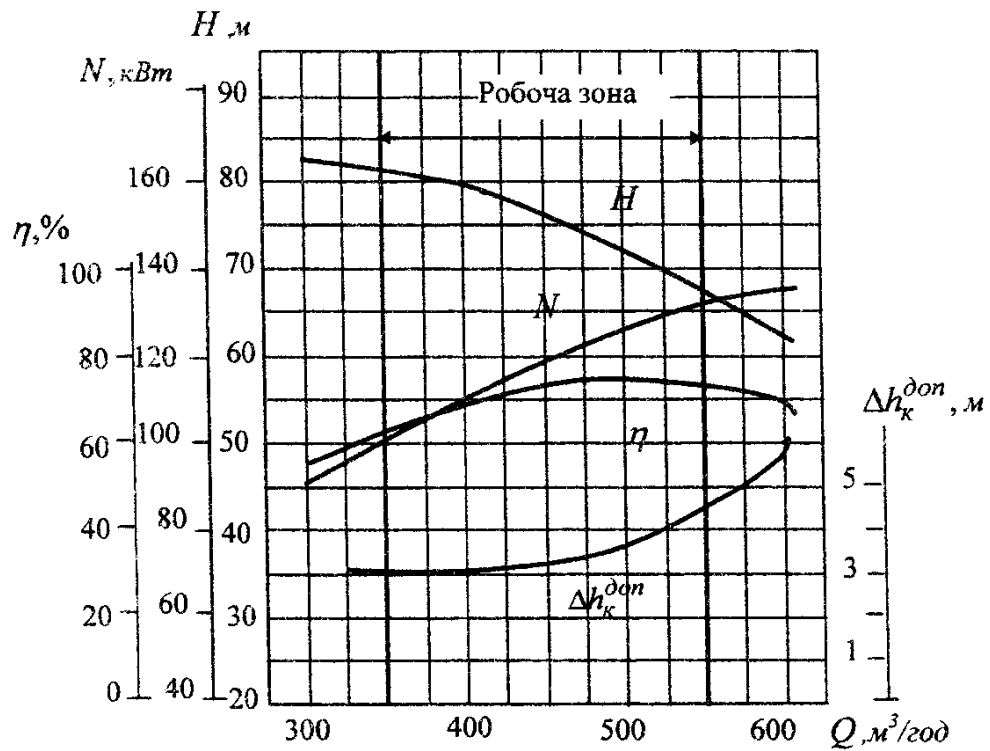


Напірні характеристики робочого колеса насоса
ЦНС 180-85...425, $n = 1475$ об/хв

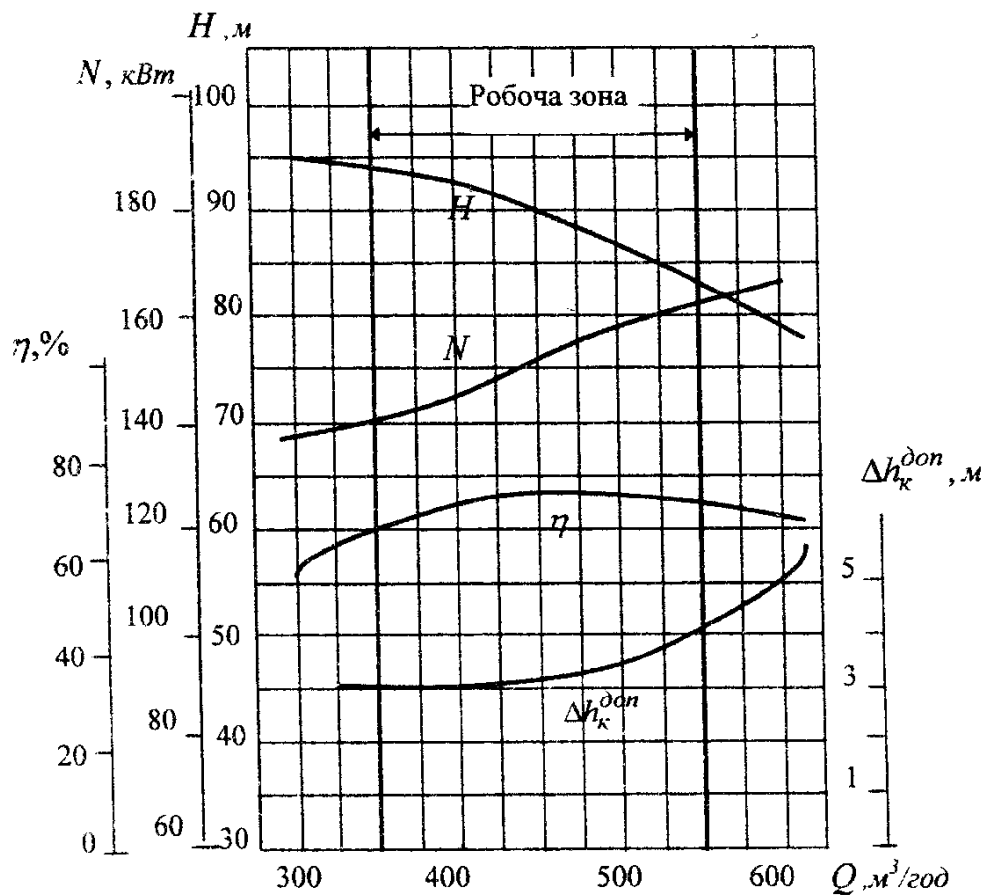


Напірні характеристики робочого колеса насоса
НСШ 320-144...720, $n = 1475$ об/хв

перший ступінь

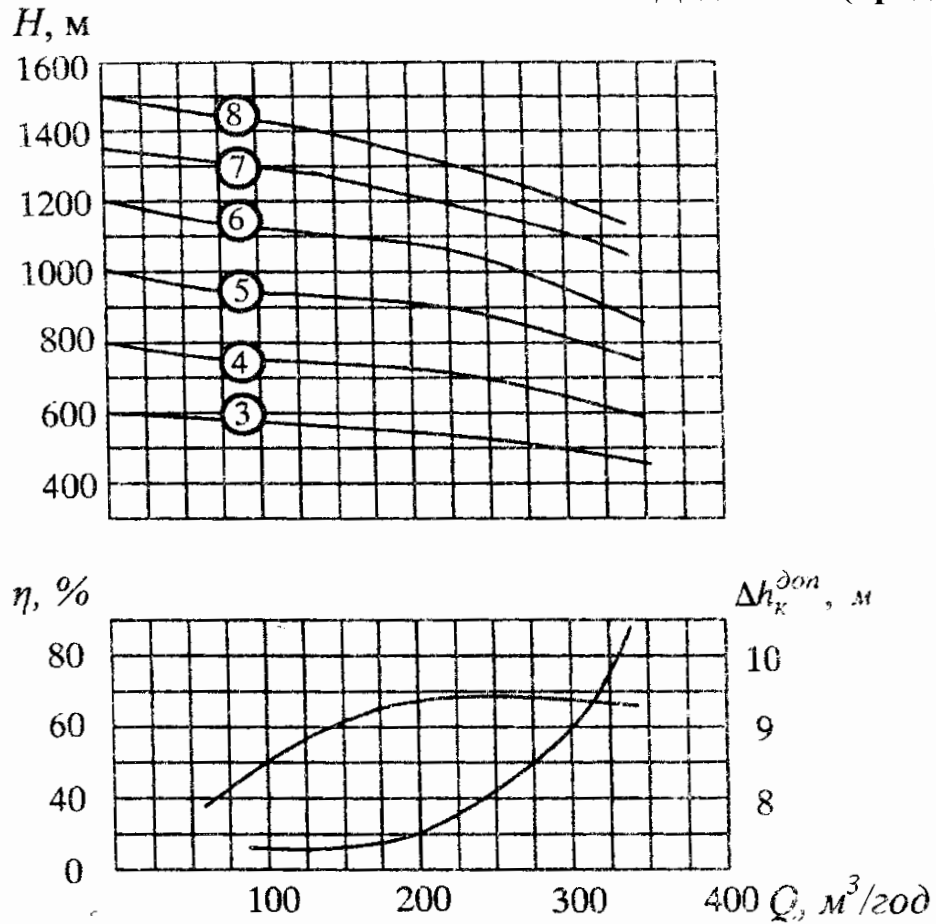


проміжний ступінь

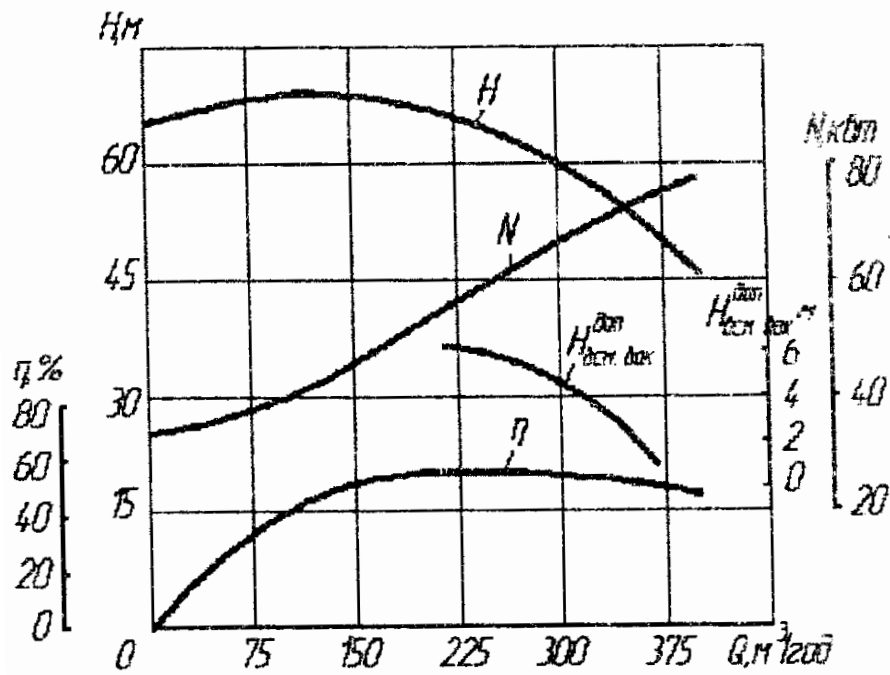


Напірні характеристики робочих колі насоса
НСШ 410-160...900, $n = 1475 \text{ об/хв}$

Додаток Б (продовження)

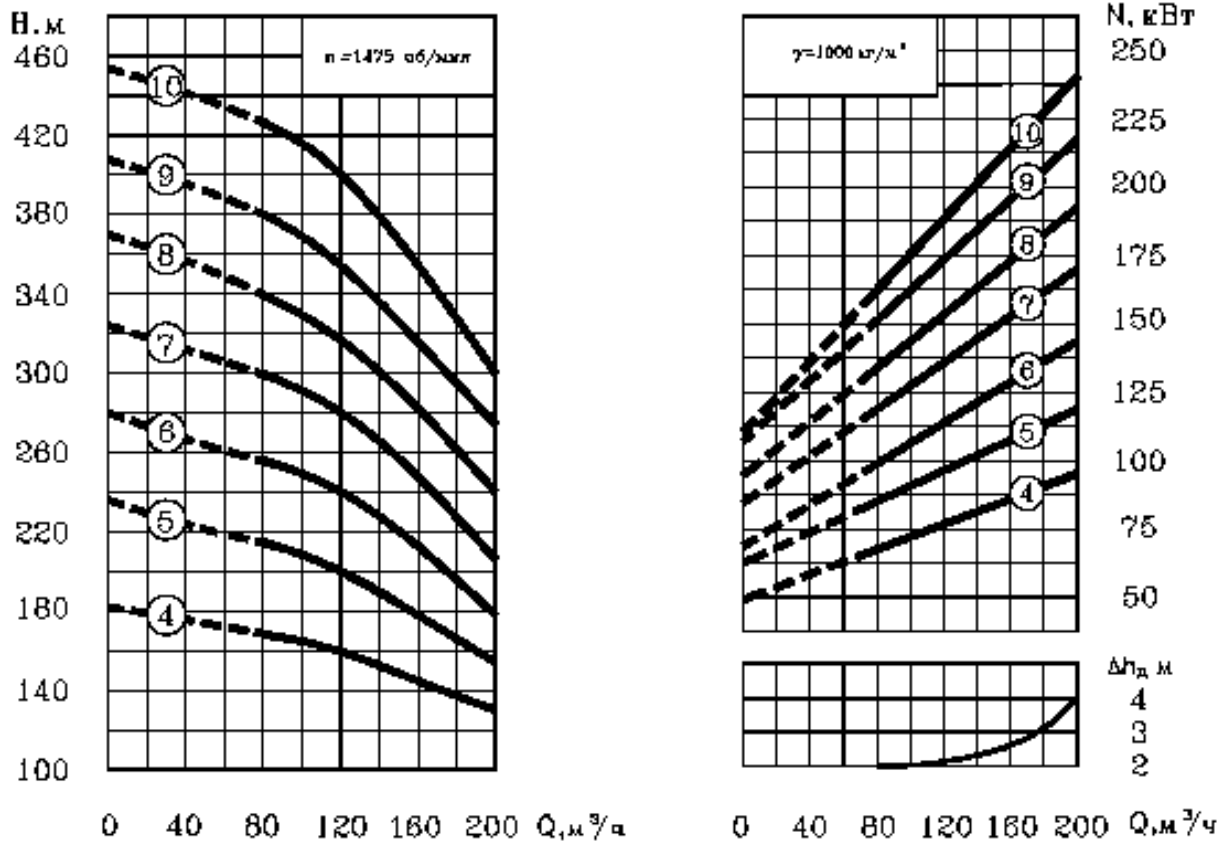


Напірні характеристики насоса
ЦНСШ 320-440...1170, $n = 2980$ об/хв



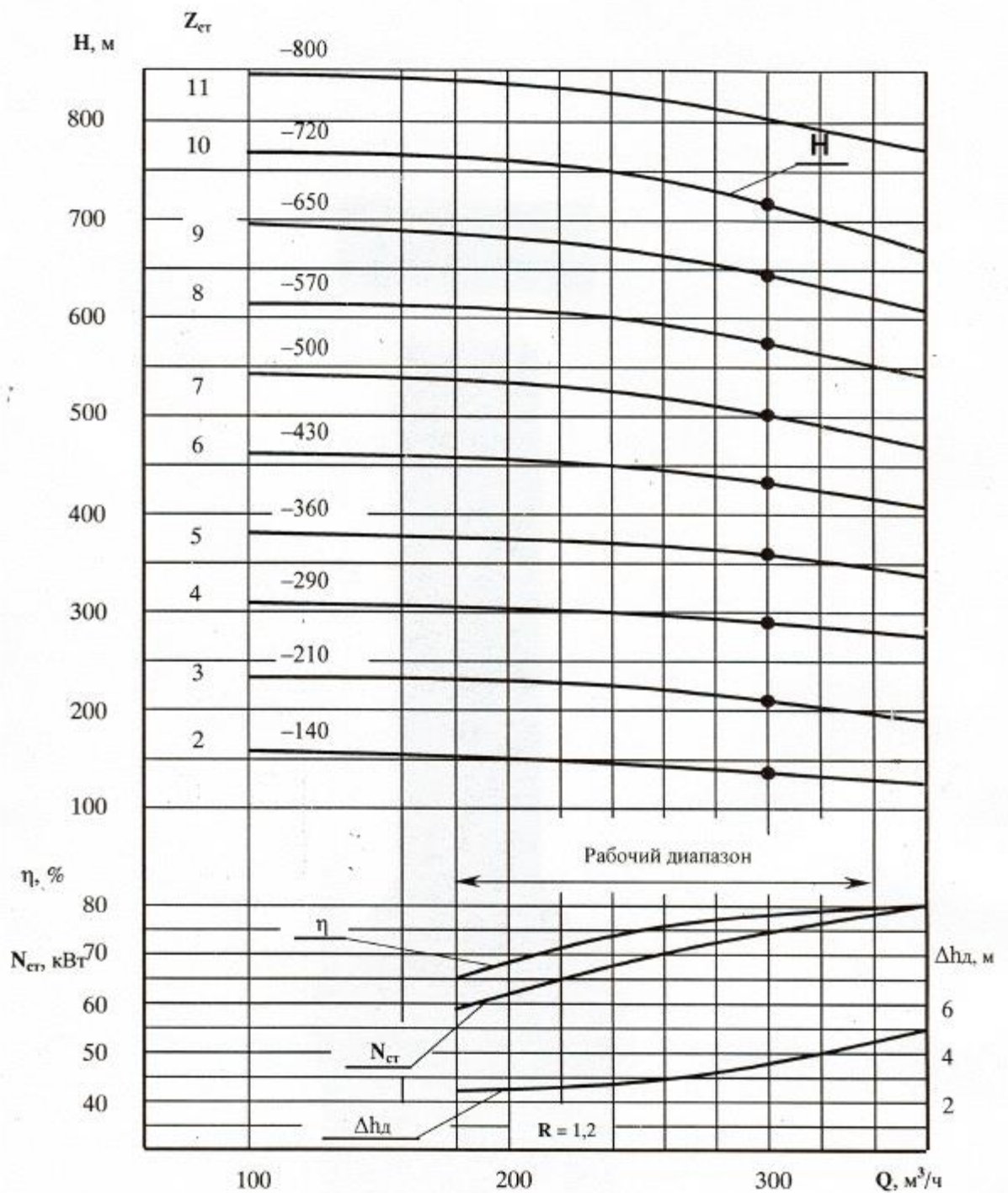
Напірні характеристики одного колеса насоса
ЦНС 300-120...600, $n = 1475$ об/хв

Додаток Б (продовження)



Напірні характеристики насоса
НСШ 160 – 140...360, $n = 1475 \text{ об/хв}$

Додаток Б (продовження)



Напірні характеристики насоса
ЦНСШ 300 – 140...800, $n = 1480$ об/хв

Геометричні параметри сталевих трубопроводів

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	мінімальна	максимальна
	крок зміни товщини стінки – 1 мм	
95	4	18
102	4	18
108	4	18
114	4	18
121	4	18
127	4	18
133	4	18
140	5	18
146	5	18
152	5	18
159	5	18
168	5	18
180	5	18
194	5	18
203	6	18
219	6	18
245	7	18
273	7	18
299	8	18
325	8	18
351	8	18
377	9	18
402	9	18
426	9	18
450	9	18

Додаток Г

Розрахунок суми коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу водовідливної установки

Сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу водовідливної установки визначається:

$$\sum \xi = \xi_{\text{н}} + \xi_{\text{вс}}, \quad (\text{Г.1})$$

де $\xi_{\text{н}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору напірного трубопроводу, відповідно до прийнятої гідравлічної схеми коефіцієнт опору визначається за формулою:

$$\xi_{\text{н}} = \xi_{\text{зк}} + 2\xi_{\text{з}} + k\xi_{\text{к90}} + k_1\xi_{\text{к}\alpha_1} + k_2\xi_{\text{к}\alpha_2} + \xi_{\text{Т}_1} + t\xi_{\text{Т}_2} + \lambda_{\text{н}} \frac{L}{d_{\text{н}}}, \quad (\text{Г.2})$$

де $\xi_{\text{зк}}$ – коефіцієнт опору зворотного клапана (таблиця Г.1),

Таблиця Г.1 – Значення коефіцієнту опору зворотного клапана

Коефіцієнт опору зворотного клапана, $\xi_{\text{зк}}$	Внутрішній діаметр трубопроводу, $d_{\text{н}}$, мм						
	40	70	100	200	300	500	700
	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9

$\xi_{\text{з}}$ – коефіцієнт опору повністю відкритої засувки, для засувки Лудло це значення дорівнює $\xi_{\text{з}} = 0,05$.

$\xi_{\text{к90}}$ – коефіцієнт опору коліна при повороті потоку на 90° ,

k – кількість колін, що повертають потік на 90° ,

$\xi_{\text{к}\alpha_1}$, $\xi_{\text{к}\alpha_2}$ – коефіцієнти опору колін при повороті потоку на кут α_1 та кут α_2 відповідно,

k_1 , k_2 – кількість колін, що повертають потік на кут α_1 та кут α_2 відповідно. У шахтних трубопроводах найчастіше використовують зварні коліна, що складаються з п'яти-шести ділянок. У цьому разі

$$\xi_{\text{к}\alpha} = 0,008\alpha^{0,75} \left(\frac{d_{\text{н}}}{R_3} \right), \quad (\text{Г.3})$$

де α – кут повороту потоку, град,

R_3 – радіус закруглення, у розрахунках слід приймати: $(d_{\text{н}}/R_3) = 0,8 \div 1,0$, $\alpha_1 = 25 \div 30^\circ$, $\alpha_2 = 65 \div 60^\circ$.

$\xi_{\text{Т}_1}$ – коефіцієнт опору трійника при вході потоку з відгалуження, $\xi_{\text{Т}_1} = 0,6$.

$\xi_{\text{Т}_2}$ – коефіцієнт опору трійника для прохідного потоку, $\xi_{\text{Т}_2} = 0,01$.

t – кількість трійників для прохідного потоку,

$\lambda_{\text{н}}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя (Дарсі) в напірному трубопроводі, розраховується за формулою (10).

$\xi_{\text{в}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу, відповідно до прийнятої гідравлічної схеми коефіцієнт опору визначається за формулою:

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{пк}} + \kappa_{\text{вс}} \xi_{\text{к90}} + \lambda_{\text{вс}} \frac{\ell_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}}, \quad (\text{Г.4})$$

де $\xi_{\text{пк}}$ – коефіцієнт опору приймального клапана із захисною сіткою, який в залежності від діаметра трубопроводу $d_{\text{вс}}$ визначається за таблицею Г.2.

Таблиця Г.2 – Значення коефіцієнту опору приймального клапана

Коефіцієнт опору приймального клапана, $\xi_{\text{пк}}$	Внутрішній діаметр трубопроводу, $d_{\text{вс}}$, мм						
	40	70	100	200	300	500	700
	12,0	8,5	7,0	4,7	3,7	2,5	1,6

$\kappa_{\text{вс}}$ – кількість колін всмоктувального трубопроводу, що повертають потік на 90° ,

$\lambda_{\text{вс}}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя у всмоктуючому трубопроводі. Зважаючи на те, що зазвичай швидкість води у всмоктуючому трубопроводі $v_{\text{вс.п.}} < 1,2$ м/с, цей коефіцієнт визначається за формулою:

$$\lambda_{\text{вс}} = 0,0179 \left(\frac{v_{\text{вс.п.}} + 0,867}{v_{\text{вс.п.}} \cdot d_{\text{вс}}} \right)^{0,3}. \quad (\text{Г.5})$$

Додаток Д

**Технічні параметри асинхронних електродвигунів серії ВАО
(напруга живлення 6 кВ)**

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні		
		Швидкість обертання, об/хв	ККД, %	cos φ
ВАО 315S-2	132	2965	92,5	0,90
ВАО 315М-2	160	2965	93,0	0,91
ВАО 355М-2	200	2970	93,5	0,91
ВАО 355L-2	250	2970	94,0	0,91
ВАО 450S-2	315	2975	94,5	0,91
ВАО 315S-4	132	1480	93,5	0,88
ВАО 315М-4	160	1485	94,0	0,88
ВАО 355М-4	200	1485	94,0	0,88
ВАО 355L-4	250	1485	94,5	0,89
ВАО 450S-4	315	1490	94,5	0,89
ВАО 315S-6	110	985	93,5	0,87
ВАО 315М-6	132	985	93,5	0,87
ВАО 355М-6	160	990	94,0	0,87
ВАО 355L-6	200	990	94,5	0,88
ВАО 450S-6	250	990	94,0	0,88
ВАО 450М-6	315	990	95,3	0,88
ВАО 450М-2	200	2970	93,7	0,86
ВАО 450L-2	250	2970	94,2	0,88
ВАО 500М-2	315	2970	94,0	0,89
ВАО 500L-2	400	2970	94,2	0,89
ВАО 450М-4	200	1480	93,0	0,87
ВАО 450L-4	250	1485	93,2	0,87
ВАО 500М-4	315	1480	94,0	0,87
ВАО 500L-4	400	1480	94,5	0,88
ВАО 560М-4	500	1485	94,0	0,90
ВАО 560L-4	630	1485	94,5	0,90
ВАО 630М-4	800	1480	95,0	0,90
ВАО 630L-4	1000	1480	95,4	0,90
ВАО 710М-4	1250	1480	95,5	0,90
ВАО 720L-4	1600	1485	95,7	0,91
ВАО 800L-4	2000	1480	96,0	0,91

Варіанти завдань до виконання індивідуальної роботи

Варіант обирається за двома останніми цифрами номера залікової книжки студента.

Варіант	Q_n , м ³ /добу	Q_{max} , м ³ /добу	$H_{ш}$, м	ρ , кг/м ³	рН	t, °C	n_{max} , діб
01	1200	1500	150	1020	5	10	30
02	1500	2000	200	1018	6	12	40
03	2000	2500	220	1015	7	15	50
04	2500	3000	250	1010	8	17	60
05	3000	3500	300	1012	9	20	60
06	3500	4000	320	1014	8	25	60
07	4000	4500	350	1016	7	23	55
08	4500	5000	400	1017	6	22	65
09	5000	5500	420	1015	5	20	70
10	5500	6000	450	1018	6	18	70
11	6000	6500	500	1019	7	19	68
12	6500	7000	520	1020	8	20	65
13	7000	7500	550	1008	9	15	63
14	7500	8000	600	1010	9	14	60
15	8000	8500	650	1012	8	10	58
16	8500	9000	630	1015	7	15	55
17	9000	9500	570	1018	6	20	52
18	9500	10000	540	1020	5	20	50
19	1400	1800	200	1018	6	20	60
20	2200	2600	180	1015	6	15	55
21	4500	5000	150	1017	7	18	58
22	4800	5300	180	1018	7	15	56
23	5300	5800	200	1015	8	22	57
24	6000	6400	280	1020	8	25	60
25	6600	7200	230	1018	9	20	60
26	7400	7900	300	1015	7	22	59
27	8100	8800	350	1014	6	25	58
28	7500	8200	330	1018	8	24	60
29	8600	9200	400	1020	5	19	62
30	9100	9600	450	1015	6	20	60
31	9300	10100	520	1018	7	25	68
32	3560	4600	470	1021	8	23	60
33	6200	7000	380	1016	9	22	55
34	5100	6000	520	1019	8	25	60
35	3700	4500	280	1015	7	18	70

Додаток Е (продовження)

Варіант	Q_n , м ³ /добу	Q_{max} , м ³ /добу	$H_{ш}$, м	ρ , кг/м ³	pH	t, °C	n_{max} , діб
36	7300	7900	430	1020	6	19	65
37	6800	7600	630	1010	7	28	63
38	7200	8000	580	1015	8	25	60
39	4300	4800	225	1021	9	23	58
40	5350	5700	410	1015	8	22	65
41	6100	6700	310	1022	7	20	60
42	6900	7600	380	1015	6	18	55
43	5700	6800	415	1020	5	19	60
44	7400	8800	450	1015	6	22	64
45	5500	6100	530	1024	7	20	60
46	5400	6200	680	1015	8	25	60
47	6800	7400	415	1020	5	20	65
48	7700	8600	520	1018	6	21	60
49	8400	9100	640	1020	6	22	60
50	7500	7800	630	1019	7	24	55
51	9000	10300	590	1015	8	25	60
52	8700	9800	625	1014	9	24	62
53	4300	5400	680	1020	9	23	60
54	7900	9100	480	1015	8	21	60
55	3200	3650	200	1020	7	20	55
56	6500	7300	570	1022	6	20	60
57	7400	7800	280	1020	5	22	58
58	7500	8650	355	1015	6	18	65
59	8300	8900	255	1020	7	20	60
60	9100	10110	220	1020	8	20	54
61	2450	3100	305	1018	5	15	65
62	7150	7940	410	1020	6	16	60
63	4500	5600	530	1020	7	18	60
64	3250	3820	425	1010	8	20	60
65	7600	8500	320	1020	9	10	65
66	8900	11000	380	1020	8	15	60
67	6300	7100	370	1015	7	10	65
68	10100	11000	530	1020	5	15	60
69	3400	3900	630	1020	6	14	62
70	6700	7500	320	1015	7	18	60
71	7800	8900	475	1020	8	20	60
72	8900	10900	380	1020	5	10	64
73	2400	2900	540	1020	6	15	60
74	2800	4100	210	1020	7	15	65

Додаток Е (продовження)

Варіант	Q_n , м ³ /добу	Q_{max} , м ³ /добу	$H_{ш}$, м	ρ , кг/м ³	pH	t, °C	n_{max} , діб
75	1500	2300	180	1020	6	15	60
76	2200	3000	220	1010	8	10	60
77	6100	6900	425	1015	9	20	60
78	5400	6400	300	1016	8	18	61
79	3200	3850	540	1020	7	20	62
80	1800	2600	410	1013	6	19	63
81	4300	5100	515	1010	5	21	64
82	2500	3600	480	1015	7	18	65
83	3600	4000	510	1022	8	22	64
84	4200	5000	405	1025	9	20	63
85	2900	3200	200	1018	8	15	62
86	2600	3500	150	1015	7	10	61
87	3350	4100	330	1020	6	18	60
88	6120	7500	620	1020	5	23	59
89	7900	8600	580	1018	6	22	58
90	8100	8500	340	1010	7	20	59
91	2400	3300	410	1015	8	21	60
92	6300	7100	535	1010	9	23	61
93	4800	6000	610	1020	8	25	62
94	7320	8050	375	1016	7	20	61
95	6750	7600	420	1011	6	26	60
96	4300	5400	480	1021	5	28	59
97	5700	6500	530	1017	6	25	60
98	7100	8000	580	1016	7	26	61
99	6100	7000	480	1013	8	24	62
00	8500	9000	340	1020	9	26	63

Приклад розрахунку головної водовідливної установки

Вихідні дані для розрахунку:

- нормальний добовий приплив $Q_n = 6000 \text{ м}^3/\text{добу}$;
- максимальний добовий приплив $Q_{\max} = 6500 \text{ м}^3/\text{добу}$;
- глибина шахтного ствола $H_{\text{ш}} = 817 \text{ м}$, м;
- водневий показник шахтної води $pH = 9$;
- щільність шахтної води $\rho = 1010 \text{ кг/м}^3$;
- температура шахтної води $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- середньорічна тривалість максимального припливу води $n_{\max} = 40 \text{ діб}$.

1 Розрахунок вихідних параметрів

Для надійності відкачки води з шахти згідно п. 7.1.4 [1] подача кожного насоса (або кількох одночасно працюючих насосів) повинна забезпечувати відкачку максимального добового припливу не більше ніж за 20 годин. Тому розрахункова подача насоса повинна бути не меншою за:

$$Q_{\min} = \frac{Q_{\max}}{20} = \frac{6500}{20} = 325 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

У розрахунках приймаємо орієнтовну геометричну висоту всмоктування насосів $h_b = 3,5 \text{ м}$, заглиблення напірного трубопроводу під рівнем поверхні землі (трубопровід заглиблюють для виключення його замерзання), $h_{\pi} = 1,5 \text{ м}$.

Геометрична висота підйому води

$$H_{\Gamma} = H_{\text{ш}} + h_b - h_{\pi} = 817 + 3,5 - 1,5 = 819 \text{ м}.$$

Приймаємо довжину всмоктуючого трубопроводу, $\ell_{\text{вс}} = 18 \text{ м}$, довжину труб у похилому хіднику, $\ell_{\text{пх}} = 18 \text{ м}$, довжину труб у насосній камері, $\ell_{\text{к}} = 30 \text{ м}$, довжину труб на поверхні від ствола до місця зливу $\ell_{\pi} = 170 \text{ м}$.

Загальна протяжність трубопроводів:

$$L = H_{\text{ш}} + \ell_{\text{вс}} + \ell_{\text{пх}} + \ell_{\text{к}} + \ell_{\pi} = 817 + 18 + 18 + 30 + 170 = 1053 \text{ м}.$$

2 Вибір типу насоса і кількості робочих коліс

Вибір типу насоса за номінальною подачею здійснюємо за умовою:

$$300 \leq 325 \leq 410 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для вибору насоса за номінальним напором та визначення кількості робочих коліс насоса використовуємо залежності:

$$910 \text{ м} > 819 \text{ м}, \quad z = 10 > \frac{819}{91} = 9.$$

У відповідності до визначених умов вибираємо насос НСШ 410×910.

3 Розрахунок внутрішнього діаметра трубопроводу

Діаметр трубопроводу у першому наближенні визначається з розрахунку роботи насоса в номінальному режимі. Гідравлічний опір такого трубопроводу, $\text{год}^2/\text{м}^5$:

$$a = \frac{H_H - H_\Gamma}{Q_H^2} = \frac{910 - 819}{410^2} = 5,413 \cdot 10^{-4} \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

Рівняння, з якого, знаючи значення a можна отримати значення внутрішнього діаметра d , має вигляд:

$$a = 1,34 \cdot 10^{-10} d^{-5,3} (L + 47,6 d^{1,3} \sum \xi), \quad (\text{Є.1})$$

Кількість та тип місцевих опорів визначається обраною комутаційною схемою (рис. Є.1), а їх значення коректується разом із підбором значення d , що задовольняє рівнянню (Є.1). Дане рівняння можна спростити якщо вважати, що сума місцевих опорів всмоктувального трубопроводу $\sum \xi_B = 8$ (приймальна сітка з клапаном та два коліна), а сума місцевих опорів нагнітального трубопроводу $\sum \xi_H = 17$ (три засувки, зворотний клапан, два трійники, п'ять колін, вихід). Тоді $\sum \xi = \sum \xi_B + \sum \xi_H = 25$ і рівняння (Є.1) набуде виду:

$$a = 1,34 \cdot 10^{-10} d^{-5,3} (1053 + 1190 d^{1,3}), \quad (\text{Є.2})$$

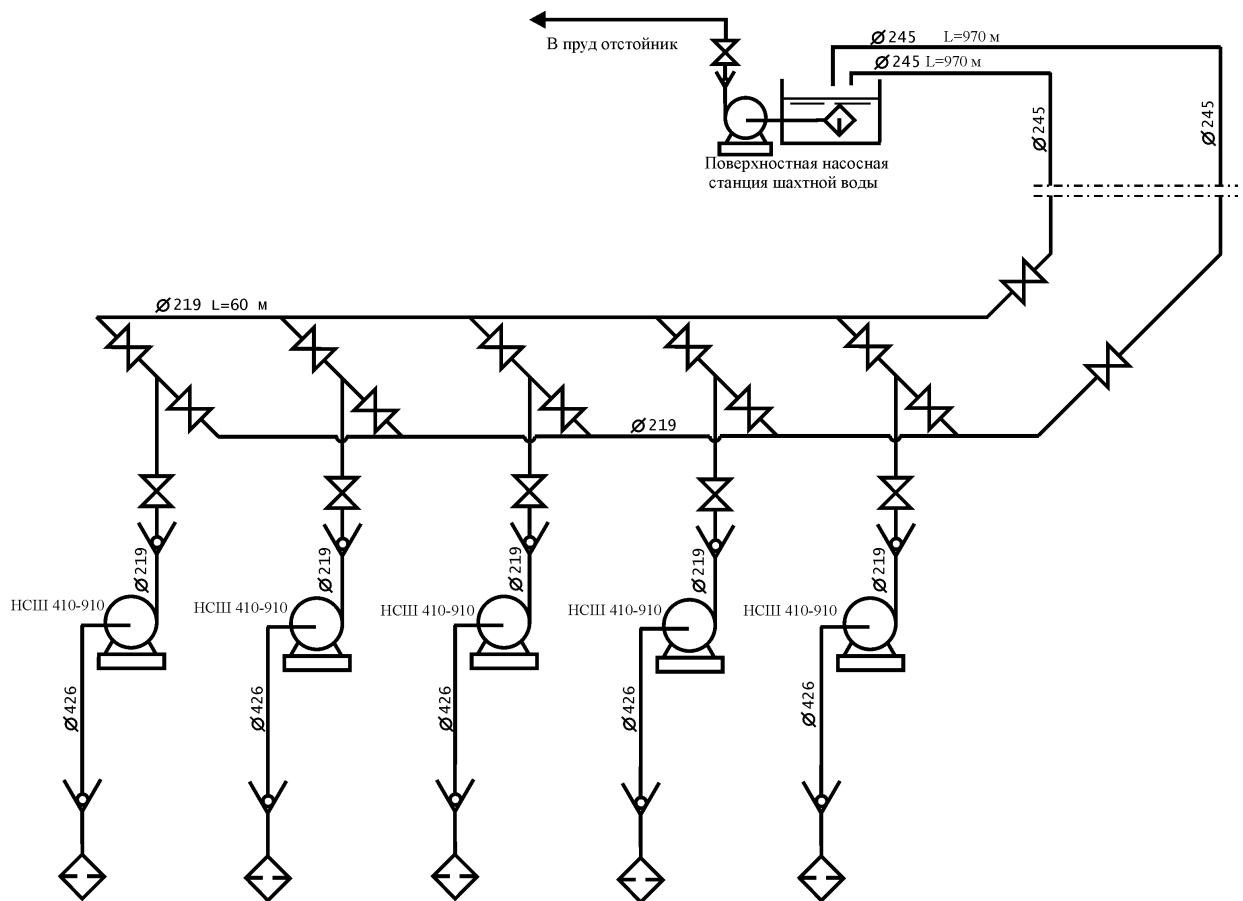


Рис. Є.1 – Схема головної водовідливної установки

Для розв'язання отриманого рівняння (Є.2) можна використати програму Mathcad або іншими методами. Розрахунки за приведеними вище даними дадуть значення $d = 0,217 \text{ м}$.

4 Визначення товщини стінки напірного трубопроводу

Розрахунковий максимальний тиск води у нагнітальному трубопроводі:

$$P_{\text{роз}} = 1,25 \cdot \rho \cdot g \cdot H_H = 1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 910 = 11,16 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,16 \text{ МПа},$$

Приймаємо для сталі Ст 4 сп, з якої рекомендується виготовити трубопровід, значення тимчасового опору розриву $\sigma_B = 420 \text{ МПа}$.

Визначаємо мінімальну товщину стінки труби:

$$\delta_0 = \frac{P_{\text{роз}} \cdot d}{0,8 \cdot \sigma_B} = \frac{11,16 \cdot 10^6 \cdot 0,217}{0,8 \cdot 420 \cdot 10^6} = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 7,2 \text{ мм}.$$

Зважаючи на умови експлуатації трубопроводу, приймаємо середньорічну швидкість корозійного зношування зовнішньої поверхні сталюї труби в нейтральній атмосфері – $\delta_{\text{кз}} = 0,25 \text{ мм/рік}$; середньорічну швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні сталюї труби у відповідності з показником рН=9 приймаємо дорівнюючим $\delta_{\text{кв}} = 0,1 \text{ мм/рік}$; середній термін роботи трубопроводу – $\tau = 12 \text{ років}$; коефіцієнт, що враховує мінусовий допуск товщини стінки – $K_d = 15\%$.

Із урахуванням корозійного зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб початкова розрахункова товщина їх стінок повинна бути:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{100}{100 - K_d} [\delta_0 + (\delta_{\text{кз}} + \delta_{\text{кв}}) \tau] = \\ &= \frac{100}{100 - 15} [7,2 + (0,25 + 0,1) \cdot 12] = 13,41 \text{ мм} = 13,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Розрахунковий зовнішній діаметр трубопроводу:

$$d_{\text{зр}} = d + 2\delta = 0,217 + 2 \cdot 13,41 \cdot 10^{-3} = 0,244 \text{ м}.$$

Округлюючи отримане значення $d_{\text{зр}}$ до найближчого більшого стандартного значення, приймаємо стандартний зовнішній діаметр труб напірного трубопроводу $d_{\text{нз}}$ та стандартне значення товщини стінки, орієнтуючись на значення δ_H (додаток Г): $d_{\text{нз}} = 0,245 \text{ м}$, $\delta_H = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

За величинами $d_{\text{нз}}$ і δ_H визначаємо внутрішній діаметр напірного трубопроводу:

$$d_H = d_{\text{нз}} - 2\delta_H = 0,245 - 2 \cdot 14 \cdot 10^{-3} = 0,217 \text{ м}.$$

Остаточнo приймаємо: $d_{\text{нз}} = 0,245 \text{ м}$, $\delta_H = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ $d_H = 0,217 \text{ м}$,

При проектуванні установки важливо забезпечити мінімальний гідравлічний опір всмоктувального трубопроводу, що суттєво зменшить ймовірність появи кавітації при роботі насоса. Внутрішній діаметр всмоктувального трубопроводу приймаємо на 25÷50 мм більшим за внутрішній діаметр напірного трубопроводу, при товщині стінки не меншій за товщину стінки напірного трубопроводу: $d_{\text{вс}} = 0,277 \text{ м}$, $d_{\text{вс з}} = 0,325 \text{ м}$, $\delta_{\text{вс}} = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

В якості трубопроводів обв'язки приймаємо сталюї трубопровід за ДОСТ 8732-78 зовнішнім і внутрішніми діаметрами 219 мм та 189 мм відповідно: $d_K = 0,189 \text{ м}$, $d_{K з} = 0,219 \text{ м}$, $\delta_{\text{вс}} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

5 Визначення рівняння напірної характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки

Уточнюємо значення гідравлічного опору трубопроводу a у відповідності з вибраними діаметрами трубопроводів:

Коефіцієнти Дарсі трубопроводів всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів у насосній камері:

$$\lambda_{\text{вс}} = \frac{0,021}{d_{\text{вс}}^{0,3}} = \frac{0,021}{0,277^{0,3}} = 0,0309,$$

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{0,021}{d_{\text{н}}^{0,3}} = \frac{0,021}{0,217^{0,3}} = 0,0332,$$

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{0,021}{d_{\text{к}}^{0,3}} = \frac{0,021}{0,189^{0,3}} = 0,0346.$$

Суми коефіцієнтів місцевих опорів, що відносяться відповідно до трубопроводу всмоктуючого, нагнітального та обв'язки насосних агрегатів у насосній камері (приймаються за реальною схемою або за додатком Г) $\Sigma \xi_{\text{вс}}=4,5$, $\Sigma \xi_{\text{н}}=8,5$, $\Sigma \xi_{\text{к}}=5,5$.

$$a = \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 3600^2} \cdot \left[\left(0,0309 \frac{18}{0,277} + 4,5 \right) \frac{1}{0,277^4} + \left(0,0332 \frac{(1053-18)}{0,217} + 8,5 \right) \frac{1}{0,217^4} + \left(0,0346 \frac{30}{0,189} + 5,5 \right) \frac{1}{0,189^4} \right] = 5,42 \cdot 10^{-4}$$

Рівняння напірної характеристики трубопроводу набуде вигляду:

$$H = 819 + 5,42 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2, \quad (\text{Є.3})$$

Розрахунки для графічної будови характеристики трубопровідної мережі здійснюємо за формулою (Є.3). З цією метою складемо таблицю І.1, в якій для ряду значень подавань Q визначаємо ряд значень напорів H .

Таблиця Є.1 – Розрахункові параметри напірної характеристики водовідливного трубопроводу

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0	100	200	300	400	500	600
$H, \text{ м}$	819,0	824,4	840,7	867,8	905,7	954,5	1014,1

За даними таблиці Є.1 будуюмо графічну залежність напірної характеристики водовідливного трубопроводу (рис. Є.2).

Для визначення робочого режиму насоса будуюмо в однаковому масштабі у загальній системі координат напірні характеристики насоса і трубопроводу – точка перетину їх і визначить робочий режим насоса. З графічних будов (рис. Є.1) виходить, що робочий режим насоса НСШ 410×910 характеризується подачею $Q_p = 425 \text{ м}^3/\text{год}$, напором $H_p = 919 \text{ м}$ та коефіцієнтом корисної дії $\eta_p = 72,5 \%$ – майже оптимальний робочий режим, що характеризується подачею $410 \text{ м}^3/\text{год}$.

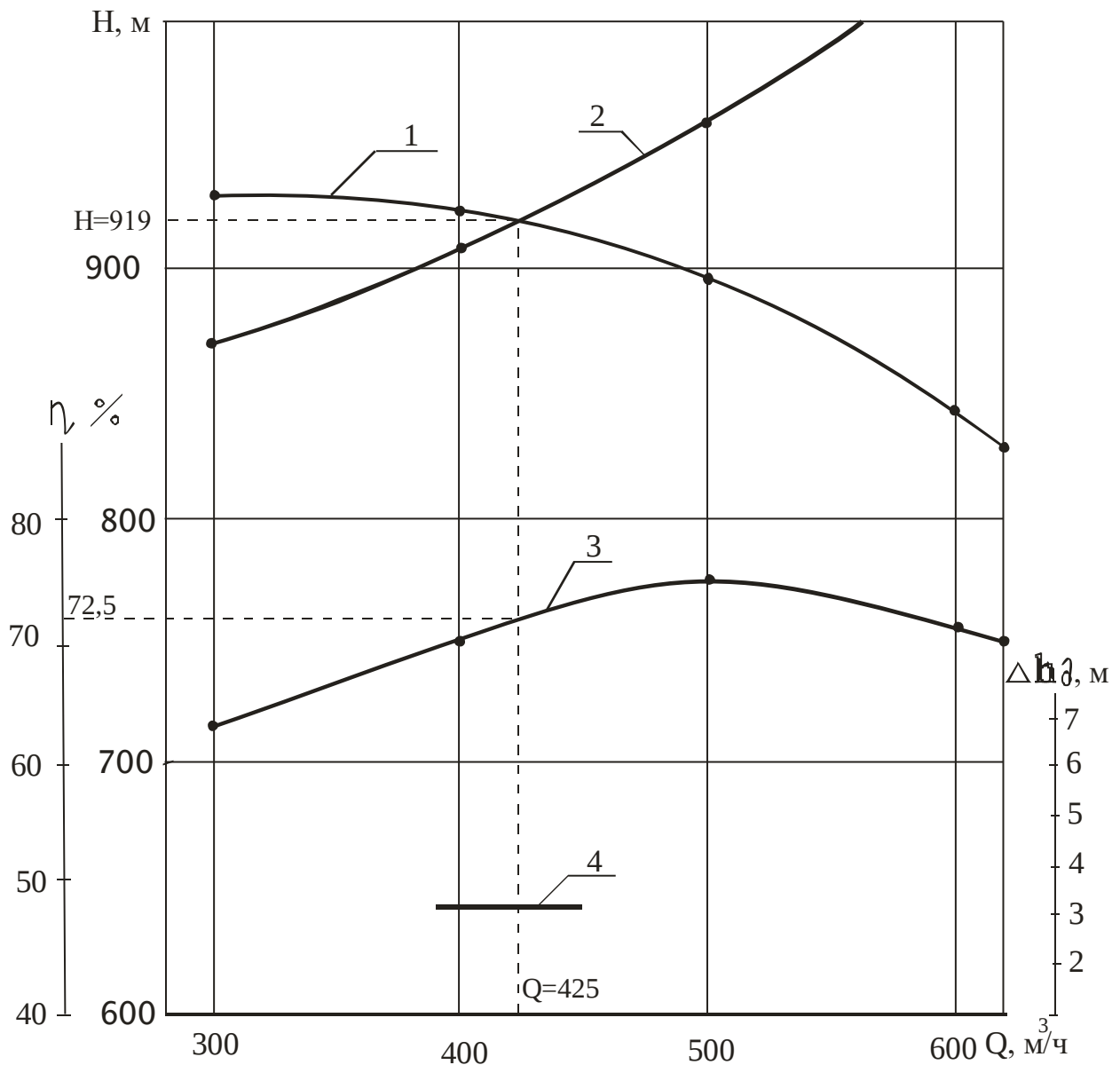


Рис. 6.2 – Графічне визначення робочого режиму насоса НСШ 410-910
 1 – напірна характеристика насоса НСШ 410-910, 2 – напірна характеристика водовідливого трубопроводу Ø245 мм, 3 – залежність коефіцієнта корисної дії від подачі насоса, 4 – залежність допустимого кавітаційного запасу від подачі насоса

6 Вибір приводного двигуна насоса

Розрахункова потужність на валу насоса складе:

$$P_{\text{роз}} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_p \cdot Q_p}{3600 \cdot \eta_p} = \frac{1010 \cdot 9,81 \cdot 919 \cdot 425}{3600 \cdot 0,725} \approx 1483 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 1483 \text{ кВт}.$$

Для приводу до дії насосів серії НСШ 410×910 підійдуть вибухобезпечні електродвигуни з короткозамкненим ротором серії ВАО-720L-4 потужністю 1600 кВт й частотою обертання ротора $n = 1480$ об/хв (додаток Д).

Визначаємо розрахунковий запас потужності:

$$\Delta P = \frac{(P_n - P_{\text{роз}})}{P_{\text{роз}}} \cdot 100\% = \frac{(1600 - 1483)}{1483} \cdot 100\% = 7,89\% \leq 10\%.$$

Коефіцієнт запасу потужності знаходиться в допустимих межах.

7 Розрахунок допустимої висоти всмоктування насоса

Для визначення значення допустимої вакууметричної висоти всмоктування скористатися графічною залежністю, яка наведена в каталозі для насоса НСШ 410×910.

Приймаємо геометричну висоту всмоктування насоса, що дорівнює значенню $H_{\text{вс}} = 3,5$ м.

Визначаємо розрахункову вакууметричну висоту всмоктування:

$$H_{\text{вак}} = 3,5 + \left(0,0309 \frac{18}{0,277} + 4,5 \right) \cdot \frac{8 \cdot 425^2}{3600^2 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,277^4} = 4,77 \text{ м}$$

Значення атмосферного тиску у насосній камері – $p_{\text{атм}} = 10^5$ Па, тиск насиченої пари води, що перекачується, у відповідності з її температурою $t = 25^\circ\text{C}$ приймаємо дорівнюючим $p_{\text{н.п.}} = 3166$ Па.

Середня швидкість води на вході у перше робоче колесо:

$$g_1 = \frac{4Q_p}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 425}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,277^2} = 1,96 \text{ м/с.}$$

На індивідуальній характеристиці насоса НСШ 410х900 знаходимо значення допустимого кавітаційного запасу – $h_{\text{доп}} = 3,3$ м. Коефіцієнт запасу у відповідності до ДОСТ 6134-71 приймаємо таким, що дорівнює $k = 1,25$.

Визначаємо значення допустимої вакууметричної висоти всмоктування:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} - \frac{g_1}{2 \cdot g} - k \cdot h_{\text{доп}} = \frac{10^5 - 3166}{1010 \cdot 9,81} - \frac{1,96^2}{2 \cdot 9,81} - 1,25 \cdot 3,3 = 5,45 \text{ м.}$$

Перевіряємо умову:

$$H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{доп}}, \\ 4,77 \text{ м} < 5,45 \text{ м} - \text{умова виконується.}$$

8 Додаткові умови для вибору типорозміру насоса

Фактична подача насоса повинна бути не меншою за розрахункову:

$$425 \text{ м}^3/\text{год} \geq 325 \text{ м}^3/\text{год} - \text{умова виконується.}$$

Вибраний насос повинен працювати в своїй робочій зоні з високим значенням ККД:

$$0,725 \geq 0,85 \cdot 0,75, \\ 0,725 \geq 0,6375 - \text{умова виконується.}$$

9 Визначення параметрів водозбірника та попереднього відстійника

Згідно з п. 7.1.1 [1] головні та дільничні водовідливні установки повинні мати водозбірники, які складаються з двох та більше ізольованих одна від одної гілок. Місткість водозбірників головного водовідливу повинна розраховуватися не менше ніж на 4-годинний максимальний приплив, не враховуючи замулення. Отже, місткість водозбірника головного водовідливу складе:

$$W = 4 \cdot \frac{6500}{24} = 1083 \text{ м}^3.$$

Об'єм частини водозбірника, яка приймає приплив води у період планових (за вимогою енергопостачальної організації) простоїв водовідливу за час, що дорівнює 2 годинам, складе:

$$W_{\text{ст}} = \frac{6500}{24} \cdot 2 \approx 542 \text{ м}^3.$$

Місткість водозбірника тепер складе:

$$W_{\text{в}} = W + W_{\text{ст}} = 1083 + 542 = 1625 \text{ м}^3.$$

Додаючи до отриманого значення 30% об'єму водозбірника, який може бути замулено, остаточно приймаємо $W_{\text{в}} = 2100 \text{ м}^3$.

Сумарна довжина гірничих виробок водозбірника при типовому перерізі $S_{\text{т}} = 15 \text{ м}^2$:

$$\sum \ell_{\text{вод}} = \frac{1700}{15} = 113 \text{ м}.$$

Для затримання більшої частини твердих часток, що містяться у воді, плануємо спорудження перед водозбірником горизонтального попереднього відстійника, який можна очищувати стаціонарними засобами механізації.

Середня швидкість руху води в горизонтальному відстійнику при ширині відстійника $B = 4,5 \text{ м}$ та глибині проточного шару води $h = 0,3 \text{ м}$:

$$v_{\text{в}} = 0,0116 \cdot \frac{6500}{4,5 \cdot 0,3} = 55,85 \text{ мм/с}.$$

Найбільш небезпечними для насосів є частки крупністю більше 0,1 мм. Тому попередній відстійник проектуємо для осадження часток більших за це значення. При цьому швидкість руху води у горизонтальному відстійнику повинна бути меншою за 100 мм/с. Виходячи з даних умов, визначаємо довжину попереднього відстійника, приймаючи коефіцієнт, який враховує наявність у гідросуміші часток різної крупності – $\alpha = 1,4$, гідравлічну крупність часток розміром 0,1-0,2 мм – $v_0 = 9,6 \text{ мм/с}$, вертикальну складову швидкості, при $v < 90 \text{ мм/с}$ – $\omega = 0,01 v$:

$$L_{\text{в}} = \frac{1,4 \cdot 55,85}{9,6 - 0,01 \cdot 55,85} \cdot 0,3 = 2,59 \text{ м}.$$

Остаточно приймаємо $L_{\text{в}} = 3,0 \text{ м}$.

Об'єм нижньої частини попереднього відстійника, призначеного для збору шлам, визначаємо за кількістю твердого, що випадає з води за добу, при об'ємній концентрації твердого в шахтній воді $q_{\text{т}} = 0,003$:

$$W_{\text{н}} = 1,5 q_{\text{т}} Q_{\text{макс}} = 1,5 \cdot 0,003 \cdot \frac{6500}{24} = 1,22 \text{ м}^3.$$

В якості стаціонарного засобу чищення приймаємо гідроелеватор, який монтуємо у попередньому відстійнику (рис. Є.3). За даною схемою шлам із попереднього відстійника 3 видаляється у вигляді пульпи спеціальним гідроелеватором 4, який живиться напірною водою від насосів робочої води 1. Пульпа в даному випадку значно розріджується, тому вона для згущення спрямовується в спеціальну виробку – шламонакопичувач 7. Після зневоднення тверде з шламонакопичувача періодично відвантажується за допомогою породонавантажувача

льної машини у вагонетки. Перевагами даної схеми є значне зниження трудомісткості при чищенні попереднього відстійника, висока надійність і безпека, недолік – спорудження спеціальних гірничих виробок-шламонакопичувачів.

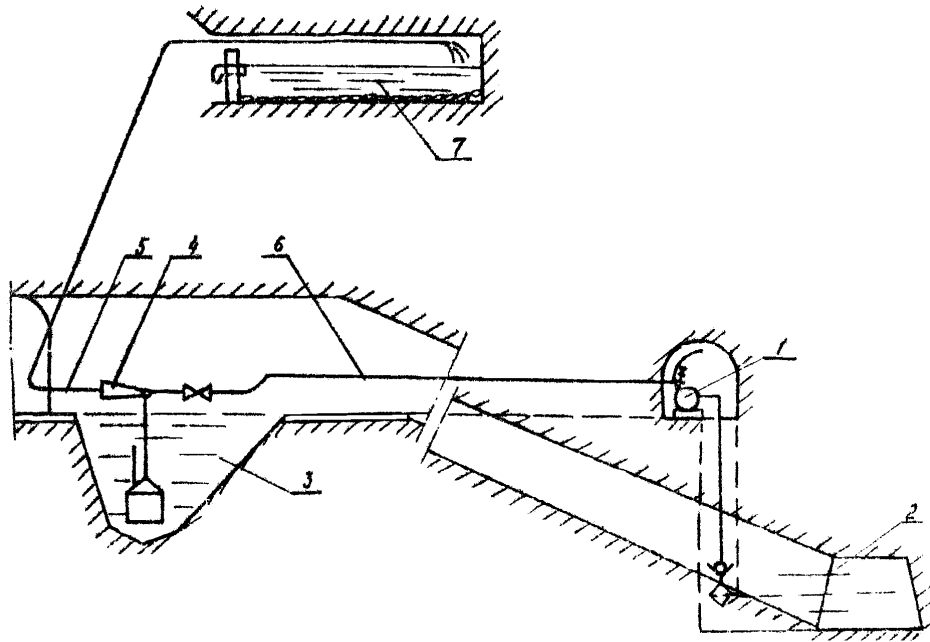


Рис. Є.3 – Схема чищення попереднього відстійника за допомогою гідроелеватора

1 – насос головного водовідливу, 2 – водозбірник, 3 – попередній відстійник, 4 – гідроелеватор, 5 – пульповід, 6 – напірний трубопровід, 7 – шламонакопичувач

10 Техніко-економічні показники роботи водовідливної установки

Фактична тривалість роботи насоса впродовж доби:

- при відкачці нормального припливу води:

$$t_n = \frac{6000}{425} = 14,1 \text{ години,}$$

- при відкачці максимального добового припливу:

$$t_{\max} = \frac{6500}{425} = 15,3 \text{ годин.}$$

Середньорічна витрата електроенергії на водовідлив:

$$E = 1,05 \cdot \frac{1010 \cdot 9,81 \cdot 425 \cdot 919 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,734 \cdot 0,957 \cdot 0,95} [(365 - 40) \cdot 14,1 + 40 \cdot 15,3] = 8786052 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}.$$

Питома витрата електроенергії на відкачку 1 м³ води:

$$e = \frac{8786052}{425 \cdot [(365 - 40) \cdot 14,1 + 40 \cdot 15,3]} = 3,98 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^3}.$$

Питома витрата електроенергії на 1 тонно-кілометр водопідйому:

$$e' = \frac{3,98 \cdot 10^6}{1010 \cdot 819} = 4,81 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т} \cdot \text{км}}.$$

Рекомендована література:

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Київ, 2005. – 400 с.
2. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. М., Недра, 1987. – 270 с.
3. Кожин В.Ф. Очистка питьевой и технической воды. М.: Стройиздат, 1971. – 304 с.