

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра гірничої механіки

**«ВОДОВІДЛИВНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ»
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО РОЗРАХУНКУ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ГОЛОВНІЙ
ВОДОВІДЛИВНІЙ УСТАНОВЦІ ШАХТИ**

студентами спеціальності 184 Гірництво
освітньої програми „Енергомеханічні комплекси
гірничих підприємств“

Дніпро

2020

«Водовідливні та вентиляторні установки». Методичні рекомендації до розрахунку гідравлічного удару в головній водовідливній установці шахти студентами спеціальності 184 Гірництво, освітньої програми „Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств“ [Електронний ресурс] / Укладачі М.В. Холоменюк, Є.О. Кириченко; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка» – Електрон. текст. дані. – Дніпро: НТУ „ДП“, 2020. – 34 с. – 1 електрон. опт. диск (CD – R). – систем. вимоги: Pentium – П/300; 64 Mb ram; Microsoft Windows XP; 60 Mb вільного дискового простору; NET Framework 2.0. – Назва з етикетки диска.

Укладачі – М.В. Холоменюк, канд. техн. наук, доц.
Є.О. Кириченко, докт. техн. наук, проф..

Затверджено редакційною радою НТУ „ДП“ (протокол № 10 від 05.10.2020).

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

ЗМІСТ

В с т у п	4
1. Визначення ударного підвищення напору у водовідливній установці після раптового відключення привідного двигуна.....	4
1.1. Загальні відомості про гідравлічний удар в трубопроводі та його розрахунок.....	4
1.2. Встановлення виду гідравлічного удару в розрахованій насосній установці	10
1.3. Порядок визначення ударного підвищення напору в розрахованій водовідливній установці після раптового вимкнення привідного двигуна.....	12
Додатки	19
Додаток 1. Секційні відцентрові насоси	19
Додаток 2. Технічні дані асинхронних електродвигунів серій ВАО2 та ВАО4	32
Додаток 3. Технічні дані асинхронних електродвигунів серій В і ВР.....	33
Список літератури	34

Вступ

Для успішної роботи вугільної та рудної шахти необхідно забезпечити надійну та безпечну експлуатацію шахтної системи водовідливу. Важливою умовою для вирішення цього завдання є захист головної водовідливної установки від гідравлічного удару. Гідравлічний удар у цій установці може виникнути в разі несанкціонованого вимикання привідного двигуна насоса або нештатного включення насосів водовідливної установки, некоректного маневрування трубопроводною запірною-регулювальною арматурою, аварійного спрацьовування відсічних клапанів. Для розробки ефективних методів захисту від гідравлічного удару треба вміти визначити вид гідравлічного удару та розрахувати ударне підвищення напору, які можуть виникнути в конкретній водовідливній установці шахти. Актуальність цього завдання зросла після появи в Правилах безпеки [1] вимоги облаштовувати головні водовідливні установки шахт засобами для запобігання або гасіння гідравлічних ударів при висоті подачі води понад 400 м.

Гідравлічний удар – це доволі складне явище, на перебіг якого впливають швидкість руху рідини, пружні властивості рідини та стінки трубопроводу, інерційність обертальних частин насосів та привідних двигунів. Аналітично врахувати всі ці фактори важко. У той же час існує достатньо простий графічний метод визначення параметрів гідравлічного удару, точність якого зазвичай достатня для інженерних розрахунків. У даному виданні розкривається сутність цього методу. Воно призначене для студентів спеціальності 184 Гірництво освітньої програми «Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств», які подібні розрахунки можуть виконувати в курсових та дипломних проектах.

1. Визначення ударного підвищення напору у водовідливній установці після раптового відключення привідного двигуна

1.1. Загальні відомості про гідравлічний удар у трубопроводі та його розрахунок

У разі раптової зупинки насоса при відключенні привідного двигуна відбувається різке зменшення швидкості потоку в нагнітальному трубопроводі, унаслідок чого там виникає гідравлічний удар. Гідравлічним ударом є коливальний процес, який виникає в пружному трубопроводі, по якому протікає малостискувана рідина при раптовій зміні її швидкості або тиску. Цей процес дуже швидкоплинний і характеризується чергуванням різких збільшень і зменшень тиску. При цьому зростання тиску в рідині може бути настільки значним, що порушиться цілісність напірного трубопроводу. Окрім того, коливання тиску в трубопроводі спричиняє збільшення його вібрації, що може призвести до порушення зовнішніх вузлів кріплення трубопроводу.

Зміна швидкості рідини і тиску (напору) в ній виникає спочатку в одному перерізі потоку, а потім у вигляді плоскої хвилі поширюється вздовж трубопроводу в обидва боки від цього перерізу. При цьому напір і швидкість руху періодично змінюються. Зміна напору і швидкості відбувається з амплітудою, що зменшується, через розсіювання енергії в трубі.

У результаті гідравлічного удару утворюються відбиті хвилі, які поширюються в зворотному напрямі. Накладення (інтерференція) прямих і відбитих хвиль ускладнює загальну картину перебігу гідравлічного удару і робить важкими аналітичні розрахунки. Процеси, що відбуваються в трубопроводах при гідравлічних ударах, описуються системою диференціальних рівнянь у частинних похідних, інтегрування яких є складним завданням і дає точні результати для обмеженого кола завдань. У той же час існує досить простий і наочний графічний спосіб визначення параметрів потоку в конкретних перерізах трубопроводу при гідравлічному ударі – метод характеристик.

Практичне використання графічного методу розрахунку гідравлічного удару зводиться до побудови на одному графіку звичайних характеристик $Q - H$ насосів і водоводів, а також хвильових характеристик трубопроводу. Хвильова характеристика трубопроводу встановлює зв'язок між зміною напору в перерізі трубопроводу та зміною витрати в ньому.

Параметри нестабільного потоку в конкретних перерізах трубопроводу відповідають координатам точок перетину хвильових характеристик з граничною залежністю $Q - H$ для даного перерізу. Обов'язковою умовою графічного знаходження величин швидкості потоку і напору в даному перерізі в різні періоди гідравлічного удару є знання цих величин при стабільному режимі роботи установки.

Головна водовідливна установка шахти – досить проста гідравлічна система, що складається з насосного агрегату, який працює на нерозгалужений трубопровід. Для таких систем точність графічного методу розрахунку гідравлічного удару дуже висока. До того ж для забезпечення надійної роботи водовідливної установки достатньо знати величину напору при гідравлічному ударі лише у вхідному перерізі трубопроводу. Тому в даній роботі використовується графічний метод аналізу перехідних гідравлічних процесів. Докладно механізм виникнення гідравлічного удару та його перебіг у насосній установці висвітлено в [2].

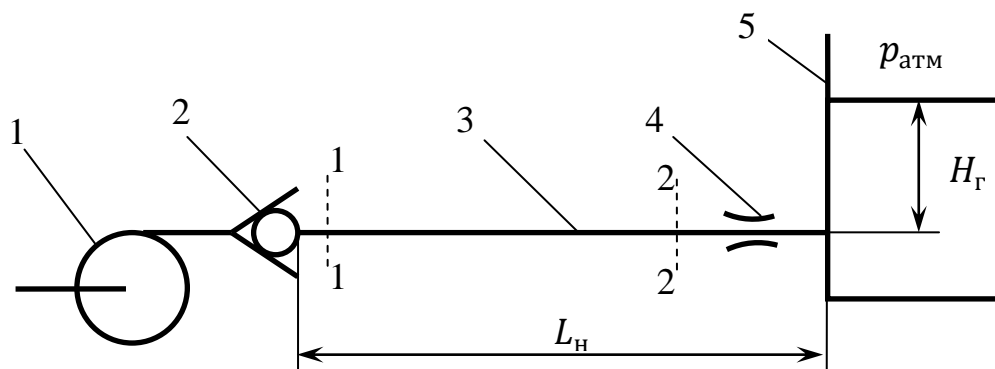


Рис. 1. Еквівалентна схема головної водовідливної установки шахти

На рис. 1 зображена еквівалентна схема головної водовідливної установки шахти. Установка складається з насоса 1, зворотного клапана 2, горизонтального трубопроводу 3, довжина якого $L_{\text{НГ}}$ дорівнює загальній довжині напірного трубопроводу і в ньому також відсутні втрати напору. Гідравлічний опір зовнішньої мережі імітуватимемо еквівалентним йому гідравлічним опором 4, зосередженим у вихідному перерізі трубопроводу 3. У напірному резервуарі 5 вільна поверхня води знаходиться вище за рівень трубопроводу 3 на висоті $H_{\text{Г}}$, яка відповідає геометричній висоті підйому води в установці. На вільній поверхні рідини тиск дорівнює атмосферному. На рівні трубопроводу 3 напір дорівнює $H_{\text{Г}}$. Значення його не змінюється в усіх режимах роботи установки.

Заміна фактичного гідравлічного опору трубопроводу, розосередженого по його довжині, еквівалентним за значенням місцевим гідравлічним опором, істотно спрощує аналіз процесів в установці, дозволяючи використовувати для цього графічний метод визначення величини напорів у кінцевих перерізах трубопроводу з достатньою для інженерних розрахунків точністю.

Ударне зростання напору після раптового вимкнення приводного двигуна насоса може бути визначеним для водовідливної установки, розрахунок якої попередньо виконано й встановлені параметри робочого режиму (рис. 2).

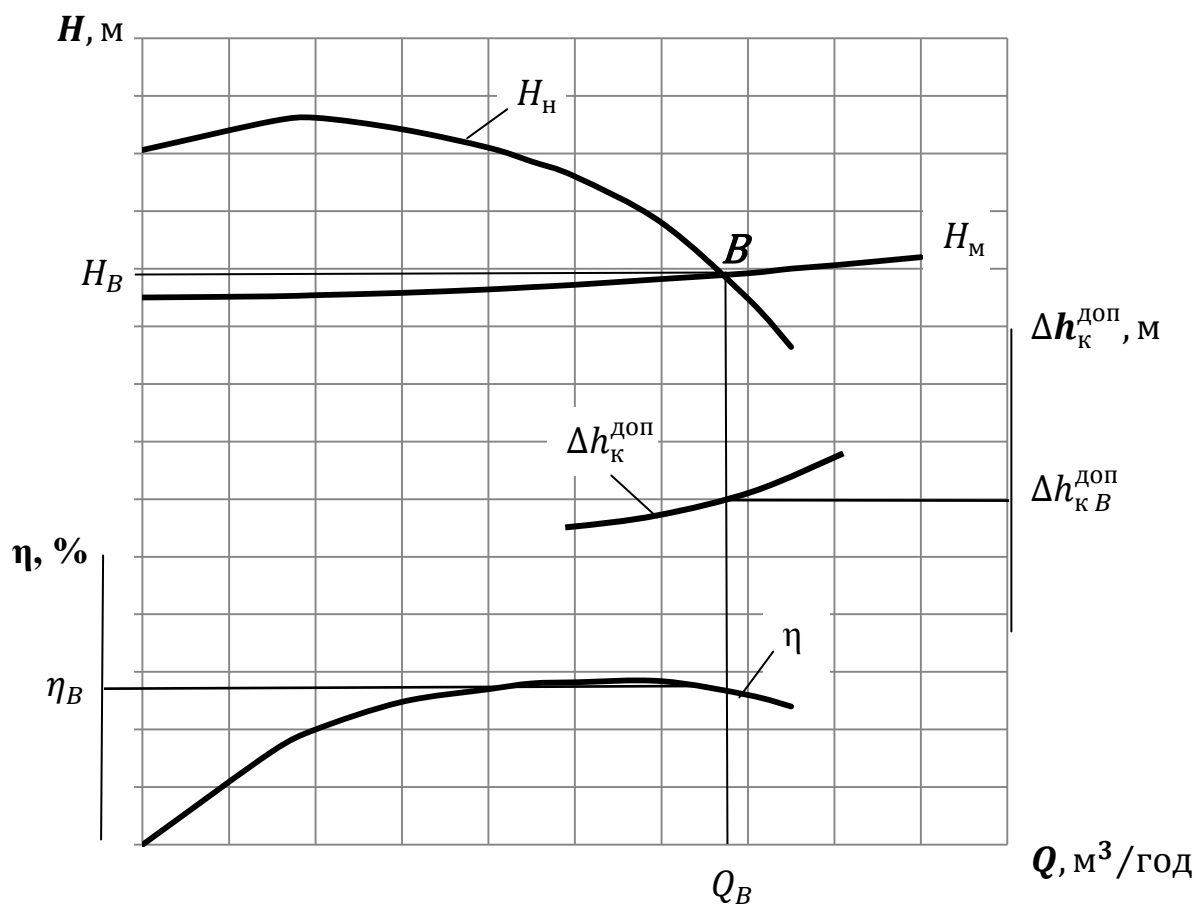


Рис. 2. Графічне визначення робочих параметрів водовідливної установки

Робоча точка агрегату в стабільному режимі – точка B , подача насоса Q_B , м³/год; його напір H_B , м; ККД η_B , %, допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{KB}^{доп}$, м. У цей період у вхідному перерізі напірного трубопроводу 1 – 1, що збігається із запірним елементом зворотного клапана, а також у вихідному його перерізі 2 – 2, який знаходиться на вході в зосереджений гідравлічний опір, напір однаковий і дорівнює H_B . Стан напірного трубопроводу (його деформація) відповідає напору H_B . Рідина в трубопроводі рухається зі швидкістю

$$v_p = \frac{Q_B}{F},$$

де F – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Після раптового відключення привідного двигуна у вхідному перерізі нагнітального трубопроводу 1 – 1 відбувається різке гальмування води і падіння напору, яке у вигляді хвилі поширюватиметься вздовж трубопроводу до перерізу 2 – 2. Швидкість поширення ударного зниження напору в трубопроводі розраховується за формулою

$$c = \sqrt{\frac{E_B}{\rho \left(1 + \frac{E_B}{E_{ст}} \cdot \frac{d_{нг}}{\delta_{нг}}\right)}}, \quad (1)$$

де E_B – об'ємний модуль пружності води; ρ – густина відкачуваної води; $E_{ст}$ – модуль пружності матеріалу стінки труби (модуль пружності сталі); $d_{нг}$ і $\delta_{нг}$ – внутрішній діаметр і товщина стінки нагнітального трубопроводу.

У момент підходу хвилі зниженого напору до перерізу 2 – 2 вся рідина в трубопроводі буде нерухомою і напір у ній буде

$$H_{min} = H_B - \Delta H_{уд},$$

де $\Delta H_{уд}$ – ударне зниження напору в трубі.

Унаслідок зниження напору стінки труби стиснуться, тобто зросте їх товщина та зменшиться довжина труби. Стан напірного трубопроводу (його деформація) відповідатиме в цей момент напору H_{min} .

Цей стан є нестабільним, оскільки напір у резервуарі $H_r > H_{min}$.

Перевищення напору в резервуарі над напором в трубопроводі викличе витікання рідини з резервуару в трубопровід із швидкістю v_p і встановлення в трубопроводі рівноважного з резервуаром напору. Для визначення нового напору в трубопроводі необхідно врахувати втрати напору в потоці при протіканні його через зосереджений гідравлічний опір 4 (рис. 1) в перерізі 2 – 2.

Для цього потрібно побудувати характеристику зовнішньої мережі установки для від'ємних витрат. Рівняння цієї ділянки характеристики зовнішньої мережі

$$H_M = H_T - RQ^2. \quad (2)$$

Для побудови графіка характеристики зовнішньої мережі для від'ємних витрат треба скласти таблицю, задаючи 6 – 8 значень від'ємних витрат. Приклад графіка наведений на рис. 3.

Вирівнювання напору в трубопроводі почнеться з перерізу 2 – 2 і у вигляді хвилі, яка називається відбитою хвилею, буде поширюватися вздовж трубопроводу до перерізу 1 – 1. Підвищення напору супроводжуватиметься розширенням стінок трубопроводу і збільшенням його довжини до початкового рівня. У момент підходу хвилі до перерізу 1 – 1 у всьому трубопроводі встановиться напір, величина якого буде дорівнювати напору в резервуарі, і деформація стінок трубопроводу відповідатиме цьому значенню напору. Рідина в цей момент рухатиметься в напрямку до зворотного клапана зі швидкістю U_p .

Параметри потоку біля зворотного клапана в кінці першої фази гідравлічного удару визначаються точкою перетину хвильової характеристики трубопроводу для перерізу 1 – 1 з граничною залежністю між витратою та напором для цього перерізу.

Якщо в момент підходу хвилі вирівнювання напору до перерізу 1 – 1 зворотний клапан на виході з насоса буде вже закрито, то граничною залежністю $Q - H$ для перерізу 1 – 1 в кінці першої фази гідравлічного удару буде вісь H . У цьому випадку в системі відбуватиметься прямий гідравлічний удар.

Якщо ж у момент підходу хвилі вирівнювання напору до перерізу 1 – 1 зворотний клапан буде ще відкритим, то це свідчить про те, що насос, працюючи в режимі вільного вибігу, створює в момент підходу хвилі до зворотного клапана напір вищий, ніж напір у трубопроводі. У цьому випадку в системі відбуватиметься непрямий гідравлічний удар. Граничною залежністю $Q - H$ для перерізу 1 – 1 в кінці першої фази непрямого гідравлічного удару буде напірна характеристика насоса, що відповідає частоті обертання вала для моменту часу T після відключення привідного двигуна насоса.

Проміжок часу, протягом якого хвиля зміни напору в трубопроводі, що виникла в перерізі 1 – 1 після відключення привідного двигуна, дійде до перерізу 2 – 2 і повернеться до перерізу 1 – 1, називається фазою гідравлічного удару. Її тривалість визначається за формулою

$$T = \frac{2L_{нг}}{c}. \quad (3)$$

У момент підходу хвилі вирівнювання напору до перерізу 1 – 1 відбувається гальмування рідини, що рухається до насоса, її стискання та ударне підвищення напору в ній. Ці зміни у вигляді хвилі поширюватимуться вздовж трубопроводу в напрямку до перерізу 2 – 2 із швидкістю c . При підході хвилі підвищеного напору до перерізу 2 – 2 вся рідина в трубі зупиниться і напір в ній

запишеться формулою

$$H_{max} = H_{\Gamma} + H_{уд}.$$

Через зростання напору стінки труби розширяться, тобто зменшиться їх товщина та збільшиться довжина труби. Стан напірного трубопроводу (його деформація) відповідатиме в цей момент напору H_{max} .

У зазначений момент напір у трубопроводі перевищуватиме напір у резервуарі, унаслідок чого почнеться витікання рідини з трубопроводу в резервуар із швидкістю \mathcal{V}_p і вирівнювання напору між ними.

Вирівнювання напору в трубопроводі почнеться з перерізу 2 – 2 і у вигляді хвилі поширюватиметься вздовж трубопроводу до перерізу 1 – 1. Зменшення напору буде супроводжуватися стисканням стінок трубопроводу, тобто до збільшення їхньої товщини, і одночасним скороченням труби. У момент підходу хвилі до перерізу 1 – 1 у всьому трубопроводі буде встановлений напір, такий самий як напір у резервуарі, і деформація стінок трубопроводу відповідатиме цьому значенню напору. Рідина в цей момент рухатиметься із швидкістю \mathcal{V}_p у напрямку до напірного резервуару, тобто це стан аналогічний тому, який виникає в перший момент після відключення насоса.

Надалі цикли гідравлічного удару повторюватимуться до тих пір, поки первинна кінетична енергія потоку не буде витрачена на тертя рідини об стінки трубопроводу, на внутрішнє тертя в рідині, обумовлене зміною профілю швидкостей у потоці, а також на відведення частини енергії в резервуар. Крім того, треба звернути увагу на те, що зазначені перетікання рідини між резервуаром і напірним трубопроводом, а також деформації трубопроводу, про які йшла мова, являють собою дуже малі величини, існування яких підтверджується лише високоточними вимірюваннями.

Запишемо рівняння хвильової характеристики трубопроводу

$$H_{\kappa} - H_{\Pi} = \pm \frac{c}{3600gF} (Q_{\kappa} - Q_{\Pi}), \quad (4)$$

де H_{κ} і H_{Π} – кінцевий і початковий напори в перерізі, м; Q_{κ} і Q_{Π} – кінцева та початкова витрати в перерізі, м³/год; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

За рівнянням хвильових характеристик визначають лінійний характер залежності зміни напору в перерізі трубопроводу від зміни витрати в ньому. Отже, графіки хвильових характеристик трубопроводу – прями лінії.

Кутовий коефіцієнт характеристики $k_{\text{кут}} = \frac{c}{3600gF}$ відповідно до рівняння (1) залежить від пружних властивостей рідини і матеріалу стінки труби, а також від геометричних параметрів труби, проте на нього не впливає режим роботи насосної установки.

Параметри потоку в перерізах трубопроводу 1 – 1 і 2 – 2 визначаються координатами точок перетину хвильових характеристик для перетину 3

графіками граничних залежностей між витратою та напором у відповідних перерізах трубопроводу для певного моменту гідравлічного удару.

Для вхідного перерізу 1 – 1 граничними залежностями є або вісь H , або напірна характеристика насоса при зниженій частоті обертання вала. Для вихідного перерізу 2 – 2 граничними залежностями є ділянки характеристики зовнішньої мережі при додатних або від’ємних витратах.

1.2. Встановлення виду гідравлічного удару в розрахованій насосній установці

Як відмічалось вище, прямий гідравлічний удар, викликаний раптовим відключенням привідного двигуна, виникає в насосній установці у випадку, коли в момент підходу хвилі вирівнювання напору до перерізу 1 – 1, тобто на момент закінчення першої фази гідравлічного удару, зворотний клапан на виході з насоса буде вже закрито. Для закриття клапана необхідно, щоб напір у перерізі 1 – 1 перевищував напір, що створює насос.

Після раптового відключення привідного двигуна напір насоса не спадає до нуля миттєво – це є наслідком обертання вала насоса за інерцією впродовж певного проміжку часу, що обумовлює плавне зменшення напору в напірному патрубці насоса і повільне закриття зворотного клапана. У зазначений проміжок часу насосний агрегат працює в режимі вільного вибігу.

Уповільнення вала насоса після відключення двигуна залежить від моменту інерції частин агрегату, що обертаються. Інерційність цих частин враховує стала часу насосного агрегату

$$T_a = \frac{\pi n_n \sum I}{30 M_p}, \text{ с}, \quad (5)$$

де n_n – номінальна частота обертання вала насоса, об/хв; $\sum I$ – сумарний момент інерції насосного агрегату, кг·м²; M_p – момент, що створює привідний двигун на валу насоса в робочому режимі, Н·м.

Сумарний момент інерції насосного агрегату має формулу

$$\sum I = I_d + I_n,$$

де I_d – момент інерції ротора привідного двигуна; I_n – момент інерції ротора насоса.

У паспортах насосів не наводяться зазвичай моменти інерції їх роторів. Тому, зважаючи на те, що вони незначні в порівнянні з моментом інерції ротора електродвигунів, задаємо

$$\sum I = 1,15 I_d, \quad (6)$$

де 1,15 – коефіцієнт, що враховує момент інерції ротора насоса.

Моменти інерції роторів електродвигунів, що зазвичай використовуються в головних водовідливних установках шахт, наведені в додатках 2 і 3.

Момент, що створює привідний двигун на валу насоса в робочому режимі, має формулу

$$M_p = \frac{30\rho g Q_B H_B}{3600\pi n_H \eta_B} = \frac{\rho g Q_B H_B}{120\pi n_H \eta_B}. \quad (7)$$

Частоту обертання вала насоса в момент часу t після відключення електродвигуна визначаємо за формулою:

$$n = n_H \frac{T_a}{T_a + t}. \quad (8)$$

У кінці першої фази гідравлічного удару $t = T$. З урахуванням виразу (3) запишемо формулу розрахунку частоти обертання вала насоса після першої фази

$$n_1 = n_H \frac{T_a}{T_a + \frac{2L_{\text{НГ}}}{c}}. \quad (9)$$

Визначивши частоту обертання вала насоса в кінці першої фази гідравлічного удару, можна з'ясувати характер удару шляхом порівнювання напору, що створює насос при частоті обертання вала n_1 , працюючи з нульовою подачею, із мінімально можливим напором у вхідному перерізі напірного трубопроводу. Таким напір у перерізі буде в зупиненій рідині при закритому зворотному клапані. Це значення напору відповідає ординаті точки перетину хвильової характеристики трубопроводу для перерізу 1 – 1 із віссю ординат.

Напір насоса при нульовій подачі та частоті обертання n_1 визначаємо за рівнянням пропорційності

$$H_{01} = H_0 \left(\frac{n_1}{n_H} \right)^2, \quad (10)$$

де H_0 – напір вибраного насоса при нульовій подачі та номінальній частоті обертання вала n_H , який береться з паспортної характеристики насоса.

Мінімально можливий напір у перерізі 1 – 1 у кінці першої фази гідравлічного удару $H_{\text{к1-1}min}$ визначаємо за рівнянням хвильової характеристики трубопроводу для вхідного перерізу. Відповідно до формули (4)

$$H_{\text{к1-1}} - H_{\text{н1-1}} = k_{\text{кут}}(Q_{\text{к1-1}} - Q_{\text{н1-1}}). \quad (11)$$

Для заданих умов $Q_{\text{к1-1}} = 0$ і $Q_{\text{н1-1}} = Q_B$; $H_{\text{н1-1}} = H_B$.
Тоді

$$H_{k1-1} = H_{k1min} = H_B - k_{кут} Q_B. \quad (12)$$

Якщо $H_{k1min} \geq H_{01}$, то в системі після раптового відключення привідного двигуна виникає прямий гідравлічний удар з максимальним зростання напору в нагнітальному трубопроводі.

У разі, коли $H_{k1min} < H_{01}$, у системі виникає непрямий гідравлічний удар.

1.3. Порядок визначення ударного підвищення напору в розрахованій водовідливній установці після раптового вимкнення привідного двигуна

1.3.1. Для розрахунку ударного підвищення напору запишемо вихідні дані:

- параметри робочого режиму насоса (B – робоча точка установки на рис. 2):
 - подача Q_B , м³/год;
 - напір H_B , м;
 - ККД η_B ;
 - номінальна частота обертання вала n_n , об/хв;
- напір вибраного насоса при нульовій подачі та номінальній частоті обертання вала H_0 , м;
- геометричні та пружні дані нагнітального трубопроводу:
 - внутрішній діаметр $d_{нг}$, мм;
 - товщина стінки $\delta_{нг}$, мм;
 - загальна довжина $L_{нг}$, м;
 - модуль пружності матеріалу стінки труби (модуль пружності сталі), у розрахунках задаємо $E_{ст} = 2 \cdot 10^{11}$, Па;
- об'ємний модуль пружності води, у розрахунках задаємо $E_B = 2 \cdot 10^9$ Па;
- густина відкачуваної води ρ , кг/м³;
- гідравлічний опір нагнітального трубопроводу R , год²/м⁵;
- момент інерції ротора привідного двигуна I_d , кг/м².

1.3.2. Виконаємо такі розрахунки:

- швидкість поширювання ударної хвилі зміни напору в нагнітальному трубопроводі знаходимо за формулою (1);
- тривалість фази гідравлічного удару обчислюємо за виразом (3);
- площу живого перерізу нагнітального трубопроводу розраховуємо за рівнянням

$$F = \frac{\pi d_{нг}^2}{4}, \text{ м}^2;$$

- кутовий коефіцієнт хвильової характеристики нагнітального трубопроводу знайдемо з формули

$$k_{\text{кут}} = c/3600gF, \text{ год/м}^2 ;$$

- сумарний момент інерції насосного агрегату визначимо з рівняння (6);
- момент, що створює привідний двигун на валу насоса в робочому режимі, визначаємо за співвідношенням (7).

1.3.3. Записуємо рівняння характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки для від’ємних витрат, що відповідає рівнянню (2)

$$H_{\text{м}} = H_{\text{г}} - RQ^2.$$

Для побудови графіка цієї характеристики складаємо таблицю, задаючи 6 – 8 значень від’ємних витрат. Будуємо цю ділянку характеристики зовнішньої мережі як продовження звичайної характеристики зовнішньої мережі для додатних витрат (рис. 3).

Таблиця для побудови графіка характеристики зовнішньої мережі для від’ємних витрат

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0						
$H_{\text{м}}, \text{ м}$	$H_{\text{г}}$						

1.3.4. Записуємо рівняння хвильових характеристик нагнітального трубопроводу для вхідного 1 – 1 та вихідного 2 – 2 перерізів відповідно до (4)

$$H_{\text{к1}} - H_{\text{н1}} = k_{\text{кут}}(Q_{\text{к1}} - Q_{\text{н1}}),$$

$$H_{\text{к2}} - H_{\text{н2}} = -k_{\text{кут}}(Q_{\text{к2}} - Q_{\text{н2}}).$$

1.3.5. Визначаємо мінімально можливий напір у перерізі 1 – 1 в кінці першої фази гідравлічного удару за формулою (12).

1.3.6. Підраховуємо сталу часу насосного агрегату за рівнянням (5).

1.3.7. Визначаємо частоту обертання вала насоса в кінці першої фази гідравлічного удару відповідно до виразу (9)

$$n_1 = n_{\text{н}} \frac{T_{\text{а}}}{T_{\text{а}} + T}, \text{ об/хв.}$$

1.3.8. Розраховуємо напір насоса при нульовій подачі та частоті обертання n_1 за формулою (10).

1.3.9. Порівнюємо напори H_{01} та $H_{к1min}$ і встановлюємо вид гідравлічного удару в розрахованій насосній установці.

1.3.10. Якщо $H_{к1min} \geq H_{01}$, то в системі після раптового відключення привідного двигуна виникає прямий гідравлічний удар. Графічний аналіз цього перехідного гідравлічного процесу в координатах $Q - H$ виконуємо в наведеній далі послідовності (рис.3).

На осі ординат відмічаємо точкою A_1 напір $H_{к1min}$, який у цьому разі збігається з кінцевим напором у перерізі 1 – 1 у першій фазі гідравлічного удару $H_{к1-1}$, це напір, який буде мати місце в перерізі 1 – 1 упродовж першої фази гідравлічного удару.

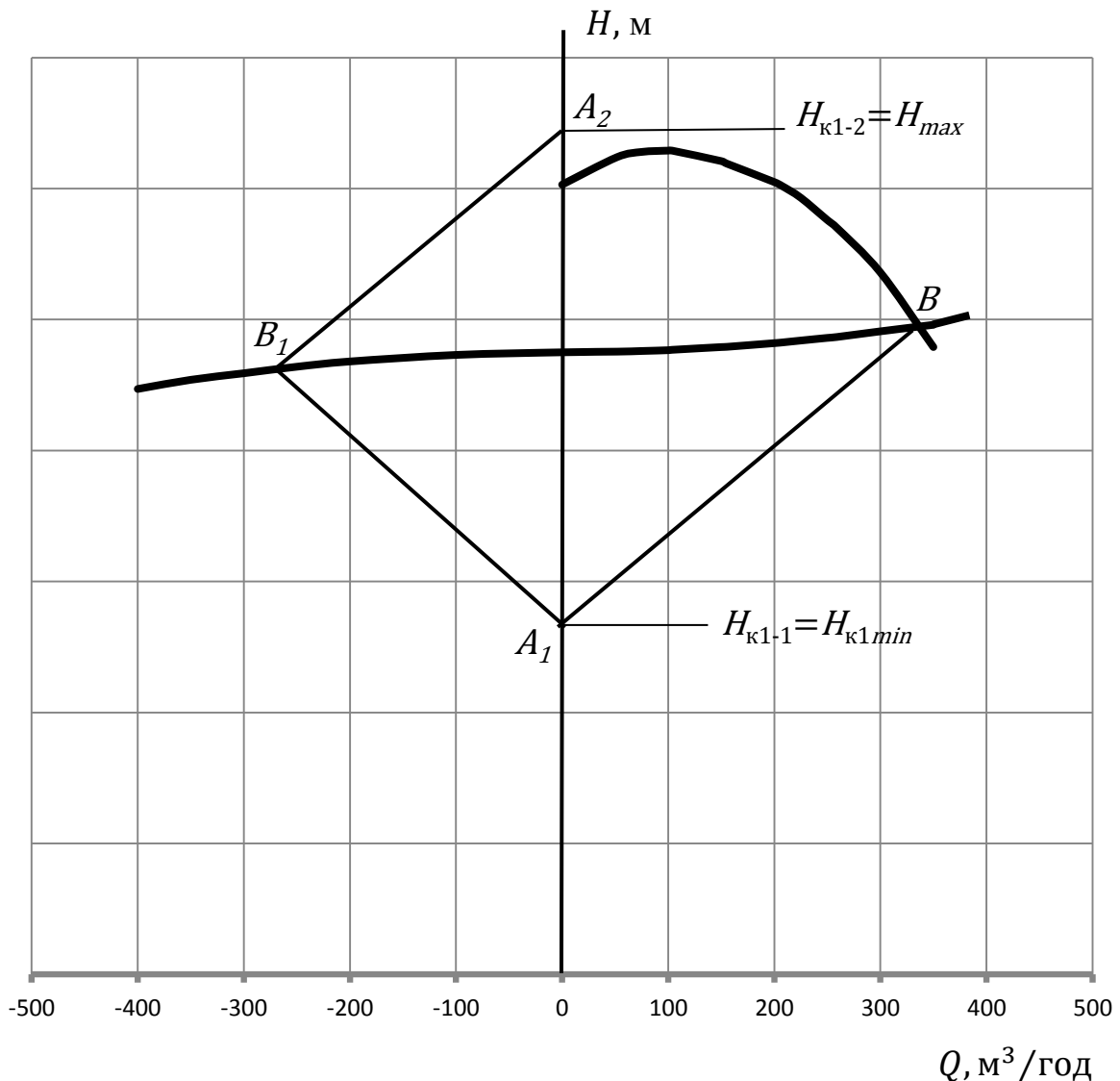


Рис. 3. Графічний аналіз прямого гідравлічного удару

З'єднуємо точки A_1 і B прямою лінією, яка буде відображати хвильову характеристику перерізу 1 – 1 для першої фази гідравлічного удару.

З точки A_1 проводимо пряму, симетричну до лінії A_1B відносно осі ординат (осі H), до перетину її з ділянкою характеристики зовнішньої мережі

водовідливної установки для від'ємних витрат у точці B_1 . Пряма A_1B_1 відображатиме хвильову характеристику перерізу 2 – 2 для першої фази гідравлічного удару. Координати точки B_1 відповідатимуть параметрам потоку в перерізі 2 – 2 в першій фазі гідравлічного удару – її абсциса Q_{B1} дорівнює витраті рідини, що надходить із напірного резервуару в трубопровід у цій фазі гідравлічного удару; її ордината H_{B1} відповідає рівноважному з напірним резервуаром напору в трубопроводі в цей період.

З точки B_1 проводимо пряму, що паралельна лінії A_1B до перетину її з віссю ординат у точці A_2 – пряма B_1A_2 відображатиме хвильову характеристику перерізу 1 – 1 для другої фази гідравлічного удару. Ордината точки A_2 дорівнює напору, що буде мати місце в перерізі 1 – 1 упродовж другої фази гідравлічного удару. Напір H_{A2} – це максимальний напір, який виникає в установці при раптовому відключенні привідного двигуна насоса, тобто

$$H_{A2} = H_{к1-2} = H_{max}.$$

Саме визначення цього напору є метою даного розрахунку. Крім того, треба підрахувати абсолютне та відносне зростання напору в установці при гідравлічному ударі.

Абсолютне зростання напору

$$\Delta H_{уд} = H_{A2} - H_B;$$

відносне збільшення напору в трубопроводі

$$\delta H_{уд} = \frac{\Delta H_{уд}}{H_B} \cdot 100, \%$$

Напірні трубопроводи відповідно до норм проектування розраховуються на 25-відсоткове підвищення напору, тому при $\delta H_{уд} > 25\%$ треба передбачити заходи щодо захисту трубопроводу.

1.3.112. Якщо $H_{к1min} < H_{01}$, то в системі після раптового відключення привідного двигуна виникає непрямий гідравлічний удар. Графічний аналіз цього перехідного гідравлічного процесу в координатах $Q - H$ виконуємо в наведеній нижче послідовності (рис. 4).

На осі ординат відмічаємо точкою A напір $H_{к1min}$ і з'єднуємо точки A та B прямою лінією, частина якої буде відображати хвильову характеристику перерізу 1 – 1 для першої фази гідравлічного удару.

Параметри потоку в перерізі трубопроводу 1 – 1 визначаються координатами точки перетину хвильової характеристики для перерізу з графіком гра-

ничної залежності між витратою та напором у цьому перерізі. При непрямо-му гідравлічному ударі такою граничною залежністю є напірна характеристика насоса при зниженій частоті обертання вала – у кінці першої фази гідравлічного удару частота обертання вала становить n_1 .

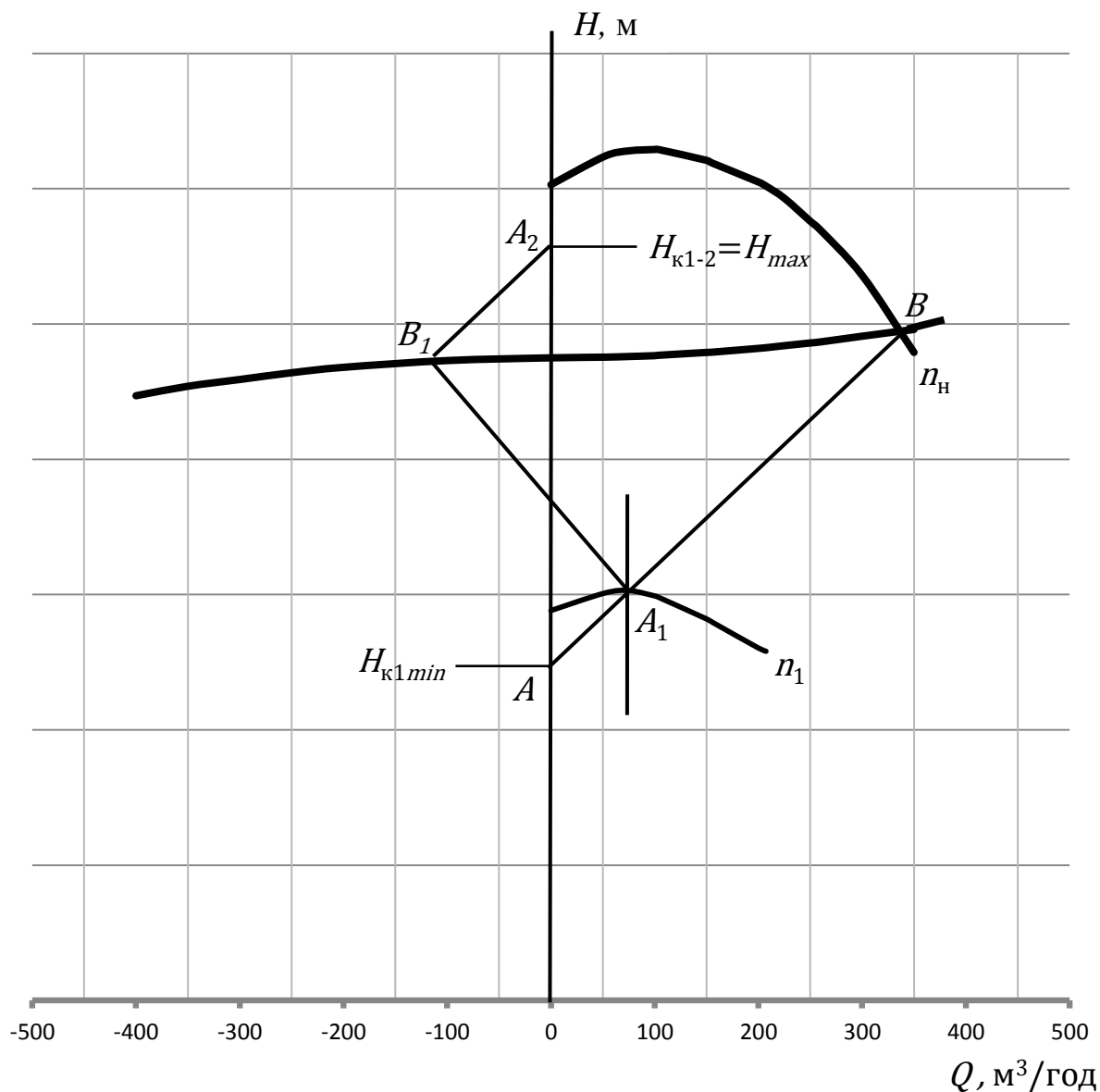


Рис. 4. Графічний аналіз непрямого гідравлічного удару

Напірну характеристику насоса при частоті обертання вала n_1 отримуємо шляхом перерахунку паспортної напірної характеристики, що відповідає номінальній частоті обертання вала n_H . Перерахунок виконуємо за рівняннями пропорційності насоса в такій послідовності [2]:

– на вихідній напірній характеристиці намічаємо 5 ... 6 довільних точок і визначаємо їхні координати, тобто для кожної з намічених точок знаходимо Q_{n_H} і H_{n_H} ;

– координати нових положень намічених точок, що відповідають частоті обертання n_1 , знаходимо за рівняннями пропорційності, згідно з якими для кожної наміченої точки

$$Q_{n_1} = Q_{n_H} \frac{n_1}{n_H}; \quad H_{n_1} = H_{n_H} \left(\frac{n_1}{n_H} \right)^2.$$

Для спрощення розрахунків позначимо

$$\frac{n_1}{n_H} = j_Q; \quad \left(\frac{n_1}{n_H} \right)^2 = j_H.$$

Для побудови перерахованої напірної характеристики насоса складаємо таблицю.

Таблиця для побудови перерахованої напірної характеристики насоса

$Q_{n_H}, \text{ м}^3/\text{ГОД}$	$H_{n_H}, \text{ м}$	$Q_{n_1} = j_Q Q_{n_H}, \text{ м}^3/\text{ГОД}$	$H_{n_1} = j_H H_{n_H}, \text{ м}$

Позначимо точку перетину лінії AB з графіком перерахованої напірної характеристики насоса A_1B , вона є хвильовою характеристикою перерізу 1 – 1 для першої фази гідравлічного удару. Координати точки A_1 відповідають параметрам потоку в перерізі 1 – 1 у кінці першої фази гідравлічного удару, її абсциса Q_{A_1} дорівнює витраті рідини, що надходить у трубопровід у цій фазі гідравлічного удару; її ордината H_{A_1} відповідає напору, що створює насос у цей момент.

Для визначення напору в трубопроводі, рівноважного з напором у резервуарі під час першої фази гідравлічного удару, проводимо через точку A_1 хвильову характеристику для перерізу 2 – 2 до перетину її з граничною залежністю для цього перерізу в першій фазі гідравлічного удару.

Хвильова характеристика для перерізу 2 – 2 в першій фазі гідравлічного удару є прямою, симетричною хвильовій характеристиці для перерізу 1 – 1 відносно вертикальної прямої, проведеної через точку A_1 . Тому для побудови хвильової характеристики для перерізу 2 – 2 заздалегідь проводимо через точку A_1 допоміжну вертикальну пряму.

Граничною залежністю для перерізу 2 – 2 в першій фазі гідравлічного удару є характеристика зовнішньої мережі для від'ємних витрат. Хвильова характеристика для перерізу 2 – 2 перетинається з граничною залежністю

для цього перерізу в точці B_1 . Координати точки B_1 відповідають витраті рідини, що надходить у трубопровід із резервуару, і напору, рівноважному з напором у резервуарі.

Для визначення напору в перерізі 1 – 1 під час другої фази гідравлічного удару проводимо з точки B_1 хвильову характеристику для цього перерізу в другій фазі гідравлічного удару. Ця хвильова характеристика є прямою, паралельною хвильовій характеристиці для перерізу 1 – 1 у першій фазі гідравлічного удару.

Хвильову характеристику для перерізу 1 – 1 у другій фазі гідравлічного удару проводимо до перетину її з граничною залежністю для цього перерізу. У цій фазі гідравлічного удару граничною залежністю для перерізу 1 – 1 є вісь H . Хвильова характеристика перетинається з граничною залежністю в точці A_2 . Ордината точки A_2 дорівнює напору, що буде мати місце в перерізі 1 – 1 упродовж другої фази гідравлічного удару. Напір H_{A_2} – це максимальний напір, який виникає в установці при раптовому відключенні привідного двигуна насоса, тобто

$$H_{A_2} = H_{к1-2} = H_{max}.$$

Необхідно підрахувати також абсолютне та відносне зростання напору в установці при гідравлічному ударі.

Абсолютне зростання напору запишемо формулою

$$\Delta H_{уд} = H_{A_2} - H_B;$$

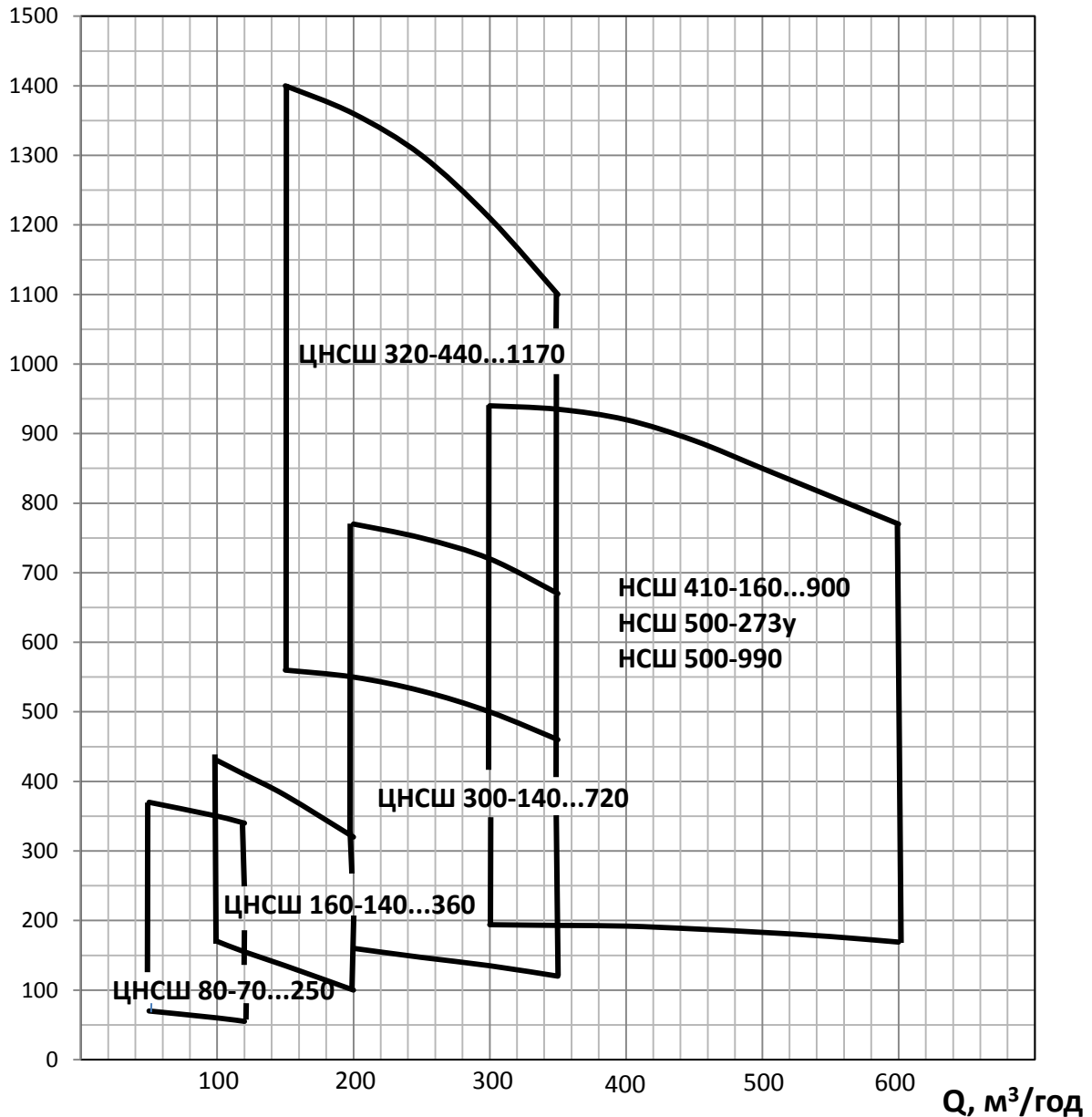
а формула відносного збільшення напору в трубопроводі має вигляд

$$\delta H_{уд} = \frac{\Delta H_{уд}}{H_B} \cdot 100, \%$$

Напірні трубопроводи відповідно до норм проектування розраховуються на 25-відсоткове підвищення напору, тому при $\delta H_{уд} > 25\%$ треба передбачити заходи щодо захисту трубопроводу.

Секційні відцентрові насоси

Зведені графіки полів характеристик насосів типів ЦНСШ і НСШ

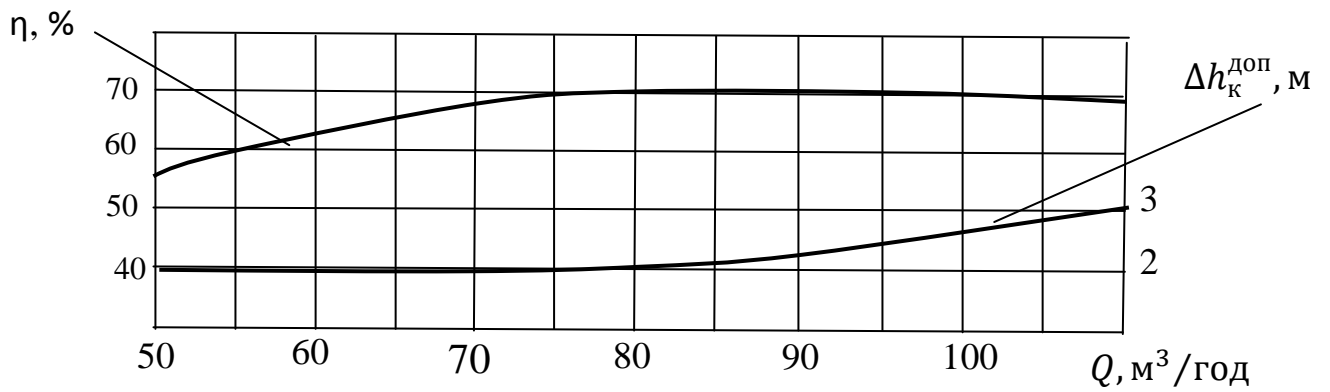
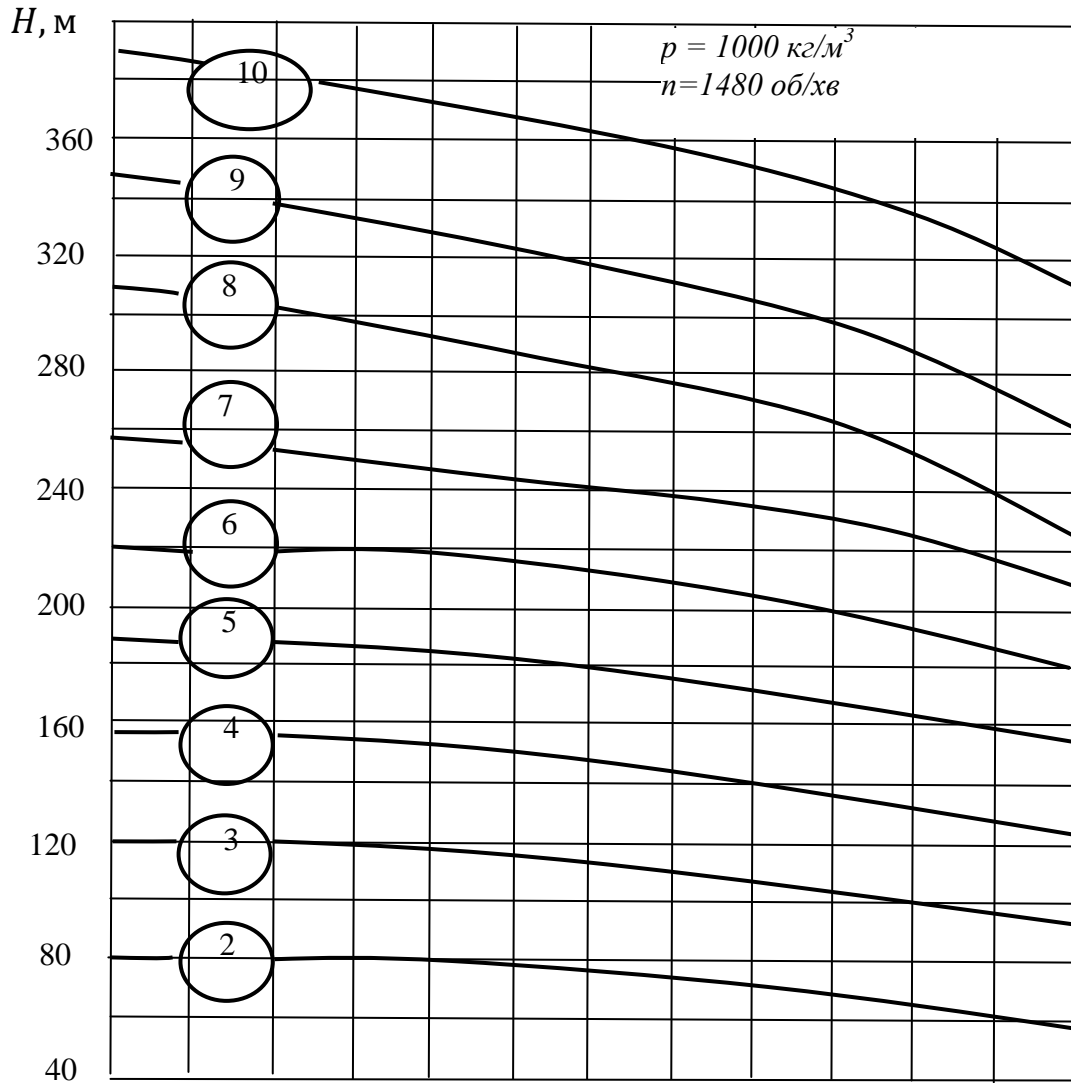


Умовне позначення насосів:

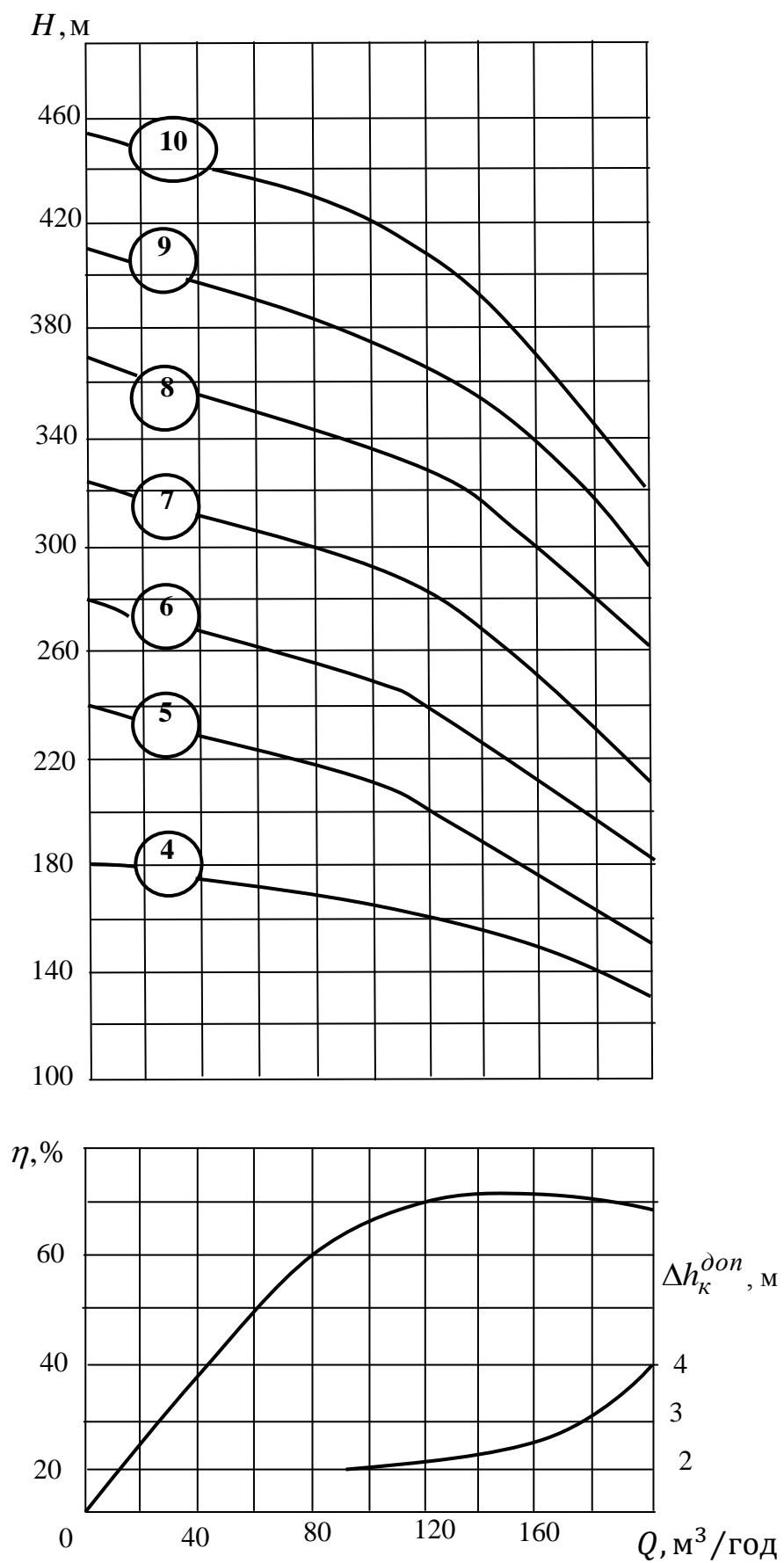
- букви – тип насоса (відцентровий насос секційний шахтний);
- перша цифра – номінальна подача, м³/год;
- друга цифра – номінальний напір при мінімальній кількості ступенів, м;
- третя цифра – номінальний напір при максимальній кількості ступенів, м.

Експлуатаційні характеристики насосів

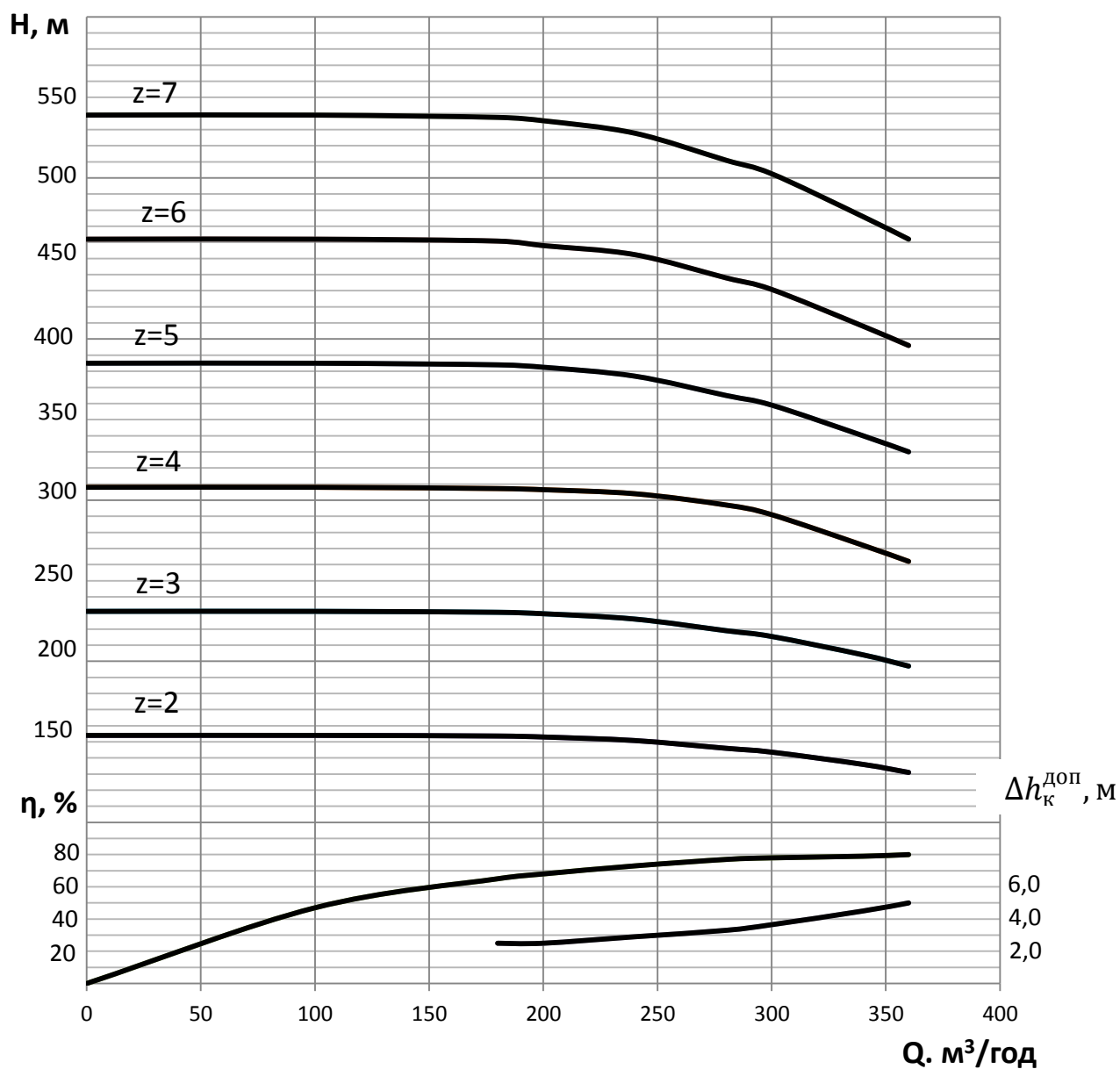
Насоси ЦНСШ 80–70 ... 340



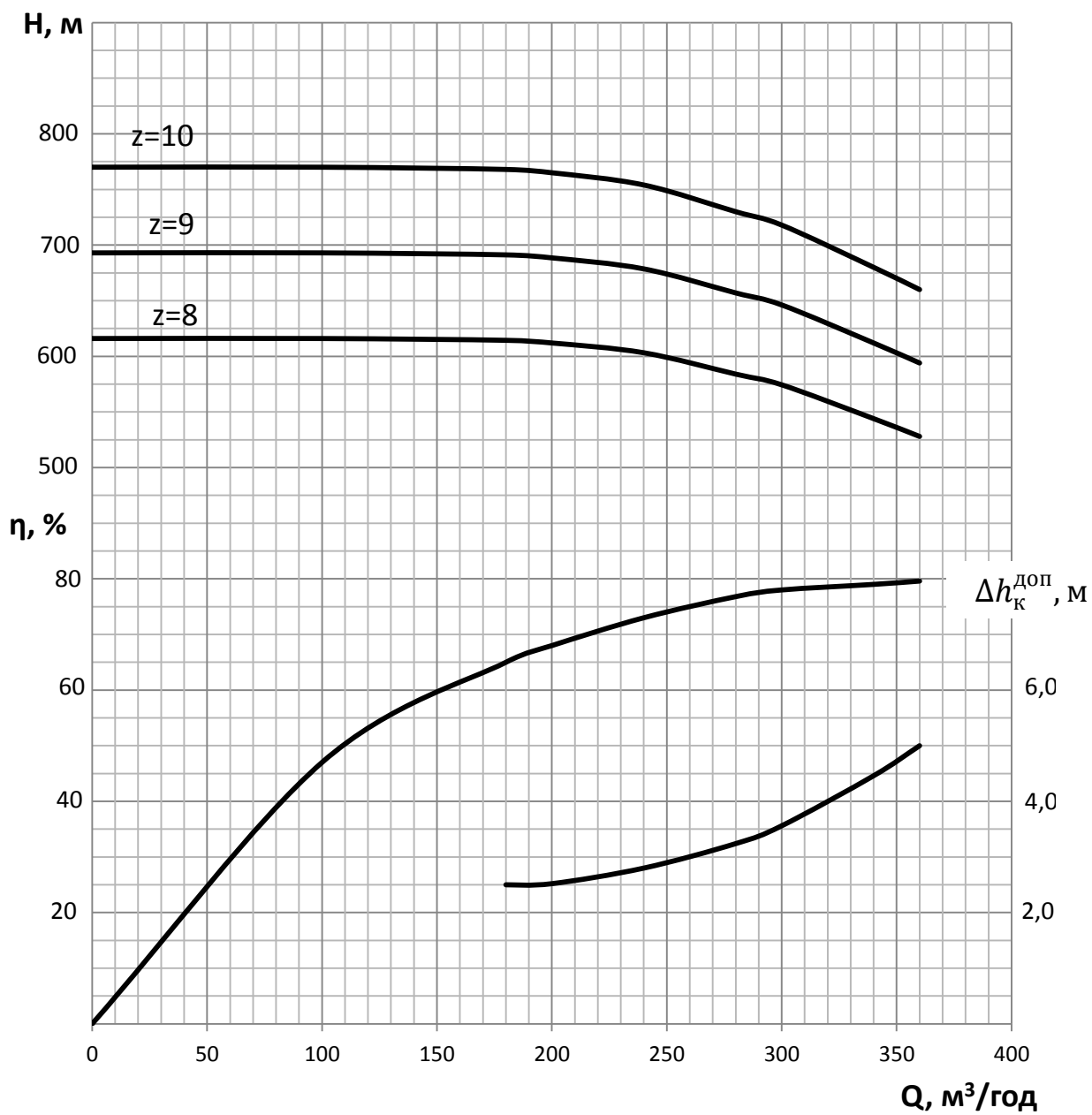
Насоси ЦНСШ 160–140 ... 360; $n = 1475$ об/хв



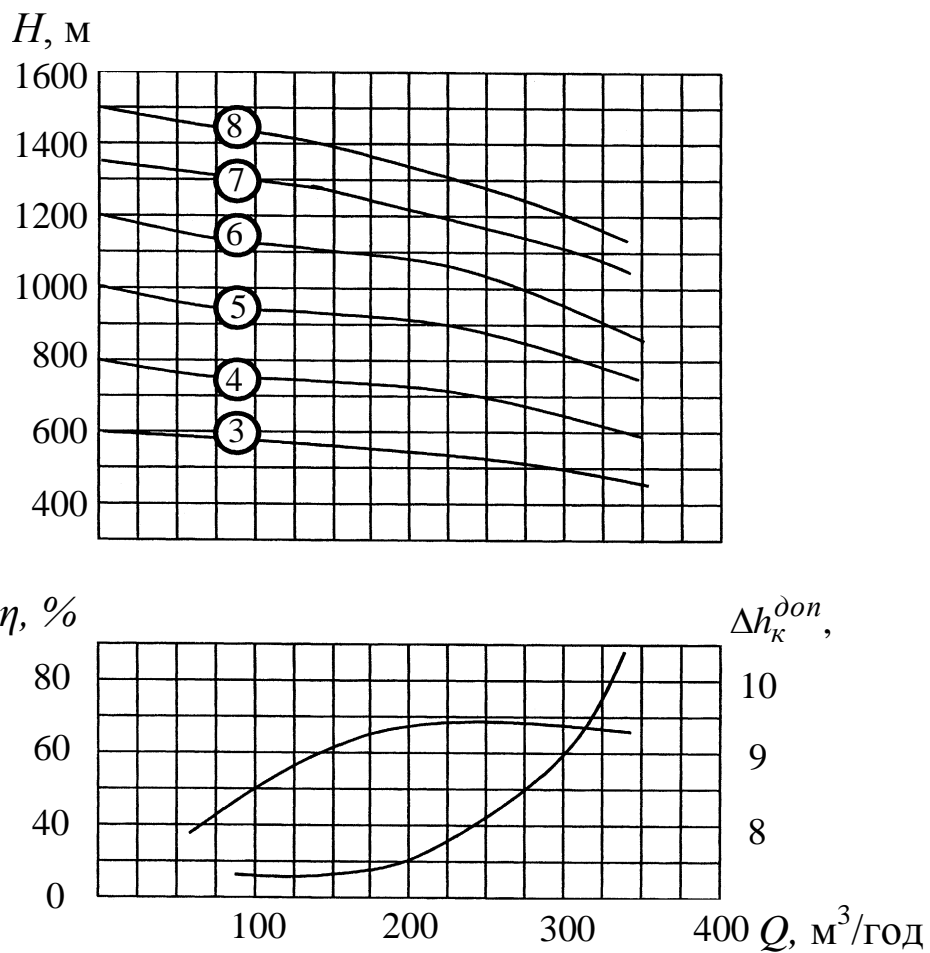
Насоси ЦНСШ 300 – 140 ... 500; $n = 1475$ об/хв



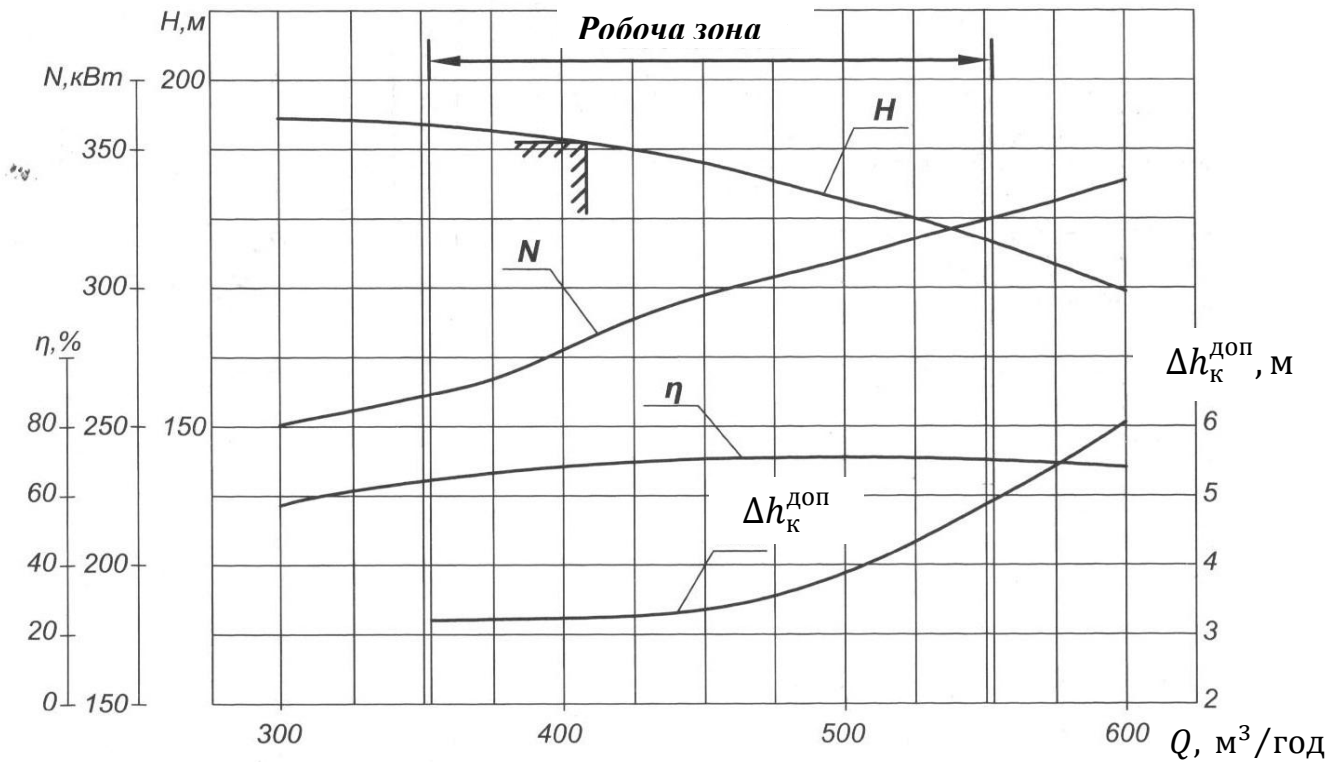
Насоси ЦНСШ 300 – 570 ... 720; $n=1475$ об/хв



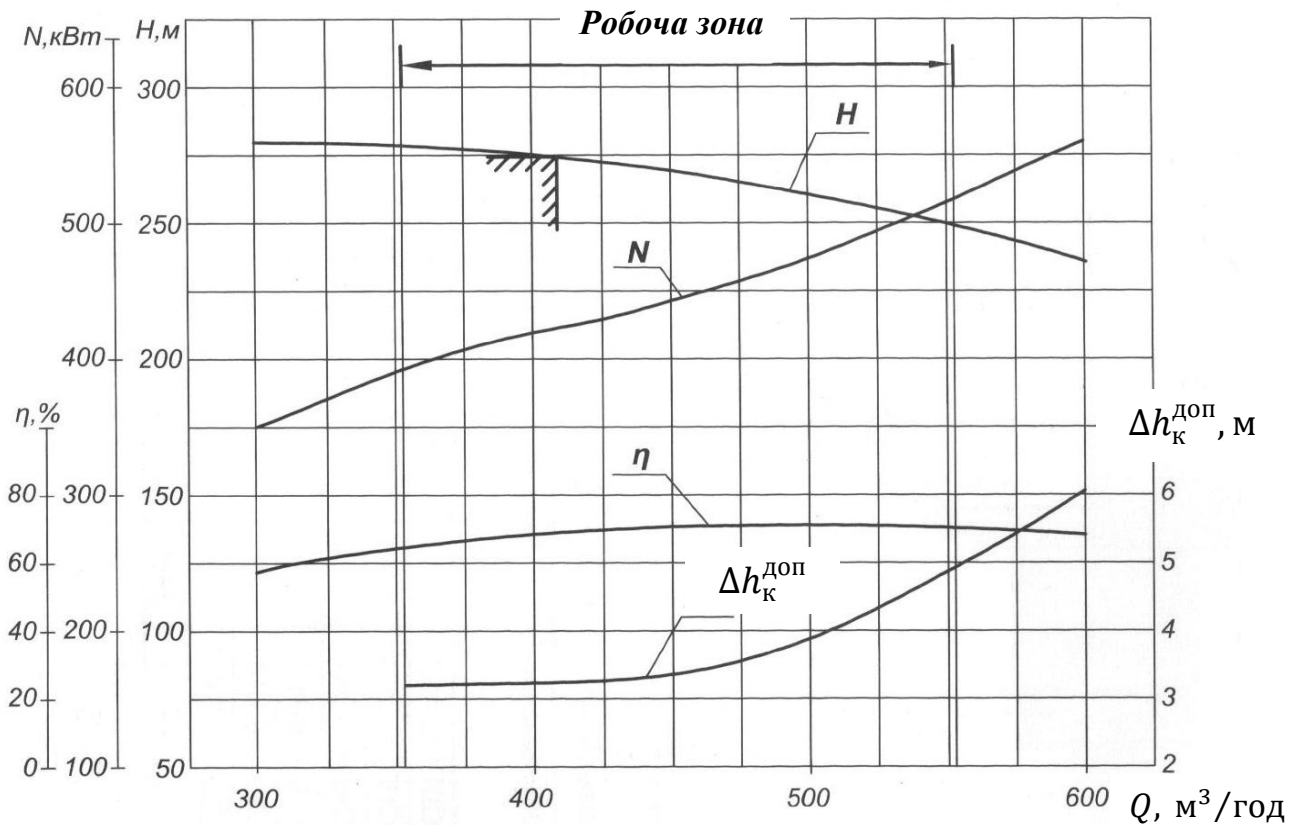
Насоси ЦНСШ 320 – 440 ... 1170; $n=2980$ об/хв



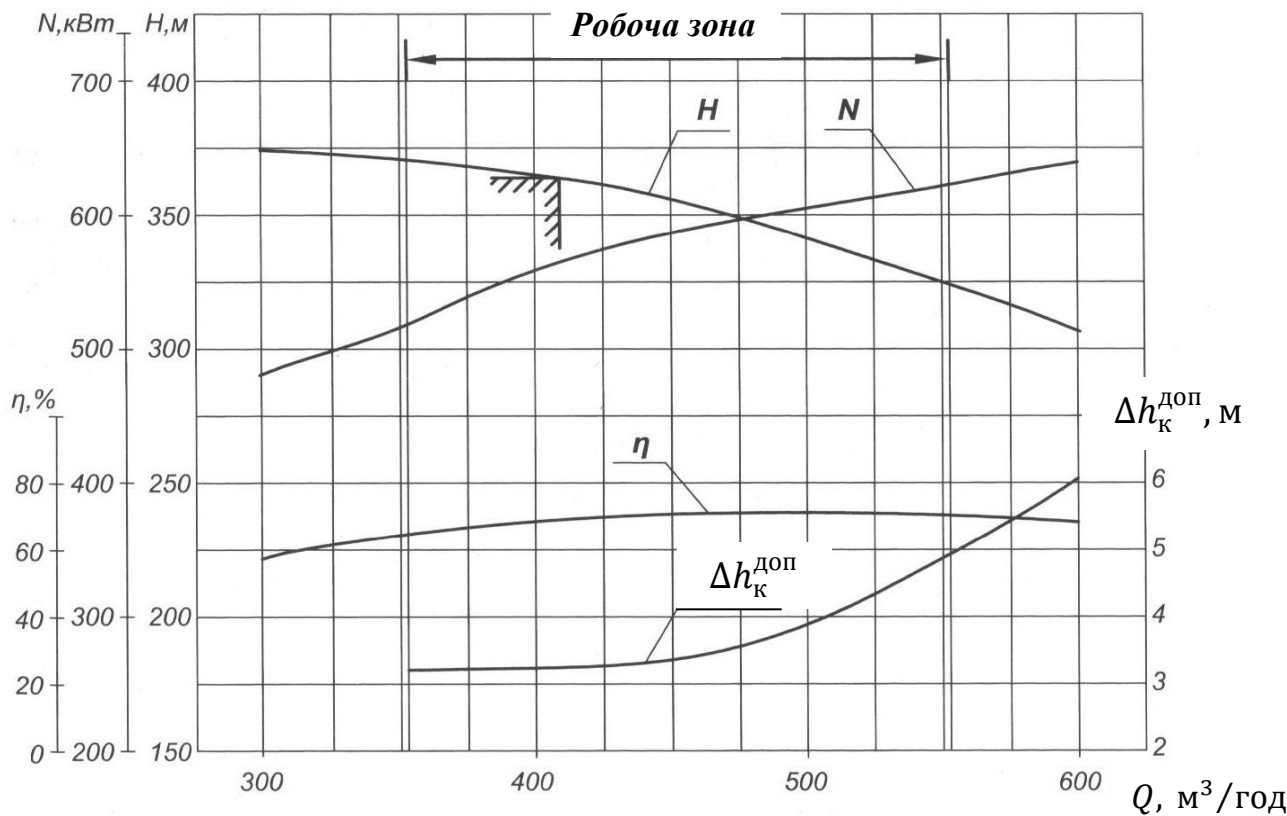
Характеристики насоса НСШ 410 – 182 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



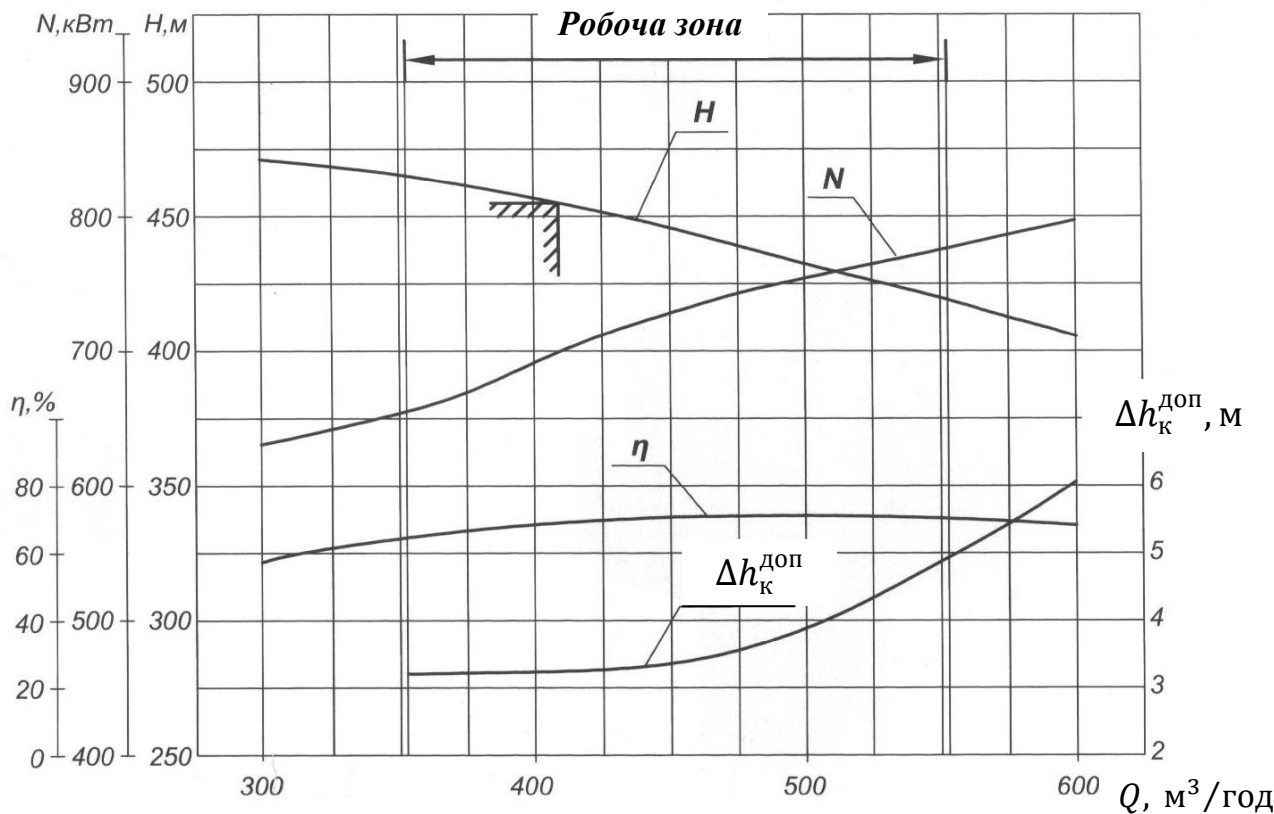
Характеристики насоса НСШ 410 – 273 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



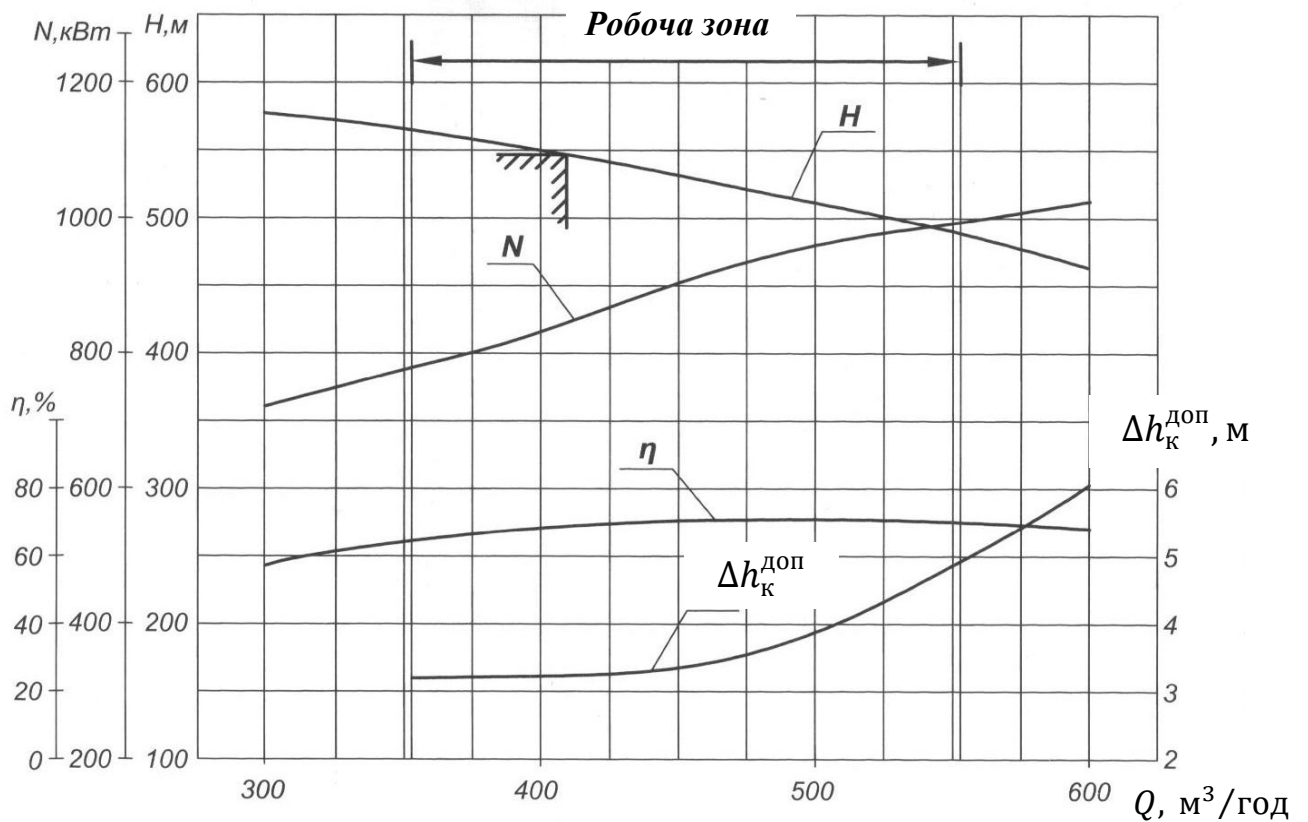
Характеристики насоса НСШ 410 – 364 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



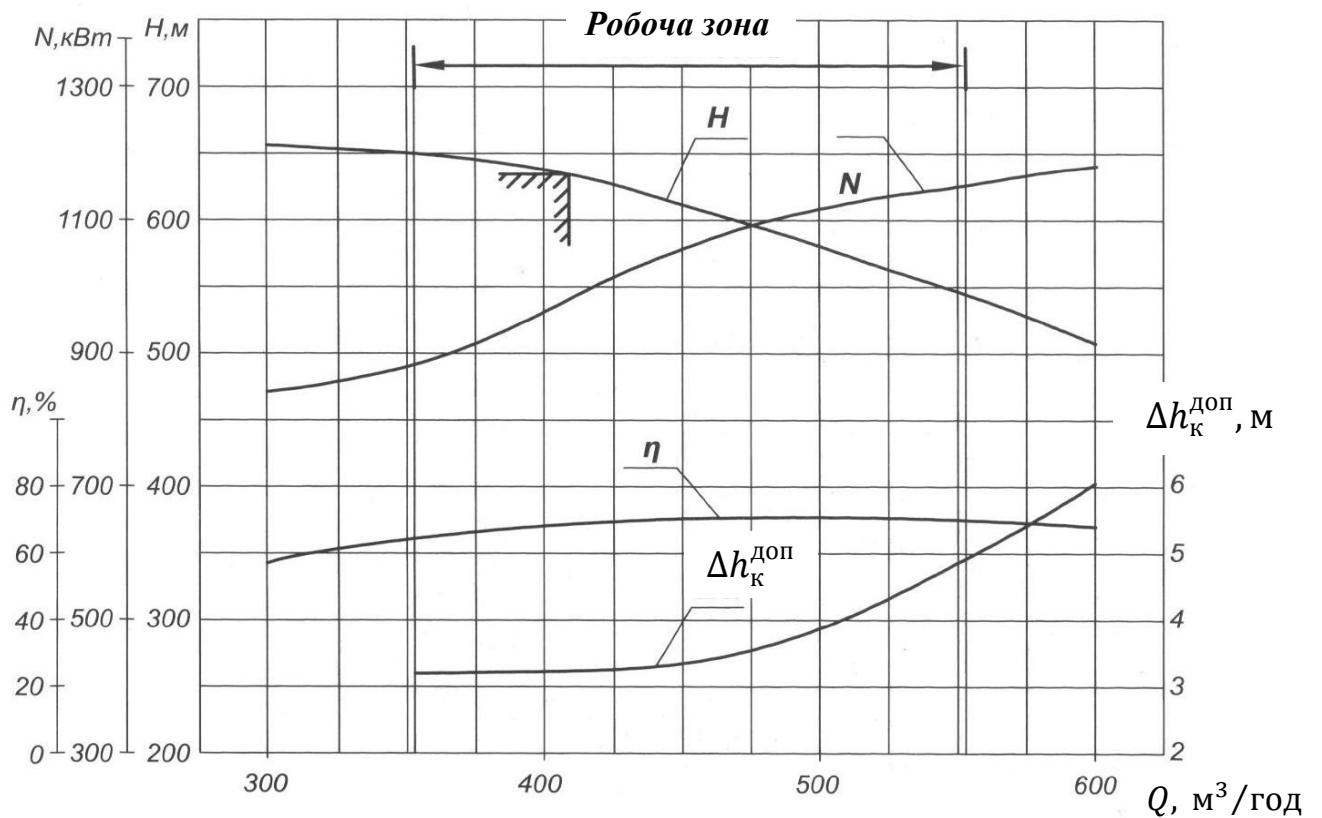
Характеристики насоса НСШ 410 – 465 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



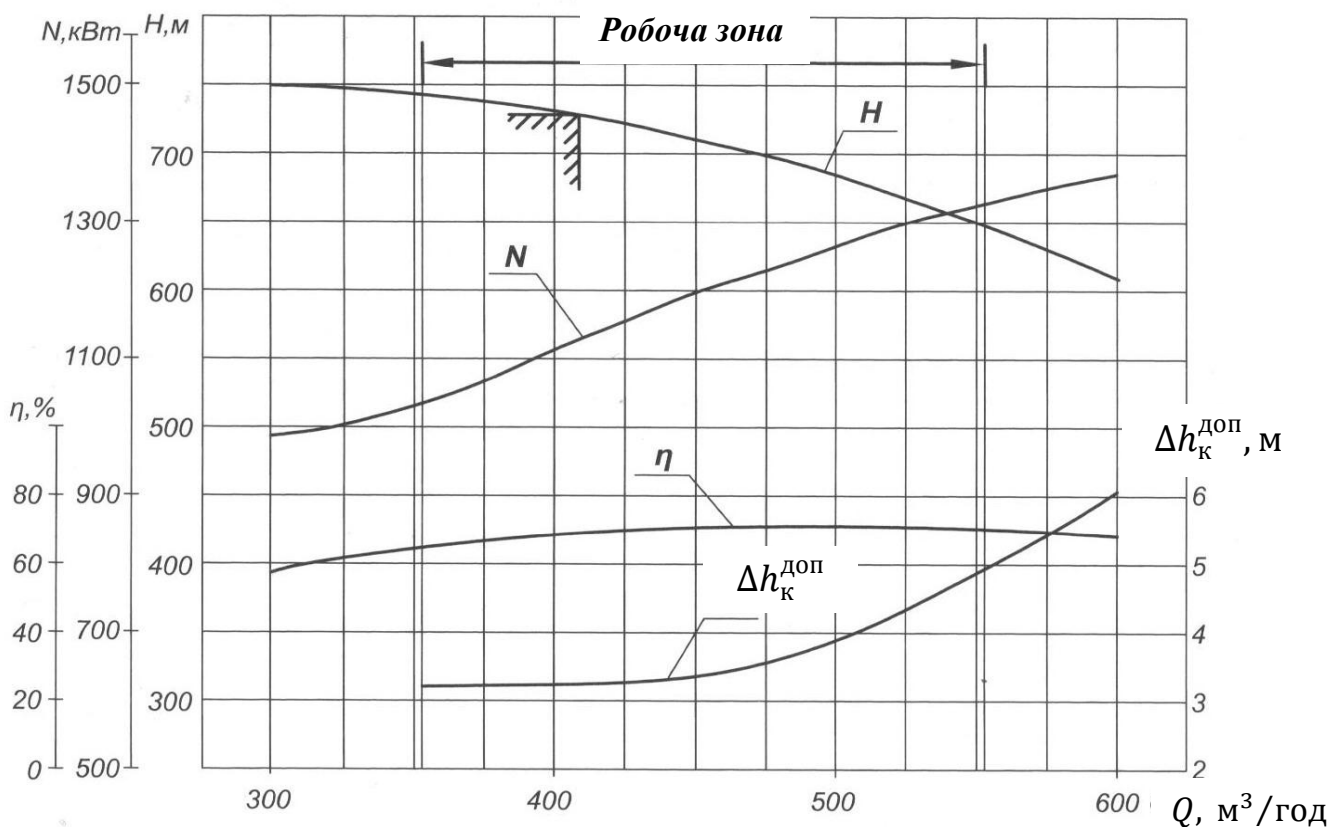
Характеристики насоса НСШ 410 – 546 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



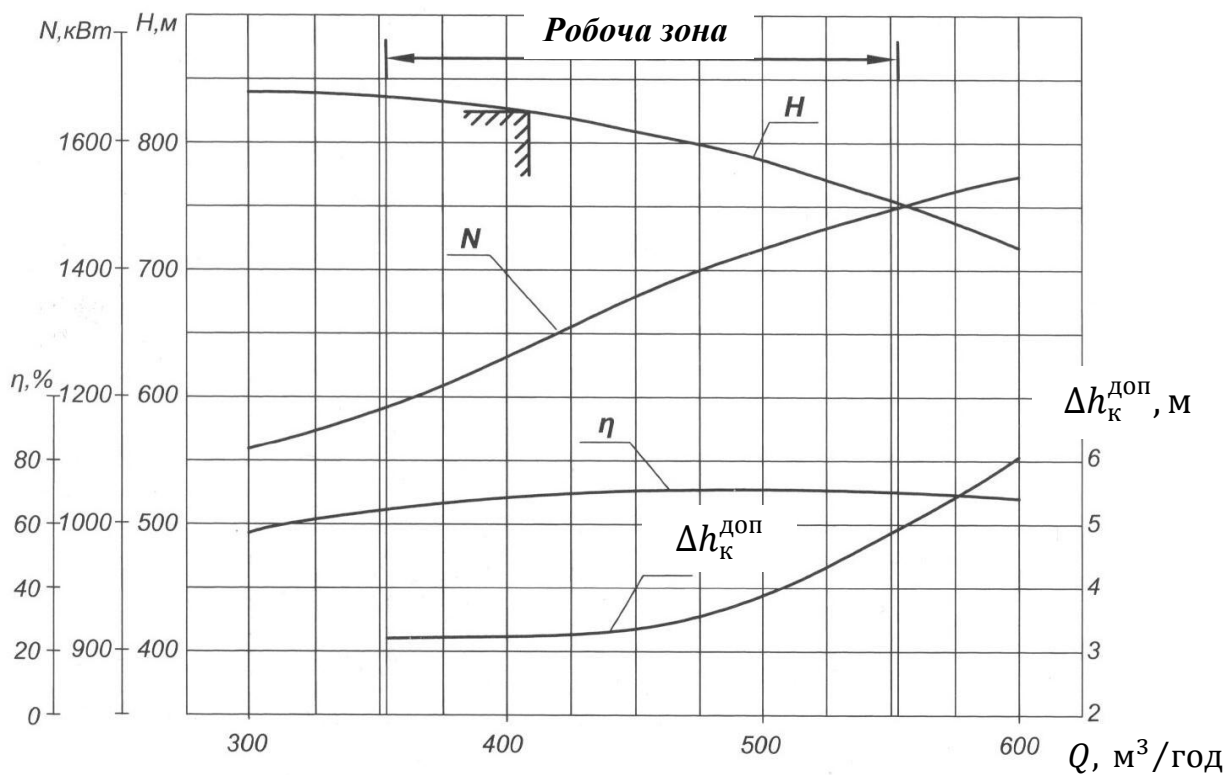
Характеристики насоса НСШ 410 – 637 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



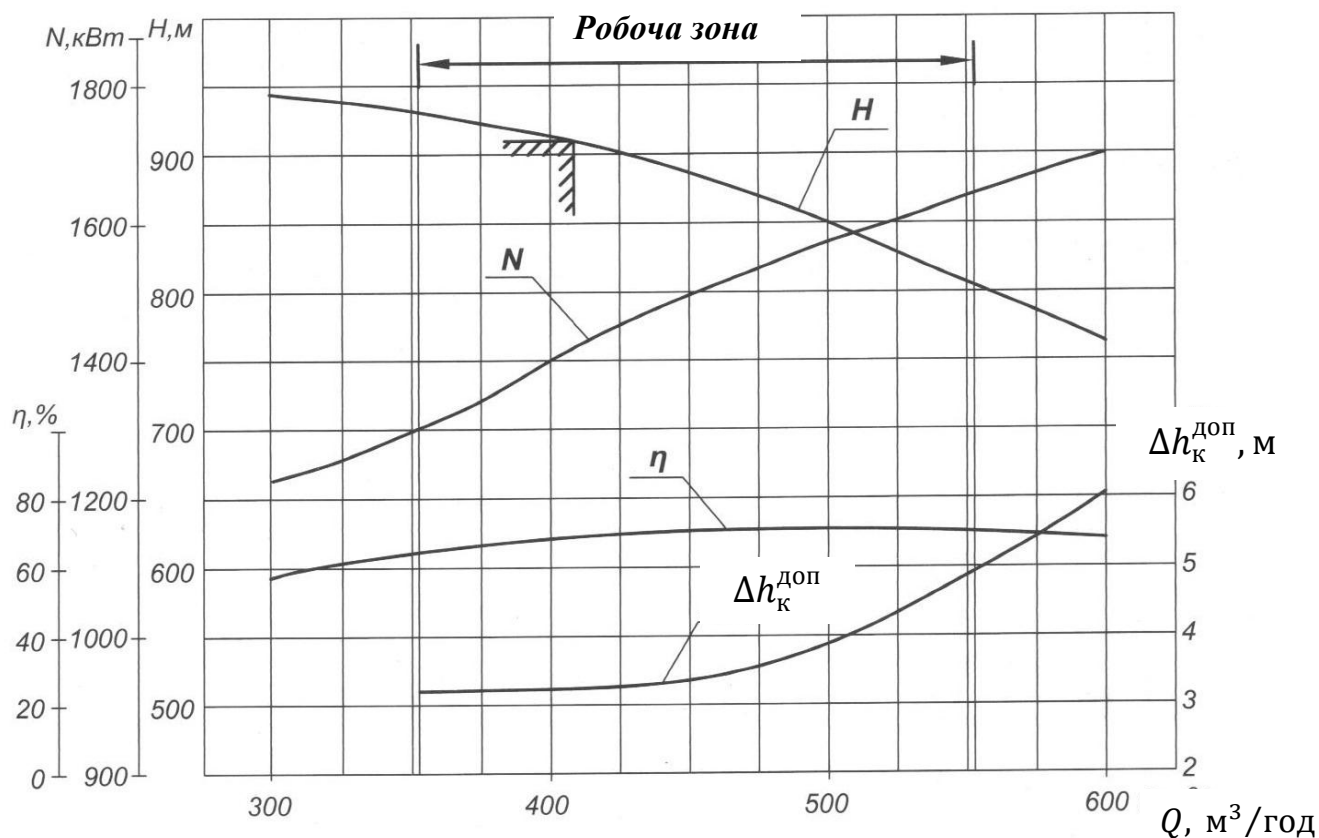
Характеристики насоса НСШ 410 – 728 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



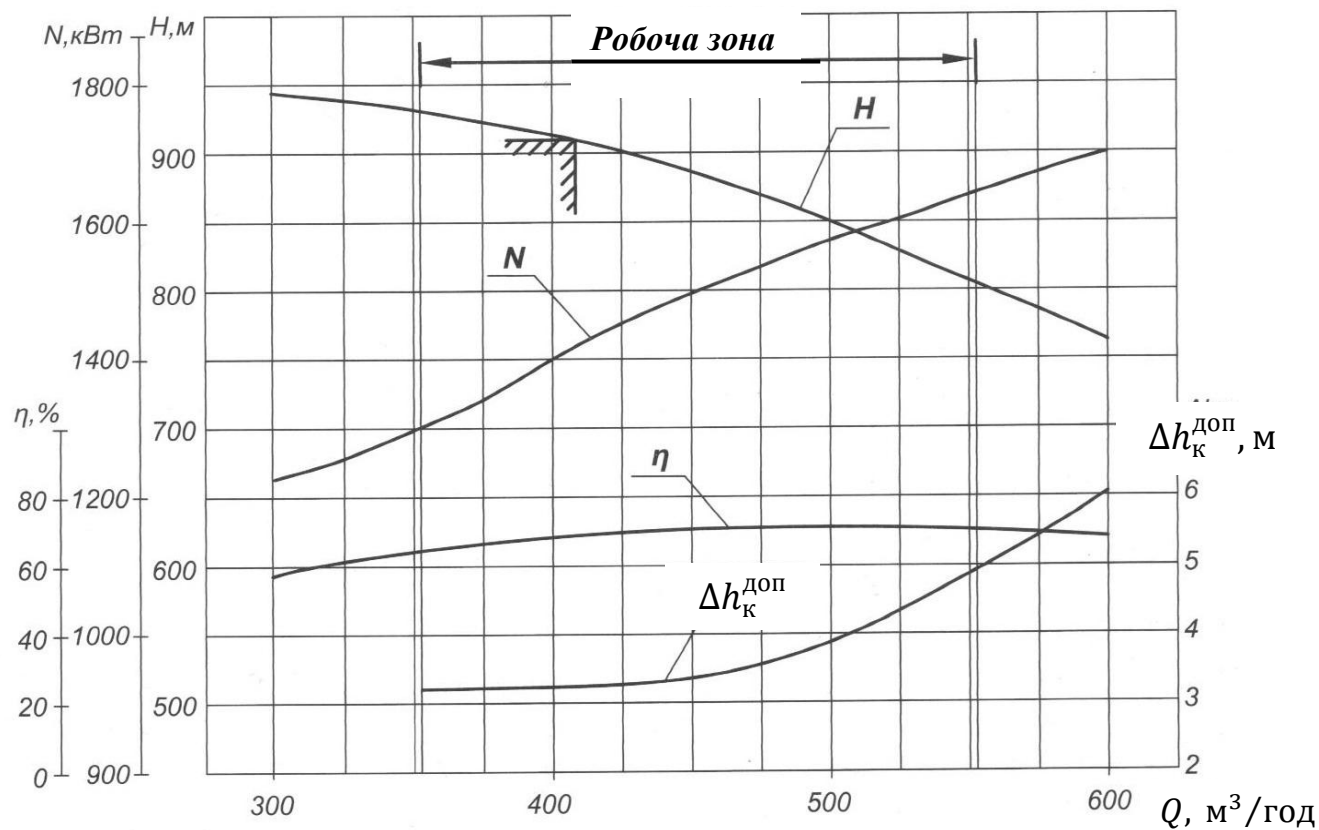
Характеристики насоса НСШ 410 – 819 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



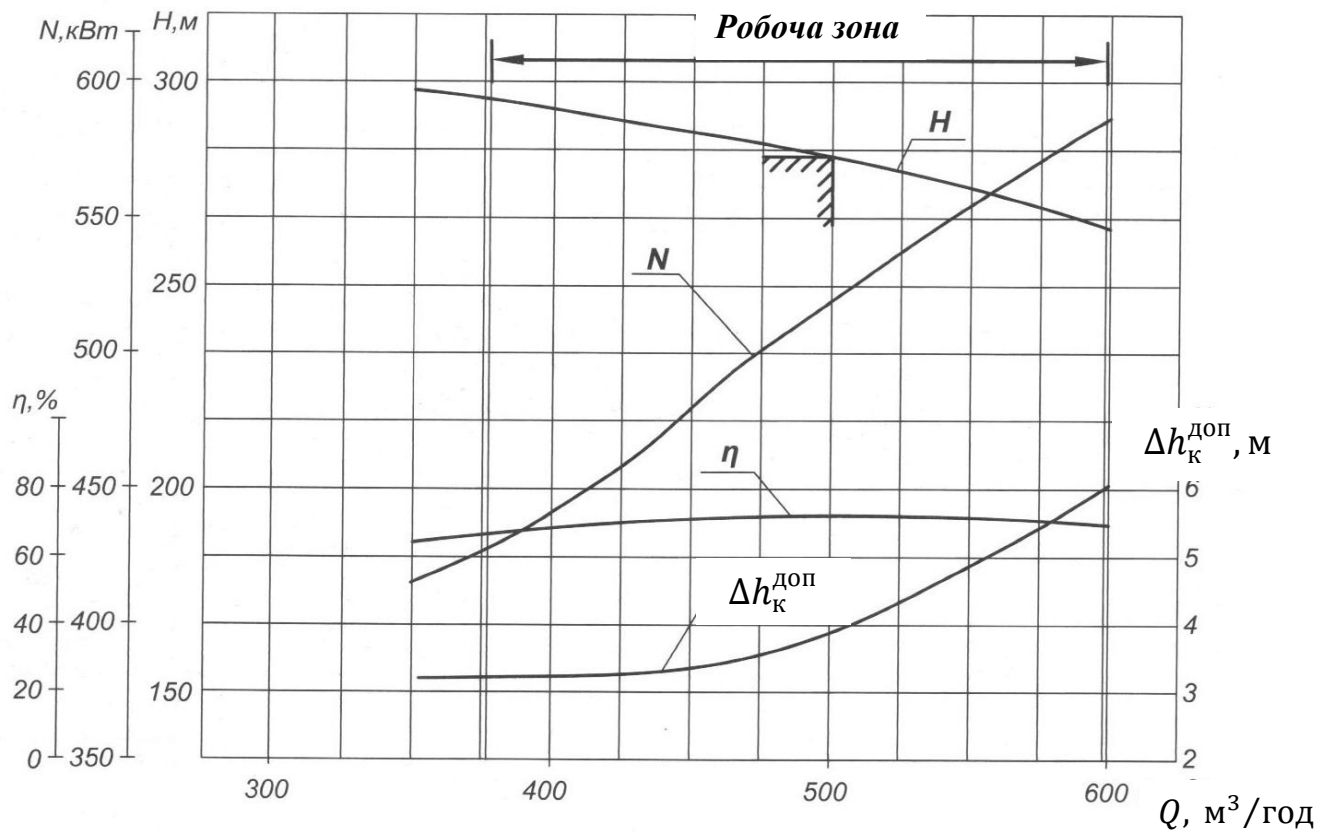
Характеристики насоса НСШ 410 – 910 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



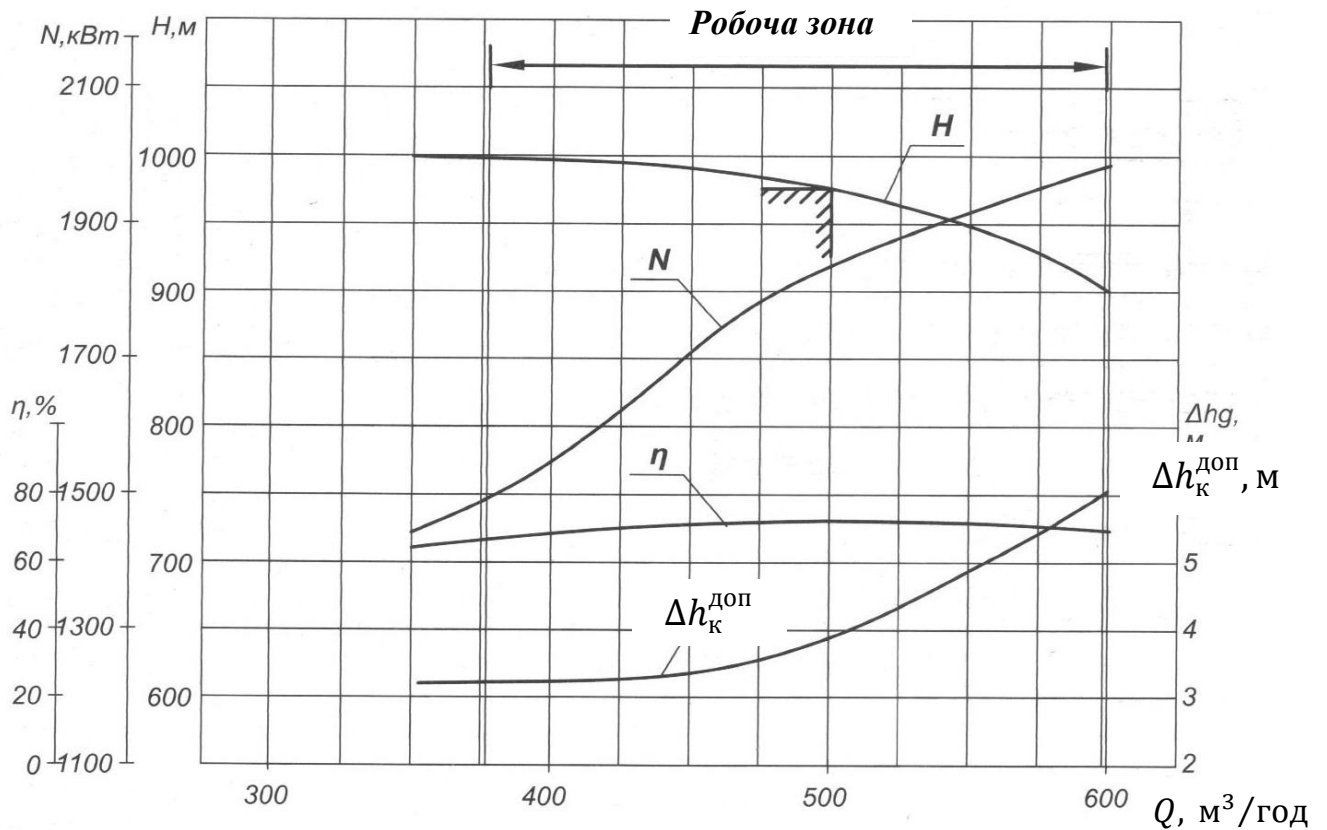
Характеристики насоса НСШД 410 – 910 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



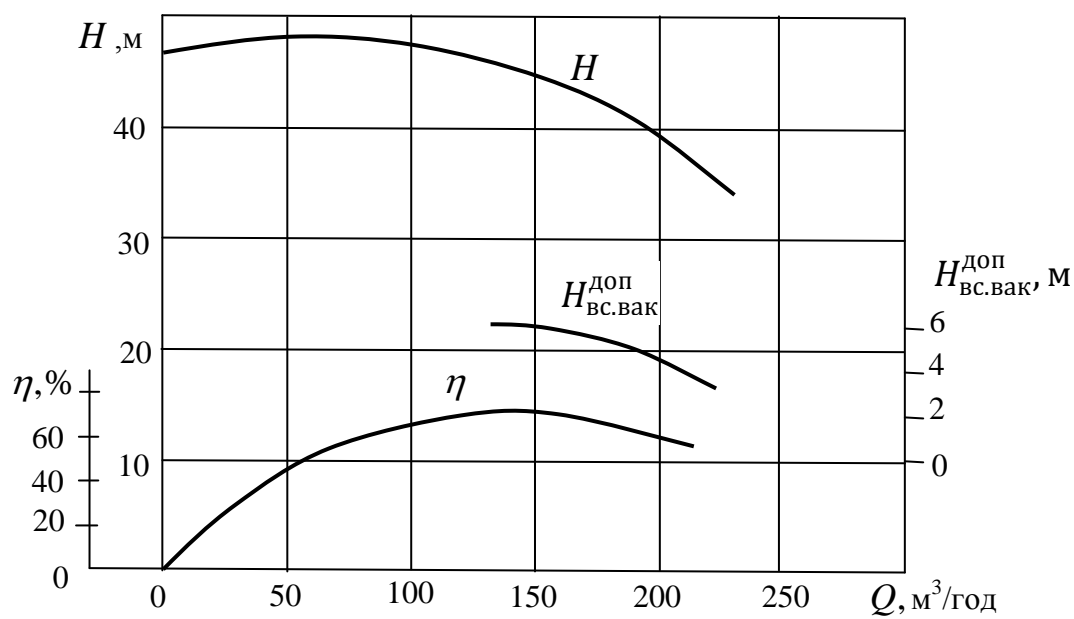
Характеристики насоса НСШ 500 – 273У $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



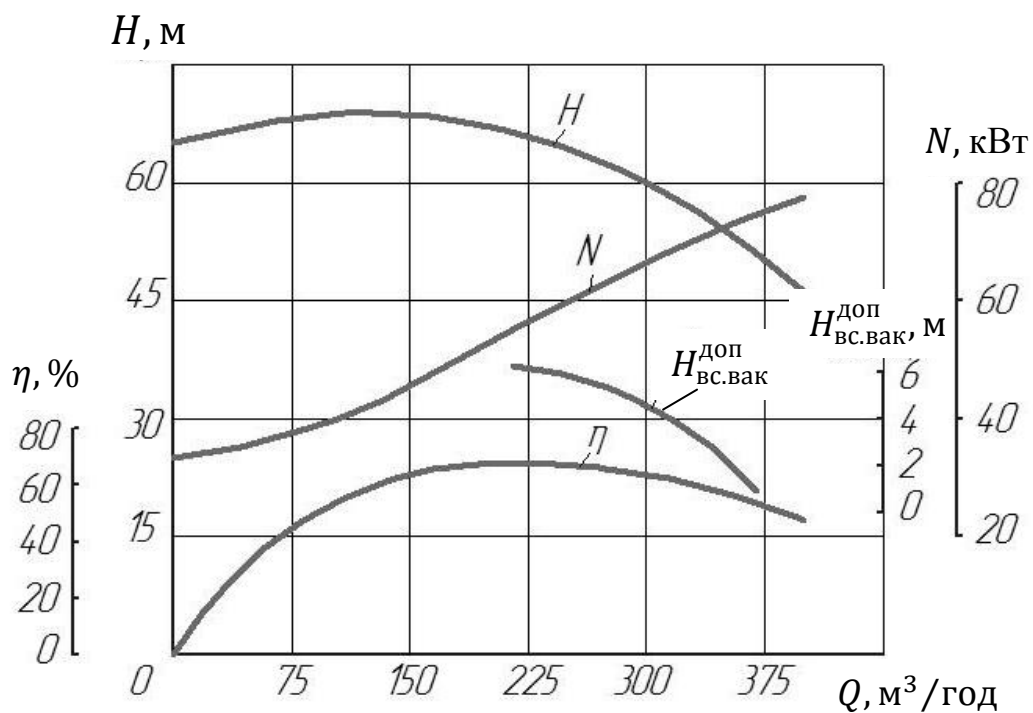
Характеристики насоса НСШ 500 – 990 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



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



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



Технічні дані асинхронних електродвигунів серій ВАО2 та ВАО4

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні			Момент інерції ротора, кг · м ²
		Частота обертання, об/хв	ККД, %	cosφ	
ВАО2-280S-2	132	2960	93,4	0,90	1,7
ВАО2-280М-2	160	2960	93,8	0,91	2,0
ВАО2-280L-2	200	2960	94,0	0,91	2,3
ВАО2-315М-2	250	2965	94,0	0,91	2,9
ВАО2-315L-2	315	2965	94,5	0,91	3,6
ВАО2-280S-4	132	1480	93,9	0,88	3,3
ВАО2-280М-4	160	1480	94,0	0,89	3,5
ВАО2-280L-4	200	1480	94,3	0,89	4,3
ВАО2-315М-4	250	1485	94,5	0,89	5,5
ВАО2-315L-4	315	1485	94,5	0,89	6,8
ВАО2-280М-6	110	985	94,0	0,87	4,0
ВАО2-280L-6	132	985	94,3	0,87	5,0
ВАО2-315М-6	160	988	94,0	0,87	7,0
ВАО2-315L-6	200	988	94,5	0,88	8,5
ВАО2-355М-6	250	990	95,0	0,88	13,0
ВАО2-355L-6	315	990	95,4	0,88	18,3
ВАО4-450LB-2	400	2990	95,3	0,92	4,47
ВАО4-450LB-4	400	1480	95,3	0,9	12,0
ВАО4-560S-6	400	990	94,8	0,83	36,0
ВАО4-560S-2	500	2970	94,8	0,9	11,0
ВАО4-560М-2	630	2970	95,1	0,9	12,0
ВАО4-560LA-2	800	2970	95,5	0,9	13,0
ВАО4-560LB-2	1000	2970	95,9	0,92	18,0
ВАО4-560S-4	500	1485	95,0	0,9	28,0
ВАО4-560 М-4	630	1485	95,5	0,9	32,0
ВАО4-560LA-4	800	1480	95,7	0,9	34,0
ВАО4-560LB-4	1000	1480	96,0	0,9	39,0
ВАО4-560S-6	400	990	94,8	0,83	36,0
ВАО4-560М-6	500	990	95,2	0,84	42,0
ВАО4-560LA-6	630	990	95,3	0,84	51,0
ВАО4-560LB-6	800	990	95,5	0,85	62,0
ВАО4-630S-4	1250	1485	96,0	0,9	72,0
ВАО4-630М-4	1600	1485	96,4	0,9	85,0
ВАО4-630L-4	2000	1485	96,6	0,9	104,0
ВАО4-630S-6	1000	990	96,2	0,85	123
ВАО4-630М-6	1250	990	96,3	0,85	148

Технічні дані асинхронних електродвигунів серій В і ВР

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні			Момент інерції ротора, кг · м ²
		Частота обертання, об/хв	ККД, %	cosφ	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
B180S2, BP180S2	22	2940	90,0	0,89	0,125
B180M2, BP180M2	30	2931	91,0	0,90	0,152
B200M2	37	2952	91,6	0,86	0,258
BP200M2	37	2940	90,0	0,86	0,288
B200L2	45	2952	92,5	0,87	0,308
BP200L2	45	2940	90,0	0,88	0,34
B225M2	45	2949	92,5	0,89	0,39
BP225M2	55	2931	90,5	0,89	0,42
B250S2, BP250S2	75	2975	92,0	0,89	0,86
B250M2, BP250M2	90	2975	92,0	0,83	1,08
B280S2, BP280S2	110	2963	93,0	0,89	1,35
B180S4	22	1468	91,0	0,86	0,26
BP180S4	22	1465	88,5	0,87	0,29
B180M4	30	1468	91,0	0,88	0,32
BP180M4	30	1461	89,5	0,87	0,35
B200M4	37	1470	92,5	0,89	0,44
BP200M4	37	1465	90,5	0,87	0,47
B200L4	45	1465	92,5	0,88	0,51
BP200L4	45	1465	91,5	0,87	0,57
B225M4	55	1476	93,0	0,89	0,8
BP225M4	55	1470	91,5	0,85	0,85
B250S4, BP250S4	75	1485	91,7	0,89	1,67
B250M4, BP250M4	90	1485	92,0	0,9	1,96
B280S4, BP280S4.	110	1485	93,5	0,89	2,88
B200M6, BP200M6	22	980	91	0,89	0,8
B200L6, BP200L6	30	980	91,0	0,89	0,9

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
B225M6	37	980	91,5	0,88	1,28
BP225M6	37	980	90,0	0,87	1,43
B250S6, BP250S6.	45	985	91,3	0,86	1,95
B250M6, BP250M6	55	986	92,0	0,86	2,35
B280S6, BP280S6.	75	987	93,0	0,85	3,58
B280M6, BP280M6	90	986	93,0	0,86	4,18

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. Режим доступу:
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0398-10>.
2. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посіб. / М.В.Холоменюк: М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Дніпропетровськ: НГУ, 2005. – 330 с.

Укладачі
Холоменюк Михайло Васильович
Кириченко Євген Олексійович

**«ВОДОВІДЛИВНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ»
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО РОЗРАХУНКУ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ГОЛОВНІЙ
ВОДОВІДЛИВНІЙ УСТАНОВЦІ ШАХТИ**

студентами спеціальності 184 Гірництво
освітньої програми „Енергомеханічні комплекси
гірничих підприємств“

Електронний ресурс. Авт. арк. 1,9.

Підготовлено й видано
у Національному технічному університеті „Дніпровська політехніка“.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.
49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19.