

Міністерство освіти і науки України
Національний гірничий університет

МЕТОДИКА
РОЗРАХУНКІВ ВОДОВІДЛИВНИХ УСТАНОВОК
ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ

Методичні вказівки для студентів напряму підготовки
0902 Інженерна механіка

Дніпропетровськ
НГУ
2007

Методика розрахунків водовідливних установок гірничих підприємств. Методичні вказівки для студентів напряму підготовки 0902 Інженерна механіка / Уклад. М.В.Холоменюк. – Д: Національний гірничий університет, 2007. – 67 с.

Укладач: М.В.Холоменюк, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничої механіки
В.І.Самуся, д-р техн. наук, проф.

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Види шахтних водовідливних установок та загальний порядок їх розрахунків	4
2. Розрахунок головної водовідливної установки шахти	5
2.1. Загальна будова установки	5
2.2. Вихідні дані до розрахунку	7
2.2. Визначення потрібної кількості насосів та складання розрахункової гідравлічної схеми установки	7
2.4. Розрахунок і вибір труб для трубопроводів установки	9
2.5. Визначення гідравлічного опору трубопроводів та складання рівняння характеристики зовнішньої мережі установки	13
2.6. Орієнтовний вибір насоса та визначення параметрів режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу	17
2.7. Визначення відповідності орієнтовно вибраного насоса заданим умовам	21
2.8. Вибір привідного двигуна насоса	24
2.9. Визначення техніко-економічних показників роботи водовідливної установки	24
3. Особливості розрахунку головної водовідливної установки шахти при значних подачах	26
4. Особливості розрахунку насосних установок при послідовному включенні насосів	30
5. Особливості розрахунків дільничних водовідливних установок	35
6. Особливості розрахунків кар'єрних водовідливних установок	35
Додатки	37
Додаток 1. Секційні відцентрові насоси	37
Додаток 2. Спиральні відцентрові насоси двобічного всмоктування	44
Додаток 3. Відцентрові консольні насоси загального призначення для води типу К.....	53
Додаток 4. Технічні дані асинхронних електродвигунів серії ВАО	60
Додаток 5. Технічні дані асинхронних електродвигунів серії В	61
Додаток 6. Технічні дані електродвигунів серії А2 та А02 з короткозамкненим ротором	62
Додаток 7. Технічні дані електродвигунів серії А3 та А03 з короткозамкненим ротором	63
Додаток 8. Вихідні дані до розрахункових завдань	64
Список літератури	66

Вступ

Одним із факторів, що значно ускладнює ведення гірничих робіт у шахтах та кар'єрах є те, що в абсолютній більшості випадків у гірничих виробках виділяється підземна вода. Це призводить до того, що гірничі роботи стають можливими тільки за умови своєчасного і надійного водовідливу як із привибійного простору гірничих виробок, так і за межі гірничого підприємства в цілому. Тобто водовідлив – невід'ємна складова частина технології видобутку корисних копалин і тому вміння правильно його організувати є необхідним як для гірничого інженера-технолога, так і для гірничого інженера-електромеханіка.

Мета цих вказівок – надання студентам допомоги в освоєнні методики розрахунків та проектування насосних водовідливних установок різного призначення, які є основними на гірничих підприємствах.

Ці методичні вказівки складені для студентів спеціальностей „Гірниче обладнання”, „Розробка родовищ корисних копалин”, „Шахтне та підземне будівництво”, що виконують індивідуальні завдання із розрахунку водовідливних установок при вивченні дисципліни „Стационарні установки гірничих підприємств”, а також виконують такі розрахунки у відповідних розділах курсових та дипломних проектів. Вказівки можуть бути корисними і для студентів інших спеціальностей.

1. Види шахтних водовідливних установок та загальний порядок їх розрахунків

Залежно від призначення шахтні водовідливні установки поділяються на такі:

- головні – які відкачують загальношахтний водопривід на поверхню;
- дільничні – які перекачують воду в межах шахти, зокрема, із нижчерозташованого горизонту на верхній (у разі, коли глибина не перевищує 100 м, то вода за межі дільниці може відкачуватися безпосередньо на поверхню);
- допоміжні – які відкачують воду із зумпфів стволів;
- привибійні – які відкачують воду із привибійного простору при проведенні гірничих виробок.

Водовідливні установки найчастіше розраховують у такій послідовності:

1. Визначається потрібна кількість насосів та складається розрахункова гідравлічна схема установки.
2. Розраховуються та вибираються труби для напірного і всмоктувального трубопроводів.
3. Розраховується гідравлічний опір трубопроводів, складається рівняння характеристики зовнішньої мережі установки та будується її графік.
4. Орієнтовно вибирається насос і визначаються параметри режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу.

5. Виконуються перевірки та визначається відповідність орієнтовно вибраного насоса заданим умовам. При необхідності корегується тип вибраного насоса або діаметр усмоктувального трубопроводу. Визначається режим роботи остаточно прийнятого насоса.
6. Розраховується і вибирається привідний електродвигун, пускова апаратура та апаратура автоматизації.
7. Визначаються техніко-економічні показники роботи водовідливної установки.

У такому порядку розраховуються всі шахтні водовідливні установки. Але вимоги, яким повинні відповідати установки різного призначення, дещо різняться, що обумовлює певну специфіку їх розрахунків та проектів.

2. Розрахунок головної водовідливної установки шахти

2.1. Загальна будова установки

Будова головної водовідливної установки шахти значною мірою визначається вимогами „Правил безпеки” [1].

Вода, що повинна відкачуватися, надходить до водозбірника – спеціальної похилої виробки, яка знаходиться поблизу допоміжного ствола. У водозбірнику з води осаджуються частинки твердого, завдяки чому вона освітлюється.

Згідно з ПБ водозбірники головної водовідливної установки повинні складатися не менше ніж із двох ізольованих одна від одної гілок. Це дозволяє використовувати частину водозбірника й одночасно очищувати інші його гілки, забезпечуючи таким чином високу надійність роботи установки.

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

Водозбірники необхідно підтримувати в робочому стані – їх замулювання не повинно перевищувати 30% від об'єму.

Насоси головного водовідливного комплексу розміщуються в спеціальній насосній камері, що розташовується в приствольному дворі допоміжного ствола.

Насосна камера з'єднується:

- зі стволом шахти – похилим хідником, місце введення якого в ствол повинно розташовуватися не нижче як на 7 м від рівня підлоги насосної камери;
- з приствольним двором – хідником із герметичними дверима;
- із водозбірником – однією або кількома спеціальними виробками, які облаштовані пристосуваннями, що дозволяють регулювати надходження води до камери та герметизувати насосну камеру.

Похилий хідник проводиться під кутом 25...30° і в місці з'єднання зі стволом має горизонтальний майданчик. Цей хідник використовується для прокладки труб і кабелів, а також рейкової колії та сходів. Його розміри вибираються з умови транспортування по ньому насосів і електродвигунів.

Підлога насосної камери влаштовується на 0,5 м вище підшви приствольного двору.

Кожен насос разом з привідним двигуном монтується на загальній фундаментній плиті. Фундамент насоса перевищує рівень підлоги насосної камери на 0,1... 0,2 м.

Для зменшення поперечних розмірів камери осі насосів розміщують відповідно її довжини. Між насосами залишають прохід від 1,0 до 1,5 м. Зазор між насосами та однією із стін камери приймається 0,7 м. З другого боку прокладається утеплена в підлогу рейкова колія. Над насосами на спеціальних балках розміщується вантажопідйомний пристрій для монтажу обладнання.

У насосній камері розташовуються приймальні колодязі, які з'єднуються з водозбірником виробками з регульовальними пристроями. Один приймальний колодязь робиться на 3 – 4 насоси. На кінцях усмоктувальних трубопроводів насосів, що опускаються в приймальні колодязі, обов'язково встановлюються зворотні клапани із захисними сітками. Підлога насосної камери робиться з нахилом у бік приймального колодязя.

Згідно з ПБ головні водовідливні установки шахт повинні складатися не менше ніж із трьох насосних агрегатів. Якщо агрегат складається з одного насоса, то загальна кількість насосів у камері три – робочий насос, резервний та ремонтний.

Правилами безпеки 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 не перевищує 3-х, повинен бути один резервний трубопровід, при більшій кількості – два резервних трубопроводи. Напірні трубопроводи в насосній камері повинні бути закільцьовані й обладнані засувками таким чином, щоб можна було підключати насоси до будь-якого трубопроводу, а також відключати їх від мережі. На виході з кожного насоса встановлюється зворотний клапан, який автоматично відключає насос від мережі в разі його зупинки.

Залежно від глибини шахти та кількості горизонтів, на яких ведуться гірничі роботи, можливі дві основні гідравлічні схеми головного водовідливу – пряма відкачка води на поверхню та ступенева схема з перекачкою води із нижчерозташованого горизонту на верхній. При такій ступеневій схемі насоси кожного горизонту працюють незалежно один від одного. Методика розрахунків обох схем ідентична.

У деяких умовах може бути доцільною інша ступенева схема головного водовідливу, при якій насос вищерозташованого горизонту підключається послідовно до нижчерозташованого насоса. Особливості розрахунків такої схеми будуть розглянуті нижче.

В абсолютній більшості випадків насоси в насосних камерах розміщуються вище рівня води у водозбірниках, хоча інколи вони розташовуються нижче цього рівня.

2.2. Вихідні дані до розрахунку

Вихідні дані до розрахунку головної водовідливної установки шахти:

- нормальний добовий приплив води в шахту Q_n , м³/доб;
- максимальний добовий приплив води Q_m , м³/доб;
- глибина шахти $H_{ш}$, м;
- тривалість максимального припливу протягом року n_m , діб;
- водневий показник шахтної води рН;
- густина відкачуваної води ρ , кг/м³;
- температура відкачуваної води t , °С.

2.3. Визначення потрібної кількості насосів та складання розрахункової гідравлічної схеми установки

Розрахункова подача насосного агрегату

$$Q_p = \frac{Q_m}{20}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де 20 годин – допустима за ПБ тривалість відкачки максимального добового припливу води.

Залежно від величини Q_p насосний агрегат може складатися з одного чи кількох насосів. Сучасні відцентрові насоси, що використовуються в шахтному водовідливні, спроможні працювати з подачею до 500 ... 550 м³/год при напорах до 800 ... 1200 метрів водяного стовпа.

Тому при $Q_p < 550$ м³/год слід приймати насосні агрегати з одного насоса.

При більшій Q_p необхідно збільшувати кількість насосів у агрегаті. При цьому кількість напірних трубопроводів у стволі може також збільшуватися до величини, при якій кожен насос працюватиме на окремий постав, або бути меншою в порівнянні з кількістю робочих насосів. У другому випадку насоси агрегата будуть працювати одночасно на один трубопровід. Особливості розрахунків установок при $Q_p > 600$ м³/год будуть розглянуті окремо.

Керуючись вимогами ПБ до рівнів резервування кількості насосів і напірних трубопроводів, визначаються їх загальні кількості та розробляється гідравлічна схема установки. На схемі необхідно показати всі гідравлічні елементи (клапани, засувки, трійники, повороти і т. ін.), довжину окремих ділянок мережі, геометричну висоту водопідйому $H_{г}$ та геометричну висоту всмоктування $H_{вс}$ (п. 2.5).

На рис.1 наведена найбільш поширена типова гідравлічна схема головної водовідливної установки шахти з трьома насосами та двома напірними трубопроводами.

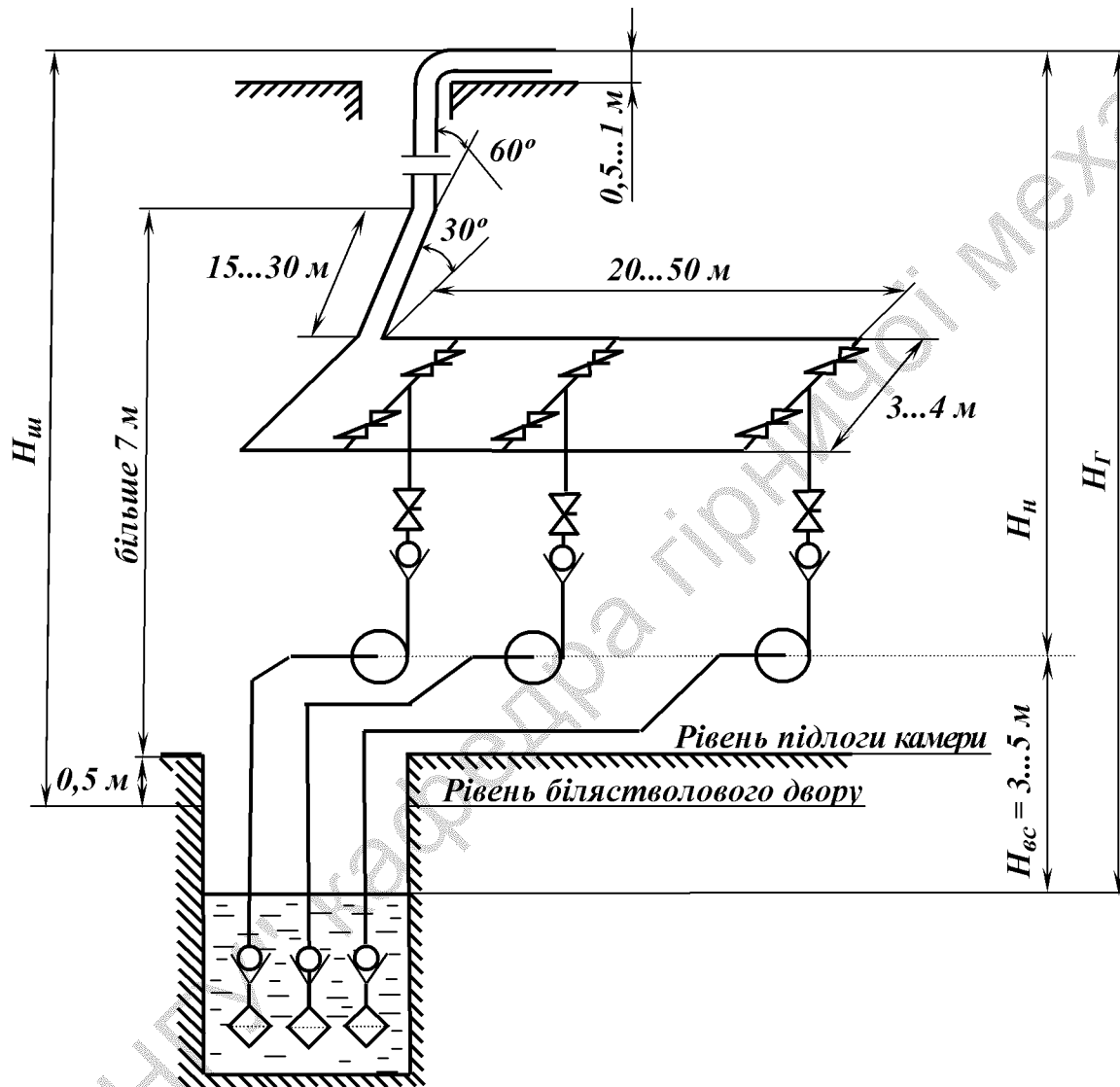


Рис.1. Схема головної водовідливної установки шахти

$H_{вс}$, H_n та $H_{Г}$ – геометричні висоти всмоктування, нагнітання та водопідйому відповідно

2.4. Розрахунок і вибір труб для трубопроводів установки

Труби вибираються за зовнішнім діаметром та товщиною стінки.

2.4.1. Розрахунок і вибір труб для напірного трубопроводу

Через значну довжину напірного трубопроводу його діаметр суттєво впливає як на величину капітальних витрат при спорудженні водовідливної установки, так і на експлуатаційні витрати при її використанні. Тому важливе завдання при проектуванні установки – знаходження оптимального діаметра напірного трубопроводу, при якому приведені витрати на спорудження та експлуатацію установки будуть мінімальними. Точне вирішення цього завдання досить складне і не завжди можливе. Практично діаметр напірного трубопроводу знаходять зважаючи на оптимальну швидкість води в ньому, яка відповідає оптимальному діаметру. Такий підхід є загальним при визначенні діаметрів усіх промислових трубопроводних мереж.

Для напірних трубопроводів шахтних головних водовідливних установок оптимальна швидкість води лежить у межах $v_{opt} = 2,3 \dots 2,5$ м/с. Задаючись величиною швидкості з цього діапазону, знаходять розрахунковий внутрішній діаметр напірного трубопроводу за формулою

$$d_{н.р} = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi v_{н.р}}}, \text{ м,}$$

де $v_{н.р}$ – прийнята розрахункова швидкість води в напірному трубопроводі.

Товщина стінки напірного трубопроводу визначається з умови забезпечення необхідної міцності її упродовж розрахункового терміну експлуатації труб. Вона залежить від тиску в трубах, матеріалу, з якого вони виготовлені, та хімічної активності перекачуваної води.

Мінімально необхідна товщина стінки труби, з умови її міцності, знаходиться за формулою

$$\delta_0 = \frac{p_p d_{н.р}}{0.8\sigma_m} 10^3, \text{ мм,}$$

де p_p – розрахунковий тиск у початковому найнижчому перерізі напірного трубопроводу; σ_m – тимчасовий опір розриву матеріалу стінки труби.

Згідно з вимогами ПБ розрахунковий тиск у напірному трубопроводі

$$p_p = 1,25 p_{роб},$$

де $p_{роб}$ – тиск у нижньому перерізі трубопроводу при роботі насоса,

$$P_{роб} = \rho g (H_{ш} + H_{гир}) = \rho g (H_{ш} + jL_{гир}),$$

де ρ – густина шахтної води; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $H_{гир}$ – утрати напору в нагнітальному трубопроводі; j – гідравлічний похил нагнітального трубопроводу; $L_{гир}$ – загальна довжина нагнітального трубопроводу з урахуванням еквівалентних довжин місцевих гідравлічних опорів у трубопроводі.

У розрахунках слід приймати $L_{гир} = H_{ш} + 250 \dots 300 \text{ м}$.

Гідравлічний похил трубопроводу для розрахункової витрати $Q_p, \text{ м}^3/\text{год}$, та розрахункового внутрішнього діаметра $d_{н.р}, \text{ м}$, за формулою Шевельова Ф.А.

$$j = 0,134 \cdot 10^{-9} \frac{Q_p^2}{d_{н.р}^{5,3}}.$$

Для шахтних водовідливних трубопроводів найчастіше приймають сталі безшовні горячедеформовані труби за ГОСТом 8732-78, що виготовлені зі сталі марок Ст. 2 сп, Ст. 4 сп, Ст. 5 сп, Ст. 6 сп. Тимчасові опори розриву для цих марок сталі наведені в табл. 1 [2].

Таблиця 1

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

Орієнтуючись на одну з можливих марок сталі, визначають величину δ_0 .

З урахуванням корозійного зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб початкова розрахункова товщина їхніх стінок повинна бути такою:

$$\delta_{н.р} = \frac{100}{100 - k_{\delta}} [\delta_0 + (\delta_{к.з} + \delta_{к.в}) \tau],$$

де $\delta_{к.з} = 0,25 \text{ мм/рік}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування зовнішньої поверхні сталі труби в нейтральній атмосфері;

$\delta_{к.в}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні труби, мм/рік;

$\tau = 10...15$ років – середній термін роботи трубопроводу;

$k_{\delta} = 10...15\%$ – коефіцієнт, що враховує мінусовий допуск товщини стінки.

Середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні труби залежить від хімічного складу перекачуваної води (від її водневого показника рН); значення цієї швидкості наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Водневий показник шахтної води рН	>8	6-7	5-6
	Вода нейтральна або лужна	Вода слабокислотна	
Середньорічна швидкість корозійного зношування сталевих труб, мм/рік	0,1	0,2	0,4

Визначивши $\delta_{н.р}$ з урахуванням хімічної властивості перекачуваної води та орієнтуючись на величину $d_{н.р}$, із сортаменту труб приймають найближчу більшу стандартну товщину стінки труби δ_n .

Розрахунковий зовнішній діаметр цих труб

$$d_{н.з.р} = d_{н.р} + 2\delta_n.$$

Округлюючи його до найближчого більшого стандартного значення, отримують стандартний зовнішній діаметр труб напірного трубопроводу $d_{н.з}$.

За величинами $d_{н.з}$ і δ_n вибирають з відповідного сортаменту труби для напірного трубопроводу та визначають їх внутрішній діаметр

$$d_{н.в} = d_{н.з} - 2\delta_n.$$

Указуються геометричні характеристики вибраних труб – зовнішній та внутрішній діаметри і товщина стінки.

При виборі труб можна використовувати дані відносно геометричних характеристик стандартних труб, що наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	Мінімальна	Максимальна
	Крок змінювання товщини стінки – 1мм	
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

2.4.2. Розрахунок і вибір труб для всмоктувального трубопроводу

Усмоктувальний трубопровід насосної установки короткий, тому при визначенні його діаметра нема потреби виходити з техніко-економічних міркувань. Важливим при проектуванні установки є забезпечення мінімального гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу, що суттєво зменшить імовірність появи кавітації при роботі насоса.

Виходячи з характеристик сучасних відцентрових насосів, що використовуються в шахтному водовідливі, труби для всмоктувального трубопроводу треба вибирати такого діаметра, щоб швидкість потоку в них не перевищувала 0,9...1 м/с.

Прийнявши з цього діапазону розрахункову швидкість води у всмоктувальному трубопроводі $U_{вс.р}$, визначають його розрахунковий внутрішній діаметр за формулою

$$d_{вс.р} = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi U_{вс.р}}}$$

Найчастіше тиск у всмоктувальному трубопроводі менший від атмосферного, за винятком тих випадків, коли насос розташовується нижче рівня рідини у водозбірнику. Але і в цьому разі надлишковий тиск у ньому невеликий. Тому при визначенні необхідної товщини стінки всмоктувального трубопроводу немає потреби розрахувати її міцність. Для цього трубопроводу розрахункову товщину стінки визначають лише з урахуванням хімічної властивості перекачуваної води за формулою

$$\delta_{вс.р} = \frac{100}{100 - k_d} (\delta_{к.з} + \delta_{к.в}) \tau$$

Орієнтуючись на значення $d_{вс.р}$, із сортаменту труб приймають стандартну товщину стінки $\delta_{вс}$, яка є найближчою більшою до розрахункового значення. Найчастіше – це мінімальна стандартна товщина стінки труби відповідного діаметра.

Розрахунковий зовнішній діаметр усмоктувального трубопроводу

$$d_{вс.з.р} = d_{вс.р} + 2\delta_{вс}$$

Остаточно для всмоктувального трубопроводу приймаються труби зі стандартним зовнішнім діаметром $d_{вс.з}$, що є найближчим більшим відносно його розрахункового значення.

Визначається внутрішній діаметр труб

$$d_{вс} = d_{вс.з} - 2\delta_{вс}$$

і виписуються геометричні параметри прийнятих труб – $d_{вс.з}$, $\delta_{вс}$ і $d_{вс}$.

2.5. Визначення гідравлічного опору трубопроводів та складання рівняння характеристики зовнішньої мережі установки

2.5.1. Коефіцієнт гідравлічного опору напірного трубопроводу

Розрахунок ведеться для найбільш віддаленого від ствола насоса. Відповідно до прийнятої гідравлічної схеми коефіцієнт опору

$$\xi_H = \xi_{з.к} + 2\xi_з + 3\xi_{к90} + \xi_{к\alpha_1} + \xi_{к\alpha_2} + \xi_{T1} + 2\xi_{T2} + \lambda_H \frac{L_H}{d_H},$$

де $\xi_{з.к}$ та $\xi_з$ – коефіцієнти опору зворотного клапана та повністю відкритої засувки;

$\xi_{к90}$, $\xi_{к\alpha_1}$ і $\xi_{к\alpha_2}$ – коефіцієнти опору коліна при повороті потоку відповідно на 90° , кут α_1 та кут α_2 ;

ξ_{T1} і ξ_{T2} – коефіцієнти опору трійників при вході потоку з відгалуження та для прохідного потоку;

λ_H – коефіцієнт гідравлічного тертя в напірному трубопроводі;

L_H – загальна довжина напірного трубопроводу.

Залежно від діаметра трубопроводу d_H коефіцієнт опору зворотного клапана має такі значення:

Коефіцієнт опору зворотного клапана $\xi_{з.к}$	Діаметр d_H , мм						
	40	70	100	200	300	500	700
	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9

Коефіцієнт опору повністю відкритої засувки Лудло $\xi_з = 0,05$.

У шахтних трубопроводах найчастіше використовують зварні коліна, що складаються з п'яти – шести ділянок. У цьому разі

$$\xi_{к\alpha} = 0,008\alpha^{0,75} (d/R_з)^{0,6},$$

де α – кут повороту потоку, град.; d – внутрішній діаметр труби; R – радіус закруглення.

У розрахунках слід приймати $\frac{d}{R_з} = 0,8...1,0$; $\alpha_1 = 25...30^\circ$; $\alpha_2 = 65...60^\circ$.

При вході потоку з відгалуження $\xi_{T1} = 0,6$; для прохідного потоку $\xi_{T2} = 0,01$.

У трубопроводах шахтної водовідливної установки, як правило, турбулентний режим руху рідини з високим ступенем турбулізації. Для квадратичної зони гідравлічного опору є декілька формул для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , зокрема формула Шевельова Ф.А. [3]. Згідно з нею для не нових

сталевих та чавунних водопровідних труб при швидкості води $v \geq 1,2$ м/с, яка має місце в напірному трубопроводі,

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}},$$

де d – внутрішній діаметр труби, м.

Розрахунки слід проводити, орієнтуючись на не нові труби і зважаючи на те, що водовідливна установка перекачує забруднену воду, яка досить швидко призводить до зменшення прохідного перерізу нових труб і збільшення їх гідравлічного опору.

Загальна довжина напірного трубопроводу складається з ділянок, прокладених у насосній камері, хіднику, стволі та на поверхні. Точне значення її визначається проектом. При розрахунках можна приймати $L_n = H_{ш} + 250 \dots 300$, м.

2.5.2. Коефіцієнт гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу

Розрахунок ведеться для найбільш віддаленого від приймального колодязя насоса. Відповідно до прийнятої гідравлічної схеми коефіцієнт опору

$$\xi_{вс} = \xi_{нк} + 3\xi_{к90} + \lambda_{вс} \frac{L_{вс}}{d_{вс}},$$

де $\xi_{нк}$ – коефіцієнт опору приймального клапана із захисною сіткою;

$\lambda_{вс}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя в усмоктувальному трубопроводі;

$L_{вс}$ – загальна довжина всмоктувального трубопроводу.

Залежно від діаметра трубопроводу $d_{вс}$ вибирається коефіцієнт опору приймального клапана:

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

У всмоктувальному трубопроводі швидкість води $v_{вс.p} < 1,2$ м/с, тому формула Шевельова для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя набуває такого вигляду:

$$\lambda_{вс} = 0,0179 \left(\frac{v_{вс.p} + 0,867}{v_{вс.p} d_{вс}} \right)^{0,3}$$

Загальна довжина всмоктувального трубопроводу становить зазвичай $L_{вс} = 10 \dots 20$ м.

2.5.3. Коефіцієнт гідравлічного опору зовнішньої мережі установки

Цей коефіцієнт визначається за формулою

$$\xi = \xi_{вс} \left(\frac{d_n}{d_{вс}} \right)^4 + \xi_n + 1,$$

де $\xi_{вс} \left(\frac{d_n}{d_{вс}} \right)^4$ – коефіцієнт опору всмоктувального трубопроводу, що зведений до діаметра напірного трубопроводу.

2.5.4. Гідравлічний опір зовнішньої мережі або її стала

Гідравлічний опір зовнішньої мережі розраховується за формулою

$$R = \frac{8\xi}{\pi^2 g d_n^4}, \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Зважаючи на те, що при побудові експлуатаційних характеристик насосів для шахтного водовідливу використовують зазвичай подачу, яка вимірюється в $\text{м}^3/\text{год}$, зручніше стало трубопроводів обчислювати за формулою

$$R = \frac{8\xi}{3600^2 \cdot \pi^2 g d_n^4}, \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

2.5.5. Рівняння характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки

Характеристика зовнішньої мережі водовідливної установки описується рівнянням

$$H_m = H_\Gamma + RQ^2,$$

де H_m – напір, який потрібно створити в мережі; H_Γ – геометрична висота водопідйому; Q – витрата рідини в трубопроводі.

Геометрична висота водопідйому – це перевищення зливного отвору напірного трубопроводу над найнижчим рівнем води в забірному колодязі. Вона складається із геометричних висот усмоктування $H_{вс}$ та нагнітання H_n , тобто

$$H_{\Gamma} = H_{вс} + H_n.$$

Геометрична висота всмоктування – це перевищення осі насоса над найнижчим рівнем води в забірному колодязі.

При розташуванні насосів вище рівня води у водозбірнику $H_{вс} > 0$ і вона приймається $H_{вс} = 3...5$ м.

При розташуванні насосів нижче рівня води у водозбірнику $H_{вс} < 0$ і її значення визначається проектом.

Остаточне значення геометричної висоти всмоктування встановлюється під час перевірки насоса на відсутність кавітації.

З урахуванням перевищення підлоги насосної камери над рівнем підосви приствольного двору, перевищення осі насоса над підлогою насосної камери та над відкачуваною водою, перевищення напірного трубопроводу над устям ствола отримуємо

$$H_{\Gamma} = H_{ш} + 3...5, \text{ м}.$$

Визначивши геометричну висоту водопідйому, записуємо рівняння характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки та будуємо за ним графік характеристики. Для побудови графіка складаємо таблицю, задаючи 5 – 8 значень витрати, одне з яких повинно дорівнювати Q_p . Напір H_p , що відповідає подачі Q_p , називається розрахунковим.

$Q,$ м ³ /год	0	...	Q_p	...
$H_M, \text{ м}$			H_p	

2.6. Орієнтувальний вибір насоса та визначення параметрів режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу

Орієнтувальний вибір насоса виконується відповідно до його розрахункової подачі Q_p та розрахункового напору H_p .

Для спрощення вибору насоса слід користуватися зведеними графіками робочих зон насосів відповідного типу, які приводяться в збірниках характеристик насосів (додатки 1, 2, 3). На ці графіки наноситься точка з координатами

$Q_p - H_p$ і знаходиться насос, робоча зона якого перекриває цю точку – цей насос орієнтовно приймається в проєкті.

При малих добових припливах та значній глибині шахти може виникнути ситуація, коли розрахункова точка не буде перекриватися робочою зоною жодного насоса. У цьому разі слід приймати насос за величиною H_p , а вибір труб і розрахунок гідравлічного опору мережі виконувати, виходячи з номінальної подачі орієнтовно прийнятого насоса.

У разі, коли розрахункова точка перекривається робочими зонами кількох насосів, перевагу слід надавати насосу з меншим значенням допустимого кавітаційного запасу при розрахунковій подачі.

На головних водовідливних установках шахт використовуються секційні відцентрові насоси, у паспортах яких наводяться експлуатаційні характеристики однієї секції, тобто графічні залежності напору h , що створює одне робоче колесо насоса, ККД секції η та допустимого кавітаційного запасу секції Δh_k^{don} від її подачі Q .

Тому після визначення типу насоса за допомогою зведених графіків робочих зон необхідно розрахувати потрібну кількість ступенів насоса і встановити його типорозмір. Для цього за паспортною напірною характеристикою секції $h = f_1(Q)$ визначається напір h_{1p} , що створює одне робоче колесо насоса при подачі Q_p . Потрібна кількість секцій z визначається за формулою

$$z = \frac{H_p}{h_{1p}}.$$

У подальших розрахунках приймається найближче більше ціле число z , хоча в деяких випадках більш доцільним є прийняття найближчого меншого цілого числа z .

Після визначення кількості ступенів, складається таблиця для побудови експлуатаційних характеристик насоса. При цьому напір насоса при кожній подачі визначається за формулою

$$H_n = h_1 z,$$

де h_1 – напір, що утворює одне робоче колесо при прийнятій подачі.

У деяких сучасних відцентрових насосах геометричні характеристики першого робочого колеса відрізняються від характеристик проміжних коліс, зокрема, перше робоче колесо робиться в цих насосах більш широким, завдяки чому зменшується гідравлічний опір проточної частини колеса і поліпшується всмоктувальна здатність колеса і насоса в цілому. При визначенні потрібної кількості ступенів такого насоса слід користуватися напірною характеристикою

проміжної секції. Загальний напір насоса визначається в цьому випадку за формулою

$$H_n = h_{1-1} + (z - 1)h_1,$$

де h_{1-1} та h_1 – напори першого та проміжних робочих коліс насоса при однаковій подачі; z – загальна кількість секцій насоса.

При побудові характеристик насоса приймається, що подача насоса дорівнює подачі секції, а ККД насоса збігається з ККД однієї секції.

Залежність допустимого кавітаційного запасу насоса від подачі збігається, природно, із цією залежністю для першого робочого колеса.

У загальному випадку таблиця для побудови експлуатаційних характеристик насоса має такий вигляд:

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$			
$h_{1-1}, \text{ м}$			
$h_1, \text{ м}$			
$H_n, \text{ м}$			
$\eta, \%$			
$\Delta h_k^{\text{дон}}, \text{ м}$			

Паспортні характеристики деяких секційних насосів наводяться у вигляді напірних характеристик, побудованих для різної кількості ступенів. Кількість ступенів вказується на відповідних характеристиках. У цьому разі дещо спрощується вибір насоса завдяки тому, що потрібний його типорозмір визначається безпосередньо за напірною характеристикою без попереднього визначення необхідної кількості ступенів.

Для визначення параметрів режиму роботи орієнтовно вибраного насоса потрібно побудувати в одній системі координат $Q - H$ і в однаковому масштабі графіки характеристик зовнішньої мережі установки $H_m = \varphi(Q)$ та напірної характеристики насоса $H_n = f(Q)$. Точка перетину цих графіків є робочою точкою установки (точка B на рис. 2). Координати робочої точки вказують, з якою подачею та з яким напором прийнятий насос буде працювати на спроектовану зовнішню мережу.

Після знаходження подачі насоса визначають його ККД та допустимий кавітаційний запас, які відповідають знайденій подачі. Для цього користуються експлуатаційними характеристиками насоса $\eta = f_2(Q)$ та $\Delta h_k^{\text{дон}} = f_3(Q)$.

Для спрощення визначення параметрів робочого режиму насосної установки всі експлуатаційні характеристики насоса та характеристика зовнішньої мережі будуються, як правило, на одній площині і мають спільну вісь подач Q .

У прикладі, показаному на рис. 2, робочою точкою установки є точка B . Параметри робочого режиму цієї установки такі:

подача – Q_B , м³/год;

напір – H_B , м;

ККД – η_B , %;

допустимий кавітаційний запас насоса – $\Delta h_{кВ}^{доп}$, м.

У паспортах деяких насосів замість залежності $\Delta h_{к}^{доп} = f_3(Q)$ наводиться залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування від подачі – $H_{вс.вак}^{доп} = f(Q)$. Значення цієї величини для робочого режиму насоса $H_{вс.вак.В}^{доп}$ знаходиться в тому ж порядку, що і $\Delta h_{кВ}^{доп}$.

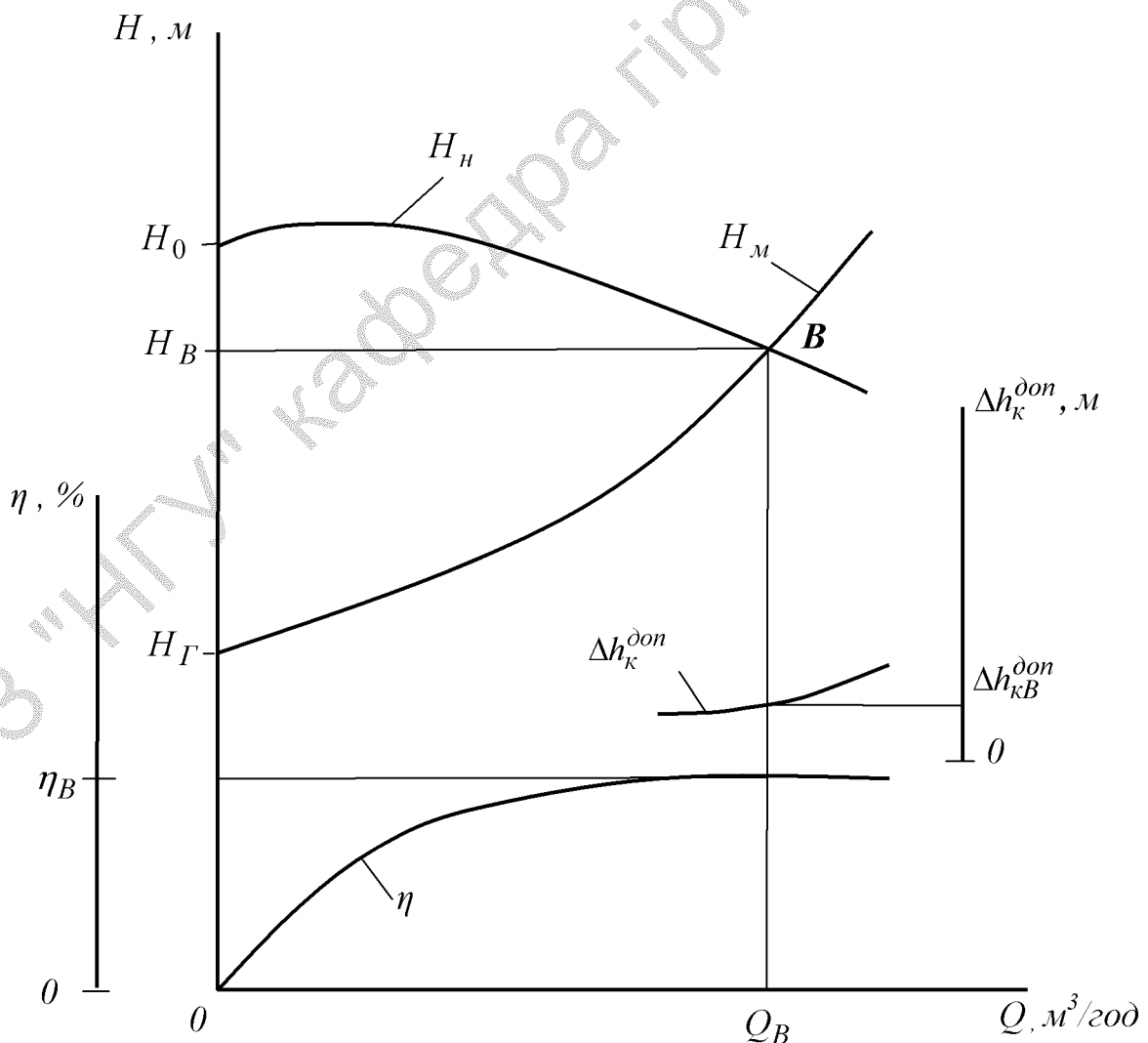


Рис. 2. Визначення параметрів робочого режиму насосної установки

2.7. Визначення відповідності орієнтовно вибраного насоса заданим умовам

2.7.1. Перевірка вибраного насоса на достатність подачі

Фактична подача насоса повинна бути не менше розрахункової, тобто

$$Q_B \geq Q_p.$$

При невиконанні цієї умови слід збільшити кількість секцій насоса або прийняти насос більшого типорозміру.

2.7.2. Перевірка насосної установки на сталість роботи

Робота насосної установки є сталою, коли характеристика зовнішньої мережі перетинається з напірною характеристикою насоса в одній точці. Умова сталої роботи така:

$$H_0 \geq 1,1H_G,$$

де H_0 – напір насоса при нульовій подачі.

Значення H_0 береться з напірної характеристики насоса.

При невиконанні зазначеної умови необхідно збільшити кількість секцій у насосі або вибрати насос, секція якого створює більший напір.

2.7.3. Визначення відповідності режиму роботи насоса його робочій зоні

Вибраний насос повинен використовуватися в своїй робочій зоні і працювати з достатньо високим ККД. Умовою виконання цієї вимоги є

$$\eta_B \geq 0,9\eta_{\max},$$

де η_{\max} – максимальний ККД вибраного насоса.

Значення η_{\max} береться з відповідної експлуатаційної характеристики насоса. Воно наводиться також у текстовій частині паспорта насоса.

При невиконанні цієї умови необхідно, як правило, приймати інший насос. Інколи виконання умови може бути досягнуте при зміні кількості секцій орієнтовно вибраного насоса.

2.7.4. Перевірка вибраного насоса на відсутність кавітації

У паспортних характеристиках більшості сучасних відцентрових насосів наводиться графічна залежність допустимого кавітаційного запасу насоса від його подачі.

Кавітаційний запас насоса – це перевищення повного напору на вході в насос над п'єзометричним напором, що відповідає тиску насиченої пари перекачуваної рідини.

У цьому разі умова безкавітаційної роботи насоса записується так:

$$\Delta h_{кВ} \geq \Delta h_{кВ}^{дон},$$

де $\Delta h_{кВ}$ – фактичний кавітаційний запас насоса в робочому режимі.

Перевірка насоса на відсутність кавітації виконується в такому порядку:

– визначається фактична швидкість рідини в усмоктувальному трубопроводі при робочій подачі насоса:

$$v_{вс.В} = \frac{4Q_B}{3600\pi d_{вс}^2};$$

– знаходяться втрати напору в усмоктувальному трубопроводі в робочому режимі:

$$h_{вс.В} = \xi_{вс} \frac{v_{вс.В}^2}{2g};$$

– розраховується кавітаційний запас насоса в робочому режимі за формулою

$$\Delta h_{кВ} = \frac{p_{атм} - p_{нп}}{\rho g} - H_{вс} - h_{вс.В}, \text{ м}$$

де $p_{атм}$ – атмосферний тиск у насосній камері. При розрахунках можна приймати $p_{атм} = 10^5$ Па; $p_{нп}$ – тиск насиченої пари перекачуваної рідини;

$H_{вс}$ – прийнята геометрична висота всмоктування насоса.

Тиск насиченої пари перекачуваної рідини залежить лише від її температури. Для води значення цього тиску при різних температурах наведені в табл. 4;

Таблиця 4

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40
$p_{нп}, \text{Па}$	872	1228	1704	2337	3166	4241	5622	7375

– порівнюються значення фактичного та допустимого кавітаційних запасів.

У разі, коли насоси розміщуються нижче рівня води у водозбірнику, тобто з від'ємною геометричною висотою всмоктування, кавітаційний запас насоса знаходять за формулою

$$\Delta h_{кВ} = \frac{P_{атм} - P_{нп}}{\rho g} + H_{вс} - h_{вс.В}, \text{ м.}$$

Якщо у паспорті насоса дається залежність $H_{вс.вак}^{дон} = f(Q)$, то умова безкавітаційної роботи записується так:

$$H_{вс.вак.В} \leq H_{вс.вак.В}^{дон},$$

де $H_{вс.вак.В}$ – фактична вакуумметрична висота всмоктування насоса при робочій подачі;

$$H_{вс.вак.В} = H_{вс} + (\xi_{вс} + 1) \frac{v_{вс.В}^2}{2g}, \text{ м.}$$

При невиконанні умов безкавітаційної роботи треба, насамперед, з'ясувати можливість зменшення кількості секцій насоса. При цьому зменшенні необхідно щоб виконувалися інші умови нормальної роботи насоса.

Ефективним способом покращення всмоктувальної здатності насоса є зменшення геометричної висоти всмоктування, коли $H_{вс} > 0$. Але не слід приймати $H_{вс} < 3$ м, тому що в цьому випадку із значної частини водозбірника вода не буде відкачуватися. Це створить сприятливі умови для осідання у водозбірнику частинок твердого з шахтної води і швидкого замулювання водозбірника. Крім того, мале значення $H_{вс}$ обумовить необхідність частого включення насоса, що ускладнить його експлуатацію.

Допустима геометрична висота всмоктування при робочій подачі насоса визначається за формулами:

$$H_{вс}^{дон} = \frac{P_{атм} - P_{нп}}{\rho g} - \Delta h_{кВ}^{дон} - h_{вс.В}, \text{ м.}$$

або

$$H_{вс}^{дон} = H_{вс.вак.В}^{дон} - (\xi_{вс} + 1) \frac{v_{вс.В}^2}{2g}, \text{ м}$$

У разі, коли $H_{вс}^{дон} \geq 3$ м, до рівня цієї висоти може бути зменшена проектна геометрична висота всмоктування насоса. Якщо з'ясується, що $H_{вс}^{дон} < 3$ м, то слід застосовувати інші заходи для покращення всмоктувальної здатності на-

соса, у тому числі комбінуючи їх з можливим зменшенням геометричної висоти всмоктування.

Дієвим шляхом зменшення гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу та підвищення у такий спосіб фактичного кавітаційного запасу насоса є збільшення діаметра всмоктувального трубопроводу.

Інколи для забезпечення безкавітаційної роботи насоса доцільно використовувати допоміжний (бустерний) насос, який уключається послідовно перед основним насосом.

Бустерний насос повинен відповідати таким вимогам:

- мати високу всмоктувальну здатність;
- мати подачу, що відповідає подачі основного насоса;
- повинен створювати невеликий напір.

При неможливості забезпечення безкавітаційної роботи орієнтовно вибраного насоса зазначеними способами слід прийняти насос більшого типорозміру.

Остаточно у проекті приймається насос, для якого виконуються всі перераховані перевірки.

Визначається режим роботи цього насоса і вказуються параметри режиму. Вказується також номінальна частота обертання валу насоса n_n , значення якої приводиться в його експлуатаційних характеристиках.

2.8. Вибір привідного двигуна насоса

Привідний двигун насоса вибирається за номінальною частотою обертання вала та номінальною потужністю.

Номінальна частота обертання вала двигуна n_d повинна збігатись з номінальною частотою обертання вала прийнятого насоса n_n , тобто $n_d = n_n$.

Необхідна потужність двигуна

$$N = k_3 \frac{\rho g Q_B H_B}{3600 \eta_B} 10^{-3}, \text{ кВт}$$

де k_3 – коефіцієнт запасу.

Значення коефіцієнта запасу залежно від потужності привідного електродвигуна наведені в табл. 5.

Таблиця 5

Потужність електродвигуна, кВт	2...5	5...10	10...50	50...350	більше 350
Коефіцієнт запасу k_3	1,5...1,3	1,3...1,15	1,15...1,10	1,10...1,05	1,05

До установки приймається електродвигун з номінальною потужністю, яка є найближчою більшою до отриманої.

Для приводу насосів головного водовідливу вугільних шахт використовуються вибухонебезпечні асинхронні трифазні короткозамкнені електродвигуни серій ВАО та В. Їх номінальні параметри вказані в додатках 4, 5.

Для інших шахт використовуються електродвигуни нормального виконання (додатки 6, 7).

Після вибору привідного електродвигуна наводиться його технічна характеристика, у якій указуються тип прийнятого електродвигуна та номінальні значення потужності, частоти обертання вала, ККД, електричної напруги.

2.9. Визначення техніко-економічних показників роботи водовідливної установки

2.9.1. Фактична тривалість роботи насоса впродовж доби

При відкачці нормального припливу води

$$T_n = Q_n / Q_B, \text{ год.}$$

При відкачці максимального припливу води

$$T_m = Q_m / Q_B, \text{ год.}$$

2.9.2. Середньорічна витрата електроенергії на водовідлив

$$E = 1,05 \frac{\rho g Q_B H_B \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_B \cdot \eta_d \cdot \eta_{em}} [(365 - n_m) T_n + n_m T_m] \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}, \quad (1)$$

де 1,05 – коефіцієнт, що враховує витрати електроенергії на власні потреби установки; η_d – ККД привідного двигуна; η_{em} – ККД постачальної електромережі, $\eta_{em} = 0,95..0,96$; n_m – середньорічна тривалість максимального припливу води, діб.

2.9.3. Питома витрата електроенергії на відкачку 1м³ води

$$e = \frac{E}{Q_B [(365 - n_m) T_n + n_m T_m]} \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^3}.$$

2.9.4. Питома витрата електроенергії на 1 тонно-кілометр водопідйому

$$e' = e \cdot 10^6 / (\rho H_{\Gamma}).$$

Для нормально спроектованої водовідливної установки витрата електроенергії на 1 ткм водопідйому не повинна перевищувати $4,7 \dots 5,6 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т} \cdot \text{км}}$.

3. Особливості розрахунку головної водовідливної установки шахти при значних подачах

Якщо розрахункова подача насосного агрегата установки перевищує $550 \text{ м}^3/\text{год}$, то агрегат повинен включати кілька насосів.

Орієнтуючись на характеристики сучасних відцентрових насосів, можна вважати, що ця кількість буде складати, як правило, два-три насоси.

У випадку, коли насосний агрегат буде складатися з двох насосів, можливі дві гідравлічні схеми установки – з одним або двома одночасно задіяними напірними трубопроводами.

Перша схема може бути доцільною при розрахункових подачах до $900 \dots 950 \text{ м}^3/\text{год}$. При більших подачах знадобиться напірний трубопровід із зовнішнім діаметром більше ніж 400 мм . При монтажі таких великих труб у стволі виникають важковирішувані технологічні проблеми, тому закладати їх у проект не слід.

Якщо приймається гідравлічна схема з одним напірним трубопроводом, то труби для нього вибираються у вищерозглянутому порядку без особливостей. При виборі труб для всмоктувальних трубопроводів використовують половину розрахункової подачі

$$Q'_p = Q_p / 2.$$

При підрахунку коефіцієнтів гідравлічного опору трубопроводів до уваги можна приймати коефіцієнт гідравлічного опору одного всмоктувального трубопроводу, не зважаючи на деяке зменшення гідравлічного опору системи при врахуванні наявності в ній двох усмоктувальних трубопроводів.

Складання рівняння характеристики зовнішньої мережі та побудова її графіка для цієї схеми здійснюється у вище розглянутому порядку. При попередньому виборі насосів слід використовувати половину розрахункової подачі Q'_p та розрахунковий напір H_p , що відповідає повній розрахунковій подачі Q_p (його значення береться з таблиці для побудови графіка характеристики зовнішньої мережі установки).

Для визначення параметрів режиму роботи агрегата і кожного насоса, що працює в його складі, на одній площині будуються графіки всіх експлуатаційних характеристик насоса, графік характеристики зовнішньої мережі й сумарна

напірна характеристика агрегата. Остання характеристика (лінія 2_H на рис. 3) будується шляхом складання подач насосів при кожному з прийнятих напорів. Точка перетину сумарної напірної характеристики агрегата з характеристикою зовнішньої мережі є робочою точкою агрегата.

У прикладі, показаному на рис. 3 – це точка A . Після її знаходження вказуються подача агрегата Q_A , $\text{м}^3/\text{год}$, і напір агрегата H_A , м .

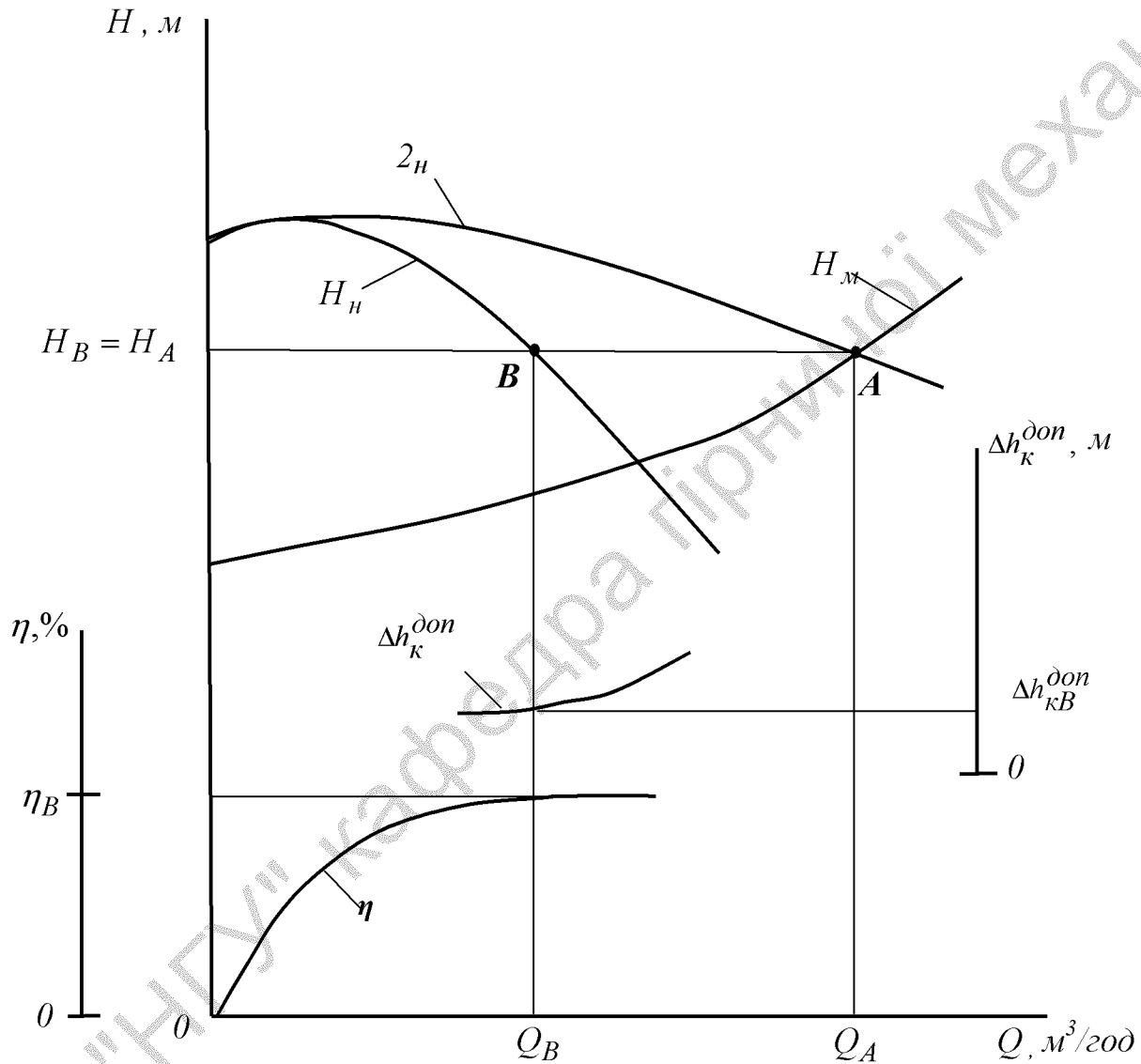


Рис. 3. Графічне визначення параметрів роботи агрегата та насосів, що паралельно підключені до одного трубопроводу

Робоча точка кожного насоса (точка B на рис. 3) знаходиться на перетині напірної характеристики насоса і лінії сталого напору H_A . Після її знаходження та визначення подачі кожного насоса за його експлуатаційними характеристиками визначаються ККД η_B та допустимий кавітаційний запас Δh_{kB}^{don} і вказуються параметри роботи кожного насоса: подача Q_B , $\text{м}^3/\text{год}$; напір H_B , м ; ККД η_B , %; допустимий кавітаційний запас Δh_{kB}^{don} , м .

Орієнтовно вибрані насоси відповідатимуть заданим умовам, якщо фактична подача агрегата буде не менше розрахункової, тобто $Q_A \geq Q_p$; якщо буде виконуватися умова сталої роботи установки, якщо кожен з насосів матиме достатньо високий ККД та працюватиме в безкавітаційному режимі. При невиконанні цих умов слід приймати інші насоси.

Привідні двигуни для насосів розраховуються за параметрами їхньої роботи.

Фактична тривалість роботи насосів упродовж доби визначається через подачу агрегату Q_A .

Середньорічна витрата електроенергії на водовідлив

$$E = 2E_1,$$

де E_1 – середньорічна витрата електроенергії одним насосом, що розраховується за формулою (1).

Питома витрата електроенергії на відкачку 1 м^3 води визначається через подачу агрегата Q_A .

Якщо при двох насосах в агрегаті приймається гідравлічна схема з двома напірними трубопроводами, то в цьому випадку насосний агрегат складається з двох незалежних насосних установок, кожна з яких розраховується на половину розрахункової подачі Q'_p .

У разі, коли насосний агрегат складається з трьох або більше насосів, то приймаються гідравлічні схеми з двома, трьома, а інколи і з більшою кількістю одночасно задіяних напірних трубопроводів. Експлуатувати такі водовідливні установки найпростіше, коли всі напірні трубопроводи об'єднані спільним колектором і працюють паралельно.

Розрахунки подібних установок виконуються у такій послідовності:

1. Розраховуються та вибираються труби для одного напірного трубопроводу з умови протікання по ньому відповідної частини від загальної розрахункової подачі агрегата

$$Q_p'' = Q_p / m_T,$$

де m_T – кількість одночасно задіяних напірних трубопроводів.

Труби для всмоктувальних трубопроводів вибираються з умови протікання по них частини від загальної розрахункової подачі

$$Q_p' = Q_p / m_n,$$

де m_n – кількість насосів у агрегаті.

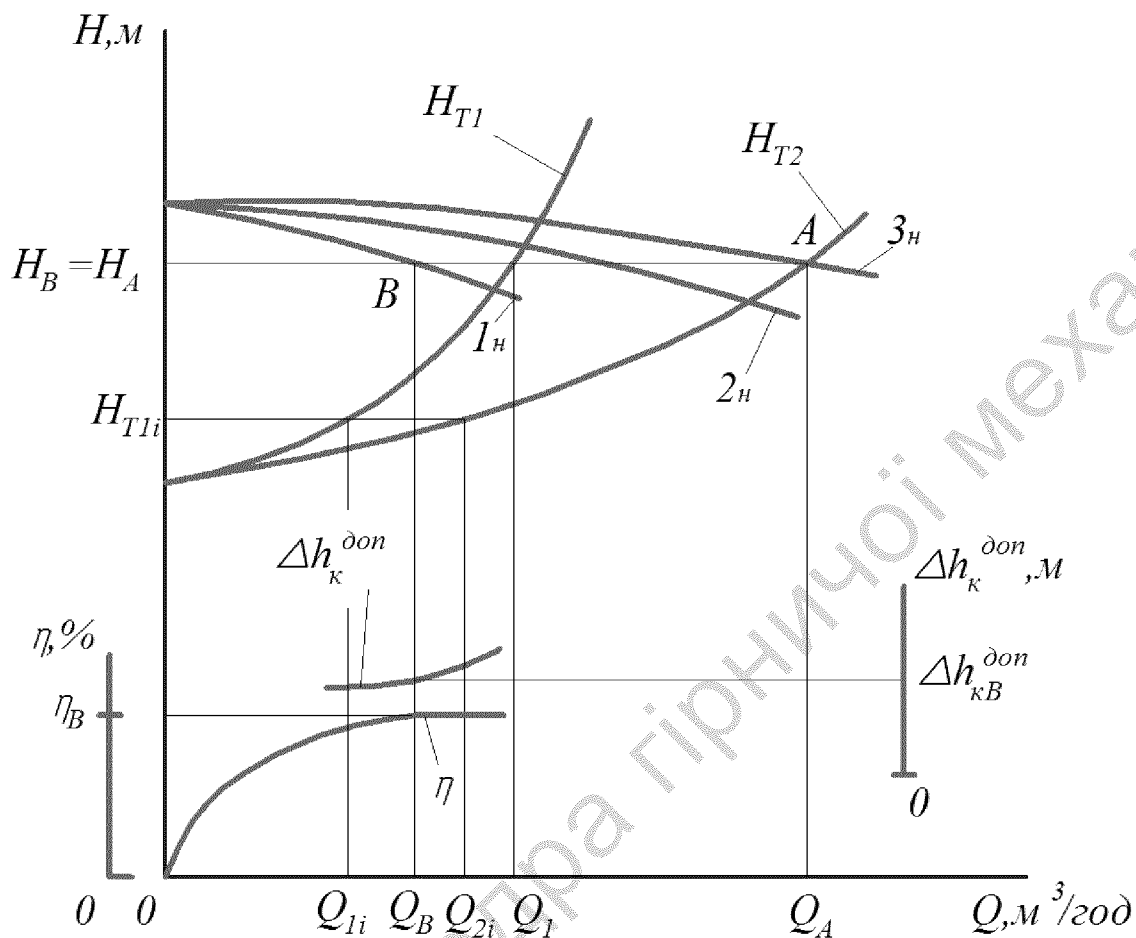


Рис. 4. Графічне визначення параметрів роботи агрегата та насосів, що паралельно підключені до двох трубопроводів

2. Складається рівняння та будується графік характеристики мережі з одним напірним трубопроводом $H_{T1} = f_1(Q)$ (лінія H_{T1} на рис. 4).

3. Будується графік спільної зовнішньої мережі установки $H_M = f_2(Q)$, яка включає m_T паралельних трубопроводів (лінія H_{T2} на рис. 4). Абсиси цього графіка отримуються шляхом складання витрат у кожному трубопроводі при кожній довільно прийнятій втраті напору в трубопроводі H_{T1i} .

Якщо діаметри трубопроводів однакові, то

$$Q_{Mi} = m_T Q_{1i},$$

де Q_{1i} – витрата рідини в одному трубопроводі при прийнятій втраті напору в ньому H_{T1i} .

4. У вищерозглянутому порядку виконується попередній вибір насосів.

Будуються графіки експлуатаційних характеристик одного насоса та графік сумарної напірної характеристики агрегата (лінія Z_H на рис. 4).

Знаходяться робочі точки агрегата (точка A) та одного насоса (точка B). Визначаються параметри їхньої роботи.

З'ясовується відповідність прийнятих насосів заданим умовам, розраховуються та вибираються привідні двигуни, визначаються техніко-економічні показники роботи установки.

У прикладі, показаному на рис. 4, насосний агрегат складається з трьох однакових насосів, які працюють на два однакові паралельні трубопроводи. У цьому прикладі параметри роботи агрегата такі:

– подача Q_A , м³/год;

– напір H_A , м.

Параметри роботи кожного насоса:

– подача Q_B , м³/год;

– напір H_B , м;

– ККД η_B , %;

– допустимий кавітаційний запас Δh_{KB}^{don} , м.

Кількість рідини, що протікає через один трубопровід, становить Q_1 , м³/год.

4. Особливості розрахунку насосних установок при послідовному включенні насосів

Шахтна система водовідливу формується поступово, розширюючись при збільшенні кількості гірничих виробок. Наслідком цього є те, що на багатьох шахтах система водовідливу включає значну кількість проміжних насосних установок, які перекачують воду в межах шахти з одного водозбірника в інший, зокрема з нижчерозташованого горизонту на верхній. Підтримка такої розгалуженої системи в робочому стані – досить складне завдання. Суттєвого спрощення експлуатації подібних водовідливних систем можна досягти шляхом послідовного з'єднання насосів суміжних водовідливних установок. При цьому з'являється можливість виводу з постійної експлуатації ряду проміжних водозбірників.

Порядок розрахунків водовідливної установки з послідовно включеними насосами розглянемо на прикладі установки, гідравлічна схема якої наведена на рис. 5. Вона складається з насосів 1 та 2, уключених послідовно. Геометрична висота водопідйому насоса 1 дорівнює $H_{Г1}$, насоса 2 – $H_{Г2}$. Уважаємо, що насосна установка 2 спроектована раніше.

Розрахунки подібної установки слід вести в такому порядку:

1. Виходячи з розрахункової подачі агрегата Q_p та геометричної висоти водопідйому $H_{Г1}$ підраховуються та вибираються труби для з'єднувальної ділянки 1-2, як для напірного трубопроводу насоса 1.

Розрахунковий тиск у нижньому перерізі з'єднувальної ділянки визначається за формулою

$$p_p = \rho g(H_{Г1} + jL_1),$$

де L_1 – загальна довжина ділянки трубопроводу.

Труби для всмоктувального трубопроводу насоса 1 вибираються у порядку описаному в п. 2.4.2.

2. Складається рівняння та будується графік характеристики з'єднувальної ділянки мережі (лінія 1-2 на рис. 5).

3. Орієнтовно вибирається насос 1 та будуються його експлуатаційні характеристики.

4. Насос 1 умовно переноситься до входу в насос 2 і будується напірна характеристика умовного насоса 1' шляхом вертикального віднімання від напірної характеристики насоса 1 характеристики з'єднувальної ділянки 1-2. Тобто напірна характеристика умовного насоса 1' отримується при відніманні від напорів, що утворює насос 1, утрат напорів в з'єднувальній ділянці 1-2 при кожній з прийнятих витратах. На рис. 5 – це лінія 1'.

5. Складається рівняння та будується графік характеристики ділянки 2-0 зовнішньої мережі установки (лінія 2-0 на рис. 5). Будуються також експлуатаційні характеристики насоса 2.

6. Будується сумарна напірна характеристика агрегата, що складається з умовного насоса 1' та насоса 2. Вона отримується при складанні напорів, які утворюють ці насоси при однакових подачах (лінія (1' + 2) на рис. 5).

7. Точка перетину сумарної напірної характеристики агрегата з характеристикою ділянки 2-0 (точка А) – це робоча точка агрегата. Після її знаходження вказуються параметри роботи агрегата – подача Q_A , м³/год і напір H_A , м.

Далі виконується перевірка на достатність подачі агрегата.

У разі, коли $Q_A < Q_p$, то слід збільшити діаметр з'єднувальної ділянки 1-2 або вибрати насос 1 більшого типорозміру.

Якщо $Q_A \geq Q_p$, то визначаються робочі точки насоса 2 (точка B_2 на рис. 5) і насоса 1' (точка B'_1). Вони знаходяться на перетині напірних характеристик насосів з лінією сталої подачі Q_A .

Після цього вказуються параметри робочого режиму насоса 2 – подача Q_{B2} , напір H_{B2} , ККД η_{B2} , допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{кВ2}^{дон}$.

Указуються також напір і подача насоса 1', відповідно, H'_1 та $Q'_1 = Q_A$.

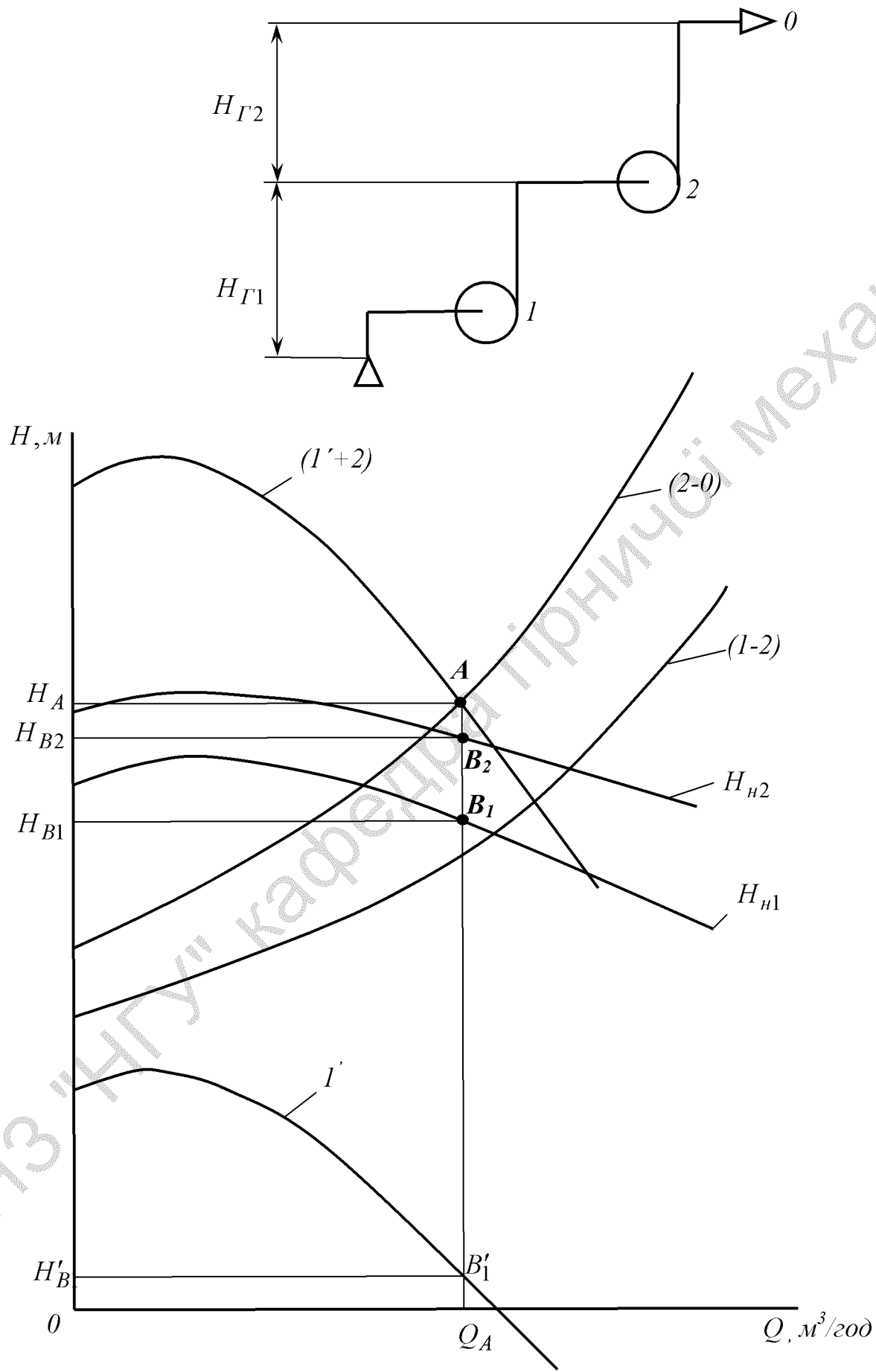
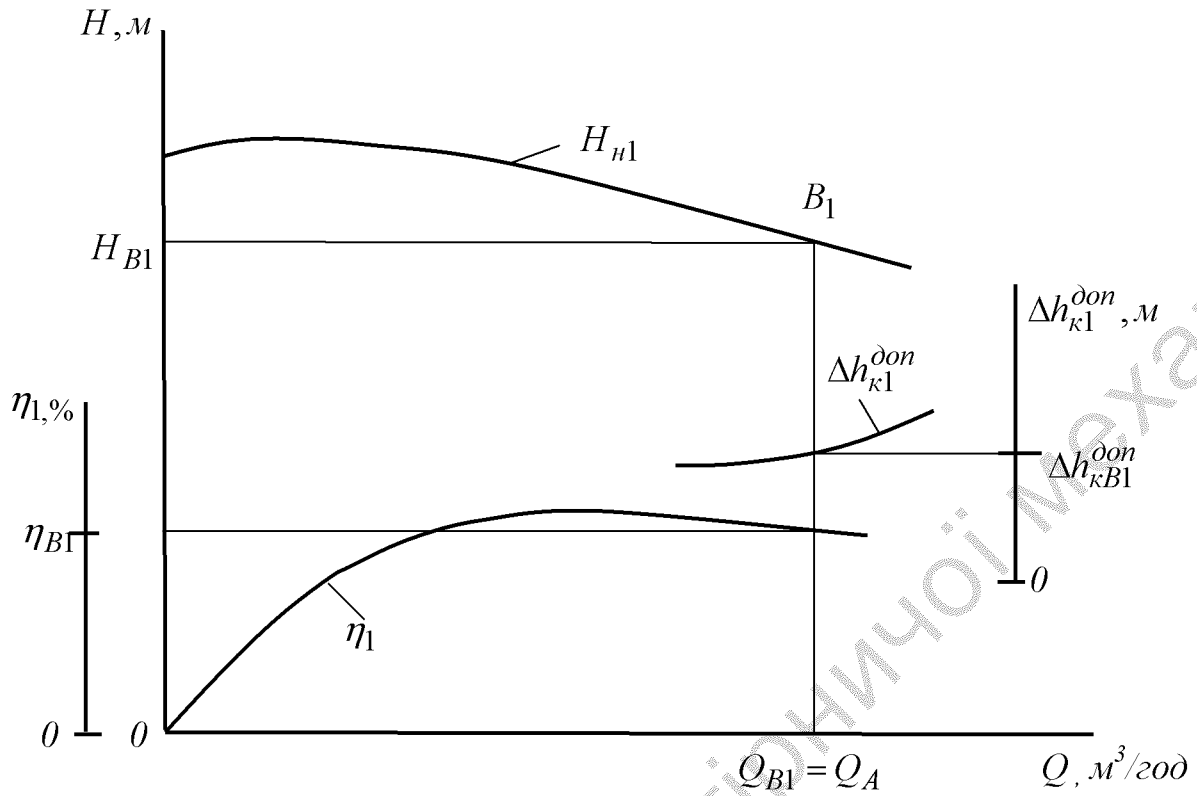
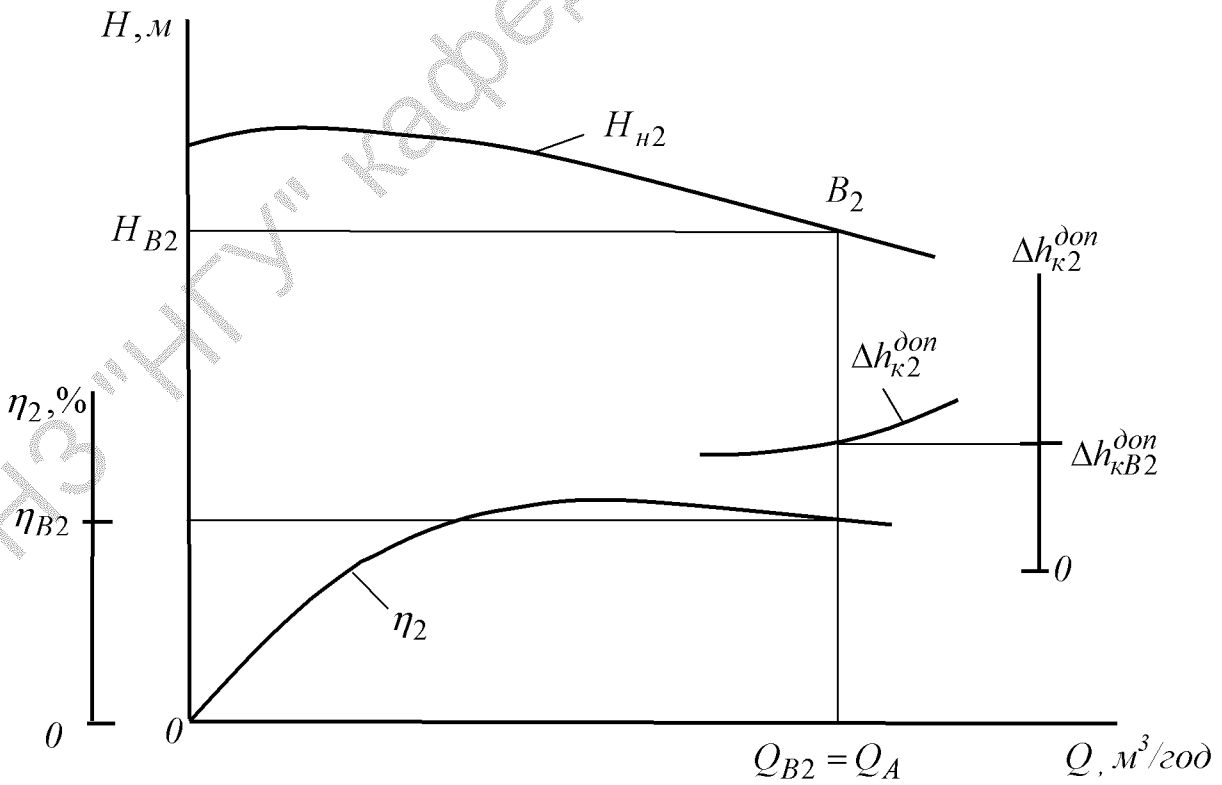


Рис. 5. Графічне визначення параметрів роботи агрегата та послідовно підключених насосів при значній відстані між ними

до рис. 5



Насос 1



Насос 2

З'ясовується можливість роботи насоса 2 послідовно з насосом 1. При цьому слід враховувати, що параметри робочого режиму насоса 1 є параметрами потоку на вході в насос 2. Тому для нормальної роботи агрегата необхідно, щоб

$$H'_1 \leq H_{2вс}^{дон},$$

де $H_{2вс}^{дон}$ – допустимий за міцністю сальника напір на вході в насос 2.

Для насосів, що використовуються в шахтному водовідливі, у більшості випадків $H_{2вс}^{дон} = 40 \dots 50$ м вод. ст.

При невиконанні цієї умови слід зменшити діаметр з'єднувальної ділянки 1-2 або зменшити кількість секцій у насосі 1.

У випадку, коли $H'_1 < 0$, необхідно виконати для насоса 2 перевірку на відсутність кавітації. Умова безкавітаційної роботи насоса:

$$\Delta h_{кВ2} \leq \Delta h_{кВ2}^{дон},$$

де $\Delta h_{кВ2}$ – фактичний кавітаційний запас насоса 2,

$$\Delta h_{кВ2} = \frac{P_{атм} - P_{нп}}{\rho g} - |H'_1|.$$

Якщо в експлуатаційних характеристиках насоса 2 дається залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування від подачі, то умова відсутності кавітації в ньому визначається формулою:

$$|H'_1| \leq H_{вс.вак.В2}^{дон},$$

де $H_{вс.вак.В2}^{дон}$ – допустиме значення вакуумметричної висоти всмоктування для робочого режиму насоса 2. Воно визначається за відповідною експлуатаційною характеристикою насоса.

При невиконанні умови безкавітаційної роботи насоса 2 необхідно збільшити діаметр з'єднувальної ділянки 1-2 або збільшити кількість секцій у насосі 1. Слід також мати на увазі бажаність невеликого надлишкового тиску на вході в насос 2 для забезпечення більш надійної його роботи.

8. Після забезпечення умов нормальної роботи послідовно включених насосів визначаються параметри роботи насоса 1. Його робоча точка знаходиться на перетині напірної характеристики насоса з лінією сталої подачі Q_A (точка B_1). У наведеному прикладі ці параметри такі: подача Q_{B1} , м³/год; напір H_{B1} , м; ККД η_{B1} , %; допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{кВ1}^{дон}$, м.

9. У вищерозглянутому порядку виконується перевірка насоса 1 на достатність ККД і на відсутність кавітації. З'ясовується також достатність ККД насоса 2. При необхідності корегуються кількість секцій у насосі 1, його тип або діаметр з'єднувальної ділянки 1-2.

10. Розраховується та вибирається привідний двигун для насоса 1. Перевіряється достатність потужності привідного двигуна насоса 2. При необхідності корегується тип двигуна.

11. Визначаються техніко-економічні показники роботи установки.

5. Особливості розрахунків дільничних водовідливних установок

Вимоги ПБ [1] до будови дільничних водовідливних установок відрізняються від вимог до будови головних. Зокрема, на дільничних водовідливних установках дозволяється мати водозбірники, що складаються з однієї виробки. Місткість водозбірника дільничного водовідливу повинна розраховуватися не менше ніж на 2-годинний максимальний приплив, не враховуючи замулювання. Якщо припливи менші за $50 \text{ м}^3/\text{год}$, дозволяється влаштовувати дільничні водовідливні установки без спеціальних камер. Крім того, при припливах менших за $50 \text{ м}^3/\text{год}$ дільнична водовідливна установка може складатися лише з двох насосних агрегатів – робочого та резервного.

Для дільничних водовідливних установок дозволяється мати один напірний трубопровід.

Розрахунки та вибір обладнання для дільничних установок виконуються у тому ж порядку, що і для головних.

Для дільничних водовідливних установок використовуються відцентрові насоси консольного, секційного та спірального типів.

Якщо дільничні водовідливні установки перекачують воду на значні відстані, то в цих випадках може бути доцільною схема з послідовно включеними насосами. Це дозволить знизити тиск у трубопроводах, які прокладаються в гірничих виробках, а також зменшити одиничну потужність привідних двигунів насосів.

6. Особливості розрахунків кар'єрних водовідливних установок

Вихідні дані для проектування кар'єрних водовідливних установок такі ж, як і при проектуванні шахтних установок. Але кількість водовідливних установок на кар'єрах та їх будова залежить від гідрогеологічних умов, системи розробки

родовища, інтенсивності гірничих робіт та прийнятого способу осушування кар'єрного поля.

Відкачка води, що надходить з гірничого масиву в системі водозниження (дренажу) кар'єрних полів, і видалення поверхневої води, обумовленої атмосферними опадами, можуть бути суміщені та виконуватися однією водовідливною установкою, яка розміщується у спеціальній дренажній траншеї при відкритому способі осушування або в дренажній шахті при використанні підземного способу осушування. При веденні гірничих робіт у складних гідрогеологічних умовах водозниження та відкачка поверхневої води проводяться, як правило, роздільними водовідливними установками з різнотипним обладнанням.

Водовідливні установки дренажних шахт проектуються аналогічно водовідливам видобувних шахт. Проектування поверхневих водовідливів має особливості. Зокрема, місткість водозбірника відкритого водовідливу повинна бути розрахованою не менше ніж на тригодинний нормальний приплив [4]. Крім того, для відкритих водовідливів ПБ не регламентують ні кількості насосних агрегатів у головній водовідливній установці, ні кількості напірних трубопроводів. Згідно з ними сумарна подача робочих насосів головної водовідливної установки повинна забезпечувати відкачування максимального очікуваного добового припливу води протягом 20 годин. Установка повинна мати резервні насоси із сумарною подачею, що дорівнює 20 ... 25% подачі робочих насосів [4].

Вода, що видаляється з кар'єру, повинна скидатися в найближчий водостік або в місце, яке виключає можливість її зворотного проникнення через тріщини, провали або водопроникливі породи у виробки і заболочення прилеглих територій. Водоскид кар'єрної та підземної води, отриманої у результаті осушення родовища корисних копалин, повинен проводитися тільки після їх прояснення, а в необхідних випадках – очищення від шкідливих домішок.

Такі вимоги ПБ дозволяють при розробці гідравлічних схем водовідливних установок кар'єрів максимально враховувати особливості конкретного підприємства та обумовлюють значну кількість цих схем. Розрахунки насосних установок після розробки їх гідравлічних схем виконуються у вищерозглянутому порядку.

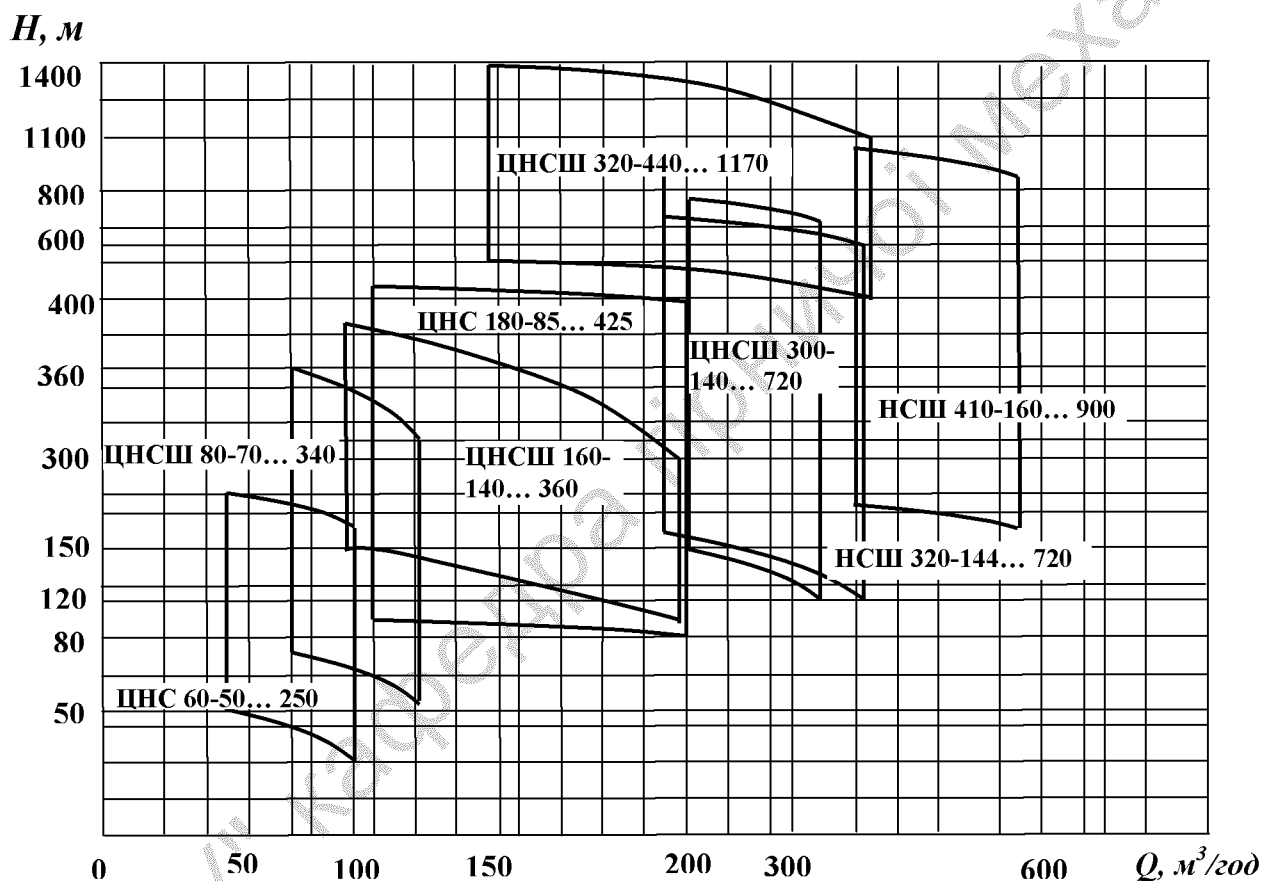
На кар'єрних водовідливах використовуються всі види відцентрових насосів – консольні, секційні, спіральні.

Додатки

Додаток 1

Секційні відцентрові насоси

Зведені графіки полів характеристик насосів типів ЦНС, ЦНСШ, НСШ

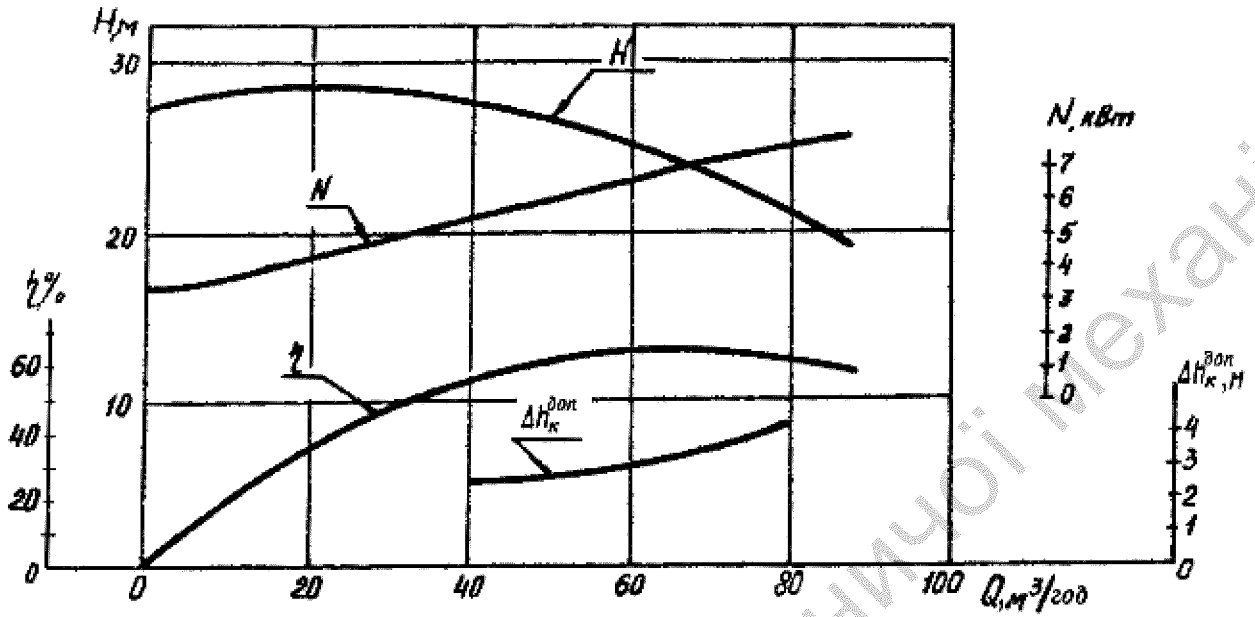


Умовне позначення насосів:

- букви – тип насоса (секційний шахтний);
- перша цифра – номінальна подача, $m^3/год$;
- друга цифра – номінальний напір при мінімальній кількості ступенів, м;
- третя цифра – номінальний напір при максимальній кількості ступенів, м.

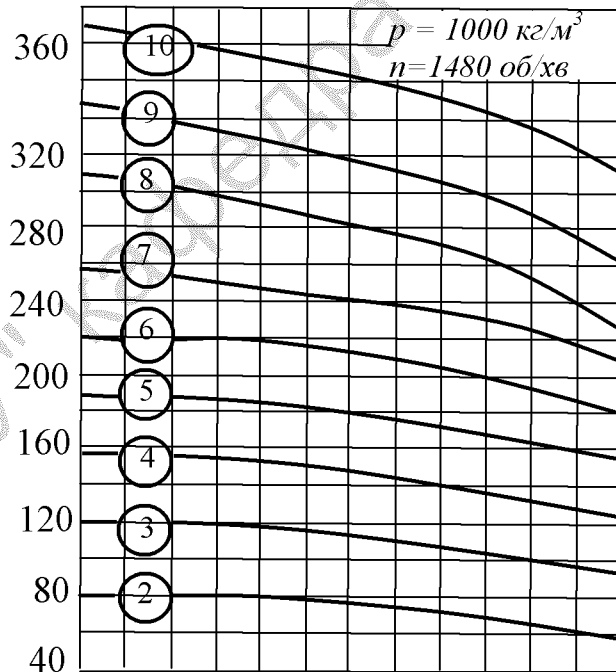
Експлуатаційні характеристики насосів

Насоси ЦНС 60-50 ... 250; $n=1475$ об/хв

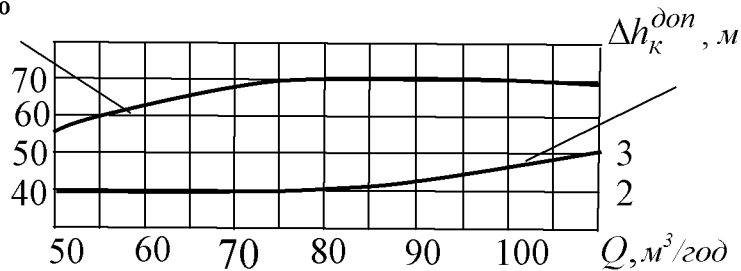


Насоси ЦНСШ 80-70 ... 340;

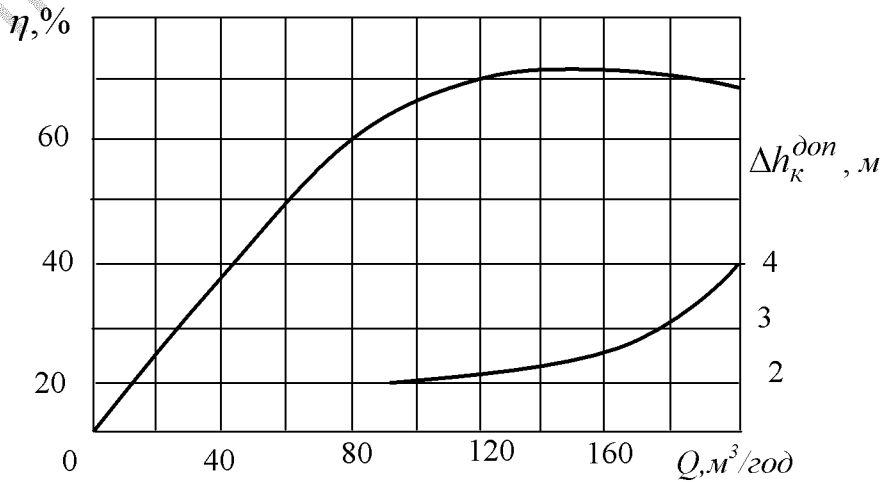
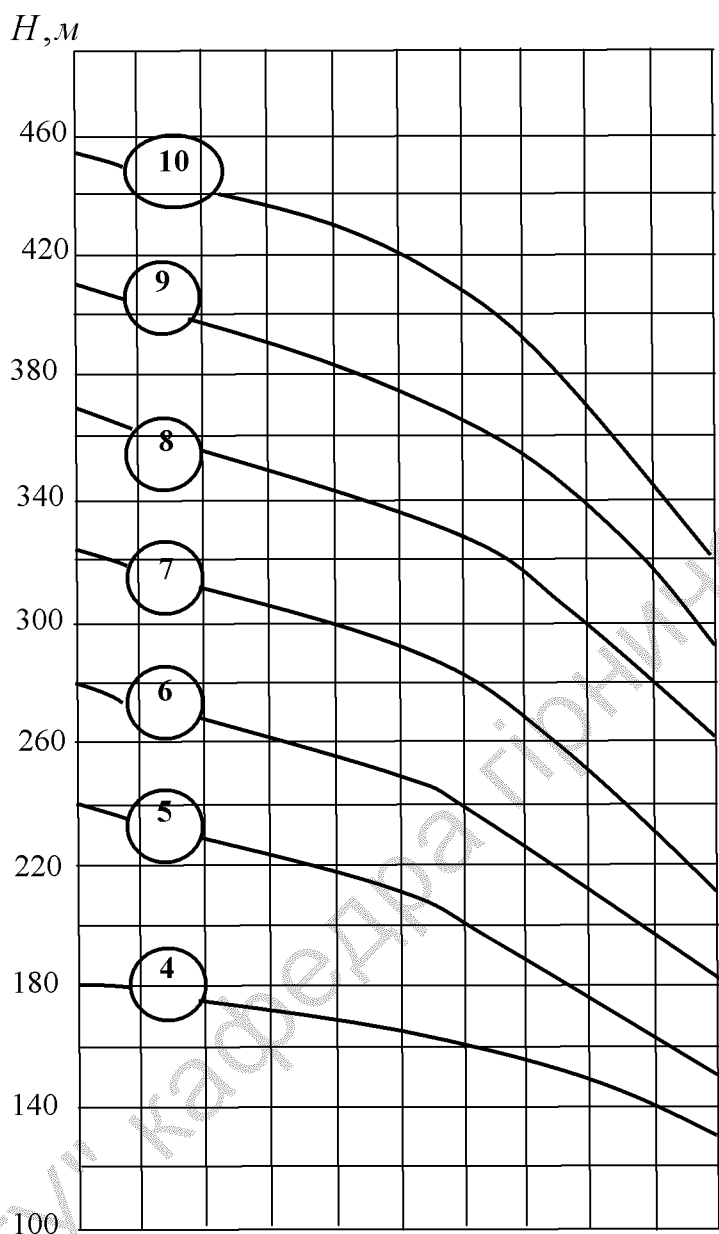
$H, \text{ м}$



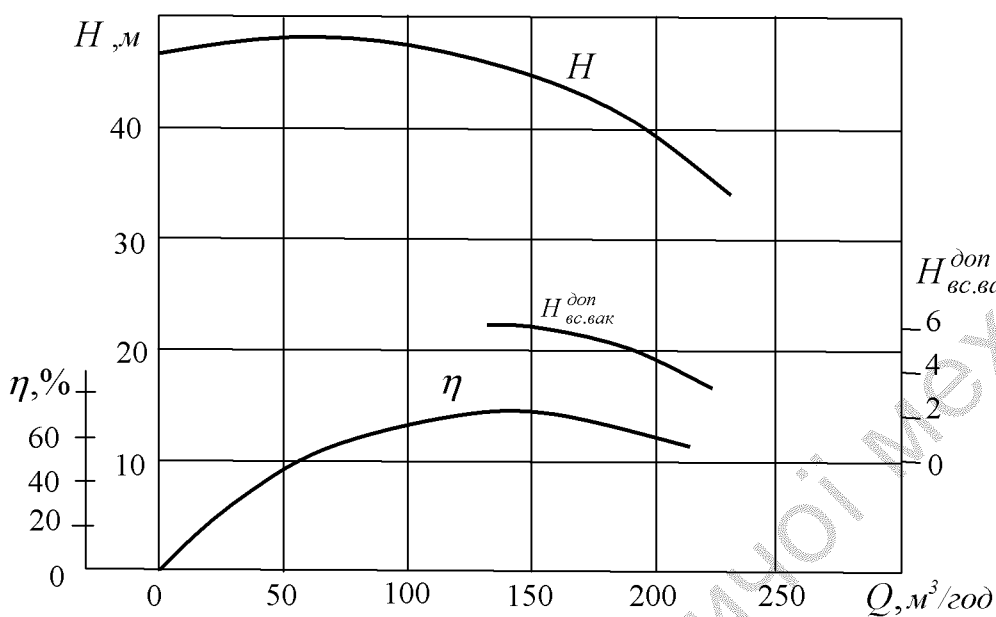
$\eta, \%$



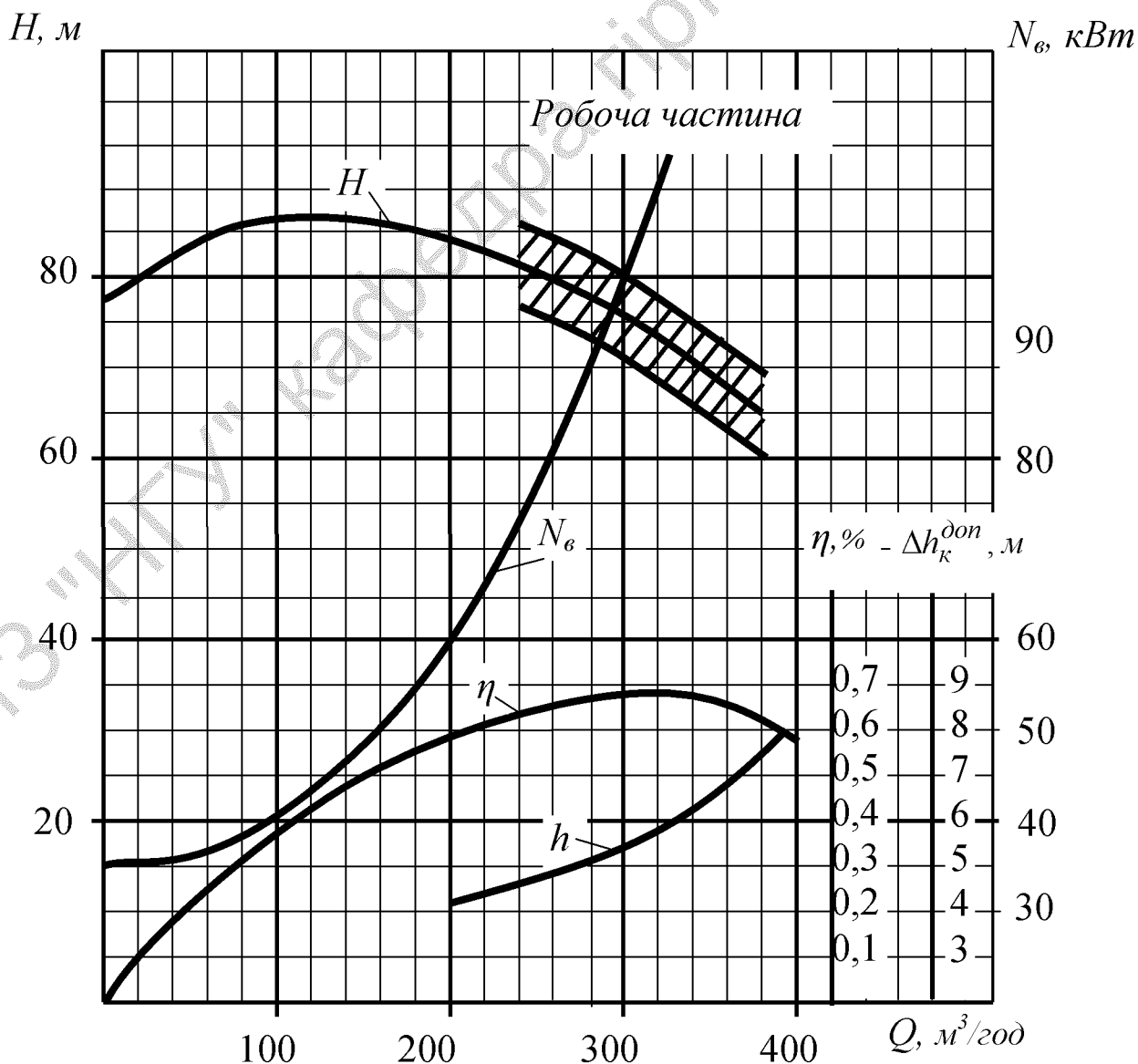
Насоси ЦНСШ 160–140 ... 360; $n=1475$ об/хв



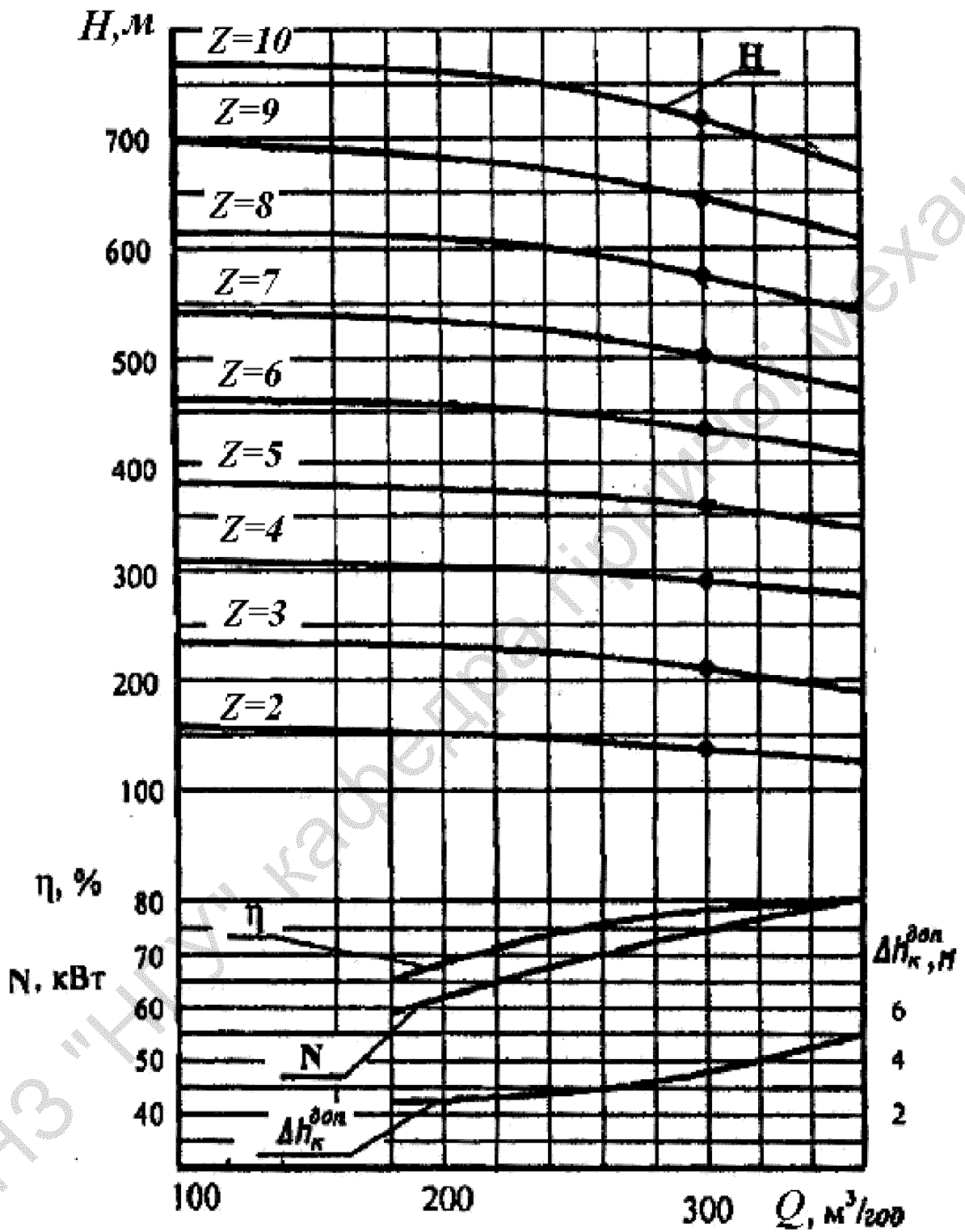
Насоси ЦНС 180 – 85 ... 425; $n=1475$ об/хв



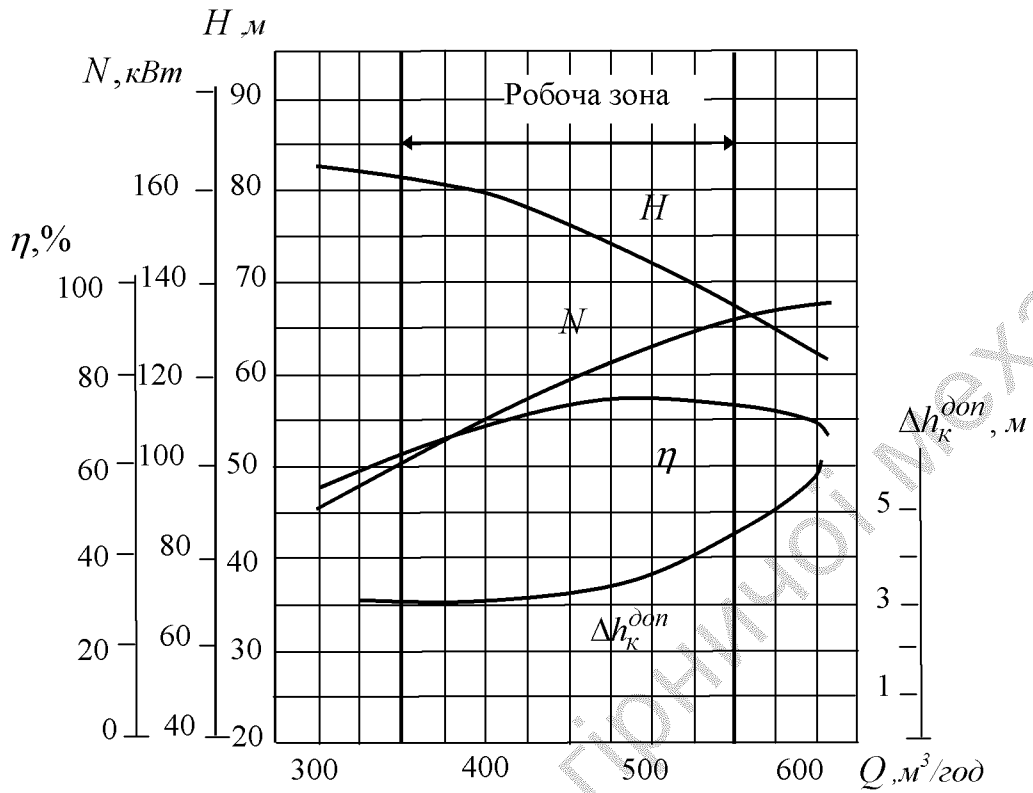
Насоси НСШ 320 – 144 ... 720; $n=1475$ об/хв



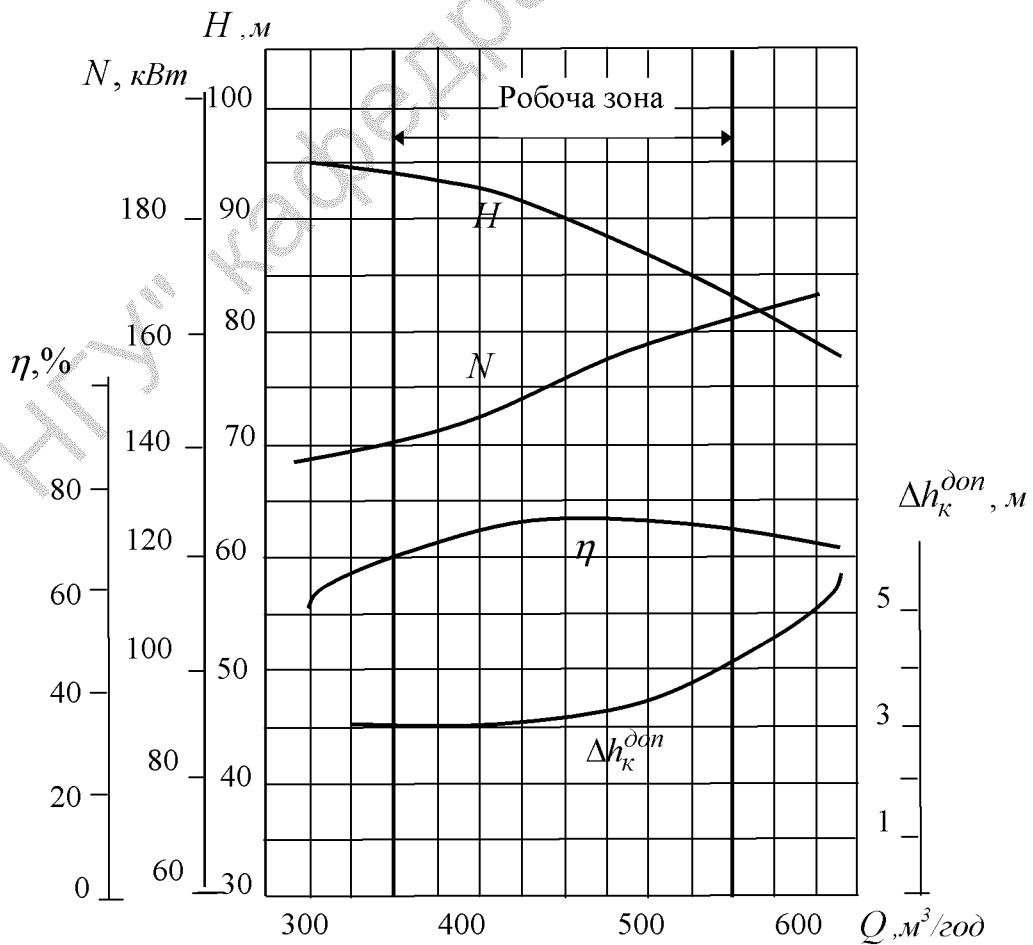
Насоси ЦНСШ 300 – 140 ... 720; $n=1475$ об/хв



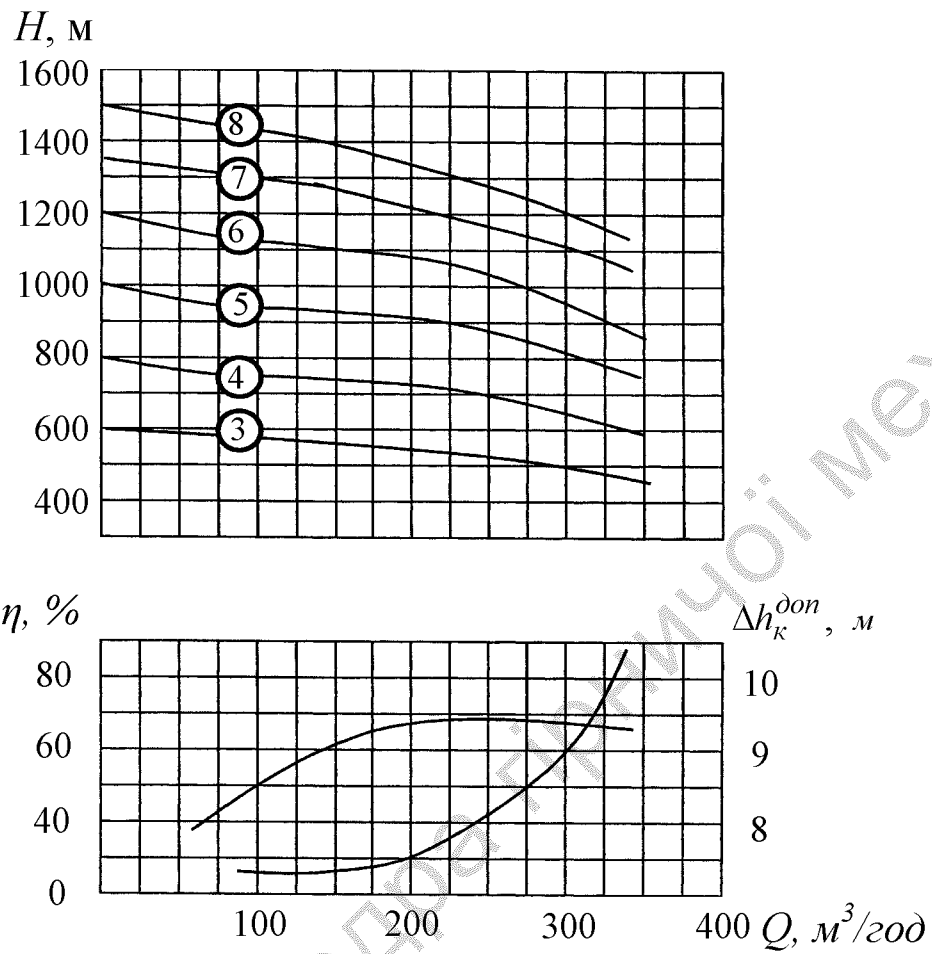
Насоси НСШ 410–160 ... 900; $n=1475$ об/хв
перша ступінь



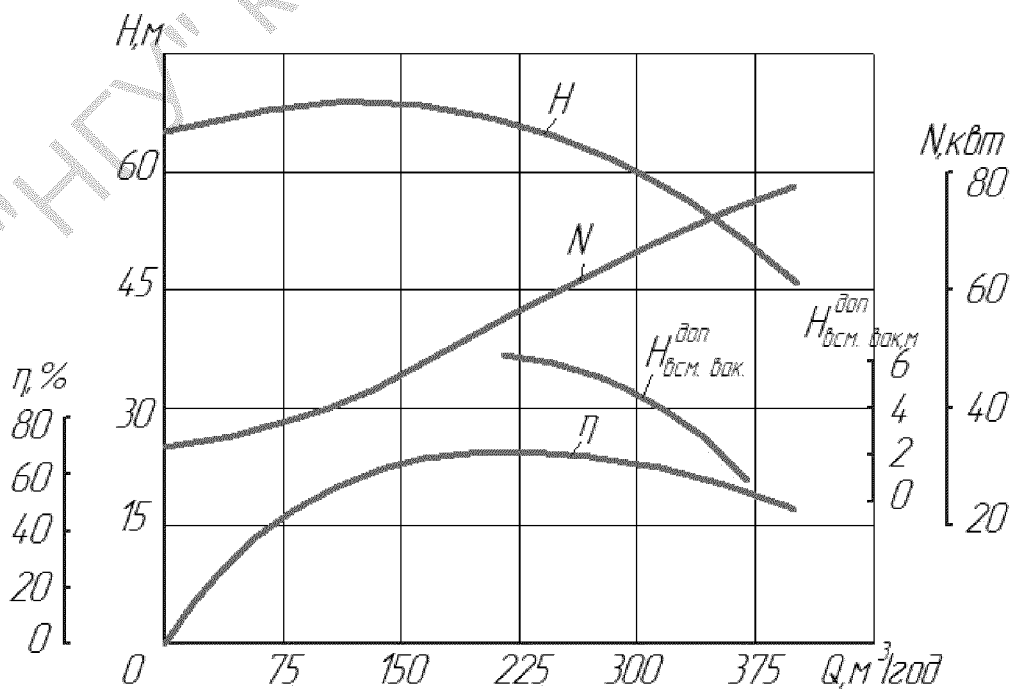
проміжна ступінь



Насоси ЦНСШ 320 – 440 ... 1170; $n=2980$ об/хв

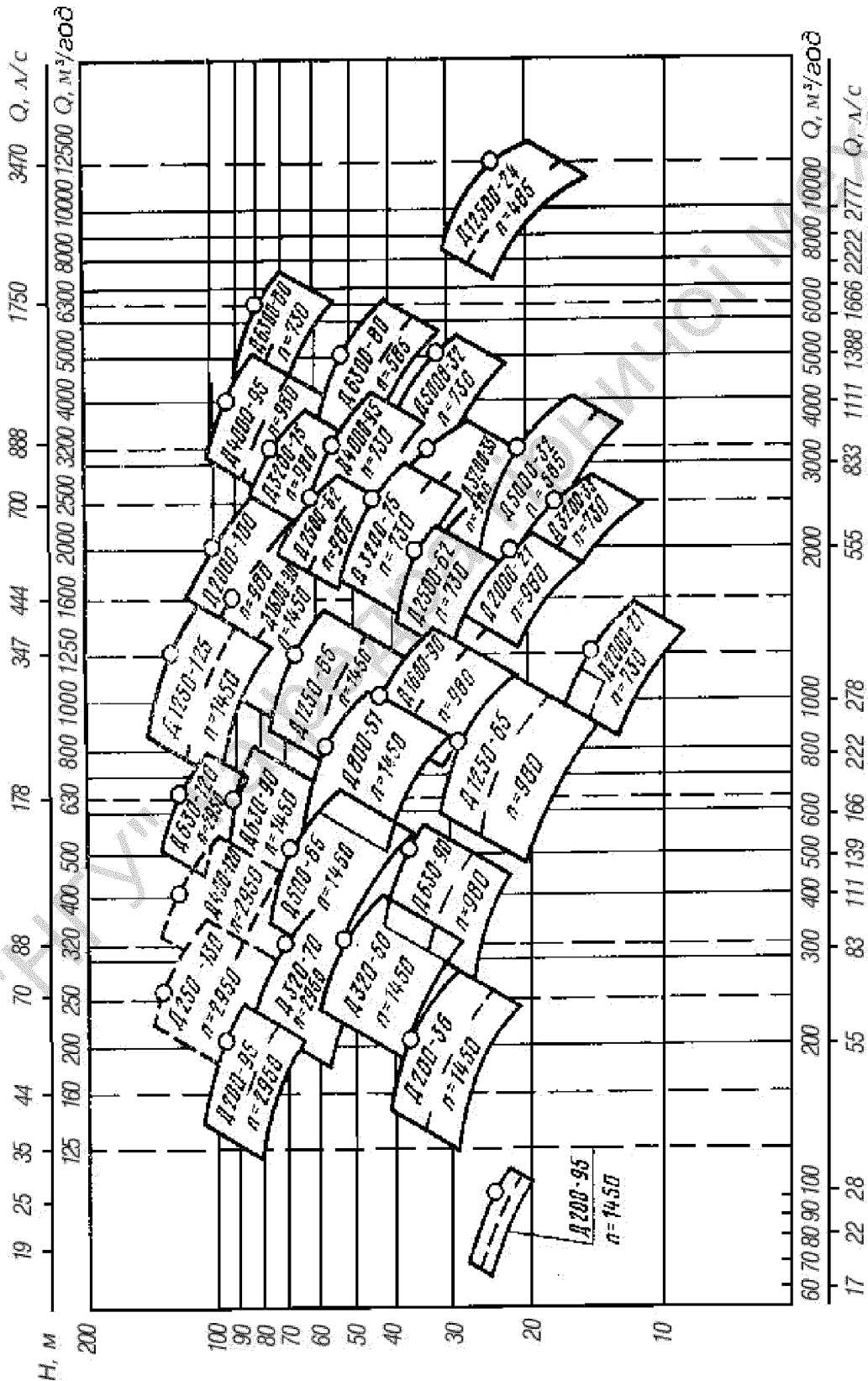


Насоси ЦНС 300 – 120...600; $n = 1475$ об/хв



Спіральні відцентрові насоси двобічного всмоктування

Зведені графіки полів характеристик насосів типу Д (частота обертання вала n наведена в об/хв)



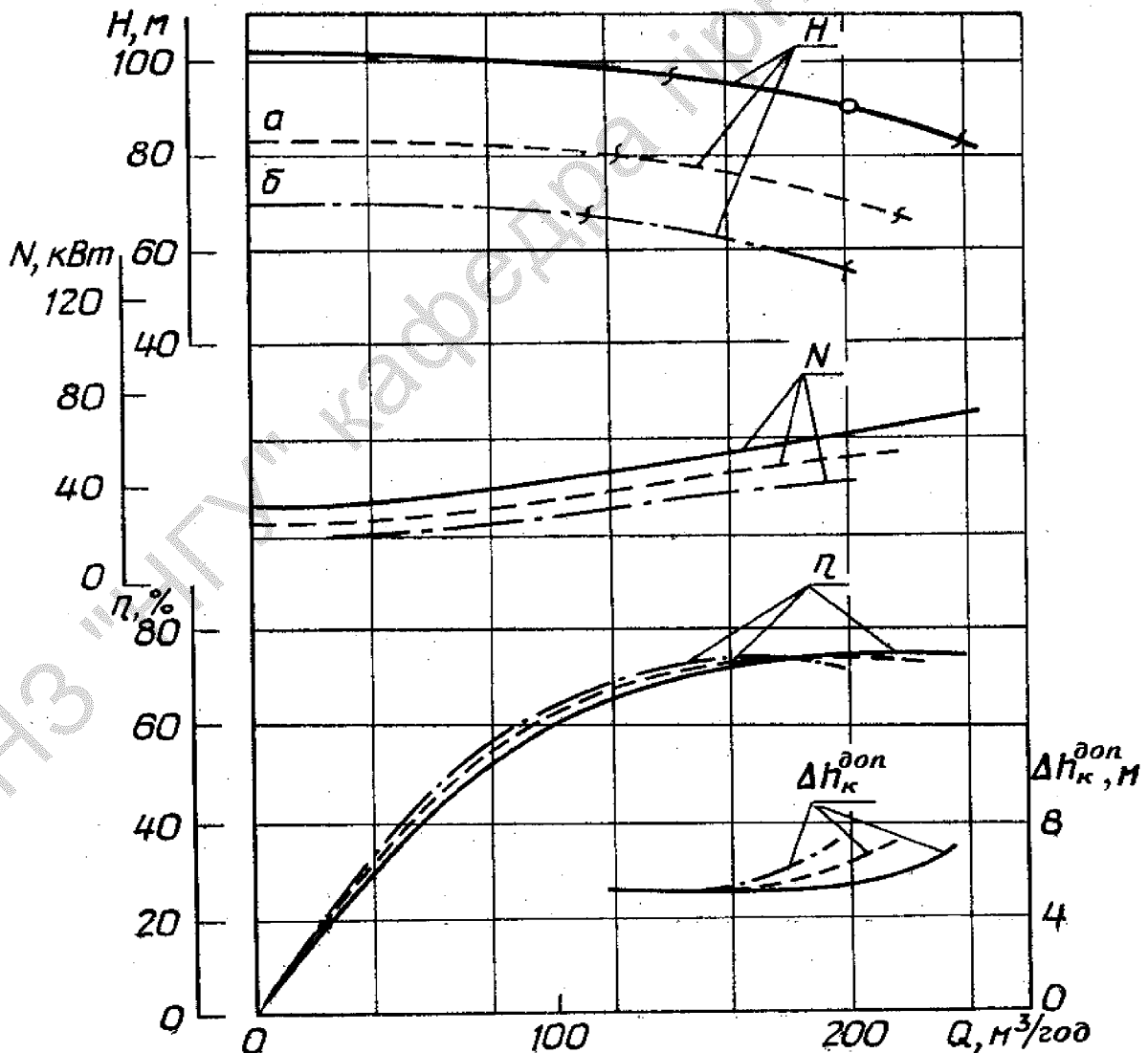
Умовне позначення насосів:

- перша цифра – номер модернізації;
- буква Д – тип насоса;
- цифри після букви – номінальна подача насоса, м³/год;
- цифри після тире – номінальний напір, м;
- буква після цифр – індекс обточування робочого колеса, що забезпечує роботу насоса в середній та нижній частині поля (а – індекс першого обточування, б – індекс другого обточування);
- букви із цифрою – позначення кліматичного виконання і категорії розміщення;
- номер технічних умов, за якими виконано насос.

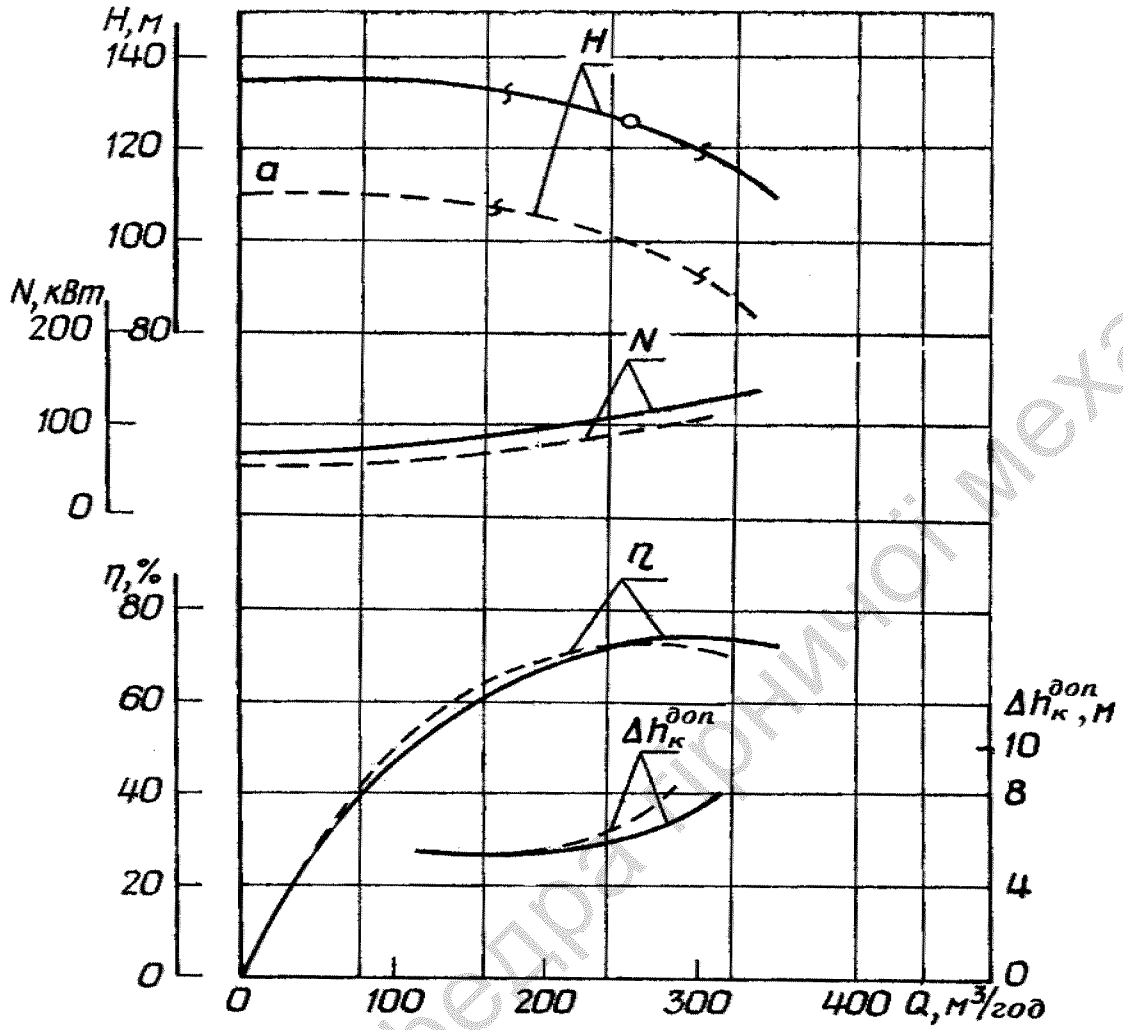
Наприклад, насос 1Д200 – 90а УХЛ4 ТУ 26 – 06 – 1510 – 88.

Експлуатаційні характеристики насосів

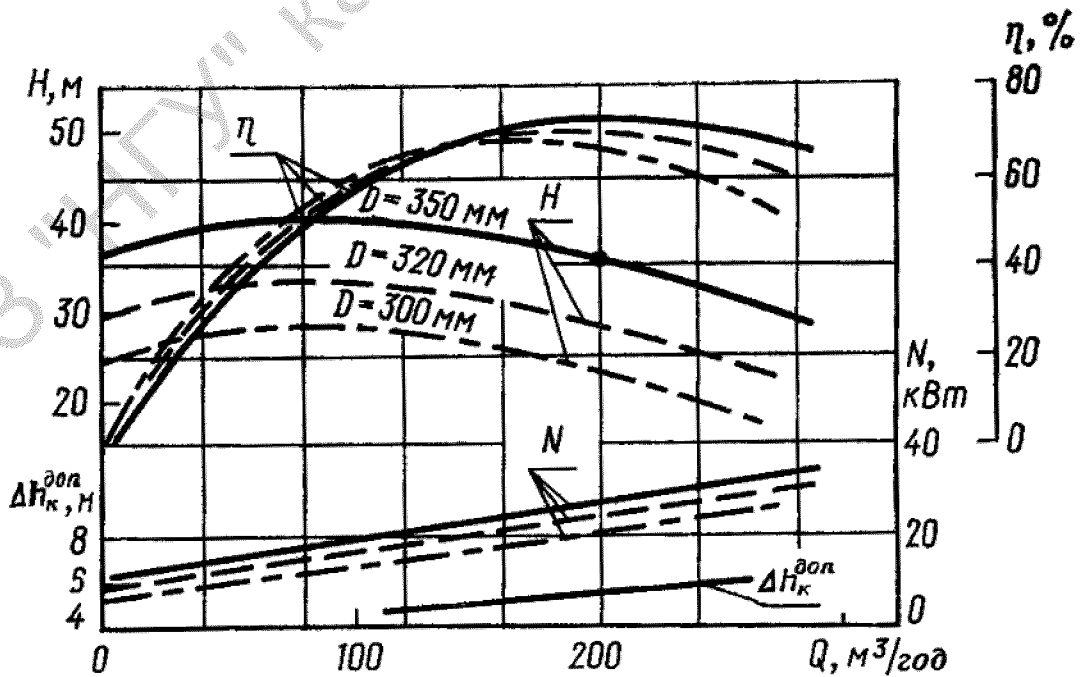
Насос 1Д200-90; $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/хв)



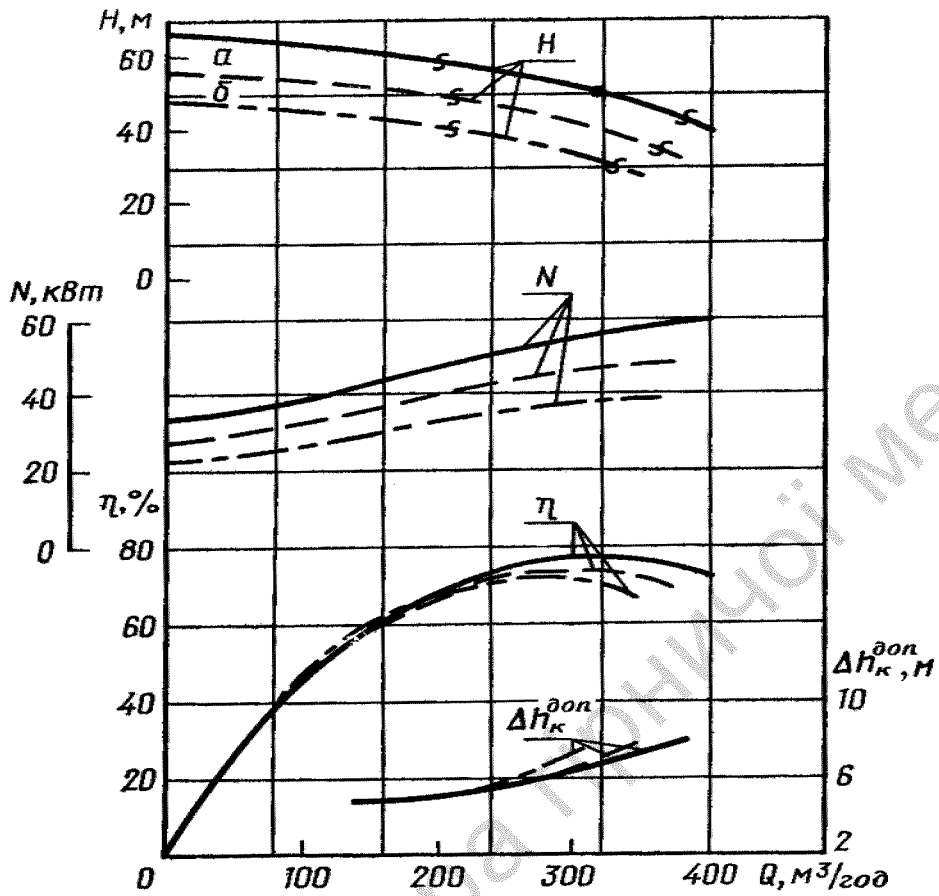
Насос 1Д250 – 125; $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/хв)



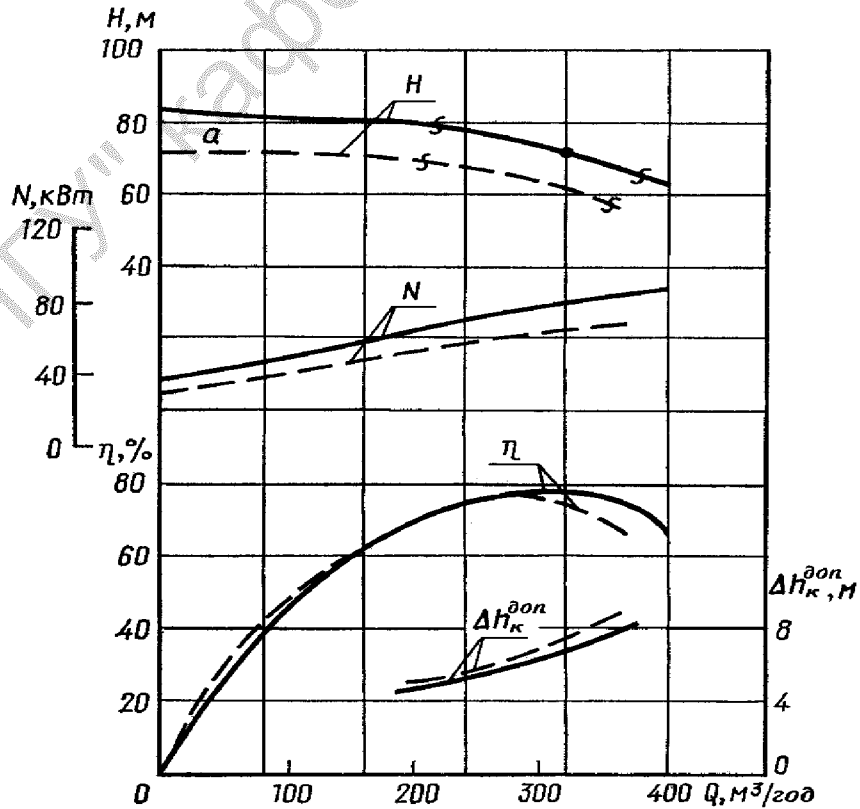
Насос Д200 – 36; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



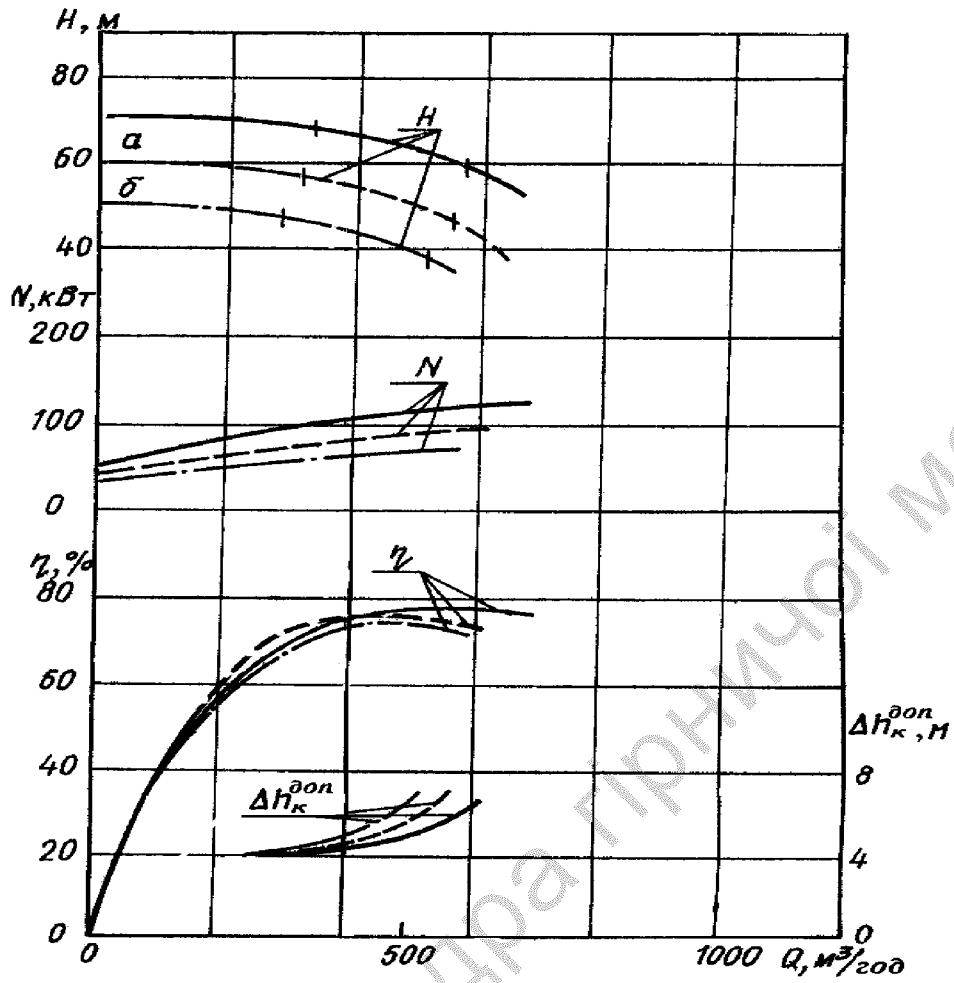
Насос 1Д315 – 50; $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/хв)



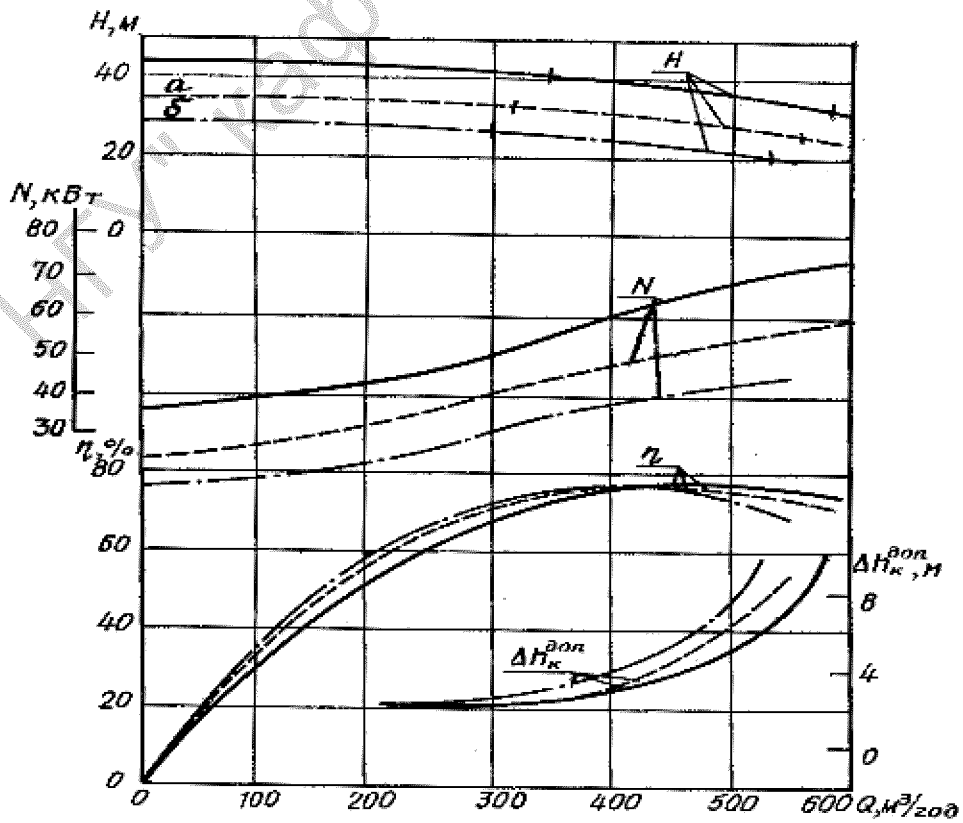
Насос 1Д315 – 71; $n = 48,3 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/хв)



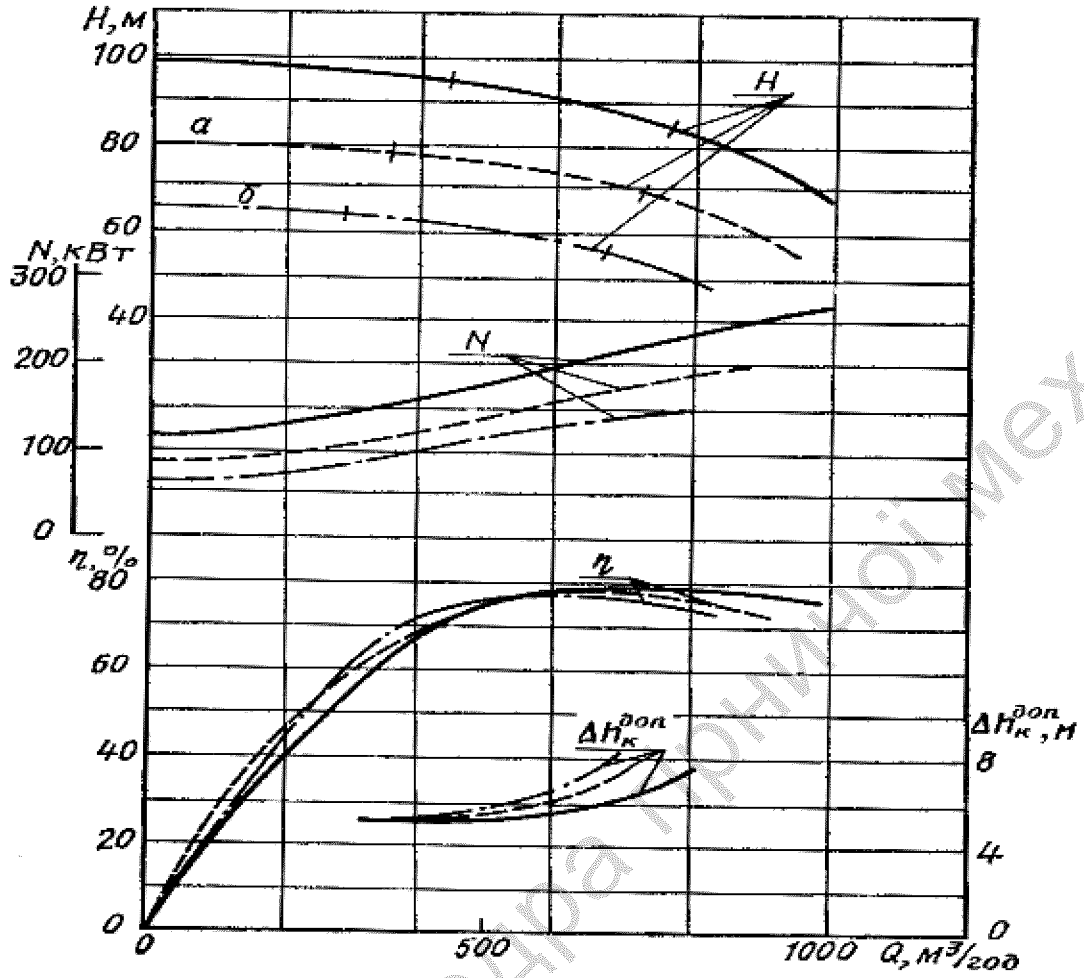
Насос 1Д500 -63; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/хв)



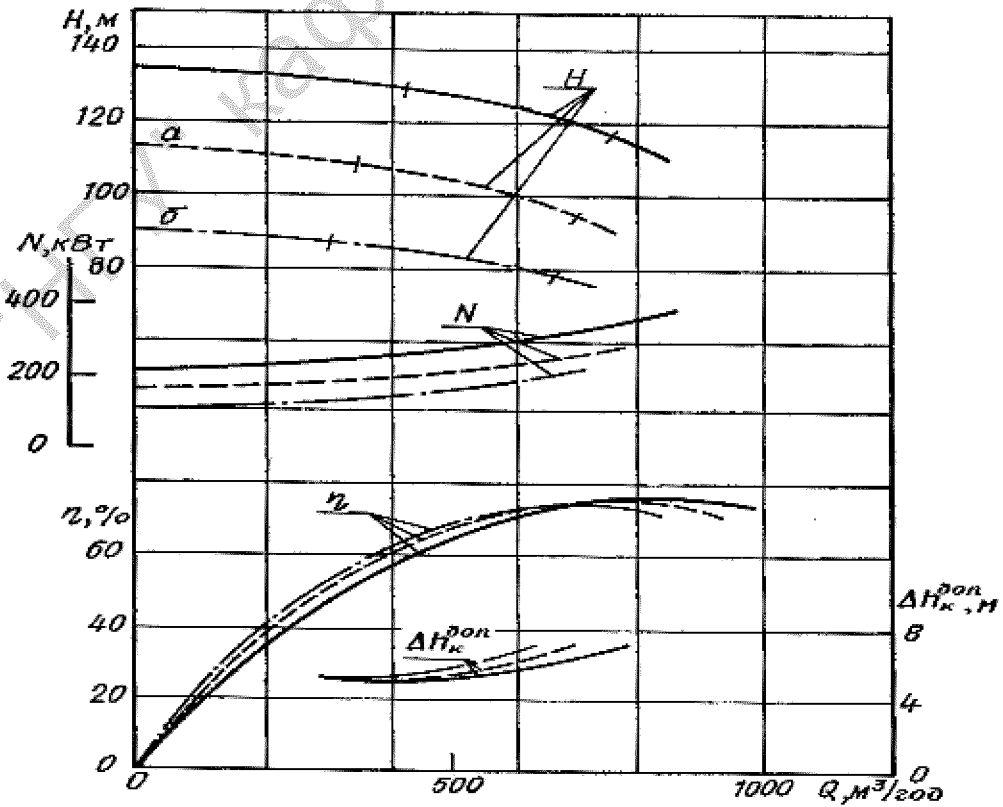
Насос 1Д630 -90; $n = 16,3 \text{ с}^{-1}$ (980 об/хв)



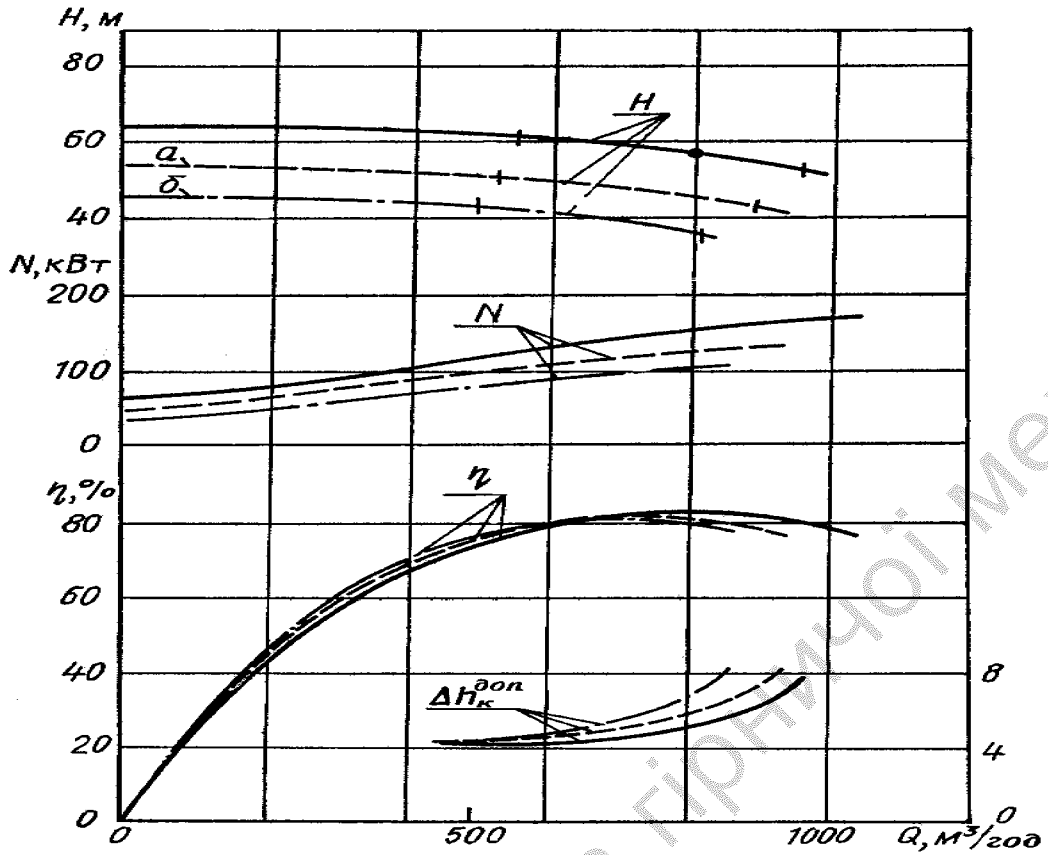
Насос 1Д630-90; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



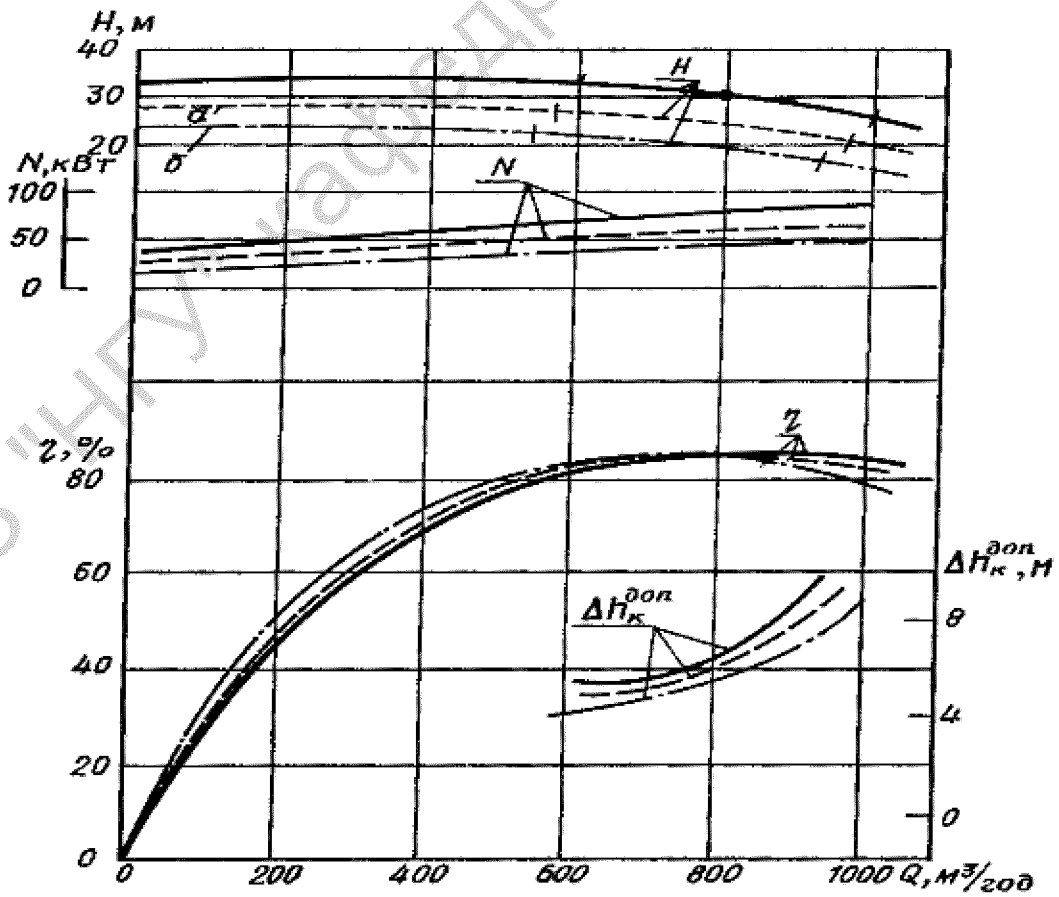
Насос 1Д630-125; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



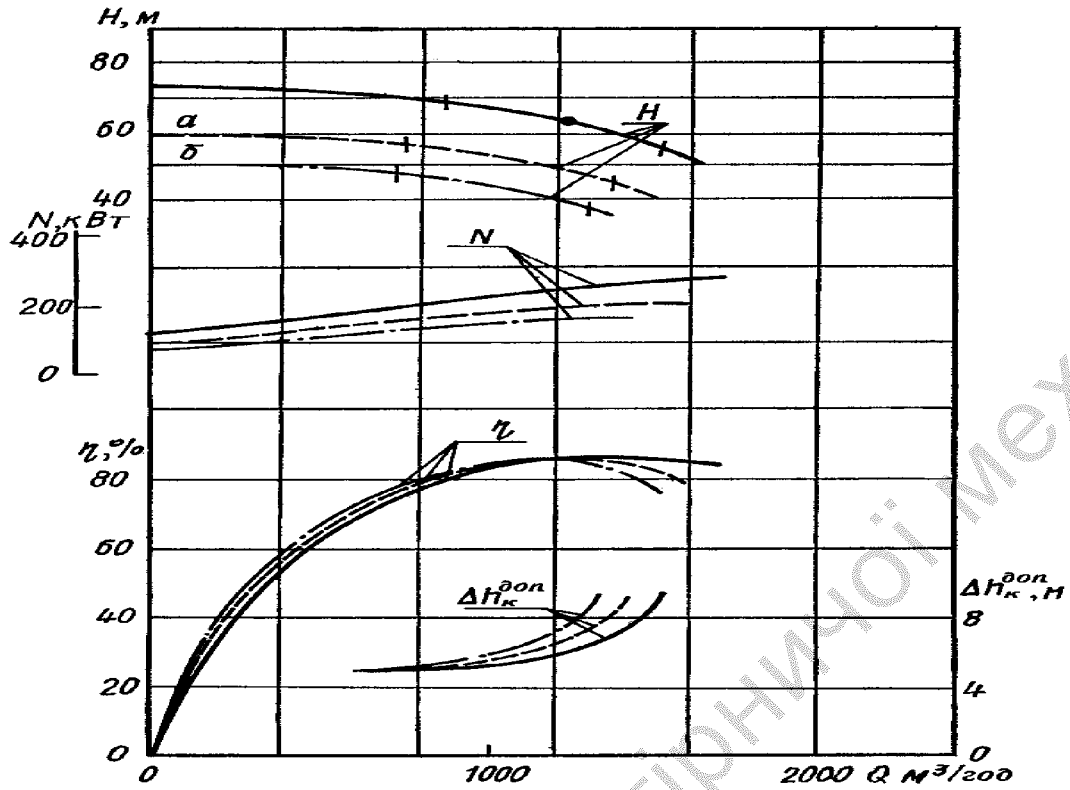
Насос 1Д800 -56; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



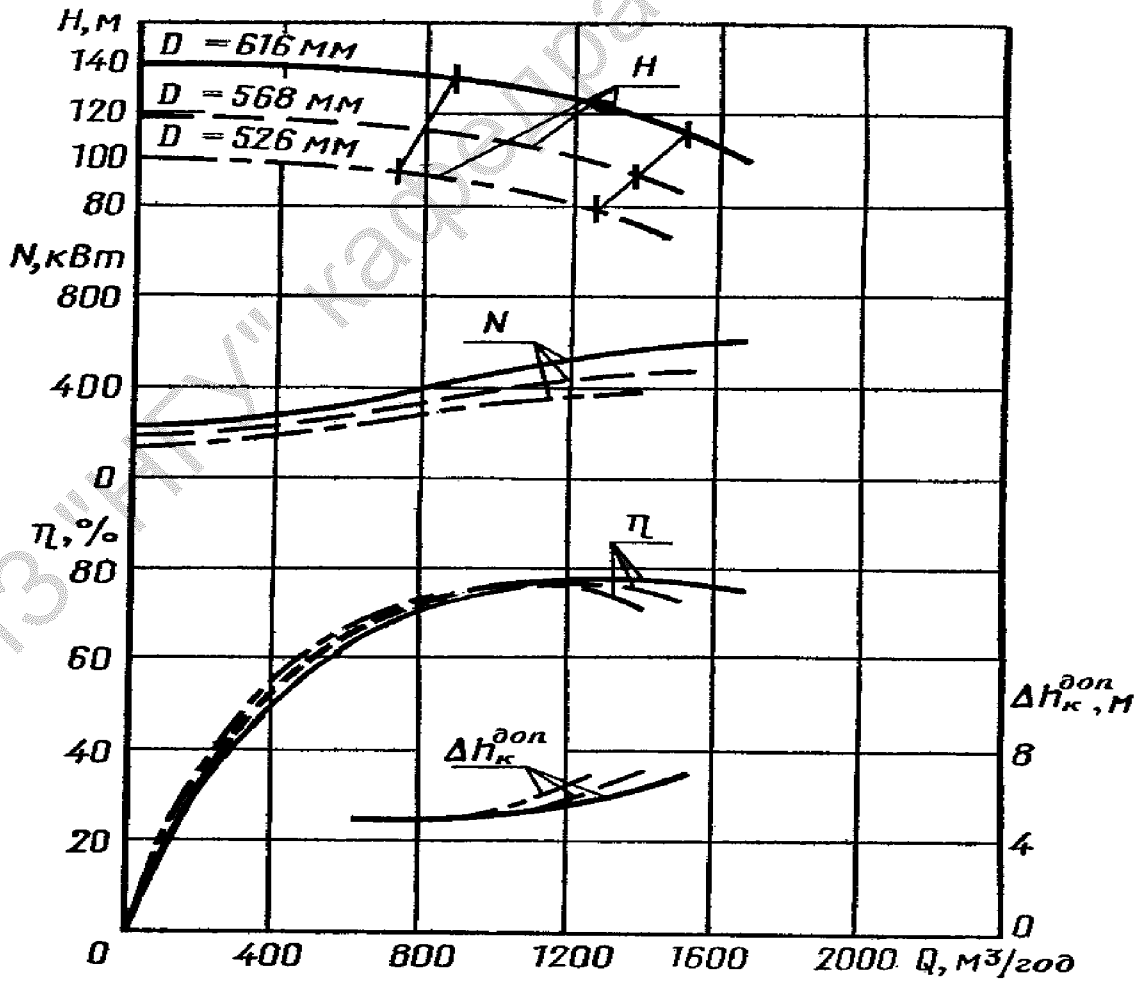
Насос 1Д1250 -63; $n = 16,3 \text{ с}^{-1}$ (980 об/хв)



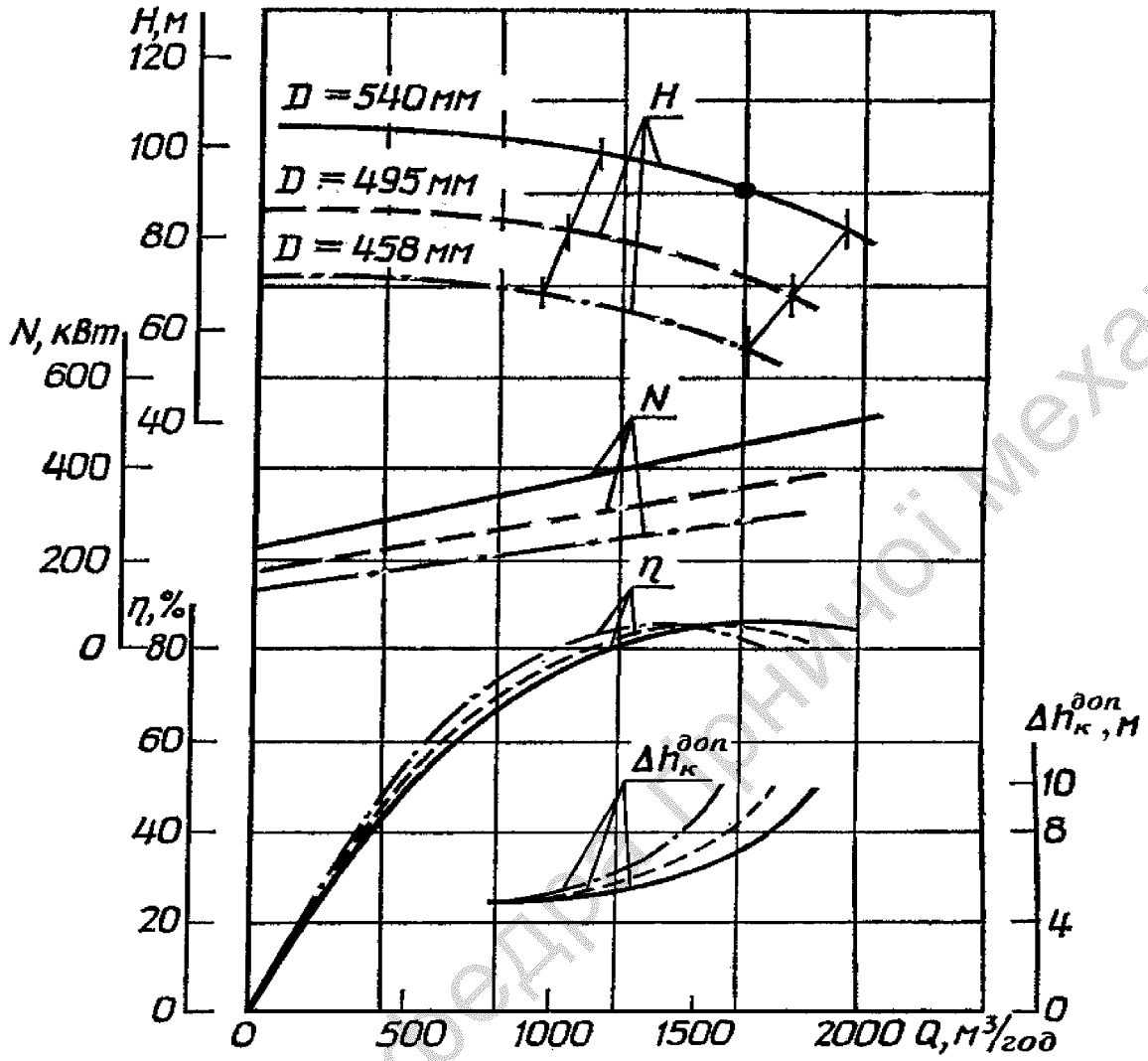
Насос 1Д1250 -63; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



Насос 1Д1250 -125; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)

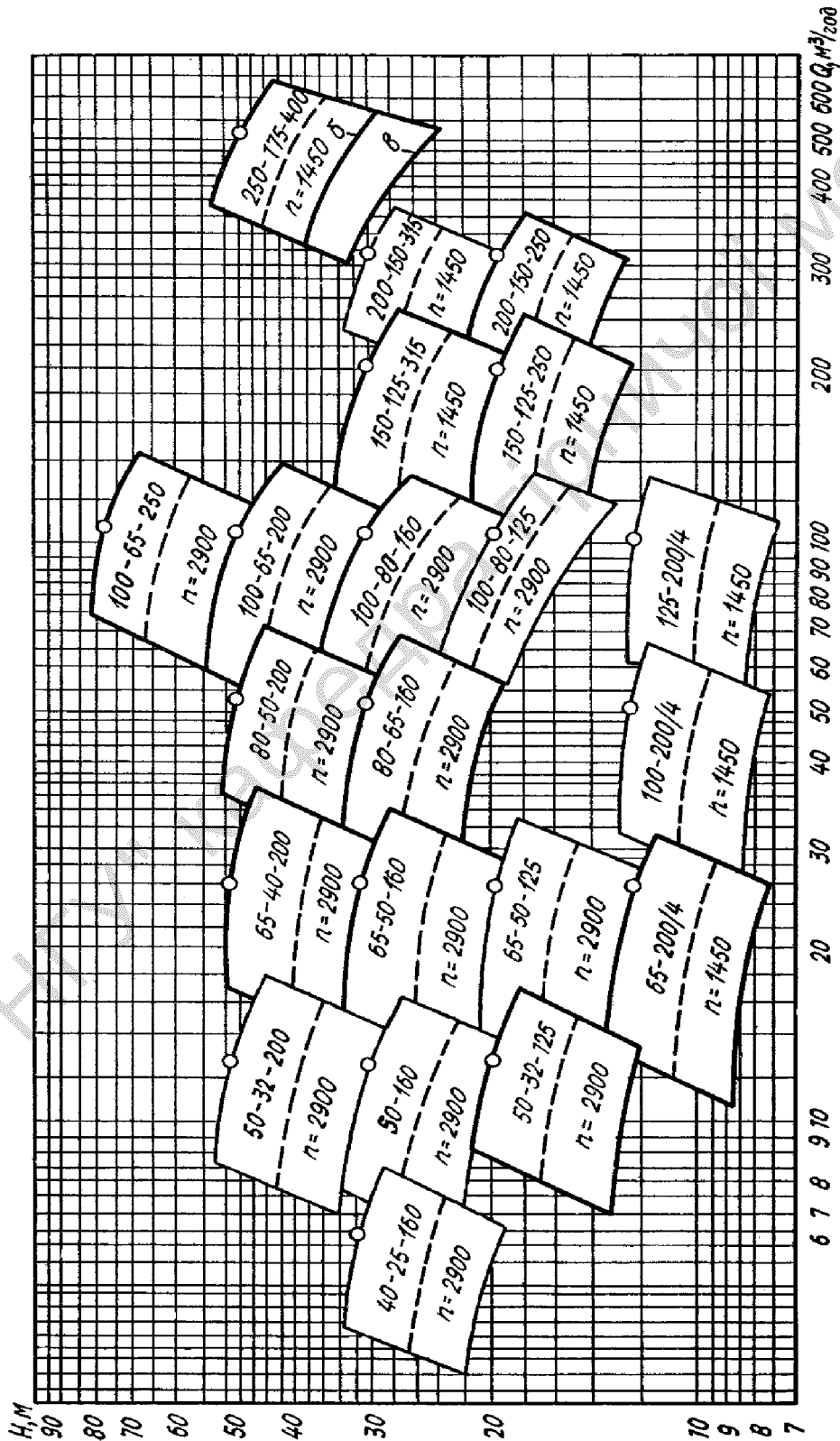


Насос 1Д1600-90; $n = 24,16 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/хв)



Відцентрові консольні насоси загального призначення для води типу К

Зведені графіки полів характеристик насосів типу К (частота обертання вала n
наведена в об/хв)

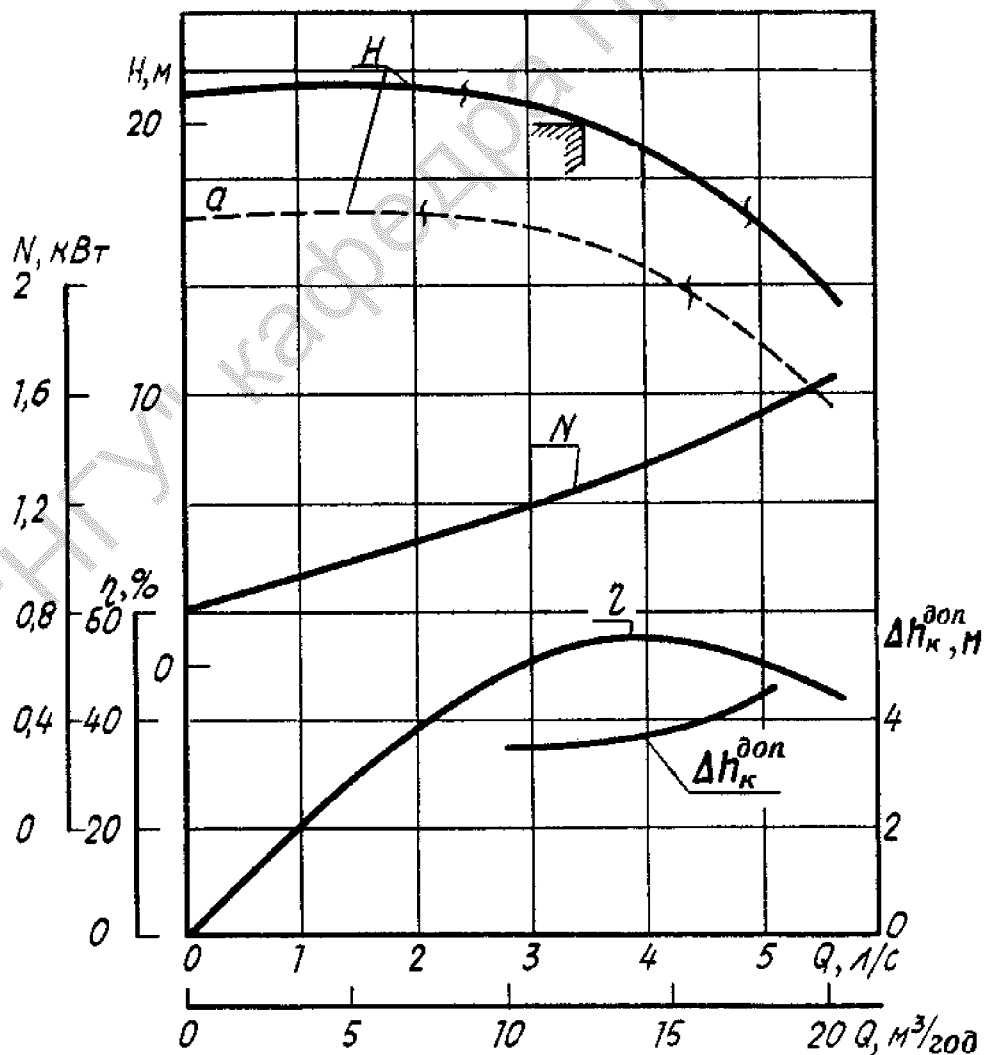


Умовне позначення насоса:

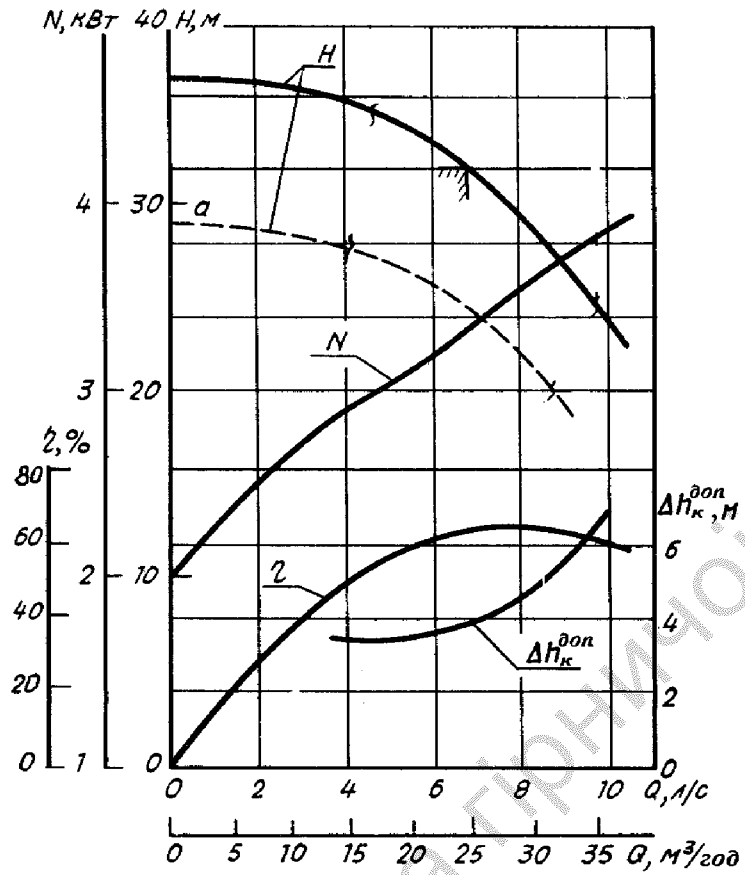
- К – тип насоса;
 - друга буква – конструктивні виконання (М – моноблочний; П – підвищувальний; Л – лінійний);
 - перша цифра – діаметр усмоктувального патрубку, мм;
 - друга цифра – діаметр напірного патрубку, мм;
 - третя цифра – номінальний діаметр робочого колеса, мм;
 - буква після цифри – індекс обточування робочого колеса, що забезпечує роботу насоса в середній і нижній частинах поля, відповідно букви „а” або „б”.
- Позначення номінального напору не проставляється;
- С, СД – ущільнення вала сальникове одинарне або подвійне;
 - далі вказуються кліматичне виконання, категорія розміщення, номер технічних умов, за якими виконано насос.

Експлуатаційні характеристики насосів

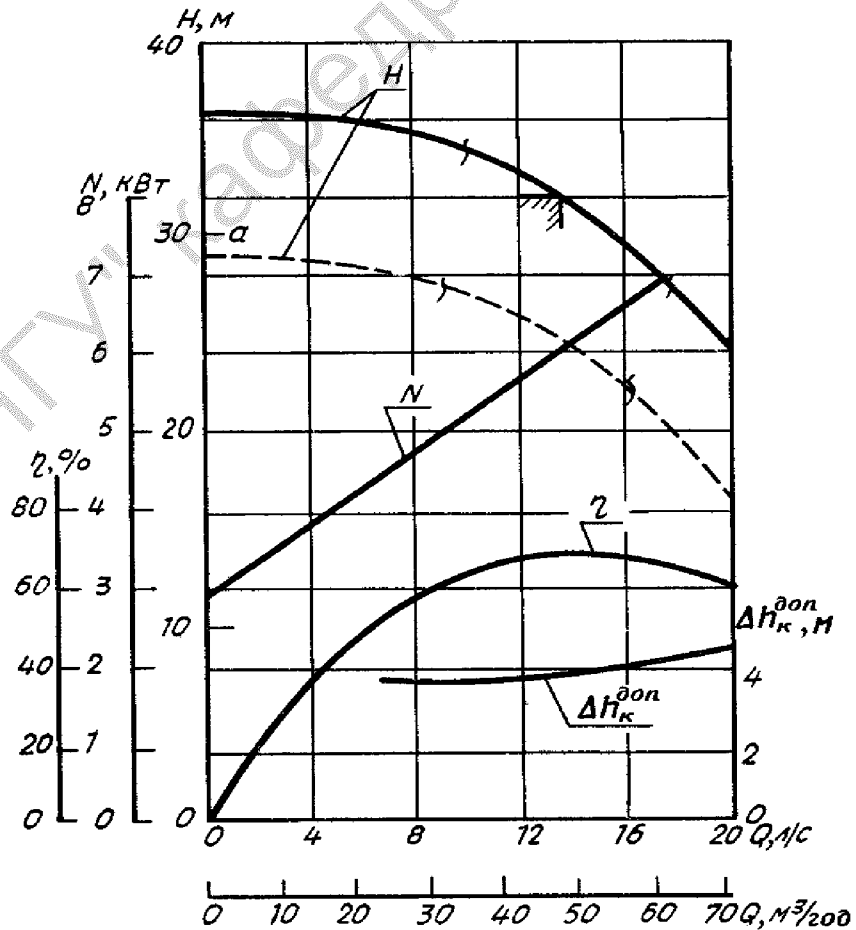
Насос К 50-32-125; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



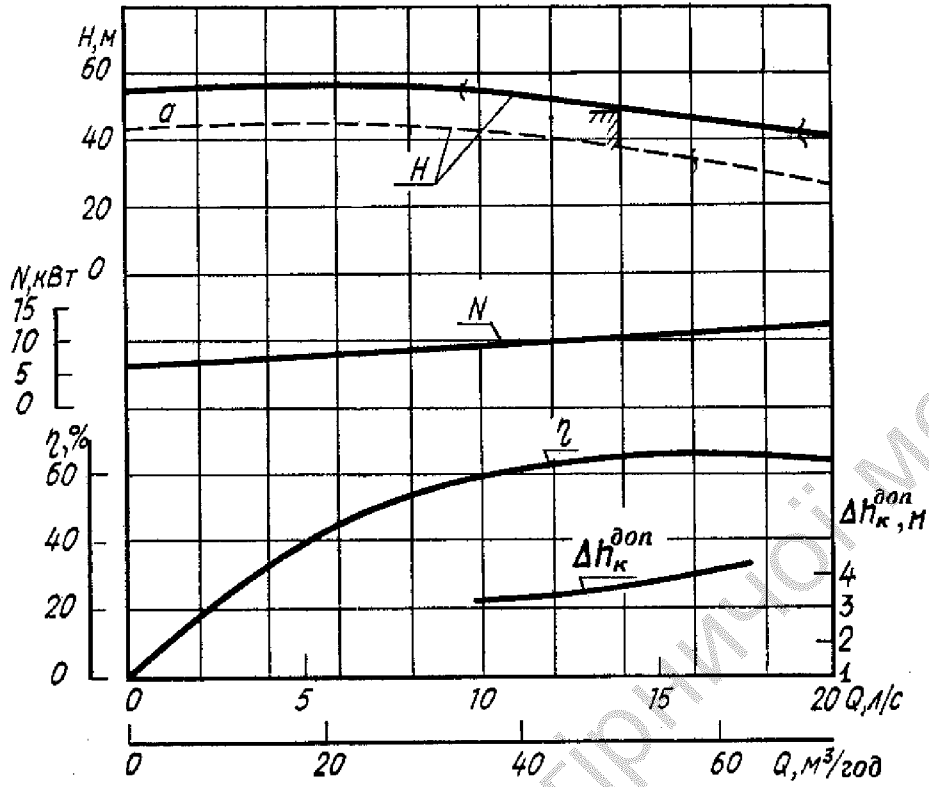
Насос К 65-50-160; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



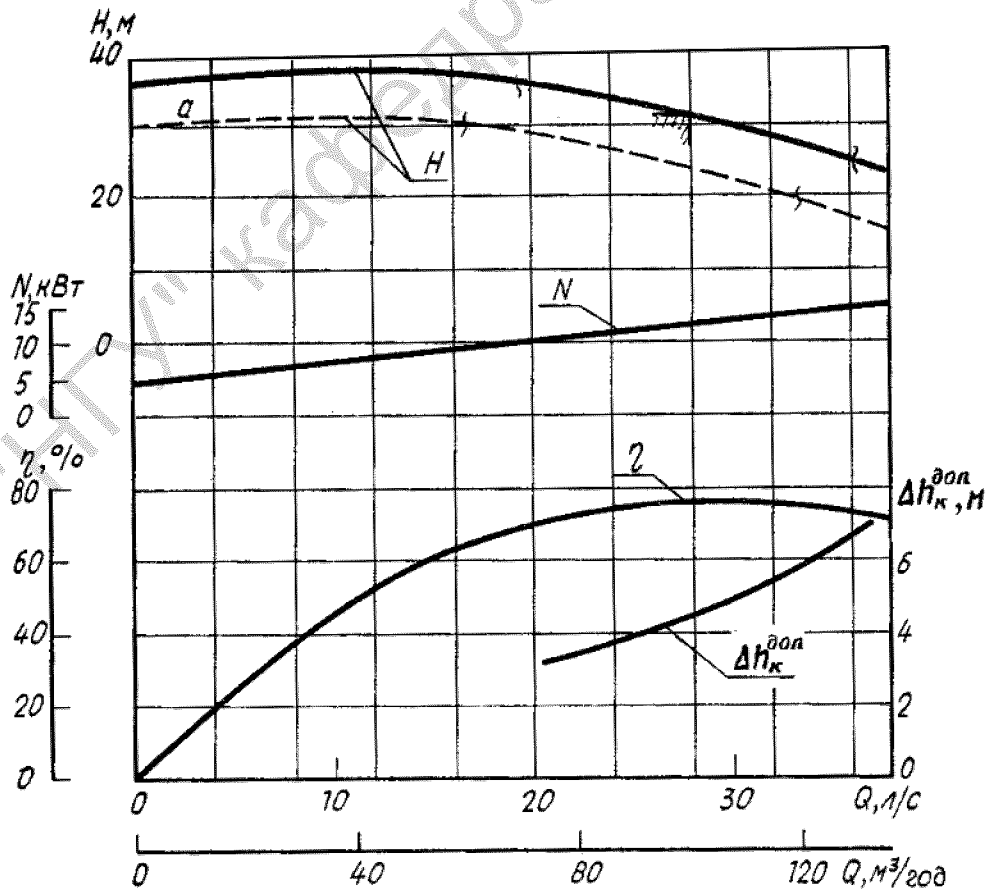
Насос К 80-65-160; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



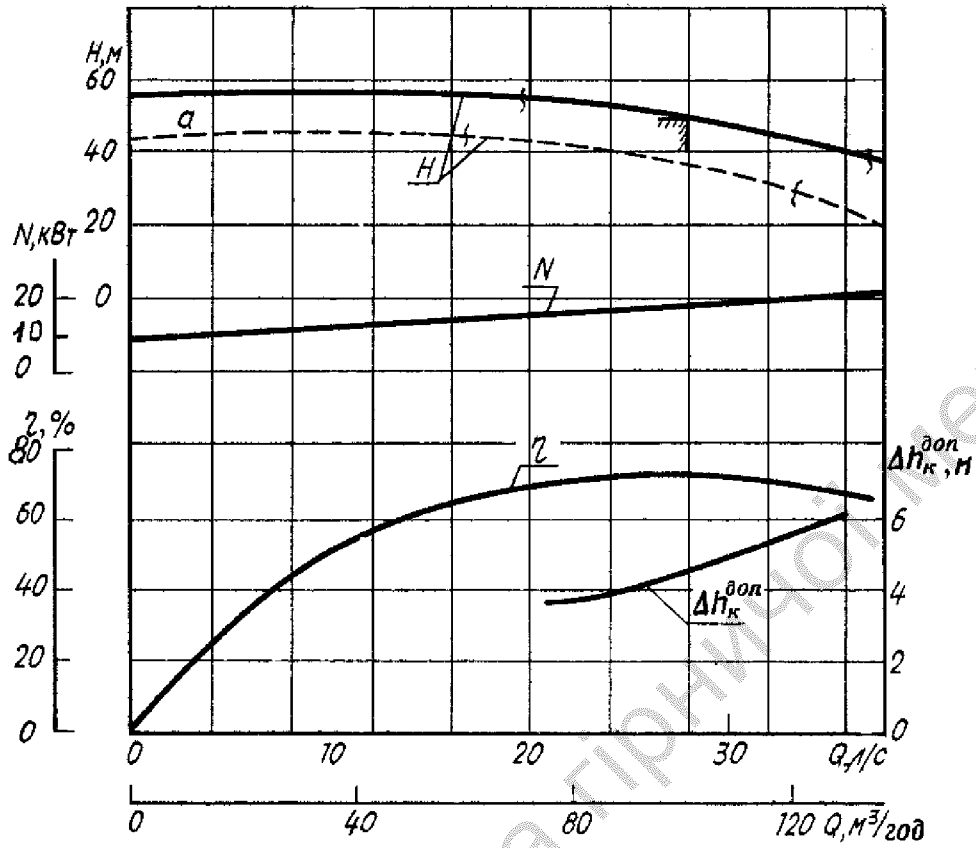
Насос К 80-50-200; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



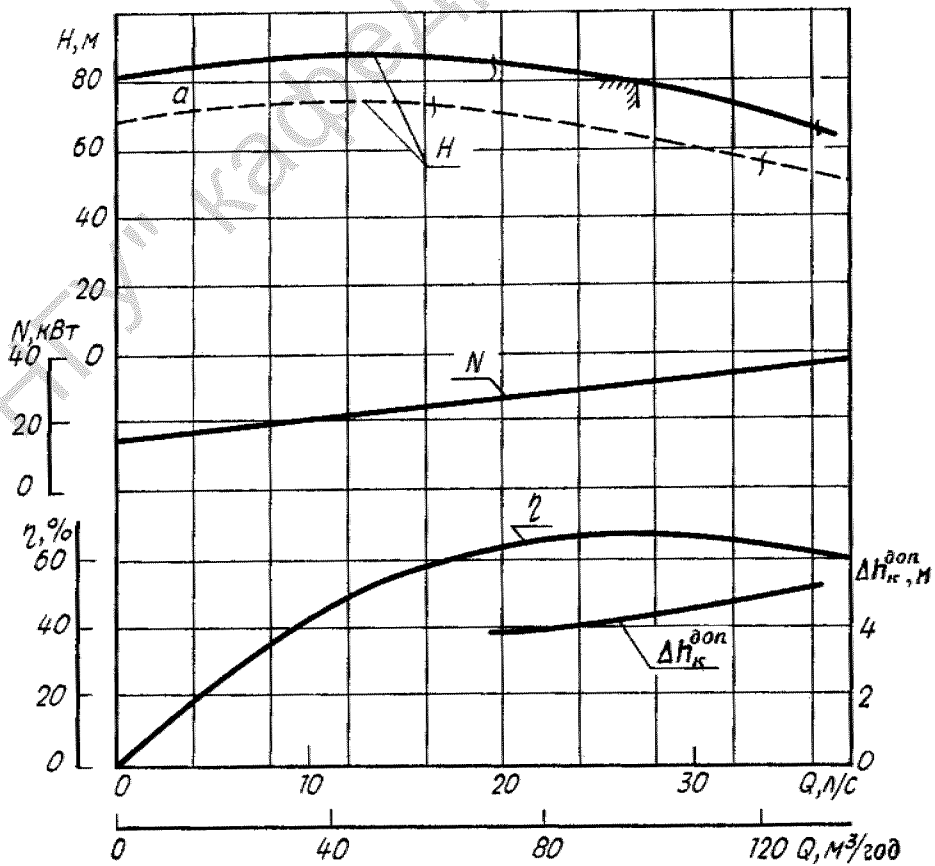
Насос К 100-80-160; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



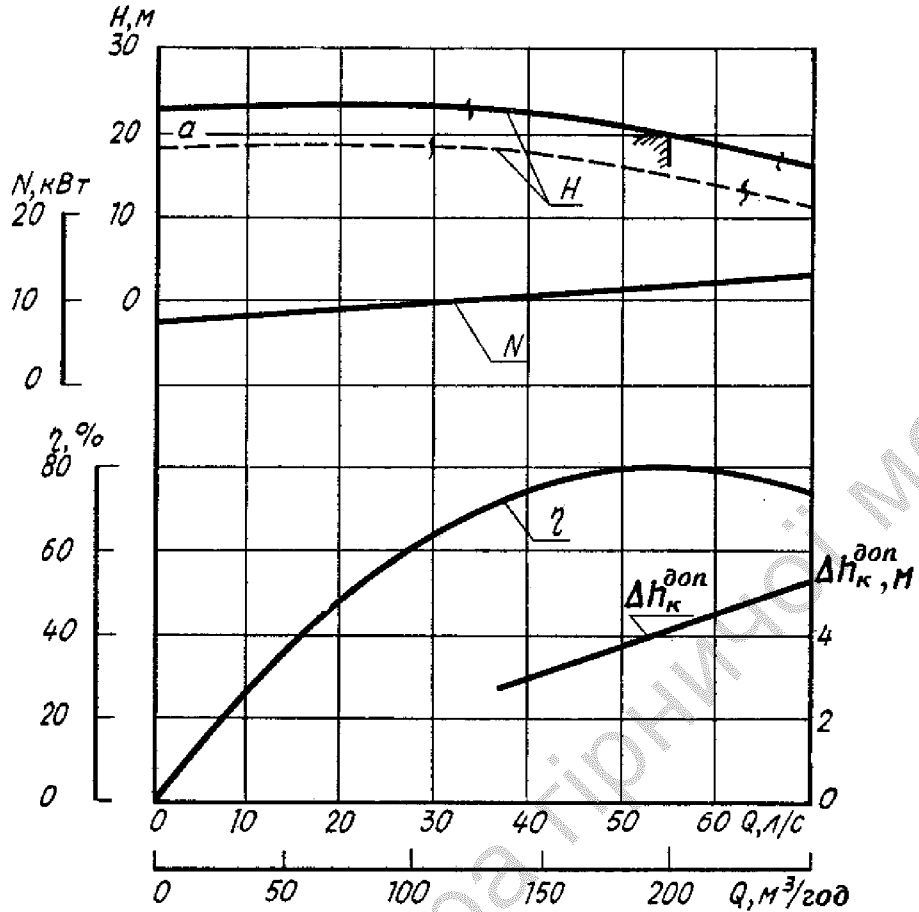
Насос К 100-65-200; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



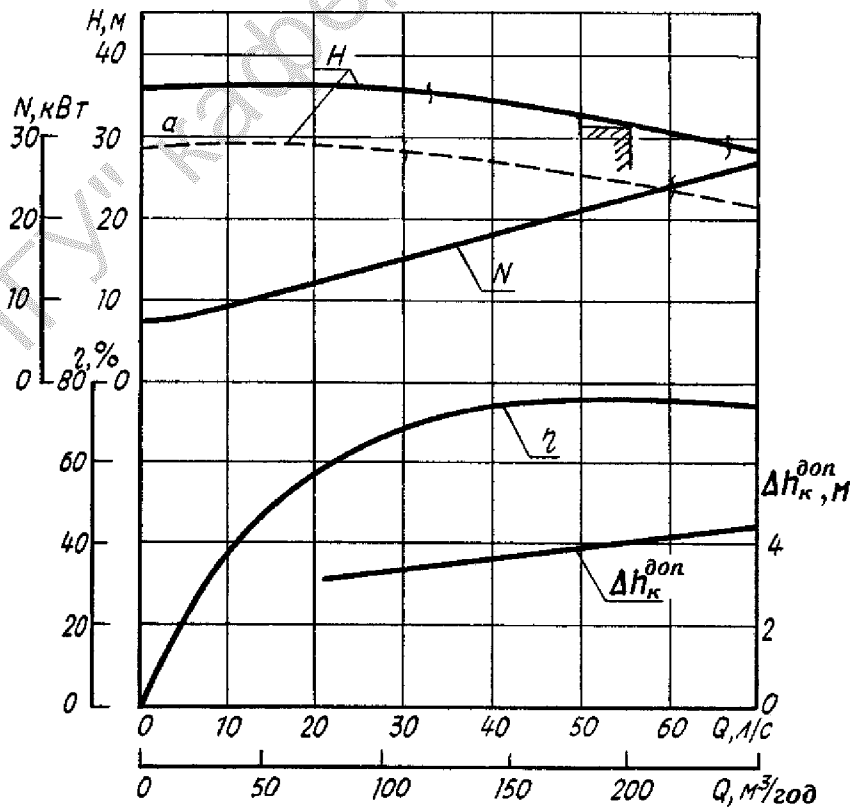
Насос К 100-65-200; $n=48 \text{ с}^{-1}$ (2900 об/мин)



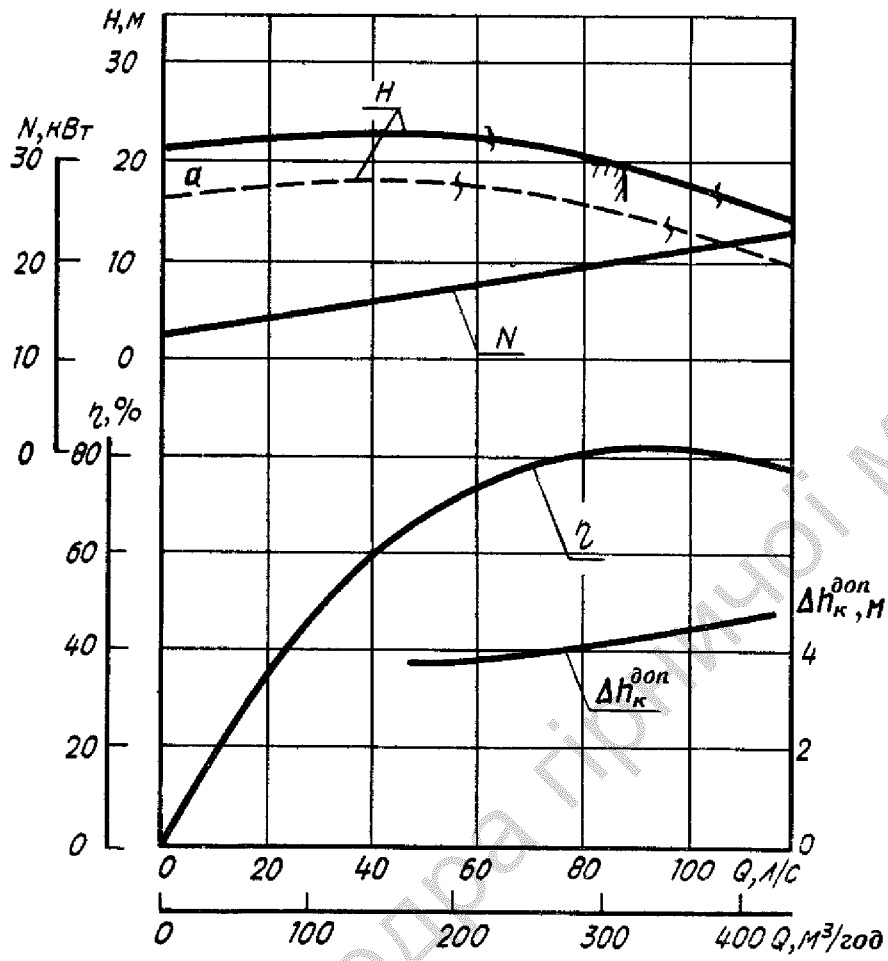
Насос К 150-125-250; $n=24 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/мин)



Насос К 150-125-315; $n=24 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/мин)



Насос К 200-125-250; $n=24 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/мин)



Технічні дані асинхронних електродвигунів серії ВАО

Тип електродвигуна	Номінальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні		
		Швидкість обертання, об/хв	ККД, %	cosφ
ВАО 315S-2	132	2965	92,5	0,90
ВАО 315M-2	160	2965	93,0	0,91
ВАО 355M-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 315M-4	160	1485	94,0	0,88
ВАО 355M-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 315M-6	132	985	93,5	0,87
ВАО 355M-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 450M-6	315	990	95,3	0,88
ВАО 450M-2	200	2970	93,7	0,86
ВАО 450L-2	250	2970	94,2	0,88
ВАО 500M-2	315	2970	94,0	0,89
ВАО 500L-2	400	2970	94,2	0,89
ВАО 450M-4	200	1480	93,0	0,87
ВАО 450L-4	250	1485	93,2	0,87
ВАО 500M-4	315	1480	94,0	0,87
ВАО 500L-4	400	1480	94,5	0,88
ВАО 560M-4	500	1485	94,0	0,9
ВАО 560L-4	630	1485	94,5	0,9
ВАО 630M-4	800	1480	95,0	0,9
ВАО 630L-4	1000	1480	95,4	0,9
ВАО 710M-4	1250	1480	95,5	0,9
ВАО 720L-4	1600	1485	95,7	0,91
ВАО 800L-4	2000	1480	96,0	0,91

Технічні дані асинхронних електродвигунів серії В

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні		
		Швидкість обертання, об/хв	ККД, %	$\cos\varphi$
B180S2, BP180S2	22,00	2940	90,0	0,89
B180M2, BP180M2	30,00	2950	91,0	0,90
B200M2	37,00	2950	91,6	0,86
BP200M2	37,00	2940	90,0	0,86
B200S2	45,00	2950	92,6	0,87
BP200L2	45,00	2940	90,0	0,88
B225M2	55,00	2950	92,5	0,89
BP225M2	55,00	2950	90,7	0,86
B250S2, BP250S2	75,00	2975	92,0	0,89
B250M2, BP250M2	90,00	2975	92,0	0,90
B280S2, BP280S2	110,00	2975	93,0	0,89
B180S4	22,00	1465	91,0	0,86
BP180S4	22,00	1460	88,5	0,88
B180M4	30,00	1465	91,6	0,88
BP180M4	30,00	1460	89,5	0,88
B200M4	37,00	1470	92,5	0,89
BP200M4	37,00	1465	90,5	0,87
B200L4	45,00	1465	92,7	0,88
BP200L4	45,00	1465	91,5	0,87
B225M4	55,00	1475	93,0	0,89
BP225M4	55,00	1470	91,5	0,85
B250S4, BP250S4	75,00	1485	91,7	0,89
B250M4, BP250M4	90,00	1485	92,0	0,90
B280S4, BP280S4	110,00	1485	93,5	0,89

**Технічні дані електродвигунів серії А2 та АО2
з короткозамкненим ротором**

Тип електродвигуна	Номінальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні		
		Швидкість обертання, об/хв	ККД, %	cosφ
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
A2-61-2	17	2900	88	0,88
A2-62-2	22	2900	89	0,88
A2-71-2	30	2900	90	0,9
A2-72-2	40	2900	90,5	0,9
A2-81-2	55	2900	91	0,9
A2-82-2	75	2900	92	0,9
A2-91-2	100	2920	93	0,9
A2-92-2	125	2920	94	0,9
A2-61-4	13	1450	88,5	0,88
A2-62-4	17	1450	89,5	0,88
A2-71-4	22	1455	90	0,88
A2-72-4	30	1455	90,5	0,88
A2-81-4	40	1460	91	0,89
A2-82-4	55	1460	92	0,89
A2-91-4	75	1470	93	0,89
A2-92-4	100	1470	93,5	0,9
A2-61-6	10	965	87	0,86
A2-62-6	13	965	88	0,86
A2-71-6	17	965	89	0,87
A2-72-6	22	965	89,5	0,87
A2-81-6	30	970	90	0,88
A2-82-6	40	970	91	0,89
A2-91-6	55	980	92	0,89
A2-92-6	75	980	92,5	0,89
AO2-61-2	13	2900	88	0,89
AO2-62-2	17	2900	88	0,90
AO2-71-2	22	2900	88	0,90
AO2-72-2	30	2900	89	0,90
AO2-81-2	40	2920	89	0,91
AO2-82-2	55	2920	90	0,92
AO2-91-2	75	2940	90	0,92
AO2-92-2	100	2940	91,5	0,92
AO2-61-4	13	1450	88,5	0,89
AO2-62-4	17	1450	89	0,89

Продовження додатка 6

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
AO2-71-4	22	1455	90	0,90
AO2-72-4	30	1455	91	0,91
AO2-81-4	40	1460	91,5	0,91
AO2-82-4	55	1460	92,5	0,92
AO2-91-4	75	1470	92,5	0,92
AO2-92-4	100	1470	93	0,92
AO2-62-6	13	970	88	0,89
AO2-71-6	17	970	90	0,9
AO2-72-6	22	970	90,5	0,9
AO2-81-6	30	980	91	0,91
AO2-82-6	40	980	91,5	0,91
AO2-91-6	55	985	92,5	0,92
AO2-92-6	75	985	92,5	0,92

Додаток 7

**Технічні данні електродвигунів серії А3 та А03
з короткозамкненим ротором**

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні		
		Швидкість обертання, об/хв	ККД, %	cosφ
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
A3-315S-2	160	2965	93,5	0,88
A3-315M-2	200	2965	94,0	0,89
A3-355S-2	250	2970	94,0	0,91
A3-355M-2	315	2970	94,5	0,91
A3-400S-2	400	2970	95,0	0,91
A3-400M-2	500	2970	95,5	0,92
A3-315S1-4	132	1470	92,8	0,89
A3-315S-4	160	1470	93,4	0,9
A3-315M-4	200	1470	94,3	0,91
A3-355S-4	250	1475	94,0	0,9
A3-355M-4	320	1475	94,5	0,9
A3-400S-4	400	1485	94,5	0,9
A3-400M-4	500	1485	95,0	0,91
A3-315S-2	160	2970	93,5	0,92
A3-315M-2	200	2970	94,0	0,92

1	2	3	4	5
A3-315S-4	160	1480	93,5	0,92
A3-315M-4	200	1480	94,0	0,92
A3-315S-6	110	985	93	0,90
A3-315M-6	132	985	93,5	0,90

Вихідні дані до розрахункових завдань

Варіант (дві останні цифри залі- кової книжки)	Q_H , м ³ /доб	Q_M , м ³ /доб	$H_{ш}$, м	ρ , кг/м ³	pH	t , °C	n , діб
1	2	3	4	5	6	7	8
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

Продовження додатка 8

1	2	3	4	5	6	7	8
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
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

Закінчення додатка 8

1	2	3	4	5	6	7	8
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
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

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – К.: Державний комітет України по нагляду за охороною праці, 1996. – 421 с.
2. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтныя вентиляторныя і водоотливныя установкі. Учебнік для студэнтаў ВУЗов. – М.: Недра, 1987. – 270 с.
3. Курганов А.М., Фёдоров Н.Ф. Гидравлические расчёты систем водоснабжения и водоотведения: Справочник. – Л.: Стройиздат, 1986. – 440 с.
4. Правила безпеки при розробці родовищ корисних копалин відкритим способом. – К.: Норматив, 1994. – 183 с.
5. Лопастные и роторные насосы: Каталог. – 5-е изд., испр. и доп. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 68 с.
6. Насосы НСШ 320–144...720: Паспорт. – Горловка: ГМЗ им. С. М. Кирова, 1994. – 36 с.
7. Насосы центробежные ЦНСШ 320–440...1170: Паспорт. – Бердянск: Южгидромаш, 1999. – 2 с.
8. Центробежные консольные насосы общего назначения для воды: Каталог. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. – 24 с.

Укладач

Михайло Васильович Холоменюк

МЕТОДИКА

РОЗРАХУНКІВ ВОДОВІДЛИВНИХ УСТАНОВОК ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ

**Методичні вказівки для студентів напряму підготовки
0902 Інженерна механіка**

Редактор Ю.В.Рачковська

Підписано до друку . Формат 30*42/4.

Папір офсет. Ризографія. Умовн. друк. арк. 3,7.

Обліково-видавн. арк.3,7. Тираж 200 прим. Зам. №

Національний гірничий університет

49027, м.Дніпропетровськ – 27, пр.К.Маркса, 19.