МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
ІНСТИТУТ ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ І
СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ

Т. В. КОРЕНЬКОВА, О. О. СЕРДЮК, В. Г. КОВАЛЬЧУК

Режими роботи насосних та вентиляторних установок із автоматизованим електроприводом

Навчальний посібник

Кременчук
Видавець ПП Щербатих О. В.
2013

УДК 62-83-52:621.5.004.18(075.8)
ББК 31.2
К 66

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом підготовки «Електромеханіка» (лист № 1/11-16269 від 28.10.2013)

Рецензенти:
Грабко В. В. – доктор технічних наук, професор, ректор Вінницького національно-технічного університету, завідувач кафедри електромеханічних систем автоматизації в промисловості і на транспорті
Дубінець Л. В. – доктор технічних наук, професор кафедри електротехніки та електромеханіки Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна
Толмачов С. Т. – доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедрою електромеханіки Криворізького технічного університету

Коренькова Т. В.
К 66 Режими роботи насосних та вентиляторних установок із автоматизованим електроприводом: навч. посібник / Т. В. Коренькова, О. О. Сердюк, В. Г. Ковальчук. – Кременчук: Видавництво ПП Щербатих О. В., 2013. – 200 с.
ISBN 978-617-639-044-2

У навчальному посібнику розглянуто особливості функціонування, технічні показники та характеристики насосних та вентиляторних установок. Наведено опис розроблених авторами комп'ютеризованих електромеханічних комплексів для дослідження статичних та динамічних режимів роботи насосів та вентиляторів у системах з реґульованим та нереґульованим електроприводом, проведено аналіз їх енергетичних характеристик при змінних параметрах трубопровідної системи та різних методах реґулювання продуктивності. Наведено теоретичні відомості та запропоновано лабораторні роботи, рекомендовані для проведення навчальної підготовки студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальностей: 7.05070204, 8.05070204 – «Електромеханічні системи автоматизації та електропривод», 7.05070207, 8.05070207 – "Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв" з курсів "Автоматизований електропривод типових промислових механізмів", "Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв", а також для науково-дослідної роботи маґістрантів та аспірантів відповідного напряму.

УДК 62-83-52:621.5.004.18(075.8)
ББК 31.2

ISBN 978-617-639-044-2

© Коренькова Т. В., Сердюк О. О., Ковальчук В. Г. , 2013

ЗМІСТ

Вступ…….. 5

РОЗДІЛ 1 РЕЖИМИ РОБОТИ НАСОСНИХ УСТАНОВОК…….. 8

1.1 Характеристика насосного обладнання…….. 8

1.2 Електропривод насосних установок…… 13

1.3 Характеристика трубопровідної мережі…….. 15

1.4 Визначення втрат тиску в трубопроводі……. 16

1.5 Керування продуктивністю насосної установки…… 17

1.6 Вплив зміни діаметра робочого колеса насоса на його характеристики…….. 22

1.7 Існуючі способи опису характеристик насосних аґреґатів……. 24

1.8 Апроксимація напірних та енергетичних характеристик насоса… 25

1.9 Аналіз напірно-витратних й енергетичних характеристик насоса при роботі на гідромережу…… 28

1.10 Визначення діапазону регулювання швидкості поодиноко працюючого насоса…… 32

1.11 Характеристики паралельно працюючих насосів при зміні швидкості обертання одного з турбомеханізмів…… 33

1.12 Розрахунок діапазону регулювання швидкості регульованого насоса при паралельній роботі турбомеханізмів……. 39

1.13 Характеристики послідовно працюючих насосів при зміні швидкості обертання одного з турбомеханізмів…….. 44

1.14 Розрахунок діапазону регулювання швидкості регульованого насоса при послідовній роботі турбомеханізмів…….…. 48

1.15 Альтернативні способи реґулювання параметрів НУ…….. 52

1.16 Перехідні процеси в насосних комплексах…….. 54

1.17 Засоби гідрозахисту насосних комплексів…… 75

Список літератури до розділу 1……... 82

РОЗДІЛ 2 РЕЖИМИ РОБОТИ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК……. 86
2.1 Галузі використання та принцип дії відцентрових вентиляторів…. 86
2.2 Технічні показники та характеристики вентиляторів…… 87
2.3 Реґулювання параметрів вентиляторних установок…….. 92
Список літератури до розділу 2……. 94
РОЗДІЛ 3 ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ…….. 96
Лабораторна робота № 1 Визначення технологічних та енергетичних характеристик насосної установки при регулюванні продуктивності…….. 96
Лабораторна робота № 2 Дослідження характеристик насосного комплексу при різних схемах з'єднання насосних агрегатів…….. 117
Лабораторна робота № 3 Дослідження динамічних характеристик насосної установки у пускових режимах…….. 120
Лабораторна робота № 4 Дослідження динамічних характеристик насосної установки у нестаціонарних режимах роботи……. 127
Лабораторна робота № 5 Дослідження динамічних характеристик насосної установки в аварійних режимах……. 136
Лабораторна робота № 6 Дослідження характеристик відцентрового вентилятору при різних методах регулювання параметрів……. 139
Лабораторна робота № 7 Дослідження характеристик вентиляторної установки при активному регулюванні параметрів……. 148
Список літератури до розділу 3…….. 152
ВИСНОВОК……. 154
Додаток А Титульна сторінка……. 156
Додаток Б Технічні показники та характеристики турбомеханізмів……. 157
Додаток В Приклад обробки даних у пакеті MathCad……. 159
Додаток Г Словник іншомовних термінів за фахом…… 166
Додаток Д Параметри перетворювачів частоти…… 184
Додаток Е Налагодження програмного забезпечення LGraph……. 186

ВСТУП

Технологічні комплекси, обладнані насосами та вентиляторами, належать до широко використовуваних промислових установок різних галузей народного господарства і є одними з найбільших енергоспоживачів. На електропривод (ЕП) припадає більше 60 % усієї споживаної електроенергії, причому більше половини (до 2/3) зазначеного рівня припадає на ЕП турбомеханізмів. Одиночні потужності цих механізмів досягають десятків мегават. У більшості випадків у насосних та вентиляторних установках використовується нереґульований ЕП з енергозатратними методами регулювання технологічних параметрів. У зв'язку з цим навіть невелике підвищення ефективності використання ЕП турбомеханізмів (ТМ) в енергетичному відношенні може дати помітний результат.

Насосні установки (НУ) є основними об’єктами систем комунального та промислового водопостачання, кар’єрного водовідливу, нафтоперекачування та ін. Великі НУ – групові споживачі, де одночасно можуть працювати кілька насосних аґреґатів (НА), увімкнених паралельно чи послідовно в загальну трубопровідну систему, характерними рисами якої є наявність протитиску (статичного напору) і гідродинамічного опору мережі. У процесі експлуатації режим роботи НА необхідно змінювати через змінний характер водоспоживання, надходження стічних вод до приймальних резервуарів, що не піддається попередньому вірогідному прогнозуванню. Так, необхідний технологічний діапазон регулювання продуктивності для НУ систем міського водопостачання складає 50–70 % від номінального значення. Відомі способи регулювання продуктивності НА впливом на комунікаційну мережу (дроселювання), на турбомеханізм (поворот лопаток робочого колеса), ступеневе регулювання подачі (зміною числа працюючих одночасно турбомашин) належать до простих, але енергетично неефективних методів, оскільки спрямовані лише на розв’язання технологічних задач і не стосуються енергетичних аспектів транспорту води. Істотний економічний ефект

досягається за рахунок економії електроенергії шляхом використання регульованого ЕП, а також за рахунок раціонального керування промисловими установками в точній відповідності до технологічних вимог, що враховують усі особливості функціонування насосних станцій і енергопостачальних мереж. При цьому регульованим приводом доцільно оснащувати один із працюючих турбоаґреґатів. Крім того, заслуговують на увагу альтернативні варіанти регулювання параметрів на базі активних регулювальних пристроїв з використанням гідротурбіни, електромеханічного перетворювача та системи регулювання її потужності, що дозволяє здійснити регулювання продуктивності у необхідних межах з одночасною віддачею електроенергії до промислової енергомережі.

Вентиляція має важливе значення у виробничому процесі на підприємствах, оскільки можливість проведення робіт, здоров'я і продуктивність праці робітників значною мірою залежать від стану провітрювання виробничих приміщень і шахт. У вугільній і гірничорудній промисловості експлуатується велика кількість вентиляторних установок (ВУ) головного провітрювання із загальною встановленою потужністю електродвигунів понад 1 млн кВт, а потужність приводів окремих вентиляторів досягає 4000 кВт. ВУ витрачають більше 30 % від споживаної шахтами електроенергії. Разом з тим, переважна більшість установок вентиляторів головного провітрювання працюють з ККД меншим за 0,6. Для підвищення ефективності роботи устаткування ВУ необхідно здійснювати реґулювання кількості та тиску повітря, що подається.

Регулювання продуктивності ВУ щодо шкідливих речовин, які виділяються у рудничну атмосферу, є ефективним засобом зниження непродуктивних втрат електроенергії на вентиляцію. Для керування режимами ВУ з мінімізацією споживання електроенергії можна використовувати програмне керування зі стабілізацією режимів засобами привода чи напрямного апарата. Застосування зазначених технічних рішень дозволить знизити витрати електроенергії на 20–25 %.

З урахуванням сказаного, важливими стають питання дослідження шляхів підвищення ефективності та надійності функціонування промислових комплексів, обладнаних насосними та вентиляторними аґреґатами. Найбільш раціональним шляхом розв'язання цієї проблеми є можливість проведення аналізу статичних та динамічних режимів роботи НУ та ВУ на базі комп'ютеризованих лабораторних комплексів, розроблених на кафедрі систем автоматичного керування та електропривода та виконання запропонованих лабораторних робіт, що дозволяють:

– вивчити особливості функціонування насосних та вентиляторних установок в умовах змінних режимів гідро- і аеромереж відповідно;

– провести аналіз режимів роботи і характеристик ЕП турбомеханізмів як у статичних, так і у динамічних режимах;

– визначити енергетичні показники НУ, ВУ при використанні різних методів регулювання параметрів й обґрунтувати вибір раціональної схеми ЕП та керування технологічними комплексами, що дозволить знизити енерговитрати, підвищити надійність та термін експлуатації обладнання.

Навчальний посібник містить три розділи: перші два охоплюють основні теоретичні відомості відносно режимів роботи насосних та вентиляторних установок, галузі їх застосування, аналіз технологічних та енергетичних характеристик, останній розділ присвячений лабораторному практикуму з дисципліни. Для кращого засвоєння матеріалу запропоновані контрольні запитання, довідкові дані з основних параметрів та характеристик насосного та вентиляторного обладнання. Окремо наведений словник англомовних термінів за даною тематикою, при підготовці якого автори висловлюють подяку доц. Гордієнко М.Г. та студ. Кознодій О.В.

РОЗДІЛ 1 РЕЖИМИ РОБОТИ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

1.1 Характеристика насосного обладнання

Турбомеханізми (насоси, вентилятори, компресори) широко застосовують у багатьох галузях промисловості та комунального господарства. На даний момент насосні установки (НУ) – одні з найбільш енергоємних споживачів в усьому народногосподарському комплексі [1]. Діапазон зміни потужностей турбомашин лежить у широких межах. Тому навіть невелика зміна їх ККД призводить до значного заощадження енергоресурсів.

На сучасних НУ найбільшого поширення набули лопатеві насоси: відцентрові й осьові [1–7]. Відцентрові насоси можуть бути як одноступеневі (з одним робочим колесом), так і багатоступеневі (з декількома робочими колесами). Конструктивно, залежно від розташування вала, вони поділяються на горизонтальні та вертикальні.

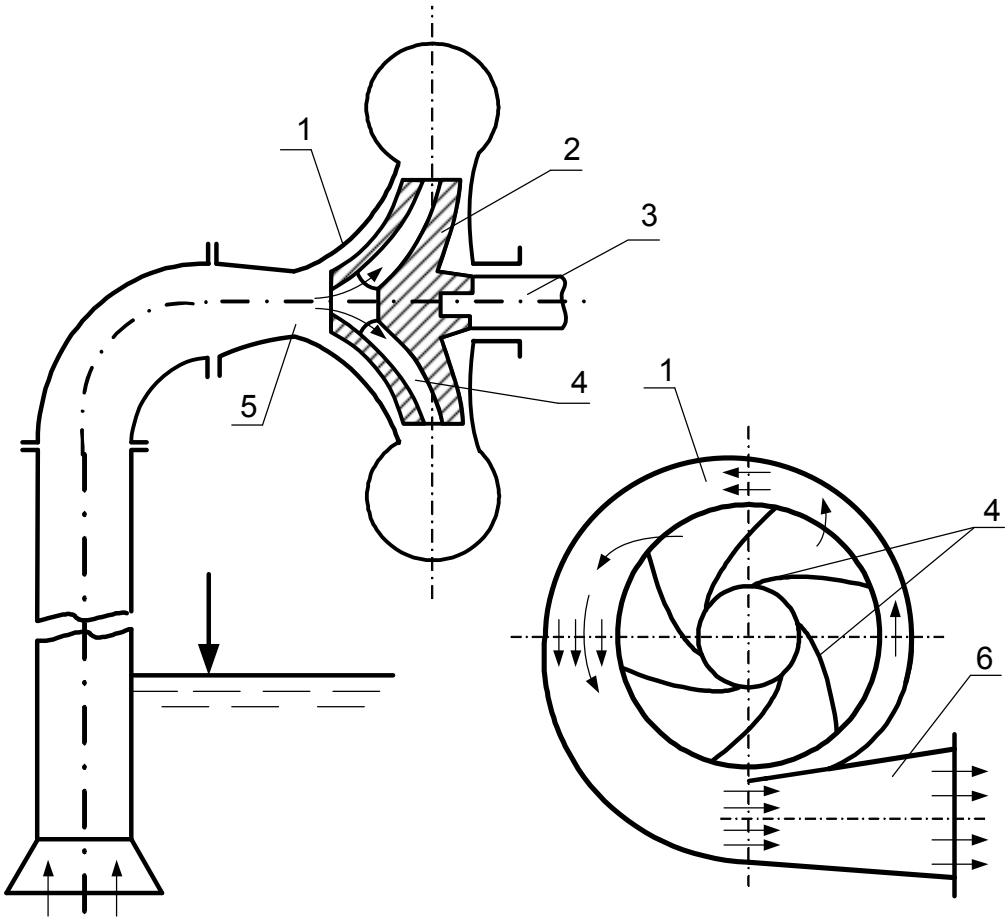
Усередині спірального корпусу 1 відцентрового насоса (рис. 1.1) знаходиться робоче колесо 2, яке закріплене на валу 3. Колесо 2 складається з двох дисків, між якими знаходяться лопаті 4. Корпус насоса з’єднано з усмоктувальним та напірним трубопроводами за допомогою патрубків 5 та 6. Якщо корпус насоса та його всмоктувальний трубопровід наповнити рідиною, а потім надати робочому колесу обертального руху, то рідина під дією лопатей робочого колеса починає обертатися. Відцентрові сили переміщують рідину на периферію, де створюється підвищений тиск, а у центрі колеса – розрідження. За рахунок цієї різниці тисків рідина надходить до напірного трубопроводу. Таким чином здійснюється безперервна подача насосом рідини.

Робоче колесо вісьового насоса (рис. 1.2) обертається у сферичній камері. При впливі лопатей робочого колеса на рідину за рахунок зміни швидкості течії тиск над лопаттю підвищується, а під нею знижується. Завдяки різниці тисків рідина переміщується вздовж осі насоса. Осьові насоси бувають двох типів: із жорстко закріпленими лопатями робочого колеса (типу О) і з поворотними

лопатями (типу ОП). Насоси обох типів можуть випускатися у двох виконаннях: Г – з горизонтальним розташуванням вала, В – з вертикальним.

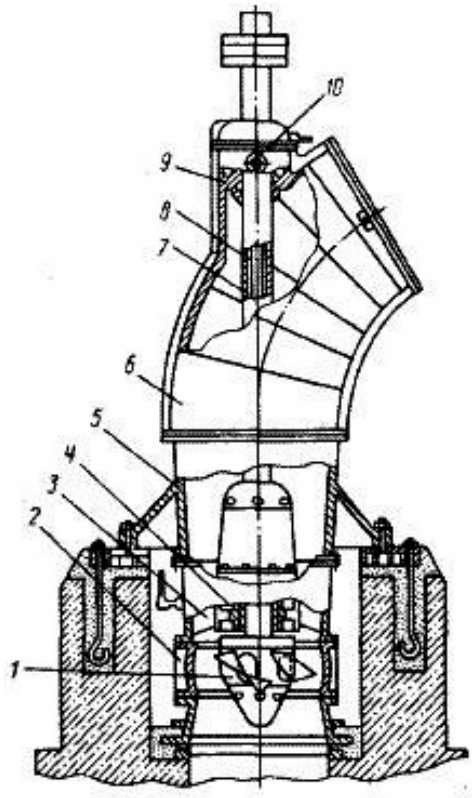
Якщо до складу НУ входять кілька аґреґатів, напірні й всмоктувальні лінії насосів з'єднуються між собою відповідно напірними й усмоктувальними колекторами.

При побудові робочих характеристик турбомеханізму як незалежний змінний параметр беруть подачу насоса. Зміна інших гідравлічних параметрів насоса залежить від зміни подачі. Таким чином, до характеристик насоса належать залежності напору H, потужності N, коефіцієнта корисної дії η від подачі насоса Q при певній частоті обертання n робочого колеса діаметром D [4–7].



1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – вал; 4 – лопаті; 5, 6 – всмоктуючий та напірний патрубки, відповідно

Рисунок 1.1 – Схема одноступеневого відцентрового насоса



1 – робоче колесо з поворотними лопатями; 2 – сферична камера; 3 – напрямний апарат; 4 – нижня опора вала; 5 – дифузор з лапами для кріплення до фундаменту; 6 – корпус насоса; 7 – вал; 8 – шток привода механізму розвертання лопатей; 9 – верхній напрямний підшипник; 10 – механізм повороту лопатей

Рисунок 1.2 – Осьовий насос типу ОП

Паспортні характеристики H-Q; N-Q; η-Q насоса типу 6НДс наведено на рис. 1.3.

Залежно від конструктивних особливостей робочого колеса, від його швидкохідності розрізняють три основні різновиди характеристик: положисті (рис. 1.4, 1), круто спадні (рис. 1.4, 2) і з явно вираженим максимумом (рис. 1.4, 3) [4, 6].

Робочою зоною насосів з характеристикою третього типу є зона, розташована справа від точки А на характеристиці 3 рис. 1.4. Зона, розташована зліва від точки А, характеризується нестійкою роботою.

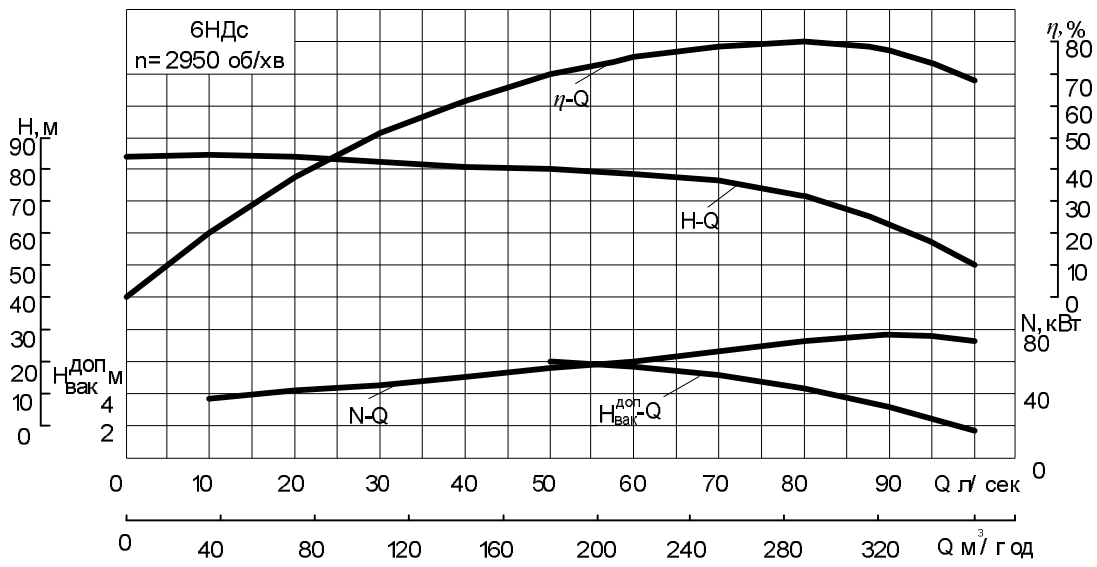


Рисунок 1.3 – Паспортні характеристики відцентрового насоса 6НДс

З рис. 1.5 видно, що крива ККД насоса має явно виражений максимум, що визначає область найбільш раціонального використання турбомеханізму, тобто область тих значень Q і H, при роботі з якими при n=const ККД насоса залишається достатньо високим [1].

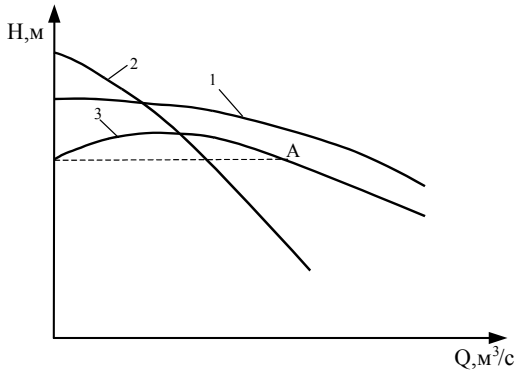


Рисунок 1.4 – Напірно-витратні характеристики насосів

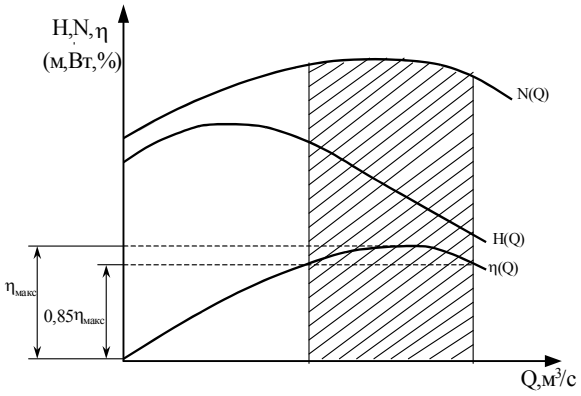


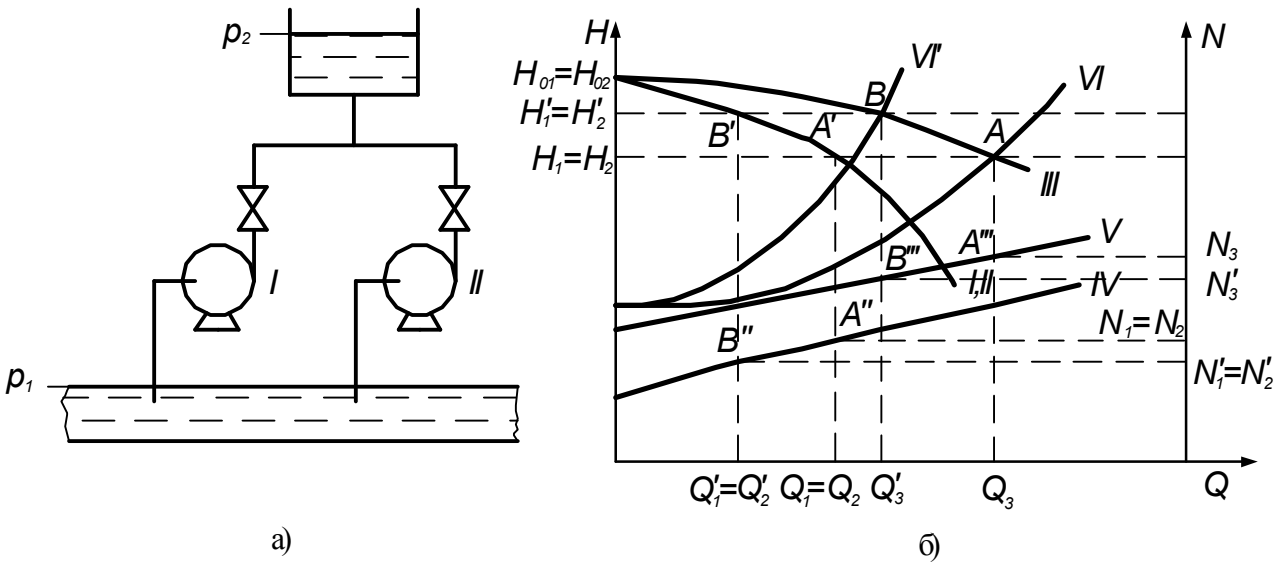
Рисунок 1.5 – Область раціонального використання відцентрового насоса при сталій швидкості обертання

Найчастіше НУ складаються з декількох машин, увімкнених паралельно (рис. 1.6, а) або послідовно (рис. 1.7, а), що зумовлено необхідністю роботи установки на покриття графіка змінної витрати або для збільшення напору в мережі. Відцентрові машини, увімкнені в роботу

спільно, взаємно впливають одна на одну: подача, напір, потужність і ККД кожної з них істотно залежать від режимів навантаження інших працюючих машин.

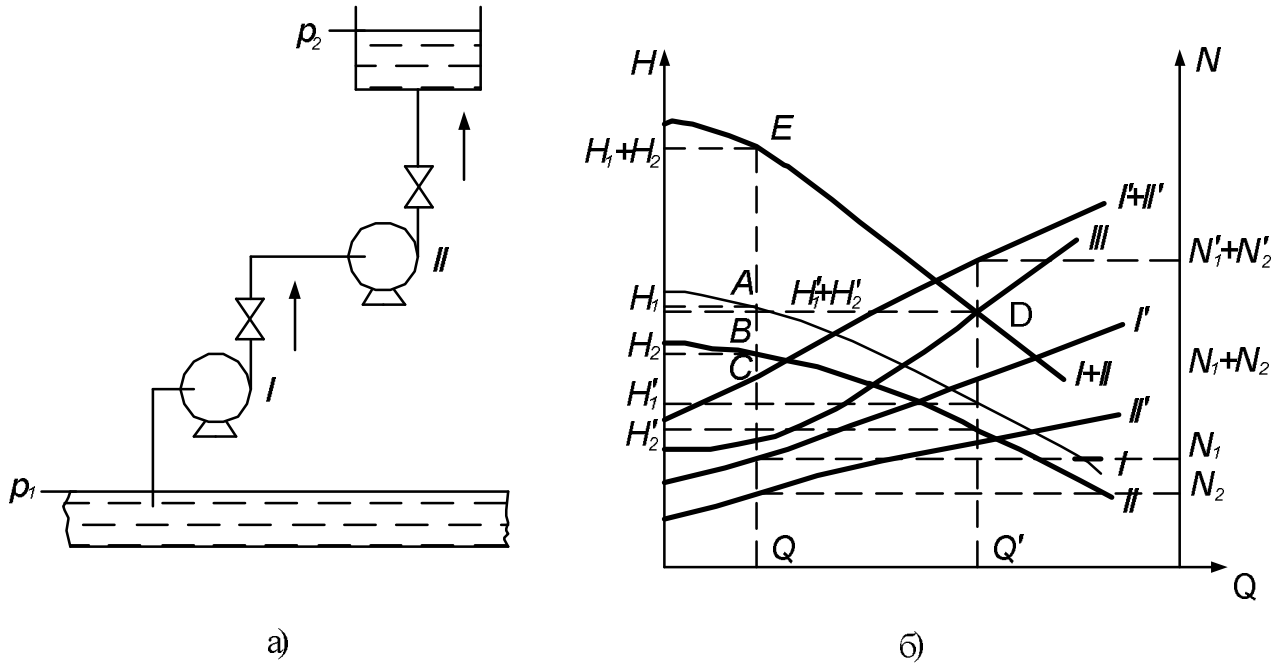
Для аналізу режиму роботи НУ з декількома насосами, що працюють паралельно, використовують сумарні характеристики насосів (рис. 1.6). Сумарна характеристика H–Q паралельно працюючих насосів будується додаванням абсцис (подач) їх характеристик при тому самому значенні ординати (напору) (рис. 1.6, б), де H_1, H_2, Q_1, Q_2 та N_1, N_2 – напір, витрата та потужність, відповідно, першого й другого насосів при величині подачі НУ Q_3; H'_1, H'_2, Q'_1, Q'_2 та N'_1, N'_2 – напір, витрата та потужність, відповідно, першого й другого насосів при величині подачі НУ Q'_3; H_{01}, H_{02} – напір першого та другого насосів при величині подачі, що дорівнює нулю. При спільній паралельній роботі насосів досягається збільшення подачі й напору. Причому ефект збільшення подачі тим більший, чим положистішою буде характеристика мережі.

Послідовне ввімкнення насосів застосовують для збільшення напору, що не може бути забезпечене одним насосом. При послідовній роботі перший насос подає рідину до напірного патрубка другого насоса, що, у свою чергу, подає її до напірного трубопроводу (рис. 1.7, а). Кожний з послідовно з'єднаних насосів дає ту саму подачу, і, отже, спільна характеристика НУ утворюється підсумовуванням ординат (напорів) характеристик при тій самій величині абсциси (подачі). Так, точка E сумарної характеристики (I+II, рис. 1.7, б) утворюється додаванням величин напорів H_1 першого насоса (крива I, рис. 1.7, б) і H_2 другого насоса (крива II, рис. 1.7 б) при величині подачі Q. Аналогічно утворюється точка із кривої потужності НУ (крива I′+II′, рис. 1.7, б). Якщо насоси працюють послідовно на трубопровід з характеристикою (III, рис. 1.7, б), то їх подача визначається точкою D, і буде дорівнювати Q′ при загальному напорі, створюваному НУ, $H'_1 + H'_2$ і потужності $N'_1 + N'_2$.



а) технологічна схема; б) графік спільної роботи двох однакових насосів

Рисунок 1.6 – Паралельне з’єднання відцентрових насосів



а) технологічна схема; б) графік спільної роботи двох однакових насосів

Рисунок 1.7 – Послідовне з’єднання відцентрових насосів

1.2 Електропривод насосних установок

Насосний агрегат (НА) – насос у сукупності з приводом та передавальним механізмом. В більшості випадків у якості приводу НА використовують електродвигуни (ЕД), до яких висувають ряд специфічних вимог [1, 3]. Однією з визначальних є необхідність пуску двигунів під навантаженням. Конструкція

ЕД повинна також допускати досить тривале (не менше 5 хв) обертання ротора у зворотний бік зі швидкістю, зумовленою характеристикою насоса, що викликане відключенням ЕД від мережі у випадку нормальної експлуатаційної або аварійної зупинки аґреґата. Можливість частих повторних пусків потужних насосних станцій (НС) висуває підвищені вимоги до конструкції обмотки статора й пускової обмотки ЕД, нагрів яких зумовлює тривалість необхідної паузи між пусками й припустиме число пусків за розглянутий період.

Для насосів невеликої потужності (до 200–250 кВт), а також насосів, що працюють у режимах із частими пусками, рекомендується застосовувати асинхронні ЕД єдиної серії А: потужністю до 100 кВт – серій А2 і АТ2; 100–400 кВт – серій А та АК із контактними кільцями; понад 400 кВт – серії АЗ закриті й АКЗ із короткозамкненим ротором; 200–2000 кВт єдиної серії АН з короткозамкненим ротором і АКН із фазним ротором.

Електропривод із короткозамкненим асинхронним двигуном є найпоширенішим завдяки простоті й малій вартості. Такий привод найбільш простий в експлуатації, не вимагає постійного нагляду й забезпечує тривалу надійну роботу. При автоматичному керуванні вони потребують порівняно простої апаратури.

Асинхронні електродвигуни з фазним ротором для приводів насосів використовують рідко. Вони складніші за конструкцією й дорожчі на 40–50 %.

Для насосів потужністю більше 250 кВт, а також насосів, що характеризуються великою тривалістю роботи, застосовують синхронні ЕД загальнопромислового застосування різних типорозмірів, що мають великий діапазон потужності (80–10000 кВт) і частоти обертання (100–1500 об/хв) при напрузі 380–10000 В. Для збудження синхронних ЕД рекомендується застосовувати статичні тиристорні збуджувачі, завдяки яким, крім можливості регулювання сили струму, підвищується економічність усієї установки за рахунок зменшення експлуатаційних витрат з обслуговування, ремонту й зниження витрати електроенергії.

Для можливості регулювання подачі й напору насоса й поліпшення техніко-економічних показників НС у цілому доцільно привод насоса здійснювати від двошвидкісного ЕД із частотами обертання, які відрізняються на 25–35 %. Переведення з однієї частоти обертання на іншу виконується відключенням однієї обмотки статора з наступним увімкненням іншої.

Специфічними електричними машинами є двигуни-ґенератори, застосовувані в оборотних насосних аґреґатах, розрахованих на обертання у взаємно протилежних напрямках під час роботи в насосному й турбінному режимах. Особливості конструкції такої реверсивної машини зумовлені специфікою її роботи – необхідністю роботи в режимах двигуна, ґенератора й синхронного компенсатора, частими пусками й зупинками, швидким набором і скиданням навантаження, багаторазовими перемиканнями протягом доби.

1.3 Характеристика трубопровідної мережі

Реальні експлуатаційні характеристики насосу можуть бути отримані тільки при спільному аналізі характеристик турбомеханізму й мережі, на яку він працює.

Напір, створюваний насосом, складається зі статичного напору H_c, що йде на піднімання рідини на певну висоту (геодезичний напір), і динамічного напору, необхідного для подолання гідродинамічного опору мережі $h = R_c Q_c^{\ 2}$ (рис. 1.8).

Характеристику трубопроводу (мережі) виражають рівнянням:

$$H = H_c + R_c Q^2, \tag{1.1}$$

де R_c – гідродинамічний опір мережі, що залежить від довжини мережі, величини діаметра трубопроводу, шорсткості стінок і наявності місцевих опорів (колін, зворотних клапанів, засувок), $с^2/м^5$.

За відсутності протитиску рівняння характеристики мережі має вигляд:

$$H = R_c Q^2. \tag{1.2}$$

Таким чином, характеристика трубопроводу може бути зображена сім'єю парабол (рис. 1.8), крутість гілки якої залежить від величини опору гідромережі R_c.

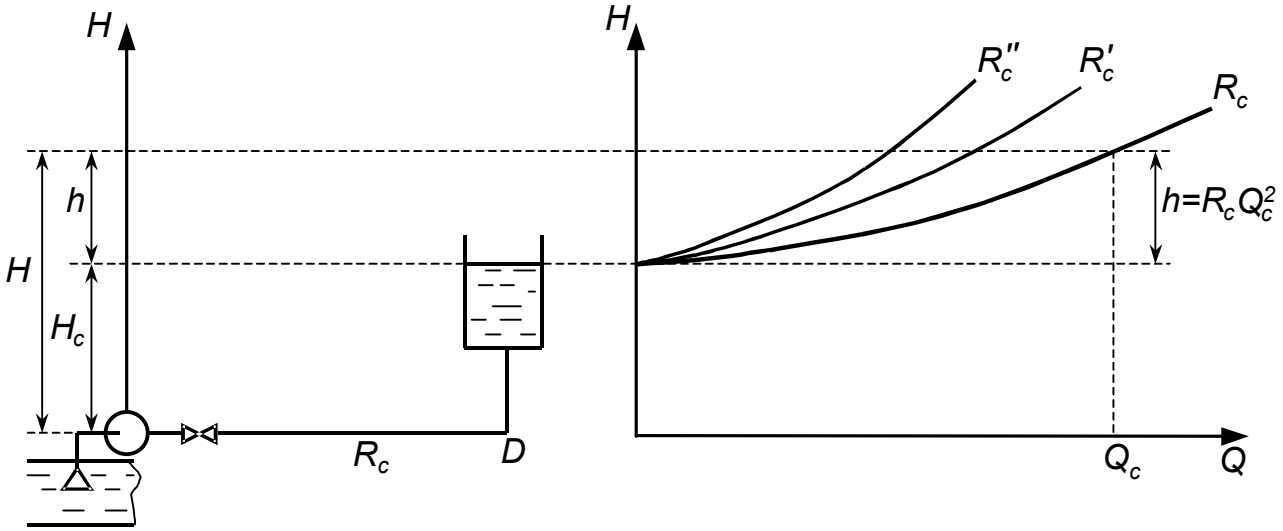


Рисунок 1.8 – Схема трубопроводу та його характеристика

1.4 Визначення втрат тиску в трубопроводі

Розрахунок трубопровідної мережі полягає у визначенні втрат напору на кожній з ділянок мережі при заданих витраті й довжині кожної ділянки [8].

Розрізняють втрати напору по довжині трубопроводу $h_{довж}$ і втрати на подолання місцевих опорів $h_м$:

$$h = h_{довж} + h_м. \tag{1.3}$$

Втрати напору по довжині трубопроводу визначаються в загальному випадку за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$h_{довж} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{1.4}$$

де l – довжина труби, м; d – її діаметр, м; $\upsilon = \dfrac{4Q}{\pi d^2}$ – швидкість рідини в трубі, м/с; λ – коефіцієнт, який враховує тертя рідини об стінку труби, що залежить від матеріалу й стану стінки труби (для наближених розрахунків можна взяти $\lambda = 0{,}02 - 0{,}03$); $g = 9{,}81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Місцеві опори в трубопроводах зумовлені різними факторами: різкою зміною конфіґурації живого перетину потоку, пов'язаною з установленням запірно-реґулювальної арматури; різким розширенням (звуженням) труб; виходом у трубу з резервуара; різким поворотом труби. Втрати напору на подолання місцевих опорів визначаються за формулою:

$$h_м = \sum \xi \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{1.5}$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору для ділянки труби, що залежить від виду місцевого опору й від числа Рейнольдса та визначається за таблицями з довідника [8].

При розрахунках кожний місцевий опір може бути замінений еквівалентною довжиною труби, де втрати напору такі самі, як і в місцевому опорі. Позначивши через k_1 відповідний приведений коефіцієнт, замінимо $\sum \xi = k_1 l$.

Тоді, після перетворення виразів (1.4), (1.5), отримаємо:

$$h = \left(k_1 + \frac{\lambda}{d}\right)\frac{8lQ^2}{\pi^2 d^4 g} = SlQ^2, \tag{1.6}$$

де $S = \left(k_1 + \frac{\lambda}{d}\right)\frac{8}{\pi^2 d^4 g}$ – питомий опір завдовжки 1 м при одиничній витраті, який визначають за табличним даними [8].

1.5 Керування продуктивністю насосної установки

Під регулюванням режимів роботи НУ розуміють навмисну зміну подачі та напору насосів відповідно до нового режиму роботи системи споживача. Регулювання продуктивності насосу може здійснюватися дією на турбомеханізм (поворот лопаток робочого колеса), дією на мережу (дроселювання засувкою), дією на привод турбомеханізму (зміною швидкості обертання робочого колеса одного з насосів), а також зміною числа працюючих одночасно аґреґатів.

Питома енергія, що передається потоку рідини у відцентровій машині, істотно залежить від умов входу на робочі лопаті. Закручування потоку, що

надходить до робочого колеса, впливає на напір і при заданій характеристиці трубопроводу змінює подачу машини. Звідси виникає можливість регулювання дією на потік, що входить до турбомеханізму, за допомогою лопатевого напрямного апарата. Напрямні апарати слід розташовувати в безпосередній близькості від входу в колесо. Тільки в цьому випадку досягається ефективне регулювання. При такому регулюванні характеристика мережі залишається незмінною, а характеристика насоса повертається за годинниковою стрілкою (рис. 1.9). Зменшення споживаної потужності при регулюванні даним способом визначається заштрихованою ділянкою між лініями N1 і I–II–III, що підтверджує економічність даного методу регулювання відцентрових насосів.

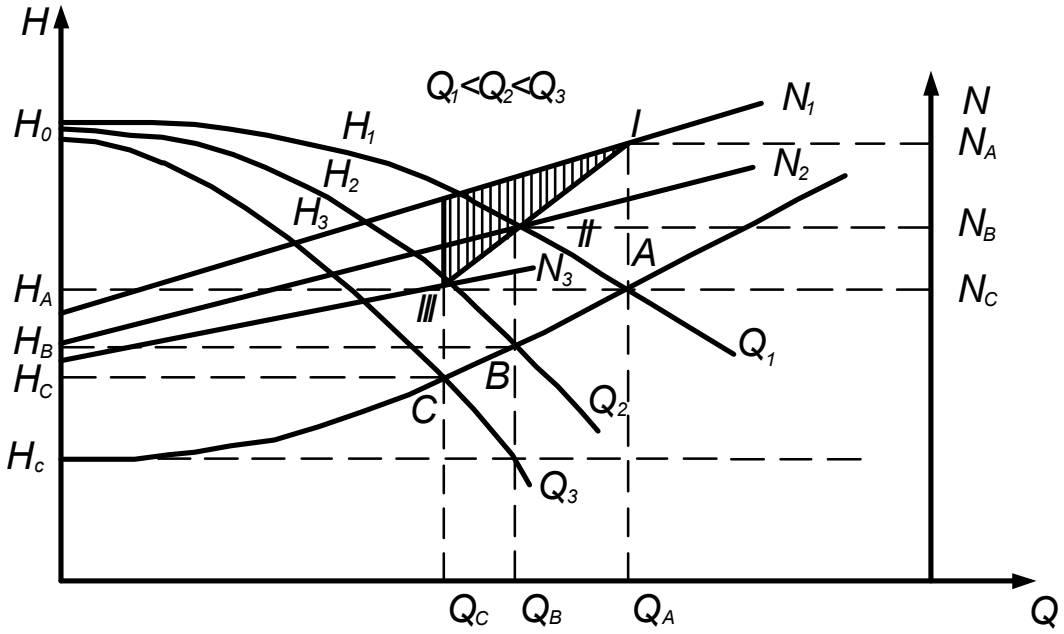


Рисунок 1.9 – Регулювання продуктивності НУ впливом на турбомеханізм

Характеристики НУ і мережі при регулюванні подачі води дроселюванням наведено на рис. 1.10.

При повністю відкритій засувці точка робочого режиму *A* визначає режим роботи установки, тобто подачу Q_A, напір H_A, потужність N_A та ККД η_A машини. У разі прикриття дроселя на напірній трубі положення характеристики трубопроводу зміниться і точка *A* пересунеться вліво вгору і займе положення *B*. Подальше прикриття дроселя викликає зсув характеристики трубопровідної системи ще вище, і точка *A* пересунеться в точку *C*, визначивши нові значення

параметрів Q_C, H_C, N_C, η_C. Отже, дросельне регулювання при постійній швидкості обертання насоса досягається введенням додаткового гідравлічного опору в мережу трубопроводів турбомеханізму. Оскільки найбільша подача досягається при повністю відкритому дроселі, дросельне регулювання застосовують тільки з метою зменшення подачі. З рис. 1.10 видно, що дроселювання зменшує потужність на валу насоса і разом з тим підвищує частку енергії, що витрачається при регулюванні; тому воно неекономічне. Так, при регулюванні до подачі Q_C з напором, що непродуктивно витрачається в дроселі, визначається відрізком $H_{зд}$, а потужність, що втрачається при цьому, буде дорівнювати $\Delta N = \dfrac{\rho Q_c g H_{зд}}{1000\eta_c}$. Чим глибше здійснюється процес реґулювання дроселюванням, тим більш непродуктивною є витрата потужності.

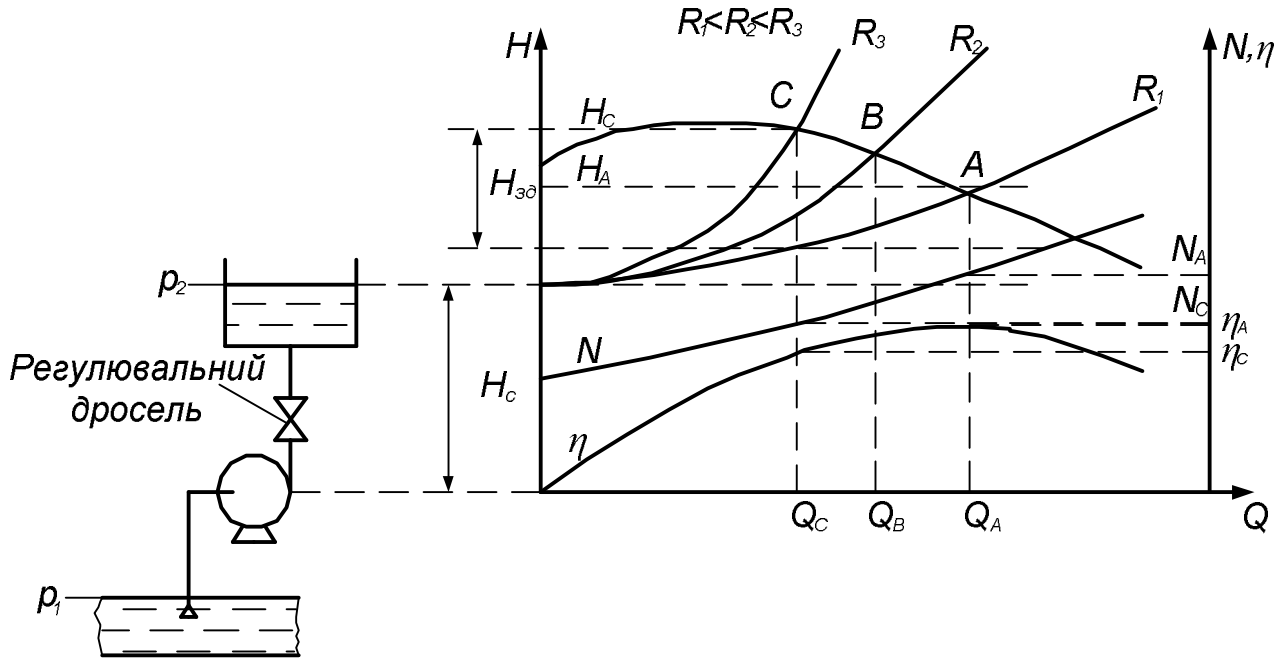


Рисунок 1.10 – Регулювання продуктивності насоса дроселюванням

На рис. 1.11 показано положення напірних характеристик при реґулюванні подачі зміною частоти обертання робочого колеса насоса $n_1 > n_2 > n_3 > n_4$. Оскільки положення засувки залишається незмінним, загальний опір трубопроводу не змінюється і положення його характеристики

буде колишнім. При зменшенні частоти обертання робочого колеса точка робочого режиму *A* переміщатиметься по характеристиці $H–Q_{мережі}$, подача і напір насоса зменшуватимуться. Зменшення швидкості обертання з метою реґулювання продуктивності має сенс тільки до певної величини, при якій напір турбомеханізму стає таким, що дорівнює статичному (точка *D* рис. 1.11). Продуктивність насоса при цьому знижується до нуля. При подальшому зниженні продуктивності напір, що розвивається турбомеханізмом, буде недостатній, щоб подолати статичний напір у мережі. Потужність і ККД можуть бути визначені з кривих потужності і ККД за наявними значеннями подачі Q_A, Q_B. На рис. 1.11 це показано для частоти обертання n_3.

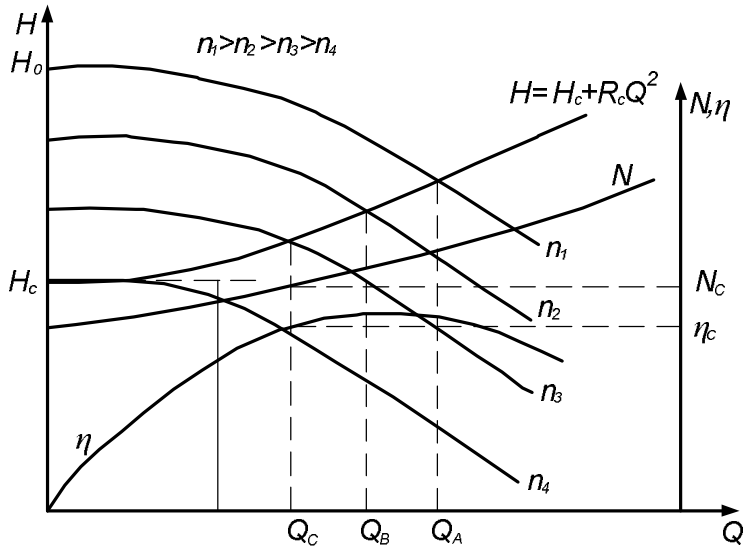


Рисунок 1.11 – Регулювання продуктивності насоса зміною частоти обертання

Регулювання зміною частоти обертання робочого колеса є набагато ефективнішим і економічнішим способом, оскільки при цьому відсутня непродуктивна втрата потужності.

За наявності на НС аґреґатів з різною подачею, залежно від зміни водоспоживання, вмикаються в тій або іншій послідовності різні насоси. При цьому часте вмикання (відключення) насосів знижує надійність технологічного устаткування; у мережі можливі гідравлічні удари, що нерідко призводять до аварійності та збоїв у роботі системи водопостачання.

На рис. 1.12 зображена східчаста крива продуктивності паралельно працюючих k насосів ($k=5$; $k=4$; $k=3$...) та апроксимуюча залежність необхідної зміни продуктивності НС у часі $Q(t)$.

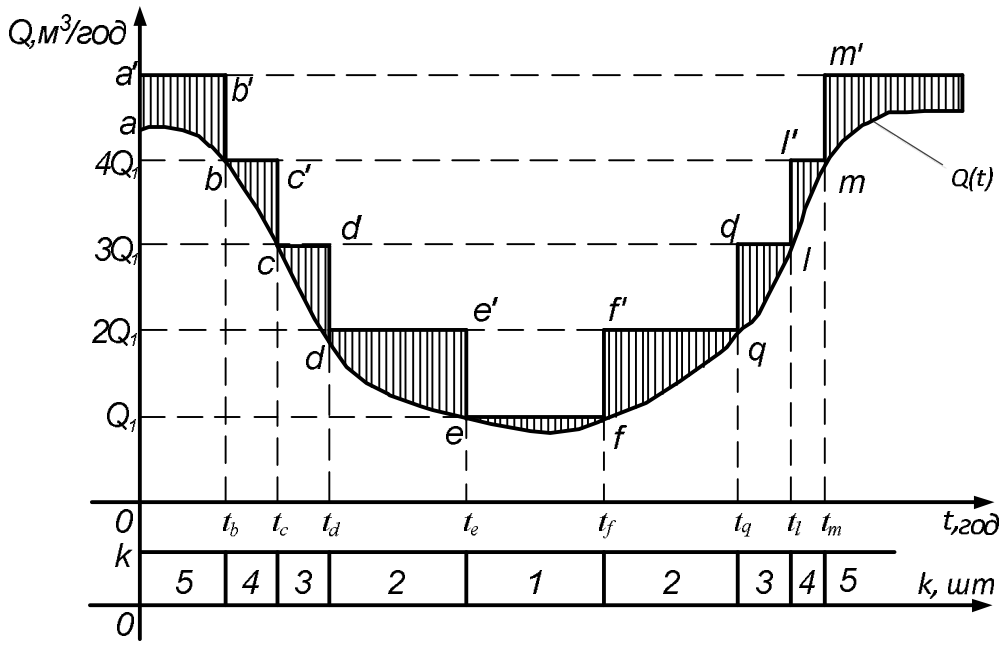


Рисунок 1.12 – Продуктивності НУ при зміні числа паралельно працюючих турбомеханізмів

Заштриховані сектори на ділянці $0-t_m$ визначають втрати гідравлічної потужності $N_г = \int_0^{t_m} \Delta Q(t) H(t) dt$ у припущенні незмінності вихідного тиску $H(t)$. Ці втрати відсутні при нескінченно великому числі ступенів або за наявності регульованого електропривода. Аналогічний результат може бути отриманий, якщо у складі станції одночасно працює k аґреґатів. Один з них з регульованою швидкістю обертання, а інші – з номінальною швидкістю. Так, на інтервалі часу $t_c - t_d$ повинні працювати два аґреґати з нерегульованою швидкістю обертання, а один – з регульованою; на інтервалі $t_l - t_m$ – три з нерегульованою швидкістю обертання і один – з регульованою.

Узагальнюючи вищенаведене, можна сформулювати наступні основні недоліки сучасного електроустаткування водопровідних НУ [9–13]:

– регулювання продуктивності НУ дроселюванням і числом увімкнення (відключення) НА спрямовані на розв'язання технологічних задач і практично не стосуються енергетичних режимів роботи НУ. У результаті від 5 до 15 %, а в деяких випадках до 25–30 % споживаної електроенергії втрачається через створення надмірних напорів у мережі, втрат енергії при дроселюванні, наявність витоків і непродуктивних витрат води в мережі й у споживача;

– нічим не керовані пускові режими НА призводять до зниження надійності роботи устаткування;

– при частому вмиканні (відключенні) НА в мережі спостерігаються гідравлічні удари, які часто призводять до аварійності та збоїв у роботі системи водопостачання.

1.6 Вплив зміни діаметра робочого колеса насоса на його характеристики

Насоси, що випускаються заводами, мають номінальний розмір діаметра робочого колеса. В експлуатаційних умовах для того, щоб узгоджувати роботу насоса з характеристиками мережі, в якій працює насос, широко використовується спосіб обрізання робочих коліс без зміни форми робочих лопатей. При цьому під обрізанням розуміють зменшення зовнішнього діаметра робочого колеса шляхом обточування його на токарному верстаті.

Перерахунок параметрів НА для обточеного колеса до значення діаметра $D_{об}$ можна з достатнім ступенем точності провести за формулами подібності:

$$\frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \ \frac{Q_{об}}{Q} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3; \ \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^5.$$

З рівнянь виходить, що при зміні діаметра колеса відношення квадрата діаметра колеса до напору або подачі є величиною постійною:

$$\frac{D^2}{H} = \frac{D_{об}{}^2}{H_{об}} = k_1; \ \frac{D^2}{Q} = \frac{D_{об}{}^2}{Q_{об}} = k_2.$$

З останніх виразів випливає: $k_1 H = k_2 Q$. Позначивши $\frac{k_2}{k_1} = k$, одержимо: $H = kQ$. Отже, точки, що задовольняють рівняння пропорційності, розташовуються на прямих, які проходять через початок координат (рис. 1.13).

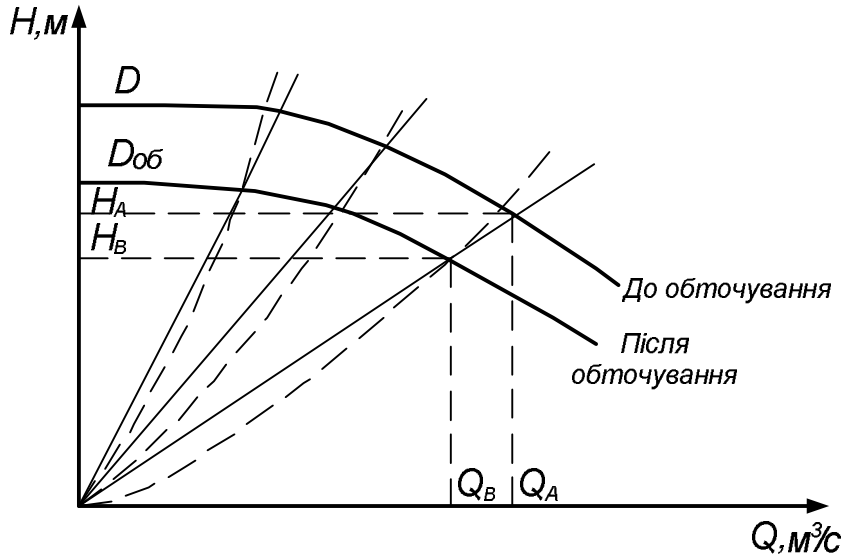


Рисунок 1.13 – Напірно-витратна характеристики насоса при зміні діаметра робочого колеса

Для робочих коліс відцентрових насосів при коефіцієнті швидкохідності $n_s < 150$ точніший результат виходить при перерахунку напірної характеристики за формулами:

$$\frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \ \frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D}.$$

З останнього рівняння виходить: $H = kQ^2$, тобто режимні точки при обточуванні розташовуються на параболах з вершиною у центрі координат (рис. 1.13, пунктирні лінії).

Для визначення оптимального значення ККД при обточуванні робочого колеса з достатньою точністю можна скористатися формулою Муді [2, 4]:

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta)\left(\frac{D}{D_{об}}\right)^{0,45}.$$

1.7 Існуючі способи опису характеристик насосних агреґатів

Використовуючи характеристики пропорційності, відомі з літератури [14–19], характеристики насоса при заданій частоті обертання можна перерахувати для різних швидкостей обертання робочого колеса насоса:

– продуктивність Q турбомеханізму пропорційна швидкості обертання

$$\frac{Q_1}{Q_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} \text{ або } Q = K_Q \omega ; \tag{1.7}$$

– напір H, що розвивається турбомеханізмом, пропорційний квадрату швидкості обертання

$$\frac{H_1}{H_i} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^2 \text{ або } H = K_H \omega^2 ; \tag{1.8}$$

– корисна потужність $N_{кор}$, що розвивається турбомеханізмом, пропорційна кубу швидкості

$$\frac{N_{кор_1}}{N_{кор_i}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^3 \text{ або } N_{кор} = K_P \omega^3 ; \tag{1.9}$$

– ККД турбомеханізму в наближених розрахунках можна вважати постійним;

– потужність, що підводиться до вала, також пропорційна кубу швидкості

$$\frac{N_{мех_1}}{N_{мех_i}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^3 \text{ або } N_{мех} = K_P \omega^3 ; \tag{1.10}$$

– момент аеродинамічного опору насоса пропорційний квадрату швидкості

$$\frac{M_1}{M_i} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^2 \text{ або } M = K_M \omega^2 . \tag{1.11}$$

У формулах (1.7) – (1.11): Q_1, H_1, $N_{кор_1}$, $N_{мех_1}$, M_1 – витрата, напір, корисна потужність, споживана потужність, момент опору НА під час роботи на дану мережу при номінальній швидкості обертання ω_1 турбомеханізму; Q_i, H_i, $N_{кор_i}$, $N_{мех_i}$, M_i – те саме при швидкості ω_i, відмінній від номіналь-

ної. Спільний розв'язок рівнянь (1.7) і (1.8) дозволяє одержати рівняння так званих характеристик пропорційності:

$$H_i = \frac{H_1}{Q_1^2} Q_i^2 = RQ_i^2 . \qquad (1.12)$$

Характеристики пропорційності, що являють собою квадратичні параболи, показують, як змінюється напір і продуктивність при реґулюванні швидкості обертання турбомеханізму й роботі на мережу з постійними параметрами. Характеристики пропорційності збігаються з характеристиками мережі, де ККД насоса залишається постійним. Залежності (1.7) – (1.11) дійсні для випадку, коли турбомеханізм працює на гідравлічну мережу без протитиску.

1.8 Апроксимація напірних та енергетичних характеристик насоса

Реальну напірну характеристику насосів, що працюють на мережу з протитиском, з достатнім ступенем точності можна подати у вигляді апроксимованих аналітичних залежностей, отриманих в роботах Онищенко Г.Б, Юнькова М.Г, Шевчука С.П., Коренькови Т.В.

Характеристика H–Q насоса з вираженим максимумом описується тричленом другого ступеня [1, 4]:

$$H = A_2 v^2 + B_2 vQ + C_2 Q^2 . \qquad (1.13)$$

Якщо характеристика H–Q насоса полога, то вираз для напірної характеристики має вигляд квадратичної параболи:

$$H = A_2 v^2 + C_2 Q^2 \text{ або } H = H_0 v^2 - R_в Q^2 . \qquad (1.14)$$

Потужність, яка підводиться до вала відцентрової машини, дорівнює [1]:

$$N = A_3 v^2 Q + B_3 vQ^2 + D_3 v^3 , \qquad (1.15)$$

де у виразах (1.13)–(1.15) $v = \omega_i / \omega_н$ – відносна швидкість обертання робочого колеса насоса; $\omega_н$ – номінальна швидкість обертання насоса; A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, D_3 – коефіцієнти апроксимації, що залежать від конструктивних особливостей турбомеханізму й визначаються за паспортними

характеристиками насосів; H_0 – напір, що розвиває насос при нульовій подачі; $R_в$ – внутрішній опір насоса.

Корисна потужність турбомеханізму дорівнює:

$$N_к = \frac{\rho g Q H}{1000}, \tag{1.16}$$

де ρ – щільність рідини, кг/м^3; Q – подача насоса, м^3/с; H – напір насоса, м.

З урахуванням (1.13) корисна потужність насоса:

$$N_к = \frac{\rho g}{1000}\left(A_2 v^2 Q + B_2 v Q^2 + C_2 Q^3\right). \tag{1.17}$$

Коефіцієнт корисної дії турбомеханізму дорівнює відношенню корисної потужності $N_к$ до потужності N, яку підводять з боку вала турбомеханізму:

$$\eta_{тм} = \frac{N_к}{N} = \frac{\rho g}{1000}\left(\frac{A_2 v^2 Q + B_2 v Q^2 + C_2 Q^3}{A_3 v^2 Q + B_3 v Q^2 + D_3 v^3}\right). \tag{1.18}$$

Для нереґульованого за швидкістю аґреґата (при $\nu = 1{,}0$):

$$\eta_{тм} = \frac{\rho g}{1000}\left(\frac{A_2 Q + B_2 Q^2 + C_2 Q^3}{A_3 Q + B_3 Q^2 + D_3}\right). \tag{1.19}$$

Для одержання характеристик турбомеханізмів, описаних з деяким наближенням виразами (1.13)–(1.15), (1.18), коефіцієнти апроксимації A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, D_3 визначають за паспортними характеристиками цих насосів за трьома точками для v=1,0:

- $Q=0,\ H=0,\ N=N_0$;
- $Q=Q_1,\ H=H_1,\ N=N_1$;
- $Q=Q_2,\ H=H_2,\ N=N_2$,

де N_0 – потужність неробочого ходу, затрачувана на покриття втрат потужності, які зумовлені циркуляційними потоками в робочому колесі насоса, дисковим тертям в ущільненнях і підшипниках машини.

За відомими робочими параметрами турбомашини система рівнянь, що описує H–Q характеристики насоса, має вигляд:

$$\left.\begin{aligned} H_0 &= A_2 v^2; \\ H_1 &= A_2 v^2 + B_2 v Q_1 + C_2 Q_1^{\,2}; \\ H_2 &= A_2 v^2 + B_2 v Q_2 + C_2 Q_2^{\,2}. \end{aligned}\right\} \qquad (1.20)$$

Розв’язання системи (1.20) дозволило визначити коефіцієнти апроксимації напірно-витратної характеристики насоса:

$$A_2 = H_0;\ B_2 = \frac{H_1 Q_2}{Q_1(Q_2 - Q_1)} - \frac{H_2 Q_1}{Q_2(Q_2 - Q_1)} - \frac{H_0(Q_2 + Q_1)}{Q_1 Q_2};$$
$$C_2 = \frac{H_2}{Q_2(Q_2 - Q_1)} - \frac{H_1}{Q_1(Q_2 - Q_1)} + \frac{H_0}{Q_1 Q_2}. \qquad (1.21)$$

Аналогічним чином складають систему рівнянь, що описує N–Q характеристики насоса:

$$\left.\begin{aligned} N_0 &= D_3 v^3; \\ N_1 &= A_3 v^2 Q_1 + B_3 v Q_1^2 + D_3 v^3; \\ N_2 &= A_3 v^2 Q_2 + B_3 v Q_2^2 + D_3 v^3. \end{aligned}\right\}. \qquad (1.22)$$

Розв'язання системи (1.22) дозволило визначити коефіцієнти апроксимації енергетичної характеристики насоса:

$$D_3 = N_0;\ A_3 = \frac{N_2 Q_1}{Q_2(Q_1 - Q_2)} - \frac{N_1 Q_2}{Q_1(Q_1 - Q_2)} - \frac{N_0(Q_1 + Q_2)}{Q_1 Q_2};$$
$$B_3 = \frac{N_1}{Q_1(Q_1 - Q_2)} - \frac{N_2}{Q_2(Q_1 - Q_2)} + \frac{N_0}{Q_1 Q_2}. \qquad (1.23)$$

У таблиці 1.1 наведено значення апроксимаційних коефіцієнтів для ряду відцентрових насосів.

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнтів апроксимації для напірної й енергетичної характеристик насоса

Тип насоса	Паспортні дані					*H–Q* характеристика			*N–Q* характеристика		
	Q, м³/год	*H*, м	*n*, об/хв	*N*, кВт	*η*, %	A_2	B_2	C_2	A_3	B_3	D_3
Д2000-21	2000	21	980	150	80	31	-1,8748	-28,6934	97,2	-40,5	92
Д2000-100	2000	100	980	760	75	101.5	10,68	-83,677	1181,818	-619,835	150
Д2500-62	2500	62	980	500	87	75	35,1612	-78,1876	79,2	151,2432	330
Д3200-33	3200	33	980	400	88	44.5	-102,204	-3,4279	108	-1,318	230
Д3200-75	3200	75	980	800	87	89	5,1444	-23,0428	219,6	137,1168	420
Д4000-95	4000	95	980	1350	88	109	1,9688	-13,284	486	42,107	600
Д5000-32	5000	32	730	500	88	44	1,62	-7,452	198	-62,1043	340
Д6300-27-2	6300	27	730	600	79	43	-3,591	-3,212	70	9,493	393

1.9 Аналіз напірно-витратних й енергетичних характеристик насоса при роботі на гідромережу

Підстановка виразів (1.21), (1.23) до рівнянь (1.13), (1.15), (1.17), (1.18) дає можливість розрахувати параметри насоса при будь-якому значенні відносної швидкості обертання робочого колеса турбомеханізму.

На рис. 1.14 наведено характеристики поодиноко працюючого насосного аґреґата при різних значеннях швидкості обертання робочого колеса насоса.

Роботу одиночного насоса на гідравлічну мережу із протитиском можна описати системою рівнянь вигляду:

$$\left.\begin{aligned} H &= A_2 v^2 + B_2 v Q + C_2 Q^2; \\ H &= H_c + R_c Q^2. \end{aligned}\right\} \qquad (1.24)$$

Розв'язання системи (1.24) дозволило отримати залежність продуктивності насоса від зміни швидкості його обертання:

$$Q = \frac{-B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 v^2 - H_c)}}{2(C_2 - R_c)}. \qquad (1.25)$$

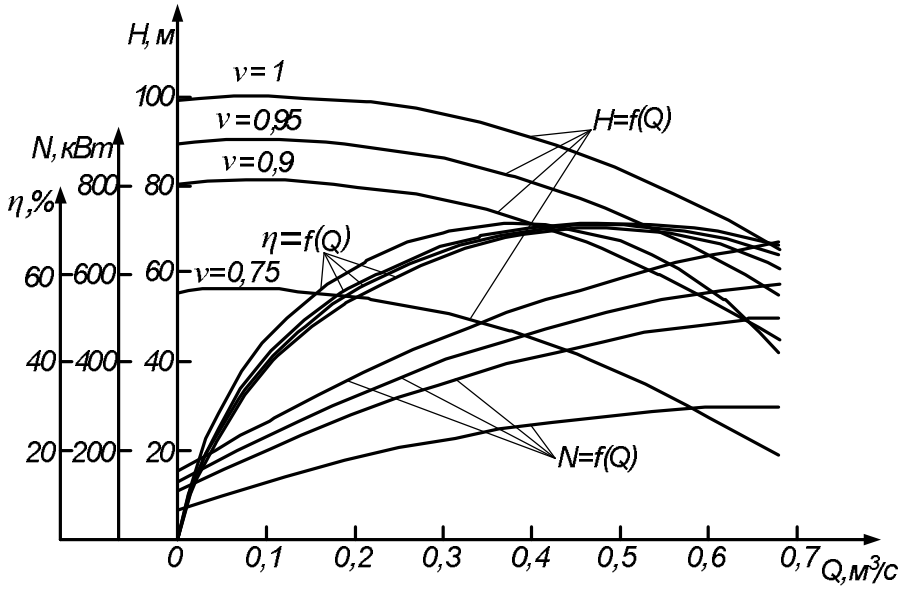


Рисунок 1.14 – Характеристики насоса при зміні швидкості обертання

На рис. 1.15 наведено криві продуктивності насоса типу Д2000-100 з коефіцієнтами апроксимації $A_2 = 101{,}5$, $B_2 = 10{,}68$, $C_2 = -83{,}677$ при зміні швидкості обертання робочого колеса й різних параметрах мережі.

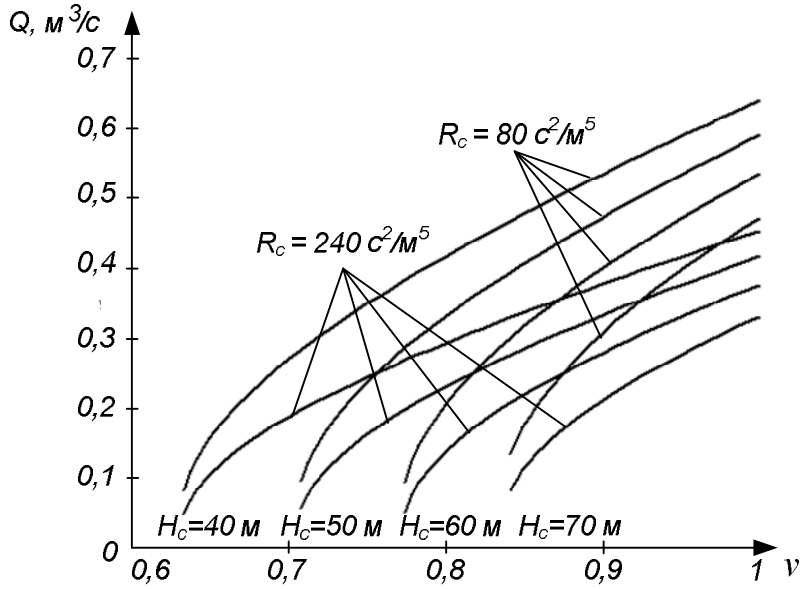


Рисунок 1.15 – Залежність продуктивності насоса від швидкості обертання робочого колеса при різних параметрах мережі

Підставивши рівняння (1.25) до виразу (1.15), одержимо залежність потужності, споживаної насосом, від зміни частоти обертання робочого колеса турбомеханізму:

$$N = \frac{A_3 v^2 \left(-B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 v^2 - H_c)} \right)}{2(C_2 - R_c)} + \\ + \frac{B_3 v \left(-B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 v^2 - H_c)} \right)^2}{4(C_2 - R_c)^2} + D_3 v^3. \quad (1.26)$$

На рис. 1.16 наведено криві залежності потужності, що підводиться до вала відцентрової машини, з коефіцієнтами апроксимації $A_3 = 118{,}1818$, $B_3 = -619{,}834$, $D_3 = 150$, від зміни швидкості обертання робочого колеса насоса й параметрів гідравлічної мережі.

З урахуванням (1.25) залежність корисної потужності насоса від швидкості його обертання має вигляд:

$$N_н = \frac{9.81 \left(A_2 v^2 + \frac{B_2 v \sigma}{2C_2 - 2R_c} + \frac{C_2 \sigma^2}{(2C_2 - 2R_c)^2} \right) \sigma}{2C_2 - 2R_c}, \quad (1.27)$$

де $\sigma = -B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4C_2 A_2 v^2 + 4C_2 H_c + 4R_c A_2 v^2 - 4R_c H_c}$.

Підставивши вирази (1.26), (1.27) до (1.18) і виконавши ряд перетворень, отримаємо залежність ККД турбомеханізму при зміні швидкості обертання насоса й різних параметрах мережі, на яку цей насос працює:

$$\eta = \frac{9.81 \left(A_2 v^2 + \frac{B_2 v \sigma}{2C_2 - 2R_c} + \frac{C_2 \sigma^2}{(2C_2 - 2R_c)^2} \right) \sigma}{(2C_2 - 2R_c) \left(\frac{A_3 v^2 \sigma}{2C_2 - 2R_c} + \frac{B_3 v \sigma^2}{(2C_2 - 2R_c)^2} + D_3 v^3 \right)}, \quad (1.28)$$

де $\sigma = -B_2 v - \sqrt{B_2^2 v^2 - 4C_2 A_2 v^2 + 4C_2 H_c + 4R_c A_2 v^2 - 4R_c H_c}$.

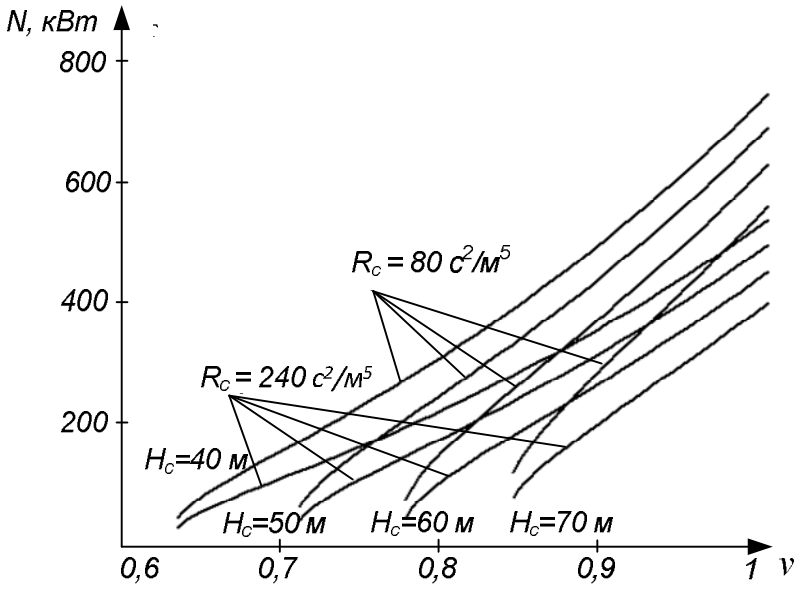


Рисунок 1.16 – Залежність потужності, споживаної насосом, від швидкості обертання робочого колеса при різних параметрах мережі

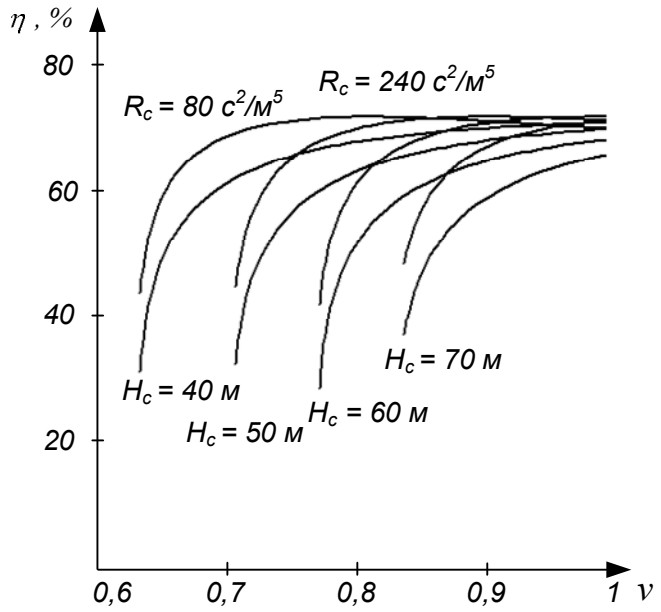


Рисунок 1.17 – Залежність ККД насоса від швидкості його обертання при різних параметрах гідравлічної мережі

На рис. 1.17 наведено графіки залежності ККД насоса від швидкості його обертання під час роботи на мережу із протитиском. Із графіка зміни продуктивності насоса від швидкості (рис. 1.15) видно, що при збільшенні опору й статичного напору мережі діапазон подачі насоса зменшується. З

аналізу енергетичних характеристик насоса (рис. 1.16, 1.17) видно, що потужність, споживана аґреґатом, при збільшенні параметрів мережі споживача помітно знижується; при цьому ККД насоса на більшому інтервалі зміни швидкості знаходиться на рівні максимального.

1.10 Визначення діапазону регулювання швидкості поодиноко працюючого насоса

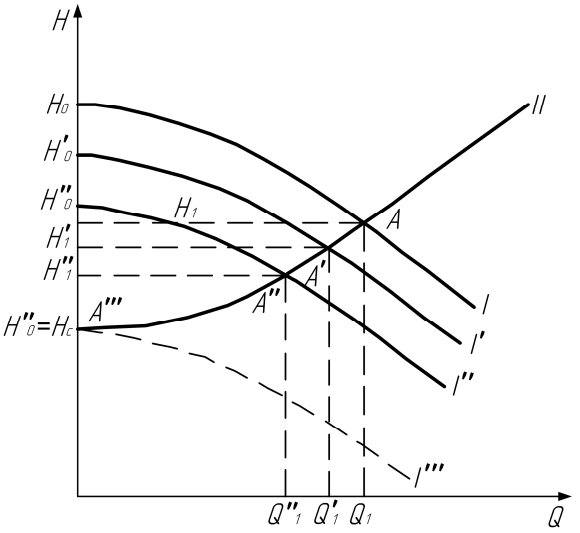


Рисунок 1.18 – Сумісна робота насоса на трубопровідну мережу при зміні швидкості обертання

На рис. 1.18 наведено графік поодиноко працюючого аґреґата на гідравлічну мережу з протитиском при регулюванні продуктивності зміною частоти обертання робочого колеса насоса. Напірно-витратні характеристики насоса (криві I, I′, I″, I‴) описуються рівнянням:

$$H = A_2\nu^2 + B_2\nu Q + C_2 Q^2;$$

напірно-витратна характеристика мережі (крива II) – залежністю:

$$H(Q) = H_c + R_c Q^2.$$

При номінальній швидкості обертання режим роботи насоса на мережу споживача визначається точкою А перетину кривих I і II. При цьому продуктивність НА дорівнює величині Q_1, напір – H_1. При зменшенні швидкості обертання регульованого насоса точка робочого режиму переміщається за характеристикою мережі II. У точці А‴ продуктивність насоса Q знижується до нуля. Цьому режиму відповідає крайня нижня границя діапазону регулювання швидкості – відносна критична швидкість обертання. Для неї справедливе рівняння напорів $H_0''' = H_c$:

$$A_2\nu_к^{\ 2} + B_2\nu_к Q + C_2 Q^2 = H_c + R_c Q^2. \qquad (1.29)$$

Підставивши $Q = 0$ у вираз (1.36), одержимо:

$$\nu_к = \sqrt{\frac{H_c}{A_2}}, \tag{1.30}$$

де $\nu_к$ – відносна критична швидкість обертання двигуна регульованого аґреґата; A_2 – коефіцієнт апроксимації, який дорівнює величині напору H_0, що розвивається насосом при нульовій подачі.

Вираз (1.30) приведемо до вигляду:

$$\nu_к = \sqrt{h}, \tag{1.31}$$

де $h = \frac{H_c}{H_0}$ – відносний протитиск мережі.

Таким чином, діапазон регулювання поодиноко працюючого насоса не залежить від опору гідравлічної мережі, а визначається лише статичною складовою напору H_c. Так, для насоса типу Д2000-100 при $h = 0{,}4$ відносна критична швидкість дорівнює $\nu_к = 0{,}63$, діапазон регулювання швидкості D складає 37 % униз від номінальної; при $h = 0{,}6$, $\nu_к = 0{,}77$ діапазон регулювання $D = 23$ %; при $h = 0{,}8$, $\nu_к = 0{,}89$, діапазон регулювання $D = 11$ %.

1.11 Характеристики паралельно працюючих насосів при зміні швидкості обертання одного з турбомеханізмів

Для аналізу режиму роботи НУ з декількома насосами, що працюють паралельно, використовують сумарні характеристики насосів. Сумарна характеристика *H–Q* паралельно працюючих насосів будується додаванням абсцис (подач) їхніх характеристик при тому самому значенні ординати (напору) (рис. 1.6, б). При спільній рівнобіжній роботі насосів досягається збільшення подачі та напору. Причому ефект збільшення подачі тим більший, чим характеристика мережі буде положистішою.

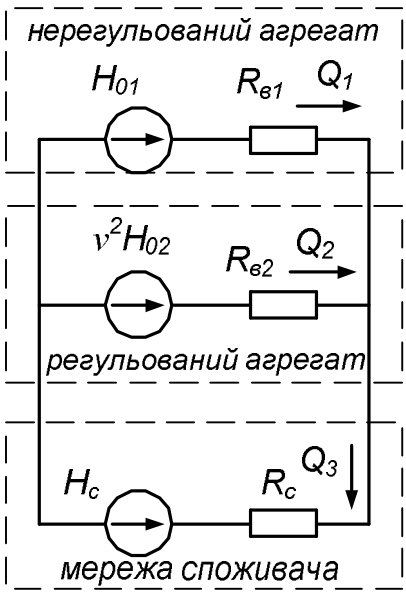


Рисунок 1.19 – Еквівалентна розрахункова схема насосної установки

На підставі розрахункової схеми (рис. 1.19), у якій нерегульовані й регульовані насоси виділені в два еквівалентні ланцюги, при положистій напірно-витратній характеристиці насосів, можна записати наступну систему рівнянь [14]:

$$\left.\begin{aligned} &H_{01} - H_{02}\nu^2 = R_{в1}Q_1^2 - R_{в2}Q_2^2; \\ &H_{01} - H_c = R_{в1}Q_1^2 + R_cQ_3^2; \\ &Q_1 + Q_2 = Q_3, \end{aligned}\right\} \quad (1.32)$$

де H_{01}, H_{02} – напір, що розвивається насосами при нульовій подачі; $R_{в1}, R_{в2}$ – внутрішній опір відповідно нерегульованого і регульованого насосів; H_c – статичний напір мережі; R_c – гідродинамічний опір мережі; Q_1, Q_2, Q_3 – величини подач нерегульованого та регульованого за швидкістю насосів і сумарне значення подачі НУ відповідно.

Для випадку, коли НУ містить два однакові паралельно працюючі насосні агрегати, один із яких регульований, причому $H_{01} = H_{02} = H_0$, $R_{в1} = R_{в2} = R_в$, система (1.32) набуває вигляд:

$$\left.\begin{aligned} &H_0 - H_0\nu^2 = R_вQ_1^2 - R_вQ_2^2; \\ &H_0 - H_c = R_вQ_1^2 + R_cQ_3^2; \\ &Q_1 + Q_2 = Q_3. \end{aligned}\right\} \quad (1.33)$$

Після перетворення, перше рівняння системи (1.33) має вигляд:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0\left(1-\nu^2\right)}{R_в\left(1-\alpha^2\right)}}, \quad (1.34)$$

де $\alpha = \dfrac{Q_2}{Q_1}$.

Друге рівняння системи (1.33) приведемо до вигляду:

$$H_0(1-h)-Q_1^2R_в\left(1+\rho\left(1+\alpha^2\right)\right)=0, \qquad (1.35)$$

де $h=\dfrac{H_c}{H_0}$ – відносний протитиск мережі; $\rho=\dfrac{R_c}{R_в}$ – відносний опір мережі.

Підставивши (1.34) до (1.35), одержимо квадратне рівняння $\alpha^2\left(h-1-\rho+\rho\nu^2\right)+\alpha\left(2\rho\nu^2-2\rho\right)+\nu^2-h-\rho+\nu^2\rho=0,$ розв'язок якого дозволить визначити коефіцієнт α:

$$\alpha=\frac{2\rho-2\rho\nu^2\pm\sqrt{\left(2\rho h\nu^2-2\rho\right)^2-4\left(h-1-\rho+\rho\nu^2\right)\left(\nu^2-h-\rho+\nu^2\rho\right)}}{2\left(h-1-\rho+\rho\nu^2\right)}. \qquad (1.36)$$

Підставивши (1.36) до рівняння (1.34), визначимо залежність продуктивності нерегульованого аґреґата Q_1 від зміни відносної швидкості обертання ν регульованого насоса і параметрів мережі, на яку працює насосна установка:

$$Q_1=\sqrt{\frac{H_0(1-\nu^2)}{R_в\left(1-\dfrac{\left(2\rho-2\rho\nu^2-2\sqrt{h^2-h\nu^2+\nu^2-h-\rho+2\rho\nu^2-\rho\nu^4}\right)^2}{\left(2h-2-2\rho+2\rho\nu^2\right)^2}\right)}}. \qquad (1.37)$$

Залежність продуктивності регульованого аґреґата Q_2 від зміни відносної швидкості його обертання ν знайдемо, підставивши вирази (1.36), (1.37) до рівняння $Q_2=\alpha Q_1$:

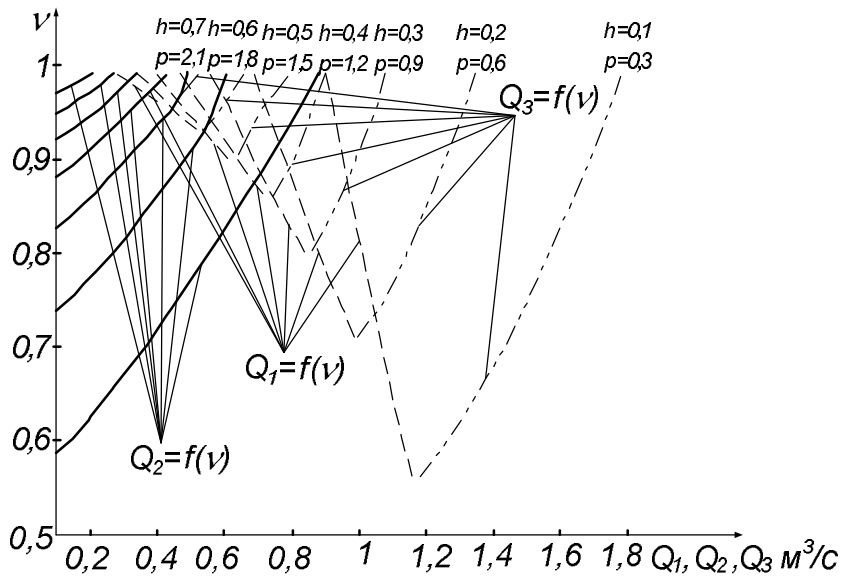
$$Q_2=\frac{2\rho-2\rho\nu^2-2\sqrt{h^2-h\nu^2+\nu^2-h-\rho+2\rho\nu^2-\rho\nu^4}}{2h-2-2\rho+2\rho\nu^2}\times$$
$$\times\sqrt{\frac{H_0(1-\nu^2)}{R_в\left(1-\dfrac{\left(2\rho-2\rho\nu^2-2\sqrt{h^2-h\nu^2+\nu^2-h-\rho+2\rho\nu^2-\rho\nu^4}\right)^2}{\left(2h-2-2\rho+2\rho\nu^2\right)^2}\right)}}. \qquad (1.38)$$

Підставивши (1.38), (1.39) до останнього рівняння системи (1.33), визначимо залежність сумарної продуктивності насосної установки від зміни швидкості обертання робочого колеса регульованого насоса:

$$Q_3 = \sqrt{\frac{H_0(1-\nu^2)}{R_в\left(1-\frac{\left(2\rho-2\rho\nu^2-2\sqrt{h^2-h\nu^2+\nu^2-h-\rho+2\rho\nu^2-\rho\nu^4}\right)^2}{\left(2h-2-2\rho+2\rho\nu^2\right)^2}\right)}} \times$$

$$\times\left(1+\frac{2\rho-2\rho\nu^2-2\sqrt{h^2-h\nu^2+\nu^2-h-\rho+2\rho\nu^2-\rho\nu^4}}{2h-2-2\rho+2\rho\nu^2}\right). \quad (1.39)$$

На рис. 1.20 наведено криві залежності продуктивності двох однакових паралельно працюючих насосів типу Д2000-100 з положистими характеристиками від зміни частоти обертання робочого колеса одного з них при різних параметрах гідромережі.



$Q_1 = f(\nu)$ – продуктивність нерегульованого насоса; $Q_2 = f(\nu)$ – продуктивність регульованого насоса; $Q_3 = f(\nu)$ – сумарна продуктивність НУ

Рисунок 1.20 – Залежність продуктивності насосних агрегатів з положистими характеристиками від зміни швидкості обертання регульованого насоса при різних параметрах гідромережі

Отримане сімейство характеристик дозволило визначити межі регулювання продуктивності насосів і НУ на всьому діапазоні регулювання швидкості регульованого аґреґата при різних параметрах гідромережі. З графіків видно, що зі збільшенням параметрів мережі h і ρ значення глибини регулювання швидкості зменшується. Так, при $h = 0{,}4$, $\rho = 1{,}2$ діапазон

регулювання швидкості складає 12 %, а продуктивність НУ міняється в межах 0,9–0,74 м^3/с; при h = 0,6, ρ = 1,8 діапазон регулювання складає 5 %, а діапазон регулювання продуктивності НУ – 0,62–0,54 м^3/с, при цьому продуктивність регульованого аґреґата міняється в межах 0,27–30 м^3/с (рис. 1.20).

У випадку, коли НУ містить два однакові паралельно працюючі насосні агрегати з напірними характеристиками, які мають максимум, система (1.33) набуде вигляду:

$$\left.\begin{aligned} &A_2 + B_2Q_1 + C_2Q_1^2 = A_2\nu^2 + B_2\nu Q_2 + C_2Q_2^2;\\ &A_2 + B_2Q_1 + C_2Q_1^2 = H_c + R_cQ_3^2;\\ &Q_1 + Q_2 = Q_3. \end{aligned}\right\} \qquad (1.40)$$

Після перетворень перше рівняння системи (1.40) має вигляд:

$$Q_1^2C_2\left(1-\alpha^2\right)+Q_1B_2\left(1-\nu\alpha\right)+A_2\left(1-\nu^2\right)=0. \qquad (1.41)$$

Друге рівняння системи (1.40) приведемо до вигляду:

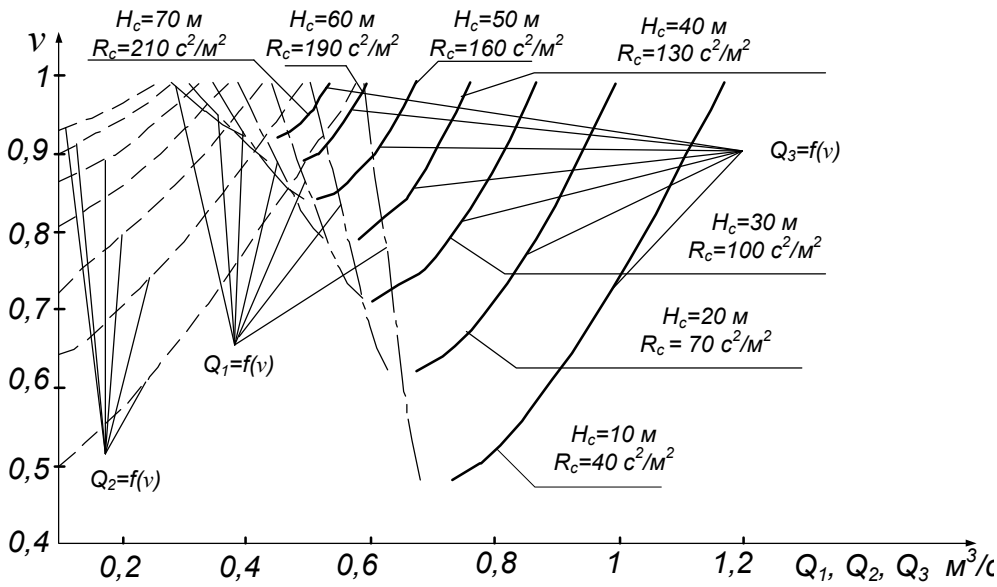
$$Q_1^2\left(C_2 - R_c\left(1+\alpha\right)^2\right)+Q_1B_2 + A_2 - H_c = 0. \qquad (1.42)$$

Рівняння (1.41), (1.42) об'єднаємо в систему і розв’яжемо відносно двох змінних Q_1 і α:

$$\left.\begin{aligned} &Q_1^2C_2(1-\alpha^2)+Q_1B_2(1-\nu\alpha)+A_2(1-\nu^2)=0;\\ &Q_1^2(C_2 - R_c(1+\alpha)^2 + Q_1B_2 + A_2 - H_c = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (1.43)$$

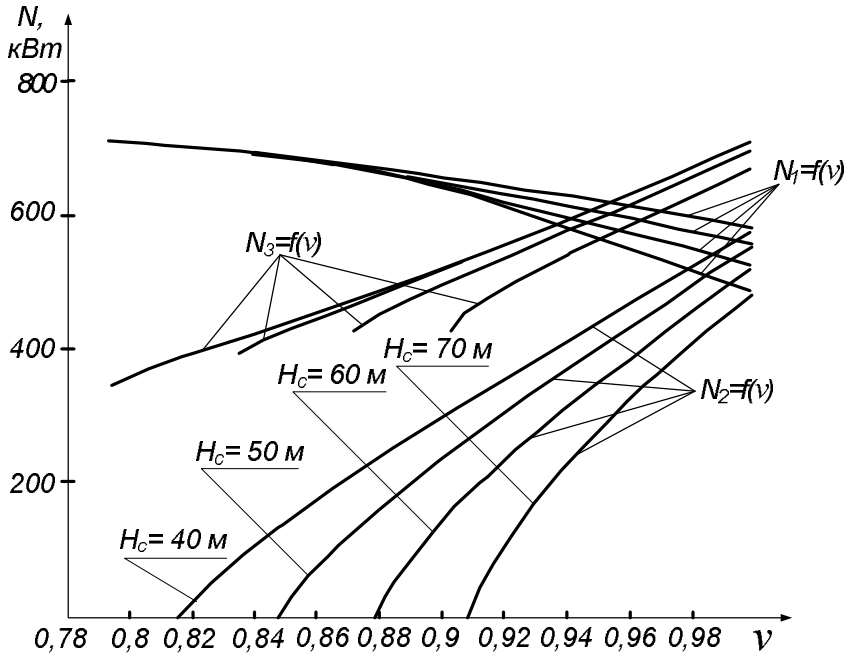
Зважаючи на досить високий порядок отриманої системи рівнянь, для розв’язку її скористаємося засобами математичного пакета Maple.

На рис. 1.21 наведено сімейство кривих $Q_1 = f(\nu)$, $Q_2 = f(\nu)$, $Q_3 = f(\nu)$ залежності продуктивності НУ з двома однаковими паралельно працюючими насосами типу Д1250-12, напірні характеристики яких мають максимум, від зміни частоти обертання робочого колеса другого насоса при різних параметрах гідромережі.



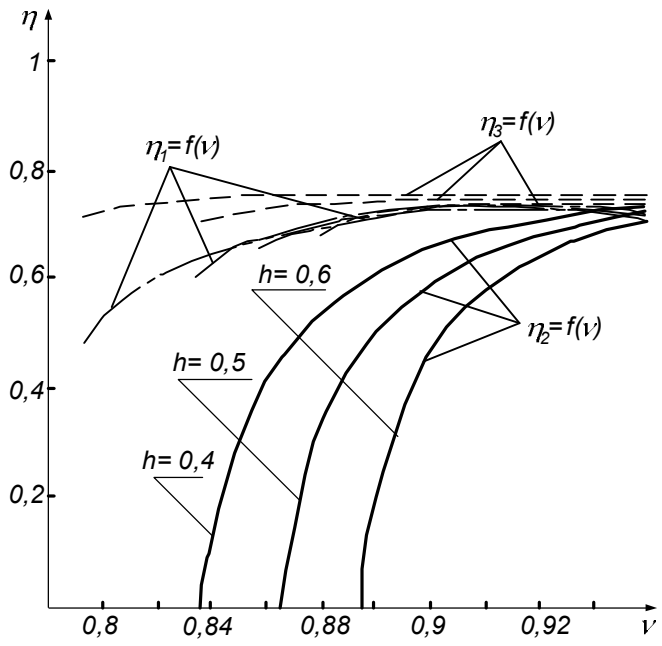
$Q_1 = f(\nu)$ – продуктивність нерегульованого НА; $Q_2 = f(\nu)$ – продуктивність регульованого НА; $Q_3 = f(\nu)$ – сумарна продуктивність НУ

Рисунок 1.21 – Криві залежності продуктивності насосних агрегатів з напірними характеристиками, які мають максимум, від зміни швидкості обертання одного з насосів при різних параметрах гідромережі



$N_1 = f(\nu)$ – потужність нерегульованого НА; $N_2 = f(\nu)$ – потужність регульованого НА; $N_3 = f(\nu)$ – сумарна споживана потужність НУ

Рисунок 1.22 – Залежність потужності, споживаної паралельно працюючими НА, від зміни швидкості обертання регульованого насоса



$\eta_1 = f(\nu)$ – ККД нерегульованого НА; $\eta_2 = f(\nu)$ – ККД регульованого НА;

$\eta_3 = f(\nu)$ – сумарний ККД насосної установки

Рисунок 1.23 – Залежність ККД паралельно працюючих насосів від частоти обертання регульованого аґреґата

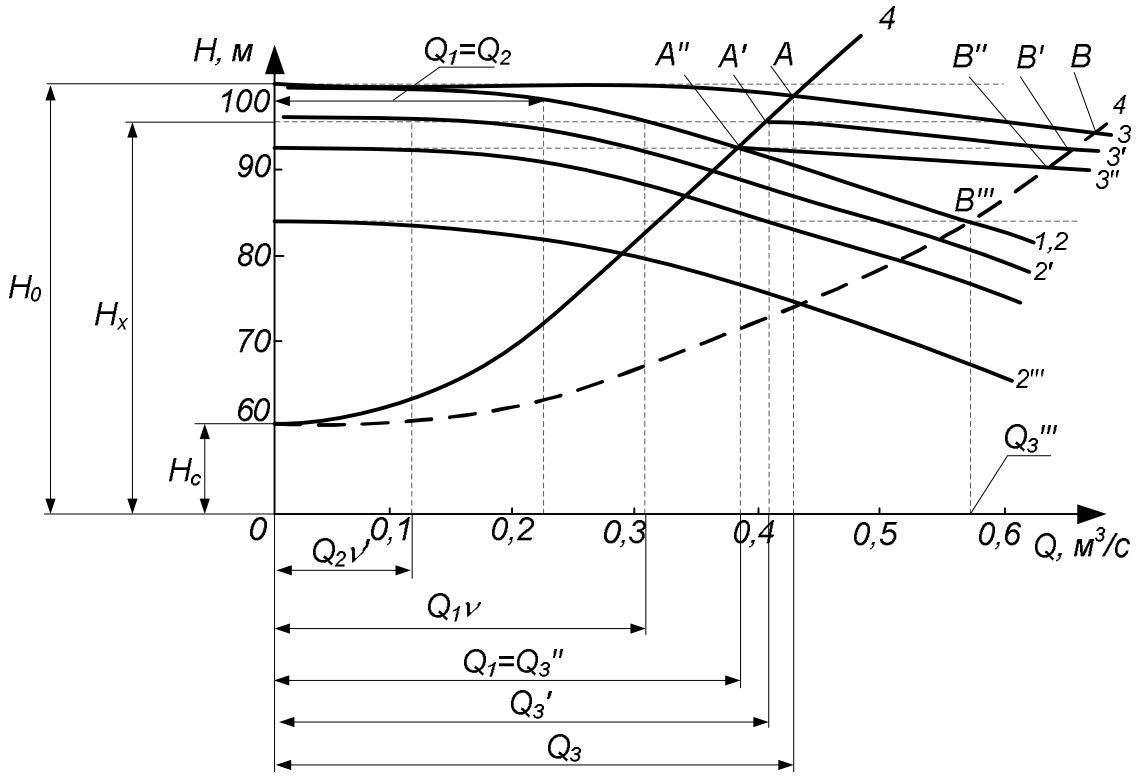
Підставивши отримані залежності для $Q_1, Q_2, Q_3 = f(\nu, h, \rho)$ до виразів (1.15), (1.18), (1.19), одержимо залежності споживаної потужності, ККД насосів і насосної установки від зміни частоти обертання робочого колеса регульованого аґреґата (рис. 1.22, 1.23).

Аналіз отриманих кривих показав, що при зниженні частоти обертання регульованого аґреґата потужність, споживана ним, зменшується, тоді як потужність нерегульованого насоса помітно росте, при цьому сумарний ККД насосної установки досить високий і складає близько 75%.

1.12 Розрахунок діапазону регулювання швидкості регульованого насоса при паралельній роботі турбомеханізмів

На рис. 1.24 наведено напірно-витратні характеристики НУ (криві 3, 3′, 3″, 3‴) із двома паралельно працюючими однаковими насосними аґреґатами типу Д2000-100. При незмінній швидкості обертання сумарна продуктивність

НУ (точка А кривої 3) дорівнює $Q_{\Sigma} = Q_3 = Q_1 + Q_2$. При зміні швидкості обертання регульованого насоса до значення ν′=0,98 (крива 2′) сумарна продуктивність НУ буде дорівнювати $Q_3^{'}$ (точка А′ кривої 3′). При цьому продуктивності НА відповідно рівні $Q_1 = Q_{1\nu}$; $Q_2 = Q_{2\nu}^{'}$.



1,2 – напірні характеристики двох НА типу Д2000-100; 2′, 2″, 2‴ – напірні характеристики регульованого за швидкістю НА при відносній швидкості обертання ν′ = 0,98, ν″ = 0,96 і ν‴= 0,91 відповідно; 3, 3′, 3″, 3‴ – сумарні напірні характеристики насосної установки; 4, 4′ – характеристики мережі з параметрами h = 0,6, ρ = 4,33 й h = 0,6, ρ = 1,44 відповідно

Рисунок 1.24 – Паралельна робота насосів з положистими характеристиками

Якщо швидкість двигуна поступово зменшувати, то продуктивність другого насоса Q_2 знижується до нуля. Цьому режиму відповідає значення ν″= 0,96 і точка А″ кривої 3″. Сумарна продуктивність НУ при цьому буде $Q_1 = Q_3^{''}$. Ця точка визначає відносну критичну швидкість обертання. Для неї справедливо:

$$H_0 - R_в Q_1^2 = H_c + R_c Q_1^2. \qquad (1.44)$$

Звідки:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_в + R_c}}. \qquad (1.45)$$

Тиск, що розвивається насосом з регульованою швидкістю обертання

$$H_x = \nu_к^2 H_0. \qquad (1.46)$$

У точці А″ дотримується рівняння напорів, створюваних регульованим і нерегульованим насосами. Для цього режиму справедливо:

$$H_0 \nu_к^2 = H_0 - R_в \frac{H_0 - H_c}{R_в + R_c}. \qquad (1.47)$$

З останнього рівняння, виконавши перетворення, визначимо відносну критичну швидкість обертання регульованого арґеґата:

$$\nu_к = \sqrt{\frac{\rho + h}{1 + \rho}}. \qquad (1.48)$$

Отримана залежність дозволяє зробити висновок, що зі збільшенням відносного значення протитиску h і відносного значення опору мережі ρ діапазон регулювання швидкості зменшується. Так, при параметрах мережі $h = 0{,}6$, $\rho = 1{,}44$ (крива 4′ рис. 1.30) значення відносної критичної швидкості дорівнює $\nu_к = 0{,}91$, діапазон регулювання – 9 %; при тому самому значенні протитиску $h = 0{,}6$, але опорі мережі в 3 рази більшому $\rho = 4{,}33$ (крива 4 рис. 1.30) значення відносної критичної швидкості складає $\nu_к = 0{,}96$, а діапазон регулювання дорівнює 4 %. Результати досліджень показують, що межі регулювання швидкості обертання турбомеханізмів при їхній спільній роботі відмінні від значень, характерних для поодиноко працюючих агрегатів, де $\nu_к = \sqrt{h}$ і не залежить від $R_в$ і R_c.

У випадку, коли НУ містить декілька n паралельно ввімкнених нерегульованих агрегатів і один регульований, вираз для визначення відносної критичної швидкості обертання двигуна регульованого насоса має вигляд:

$$v_к = \sqrt{\frac{\rho n^2 + h}{1 + \rho n^2}}. \qquad (1.49)$$

Як випливає з (1.49), за наявності на НС одного регульованого і декількох n паралельно працюючих нерегульованих НА з рівними значеннями напору H_0 і внутрішнього опору $R_в$ діапазон регулювання частоти обертання регульованого аґреґата помітно звужується. Так, для насосів типу Д2000-100 при $n = 1$, $\rho = 4{,}33$, $h = 0{,}6$ величина відносної критичної швидкості регульованого аґреґата $v_к$=0,96; при $n = 2$ і тих самих параметрах мережі – $v_к = 0{,}989$, при $n = 3$ – $v_к = 0{,}995$.

У табл. 1.2 наведено значення v_k при різних величинах відносного протитиску і гідравлічного опору при рівнобіжній роботі одного регульованого і декількох нерегульованих насосів з однаковими паспортними характеристиками.

Таблиця 1.2 – Залежність діапазону регулювання швидкості від числа нерегульованих агрегатів і параметрів гідромережі

Число нерегульованих насосів, n	Відносна критична швидкість, $v_к$	Діапазон регулювання D, %	Відносна критична швидкість, $v_к$	Діапазон регулювання D, %
h = 0,6; ρ = 1,438			h = 0,6; ρ =4,33	
1	0,914	8,6	0,962	3,8
2	0,969	3,1	0,989	1,1
3	0,985	1,5	0,995	0,5
4	0,991	0,9	0,997	0,3
5	0,994	0,6	0,998	0,2
6	0,996	0,4	0,999	0,1
h = 0,7; ρ = 1,438			h = 0,7; ρ = 4,33	
1	0,936	6,3	0,971	2,8
2	0,977	2,2	0,992	0,8
3	0,989	1,08	0,996	0,4
4	0,994	0,6	0,998	0,2
5	0,996	0,4	0,9986	0,14
6	0,997	0,3	0,999	0,1

Продовження таблиці 1.2

h = 0,8; ρ = 1,438			h = 0,8; ρ = 4,33	
1	0,958	4,2	0,981	1,9
2	0,985	1,5	0,995	0,5
3	0,993	0,7	0,997	0,3
4	0,996	0,4	0,998	0,2
5	0,997	0,3	0,999	0,1
6	0,998	0,2	0,9994	0,06

З таблиці видно, що реальний діапазон регулювання доходить до десятих часток відсотків при числі насосів $n > 3 \div 4$. Це значить, що в діапазоні від $v = 1{,}0$ до $v = v_к$ повинно використовуватися регулювання швидкості, а інтервал швидкостей від $v = 0$ до $v = v_к$ – є діапазоном пускових швидкостей двигуна. Настільки малий діапазон, з одного боку визначає специфічні й жорсткі вимоги до системи регулювання, і ставить відкрите питання про те, яка система електропривода відповідає поставленим вимогам.

Аналогічні міркування дозволили одержати вираз для визначення відносної критичної швидкості обертання двигуна регульованого аґреґата:

– для двох різних паралельно працюючих насосів з положистими характеристиками

$$\nu_к = \sqrt{\frac{\rho + h_1}{h_2(1+\rho)}}, \tag{1.50}$$

де $h_1 = \dfrac{H_c}{H_{01}}$, $h_2 = \dfrac{H_{02}}{H_{01}}$, $\rho = \dfrac{R_c}{R_{в1}}$.

– для двох однакових паралельно працюючих НА з характеристиками, що мають максимум

$$\nu_к = \sqrt{1 + \frac{1}{2A_2(C_2 - R_c)}\left[\begin{array}{l} \dfrac{C_2 B_2^2}{(C_2 - R_c)} - 2C_2(A_2 - H_c) \\ - B_2^2 + \dfrac{B_2 R_c}{(C_2 - R_c)}\sqrt{B_2^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 - H_c)} \end{array}\right]}; \tag{1.51}$$

– при роботі n однакових паралельно з'єднаних нерегульованих насосів і одного регульованого аґреґата, причому характеристики насосів мають максимум

$$\nu_к = \sqrt{1 + \frac{1}{2A_2\left(n^2R_c - C_2\right)} \times \left(\begin{array}{l} \dfrac{C_2B_2^2}{n^2R_c - C_2} - 2C_2\left(H_c - A_2\right) + B_2^2 + \\ \dfrac{n^2B_2R_c}{n^2R_c - C_2}\sqrt{B_2^2 - 4\left(n^2R_c - C_2\right)\left(H_c - A_2\right)} \end{array} \right)}. \qquad (1.52)$$

Виконаний аналіз показав, що при груповому електроприводі насосів з паралельною схемою з'єднання діапазон регулювання швидкості регульованого аґреґата менше, ніж діапазон регулювання аґреґата, що працює на такий самий протитиск, але без паралельно працюючих турбомеханізмів. Дослідження показали, що регулювання швидкості обертання повинно здійснюватися вниз від номінальної не більше ніж на 10–12 %. При збільшенні числа працюючих агрегатів діапазон регулювання швидкості істотно скорочується.

1.13 Характеристики послідовно працюючих насосів при зміні швидкості обертання одного з турбомеханізмів

На рис. 1.25 наведено еквівалентну схему послідовно працюючих НА. За умови регулювання за швидкістю лише одного з насосів, складемо систему рівнянь:

$$\left. \begin{array}{l} H_{01} + H_{02}\nu^2 - H_c = R_{в1}Q^2 + R_{в2}Q^2 + R_cQ^2; \\ H_1 = H_{01} - R_{в1}Q^2; \\ H_2 = H_{02}\nu^2 - R_{в2}Q^2; \\ H_3 = H_1 + H_2. \end{array} \right\} \qquad (1.53)$$

Для випадку, коли НУ містить два однакові послідовно працюючі насосні агрегати з положистими напірними характеристиками, один із яких регульований, причому $H_{01} = H_{02} = H_0$, $R_{в1} = R_{в2} = R_в$, система (1.53) набуває вигляду:

$$\left.\begin{aligned}
&H_0 + H_0\nu^2 - H_c = R_в Q^2 + R_в Q^2 + R_c Q^2;\\
&H_1 = H_0 - R_в Q^2;\\
&H_2 = H_0\nu^2 - R_в Q^2;\\
&H_3 = H_1 + H_2.
\end{aligned}\right\} \qquad (1.54)$$

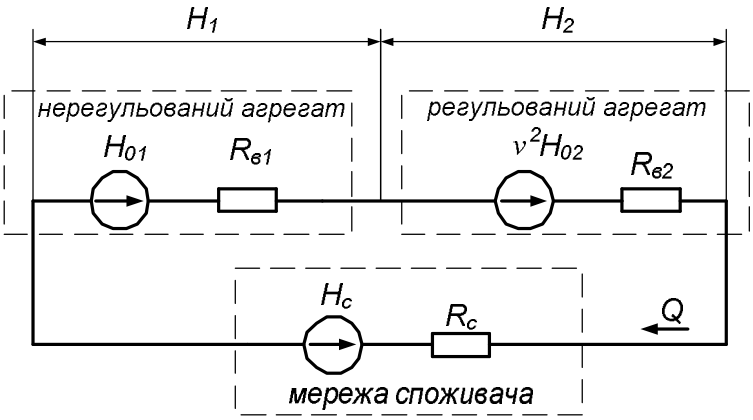


Рисунок 1.25 – Еквівалентна розрахункова схема насосної установки з послідовно працюючими на гідромережу насосними аґреґатами

З першого рівняння системи (1.60) знайдемо:

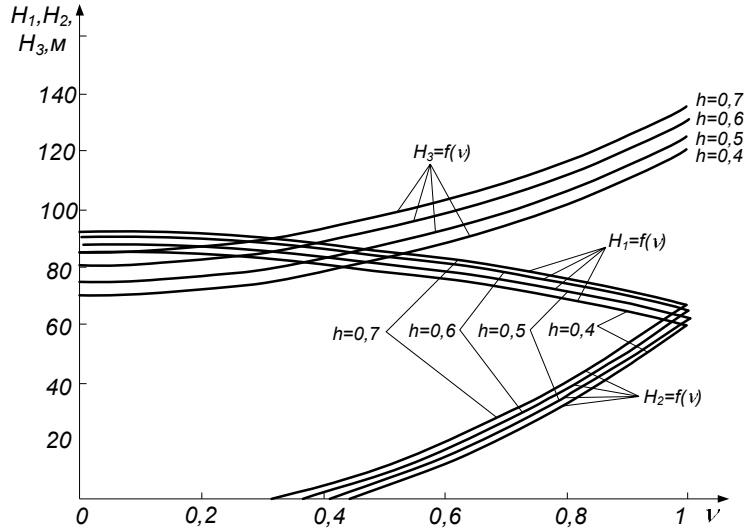
$$Q = \sqrt{\frac{H_0 + H_0\nu^2 - H_c}{2R_в + R_c}}. \qquad (1.55)$$

Підставивши вираз (1.55) до інших рівнянь системи (1.54), і виконавши перетворення, одержимо:

$$\begin{aligned}
H_1 &= \frac{H_0\left(1 - \nu^2 + \rho + h\right)}{(2+\rho)};\\
H_2 &= \frac{H_0\left(\nu^2 + \rho\nu^2 - 1 + h\right)}{(2+\rho)};\\
H_3 &= \frac{H_0\left(2h + \rho + \rho\nu^2\right)}{(2+\rho)}.
\end{aligned} \qquad (1.56)$$

На рис. 1.25, 1.27 наведено криві залежності напорів, створюваних роботою двох однакових послідовно працюючих насосів типу Д2000-100 з положистими характеристиками, і продуктивності насосної установки від зміни частоти обертання робочого колеса одного з них при різних параметрах гідромережі.

Підставивши отримані залежності (1.55), (1.56) до виразів (1.15), (1.18), (1.19), одержимо залежності споживаної потужності та ККД послідовно з'єднаних насосів від зміни частоти обертання робочого колеса регульованого аґреґата (рис. 1.28, 1.29).



$H_1 = f(\nu)$ – напір нерегульованого НА; $H_2 = f(\nu)$ – напір регульованого НА; $H_3 = f(\nu)$ – сумарний напір, створюваний насосною установкою

Рисунок 1.26 – Залежність напорів послідовно працюючих НА від зміни швидкості обертання регульованого насоса

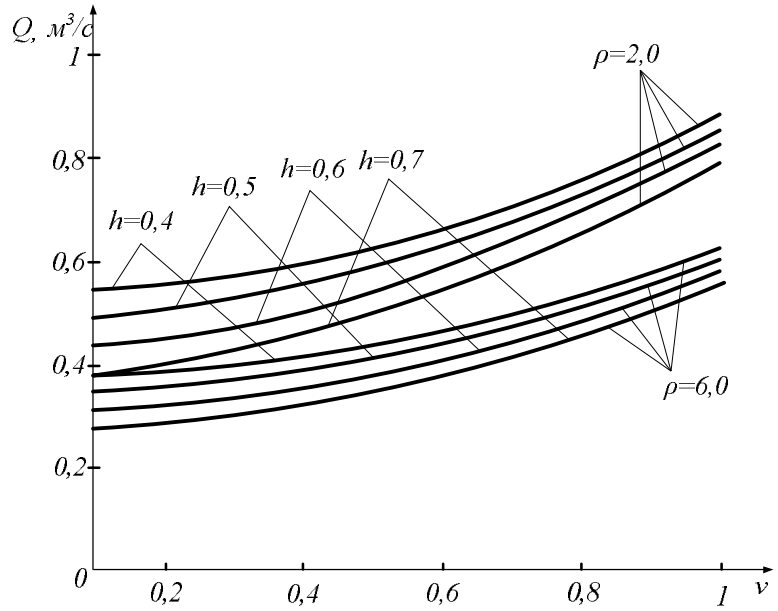
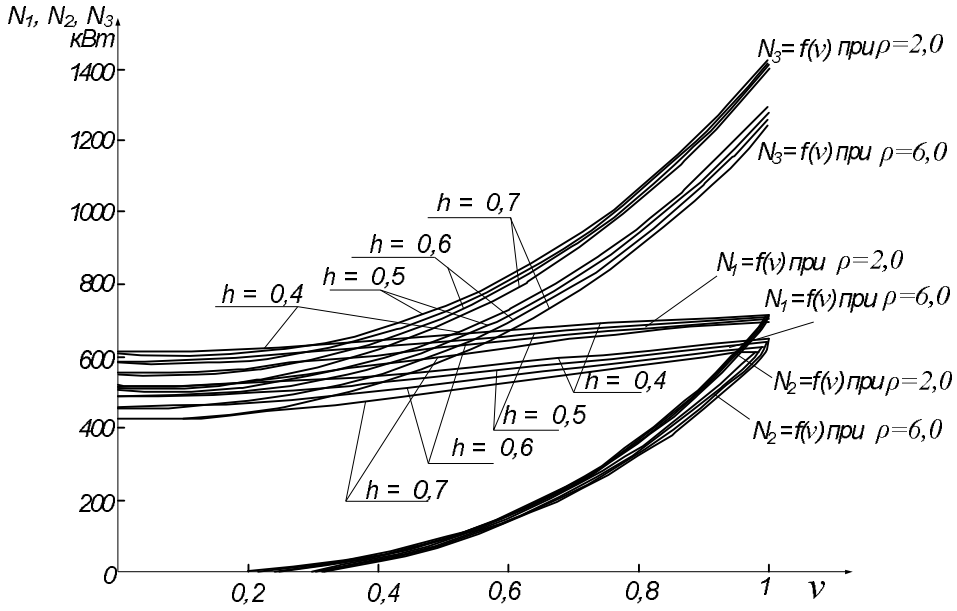
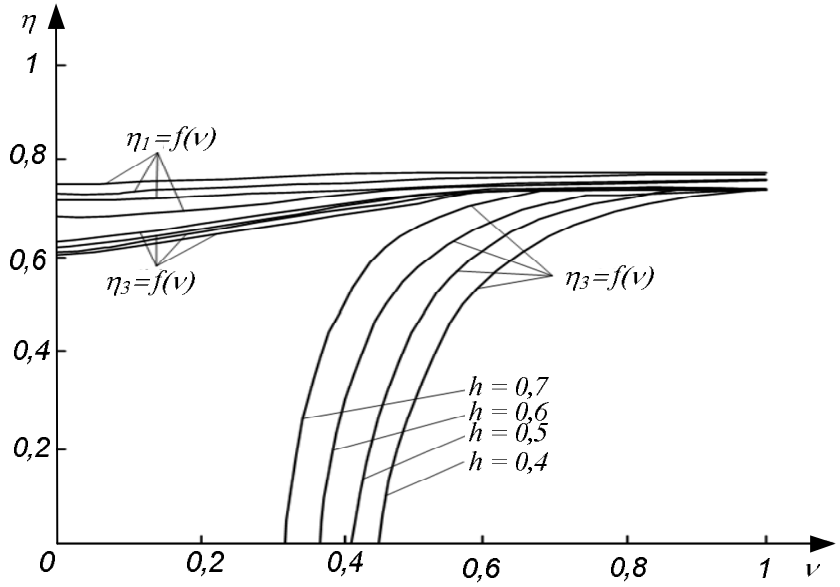


Рисунок 1.27 – Залежність продуктивності НУ з послідовно працюючими насосами від зміни швидкості обертання регульованого аґреґата



$N_1 = f(\nu)$ – потужність нерегульованого НА; $N_2 = f(\nu)$ – потужність регульованого НА; $N_3 = f(\nu)$ – сумарна споживана потужність НУ

Рисунок 1.28 – Залежність потужності, споживаної НУ з послідовно працюючими НА, від зміни швидкості обертання регульованого насоса



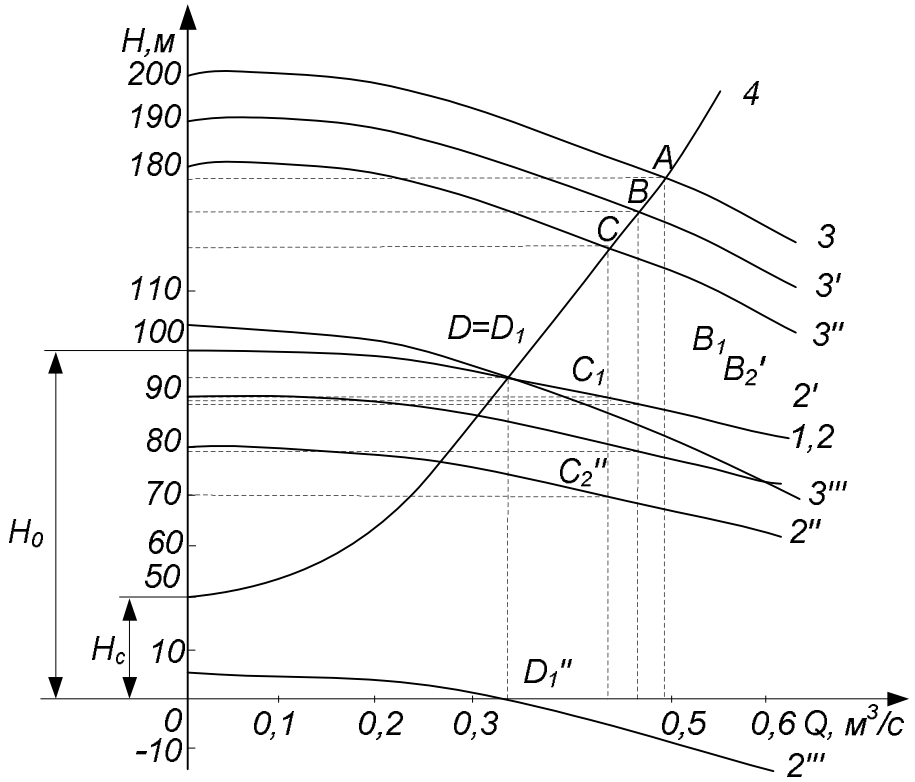
$\eta_1 = f(\nu)$ – ККД нерегульованого НА; $\eta_2 = f(\nu)$ – ККД регульованого НА; $\eta_3 = f(\nu)$ – сумарний ККД насосної установки

Рисунок 1.29 – Залежність ККД насосної установки з послідовно працюючими аґреґатами від зміни швидкості обертання регульованого насоса

Аналіз отриманих енергетичних характеристик (рис. 1.35, 1.36) показав, що зі збільшенням протитиску й опору гідромережі потужність, споживана НУ, зменшується, при цьому сумарний ККД насосної установки, порівняно з паралельною схемою з'єднання НА, зменшується незначно і лежить у межах 75–62%.

1.14 Розрахунок діапазону регулювання швидкості регульованого насоса при послідовній роботі турбомеханізмів

На рис. 1.30 наведено напірно-витратні характеристики НУ (криві 3, 3′, 3″, 3‴) з двома послідовно працюючими однаковими насосними аґреґатами типу Д2000-100.



1, 2 – напірна характеристика двох однакових послідовно працюючих насосів типу Д2000-100; 2′, 2″, 2‴ – напірні характеристики регульованого за швидкістю насосного аґреґата; 3, 3′, 3″, 3‴ – сумарні напірні характеристики насосної установки; 4 – характеристика мережі трубопроводу;

Рисунок 1.30 – Робота НУ з двома послідовно з'єднаними НА з положистими характеристиками на мережу з протитиском H_c

При зниженні швидкості регульованого аґреґата (характеристики 2′, 2″) настає момент, коли напір, створюваний насосом, знижується до нуля (точка D_2'' характеристики 2‴). Сумарний напір НУ буде визначатися напором на виході нерегульованого насоса. Точка D_2'' визначає відносну критичну швидкість обертання двигуна регульованого аґреґата. Для такої НУ справедлива система рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} H_3 &= H_c + R_c Q^2; \\ H_1 &= H_0 - R_в Q^2; \\ H_2 &= H_0 \nu^2 - R_в Q^2; \\ H_3 &= H_1 + H_2. \end{aligned}\right\} \qquad (1.57)$$

де H_1, H_2, H_3 – напори, створювані роботою нерегульованого та регульованого насосних агрегатів і сумарне значення напору НУ, відповідно.

У точці D_2'' $H_2 = 0$, $H_3 = H_1$. Порівнявши праві частини першого і другого рівнянь системи (1.57) і виконавши перетворення, одержимо:

$$Q = \sqrt{\frac{H_0 - H_c}{R_в + R_c}}. \qquad (1.58)$$

Підставивши (1.58) до третього рівняння системи (1.57) при режимі, коли $H_2 = 0$, одержимо вираз для визначення відносної критичної швидкості регульованого насоса при послідовній схемі з’єднання НА:

$$\nu_к = \sqrt{\frac{1-h}{1+\rho}}. \qquad (1.59)$$

На рис. 1.31 наведено залежність відносної критичної швидкості обертання насоса від зміни параметрів гідравлічної мережі, на яку працює насосна установка. Аналіз отриманих кривих показав, що при послідовній роботі НА значення відносної критичної швидкості при збільшенні протитиску і гідравлічного опору мережі, на відміну від рівнобіжної схеми з'єднання НА, помітно зменшується, що призводить до збільшення необхідного діапазону регулювання швидкості насоса. Так отримано, що при $h = 0{,}4$, $\rho = 3{,}0$,

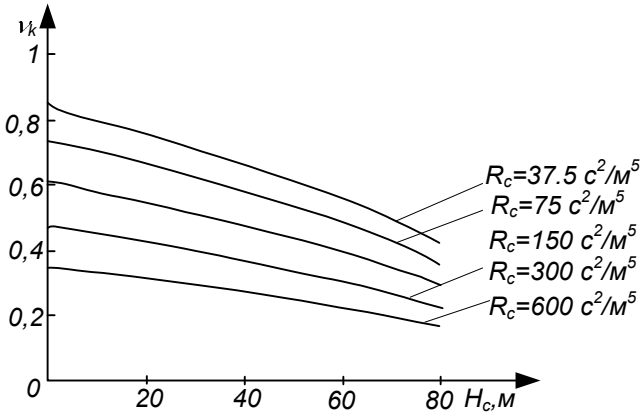


Рисунок 1.31 – Залежність відносної критичної швидкості регульованого насосу від параметрів гідромережі

$\nu_к = 0{,}39$, $D = 61\%$; при $h = 0{,}4$, $\rho = 5{,}9$, $\nu_к = 0{,}29$, $D = 71\%$; при $h = 0{,}6$, $\rho = 3{,}0$, $\nu_к = 0{,}32$, $D = 68\%$; при $h = 0{,}6$, $\rho = 5{,}9$, $\nu_к = 0{,}24$, $D = 76\%$.

У випадку, коли НУ містить кілька n однакових послідовно з'єднаних нерегульованих насосів і один регульований аґреґат, сумарна характеристика H–Q нерегульованих насосів має вигляд:

$$H_x = n\left(H_0 - R_в Q_x{}^2\right). \tag{1.60}$$

При зміні швидкості регульованого аґреґата до значення, коли його напір знизиться до нуля, у точці перетину сумарної характеристики НУ і мережі буде справедливе рівняння: $n\left(H_0 - R_в Q_x^2\right) = H_c + R_c Q_x^2$.

Звідки продуктивність насосної установки дорівнює:

$$Q_x = \sqrt{\frac{nH_0 - H_c}{R_c + nR_в}}. \tag{1.61}$$

$H - Q$ характеристика регульованого за швидкістю насоса має вигляд:

$$H' = H_0 \nu^2 - R_в Q_x{}^2.$$

Підставивши до останнього рівняння вираз (1.61) і припускаючи $H' = 0$, одержимо аналітичний вираз для визначення відносної критичної швидкості обертання двигуна регульованого НА:

$$\nu_к = \sqrt{\frac{n - h}{n + \rho}}. \tag{1.62}$$

З рівняння (1.62) випливає, що при послідовній роботі декількох нерегульованих агрегатів діапазон регулювання частоти обертання регульованого насоса зменшується. Так, при $n = 1$, при h = 0,6, ρ = 3,0 величина відносної критичної швидкості регульованого аґреґата $\nu_к$ = 0,32, діапазон регулювання

складає D = 68 % униз від номінальної швидкості обертання; при $n = 2$ і тих самих параметрах мережі – $\nu_к$ = 0,53, D = 47 %; при $n = 3$ – $\nu_к$ = 0,63, D = 37 %.

При послідовній роботі двох різнотипних насосів з положистими характеристиками:

$$\nu_к = \sqrt{\frac{\varepsilon(1-h)}{\xi(1+\rho)}}, \tag{1.63}$$

де $h = H_c / H_{01}$; $\rho = R_c / R_{в1}$; $\varepsilon = H_{01} / H_{02}$; $\xi = R_{в1} / R_{в2}$.

Так, при $h = 0{,}4$, $\rho = 3{,}0$, $\nu_к = 0{,}39$; при $h = 0{,}4$, $\rho = 5{,}9$, $\nu_к = 0{,}29$; при $h = 0{,}6$, $\rho = 3{,}0$, $\nu_к = 0{,}32$; при $h = 0{,}6$, $\rho = 5{,}9$, $\nu_к = 0{,}24$.

При послідовній роботі двох насосів з характеристиками, що мають максимум:

$$\nu_к = \frac{-B_2 Q + \sqrt{(B_2 Q)^2 - 4 A_2 C_2 Q^2}}{2 A_2}, \tag{1.64}$$

де $Q = \dfrac{-B_2 - \sqrt{B_2{}^2 - 4(C_2 - R_c)(A_2 - H_c)}}{2(C_2 - R_c)}$.

При роботі n послідовно з'єднаних нерегульованих НА й одного регульованого продуктивність обчислюють наступним чином:

$$Q = \frac{nB_2 + \sqrt{(nB_2)^2 - 4(R_c - nC_2)(H_c - nA_2)}}{2(R_c - nC_2)}.$$

Аналіз спільної роботи послідовно з'єднаних НА показав, що за умови, коли $\nu < \nu_к$, напір, створюваний регульованим насосом, стає меншим нуля (характеристика 2′′′ рис. 1.30). Отже, гідравлічна потужність насоса також від’ємна. Це значить, що насос переходить у турбінний режим роботи. При цьому розширюється діапазон регулювання продуктивності насосної установки. Аналогічний режим регульованого насоса може спостерігатися і при паралельному ввімкненні НА. Аналіз роботи насоса турбіною, а приводу – в режимі рекуперації енергії раніше не розглядався і викликає інтерес.

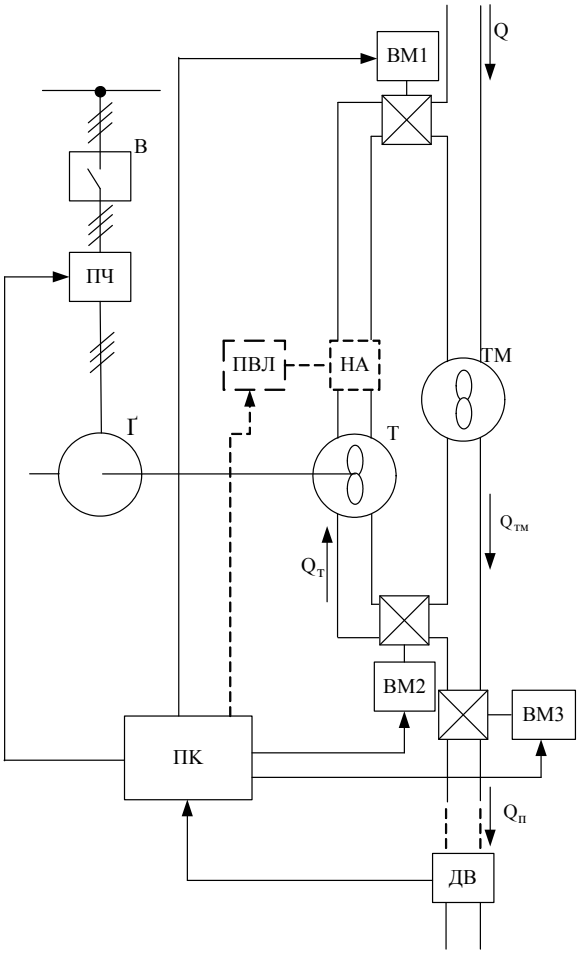
1.15 Альтернативні способи регулювання параметрів НУ

Змінний характер водоспоживання викликає необхідність постійного регулювання вихідних параметрів НА. Відомо, що регулювання продуктивності НУ може здійснюватися зміною числа працюючих одночасно аґреґатів, впливом на турбомеханізм шляхом повороту лопатей робочого колеса, впливом на комунікаційну мережу дроселюванням потоку засувкою, зміною швидкості обертання робочого колеса одного з насосів, перепуском частини подаваної рідини з напірного трубопроводу до всмоктувального (байпасування потоку). Для прийняття рішення про вибір того або іншого методу регулювання, обґрунтування доцільності реалізації технічного рішення необхідно попередньо оцінити діапазони регулювання технологічних параметрів, енергетичні й вартісні показники розглянутих систем регулювання.

Заслуговують на увагу альтернативні варіанти регулювання параметрів на базі активних регулювальних пристроїв з використанням гідротурбіни, електромеханічного перетворювача та системи регулювання її потужності, що дозволяє здійснити регулювання продуктивності НА у необхідних межах з одночасною рекуперацією електроенергії до промислової енергомережі.

Можливі різні схемні варіанти вмикання системи активного регулювання параметрів (САРП) у загальну технологічну схему НУ: послідовно або паралельно з насосним аґреґатом (рис. 1.32), паралельно засувці на виході турбомеханізму, у байпасний трубопровід насоса. Заслуговує на увагу використання у якості активного регулювального пристрою оборотних гідромашин, що працюють як у насосному, так і в турбінному режимах. Це дозволяє змінювати вихідні параметри НС у широких межах.

Вибір гідравлічної турбіни більшою мірою визначає ефективність САРП. Залежно від особливостей перетворення енергії гідропотоку на механічну енергію на валу виділяють реактивні гідротурбіни (напірноструменеві) та активні (вільноструменеві), які, у свою чергу, підрозділяють на різні типи залежно від напрямку потоку в робочому колесі й способу регулювання витрати [11, 14]. Аналіз енергетичних показників гідроаґреґатів, наведено у роботах [14–17],



ПК – пристрій керування;
ПВЛ – пристрій встановлення лопатей;
НА – напрямний апарат;
ПЧ – перетворювач частоти; В – вимикач;
ТМ – турбомеханізм; ДВ – датчик витрати; ВМ 1-ВМ3 – виконавчі механізми засувок; Г – ґенератор;
Т – турбіна

Рисунок 1.32 – Блок-схема засобу активного реґулювання продуктивності турбомеханізму

показав, що ККД гідротурбін знаходяться у межах 0,9–0,95, ККД генераторів – 0,95–0,98.

Для підтримання не обхідних значень технологічних параметрів у гідромережі зміна продуктивності на виході НУ здійснюється шляхом регулювання витрати й потужності турбіни при якомога більшому діапазоні підтримання максимального ККД. Згідно з [14, 16], продуктивність турбіни можна змінювати такими способами:

– зміною ступеня відкриття напрямного апарата;

– зміною кута повороту лопатей робочого колеса турбіни при незмінному положенні напрямних лопаток;

– зміною висоти напрямного апарата;

– зміною двох різних параметрів (подвійне реґулювання).

Технологічні параметри на виході гідротурбіни можна змінювати шляхом регулювання частоти обертання вала генератора та, відповідно, робочого колеса турбіни. У низьконапірних турбінах зі зростанням швидкості обертання витрата зростає; у

високонапірних спостерігається зворотна картина – зі збільшенням частоти обертання колеса турбіни витрата зменшується.

Однак усе це правдиве для турбін із одиночним регулюванням (радіально-осьові, пропелерні). У поворотно-лопатевих турбінах при найбільших значеннях ККД і незмінному відкритті напрямного апарата зі збільшенням швидкості обертання вала турбіни витрата завжди зменшується. Тому одним зі способів регулювання параметрів турбіни є використання перетворювача частоти, що здійснює зміну потужності турбіни при коливаннях навантаження зміною частоти обертання вала турбіни. При цьому як такі перетворювачі можуть бути використані чотириквадрантні ПЧ, що забезпечують реверс потужності на вході й виході електричної машини САРП.

1.16 Перехідні процеси в насосних комплексах

Процеси, що відбуваються в насосних комплексах, умовно поділяють на стаціонарні й нестаціонарні [20].

Практика експлуатації НК показує, що перехідні процеси можуть бути зумовлені різними причинами їх виникнення, умовами протікання, особливостями конкретних технологічних схем [20–30]. За частотою повторення і місцем, яке вони посідають у робочому процесі насосної станції, їх можна поділити на основні (нормальні експлуатаційні) й особливі (аварійні).

До основних перехідних процесів належать: пуск і зупинка НА, зміна подачі насоса шляхом дроселювання, пуск і зупинка сусідніх аґреґатів, що працюють на загальний водовід.

До особливих: кавітаційний зрив у роботі насоса, помпажні режими, раптове відключення електромашини від енергосистеми без відділення насоса від напірного водоводу, пуск на спорожнений трубопровід та ін. Зазначені режими не є обов'язковими, однак зустрічаються при роботі НС через несправності, що виникають в енергосистемі, зниження енергетичних показників насосів унаслідок зносу, помилок, допущених при експлуатації НС, та ін.

У більшості випадків напірні системи водоподачі містять: джерело живлення (насосну станцію або в окремих випадках резервуар, розташований у підвищеному місці); напірні трубопроводи чи мережу напірних трубопроводів; водоспоживачі (водовипускні споруди, дощувальні машини й інші водорозбірні пристрої), а також арматуру різного призначення (запірну, реґулювальну, запобіжну). Отже, причинами, що викликають перехідні процеси, можуть бути зміни режимів роботи джерел живлення і водоспоживачів, відключення і вмикання окремих трубопроводів чи їх ділянок.

Перехідні процеси є небезпечними для устаткування і призводять до підвищених пульсацій тиску в насосах і трубопроводах, динамічних навантаженнь на елементи проточної частини аґреґату, вібрацій вузлів устаткування і будівельної частини споруд, значення яких перевищують середні значення в робочих режимах і є визначальними під час розрахунку на міцність елементів насосів і трубопровідної системи.

Особливістю розглянутих станцій є відносно високі напори і значна довжина напірних комунікацій, тому швидка зміна подачі насоса може супроводжуватись гідравлічним ударом.

Пуск насосного аґреґату

Характерною рисою відцентрових насосів є збільшення гідродинамічного моменту на валу одночасно зі зростанням подачі, тому для полегшення умов роботи двигуна пуск насосів здійснюють, як правило, у режимі нульової подачі (на закриту засувку або дисковий затвор).

Для запуску насосного аґреґата необхідно виконати наступні дії:

– залити насос та всмоктувальний трубопровід перекачуваною рідиною;

– увімкнути приводний двигун та дати йому можливість набрати необхідну частоту обертання;

– поступово відкрити засувку з боку нагнітання до одержання необхідної подачі.

Для зупинки насосного аґреґата треба:

– повільно закрити засувку на напірному трубопроводі, переводячи насос на неробочий хід;

– закрити засувку на вході насоса;

– вимкнути приводний двигун.

Примітка: насос та трубопровід не повинні під час простоювання залишатися заповненими водою, якщо температура у приміщенні може знизитися нижче +1°С, інакше замерзла рідина може їх розірвати.

Під час запуску насосний аґреґат послідовно проходить два характерні етапи:

– набір двигуном номінальної частоти обертання, а в синхронних двигунах, крім того, синхронізація;

– робота насоса при підвищеному напорі до відкриття запірних пристроїв і вихід на розрахунковий режим.

Пуск відцентрового насоса на відкриту засувку і зворотний клапан можливий на станціях, обладнаних зворотними клапанами, при досить великому тиску за зворотним клапаном, при достатній пусковій потужності і потребує спеціального розрахунку на гідравлічний удар у всмоктувальних і напірних трубопроводах, можливість кавітаційного зриву в роботі насоса. Виняток можуть становити невеликі низьконапірні станції систем іригації з короткими водогонами із сифонним водовипуском. При достатньому запасі потужності електродвигуна пуск насосів на таких станціях може здійснюватися на спорожнений від води трубопровід.

Зупинка насосного аґреґата

Здійснюється відключенням насосного аґреґата від мережі після попереднього прикриття засувки чи дискового затвора на напірному водоводі. Подача насоса зменшується до нуля, що, з одного боку, запобігає гідравлічному удару і робить зупинку безпечною для системи водоводів і устаткування станції, а, з іншого – при подачі, наближеній до нульової, значно підвищуються пульсація тиску, вібрації й знос насоса.

У насосних станціях з довгими водоводами їх спорожнювання може затягтися на стільки, що буде становити небезпеку для міцності аґреґата. Обмеження, що накладаються на частоту зворотного обертання аґреґата, пов'язані в основному з двигуном.

Відповідно до характеристики насоса двигуни розраховують на міцність при частотах обертання $(1{,}3-1{,}5)\,n_{ном}$. Однак унаслідок обтікання лопатей насоса зі значними кутами атаки пульсації тиску зростають до такої величини, що разом з коливаннями тиску від гідравлічного удару вони становлять небезпеку для міцності водоводу, а вібрації, що їх супроводжують сприяють прискореному зносу насоса.

Зрив подачі насоса

Виникає при зниженні дійсного кавітаційного запасу порівняно з необхідним при даній подачі. Це відбувається, як правило, під час пуску насоса на водовід з невеликим початковим тиском і виявляється у вигляді гідравлічних ударів, сильних поштовхів, тривалих знижень подачі та підвищених вібрацій.

Аварійне вимкнення енергоживлення насосного аґреґату

Одним з найбільш небезпечних щодо динамічних навантажень в устаткуванні насосної станції є процес раптового відключення електродвигуна від мережі без попереднього закриття напірної засувки чи дискового затвора. Цей процес, що виникає при неполадках в енергосистемі чи при спрацьовуванні одного з видів захистів, одержав назву втрати привода. Залежно від типу арматури, встановлюваної на напірному водоводі, процес розвивається двома напрямами.

У станціях зі зворотними клапанами втрата привода не викликає значних збільшень динамічних навантажень на аґреґат, однак може супроводжуватися значним гідравлічним ударом у напірних водоводах і небезпечна для їх міцності. Після відключення двигуна знижується частота обертання аґреґата, подача і напір, створювані насосом. При значній інерції води в напірному трубопроводі виникає неґативний гідравлічний удар. Після

відображення неґативної хвилі тиску по водоводу проходить позитивна хвиля гідравлічного удару. При зменшенні частоти обертання до значення, при якому насос вже не створює тиску, достатнього для подолання статичного напору в трубопроводі, рух води змінює свій напрямок і закриває зворотний клапан. Виникає позитивний гідравлічний удар, а насос за інерцією продовжує працювати в насосному режимі з нульовою подачею. У всмоктувальному трубопроводі спостерігається зворотна картина.

У станціях з дисковими затворами при втраті привода насос послідовно проходить наступні етапи (рис. 1.33): I – зниження частоти обертання в насосному режимі до моменту зміни напрямку руху води; II – режим протитечії, у якому при номінальному напрямку обертання насоса потік рухається з напірного на всмоктувальний бік насоса, що закінчується зупинкою насоса і реверсом напрямку його обертання; III – турбінний режим, у якому насос із прискоренням розкручується у зворотному напрямку; IV – розгінний режим, у якому обертальний момент дорівнює моменту тертя аґреґата.

При закритті дискового затвора чи спорожнюванні напірного водоводу залежно від швидкості процесу насос може працювати в розгінному режимі зі змінним напором (витратою) чи у зворотному насосному режимі. Зниження частоти обертання в розгінному режимі спостерігається при повільному закритті затвора, а у зворотному насосному режимі – при швидкому закритті затвора, коли насос за інерцією накачує воду з напірного водоводу до всмоктувального.

Характер протікання і тривалість кожного етапу зумовлені геометрією напірних водоводів, характеристикою системи, числом працюючих насосів, що одночасно відключаються, видом повної чотириквадрантної характеристики насосів, інерцією обертових мас, інерцією води в трубопроводі.

Основними параметрами, що характеризують протікання процесу втрати привода, є тиск у напірному трубопроводі при гідравлічному ударі та витрата зворотного струму води, розгінна частота обертання і час її досягнення, пульсації тиску і розвиток кавітаційних явищ у проточному тракті, вібрація

гідромеханічного устаткування і будівельних конструкцій насосної станції, що визначають надійність і довговічність роботи устаткування.

При сталому режимі роботи насоса (ділянка I на рис. 1.33) його параметри дорівнюють: $Q_н$, $n_н$, $H_н$, $M_{дв}=M_н$, при цьому момент опору насоса дорівнює моменту рушання $M_{дв}$ з боку привода. У момент часу t_1 відключається привод. При цьому практично миттєво падає до нуля момент рушання, але гідравлічний момент на робочому колесі зберігається, що приводить до зниження частоти обертання $n_н$ ротора, подачі $Q_н$ і напору $H_н$ (ділянка II на рис. 1.33).

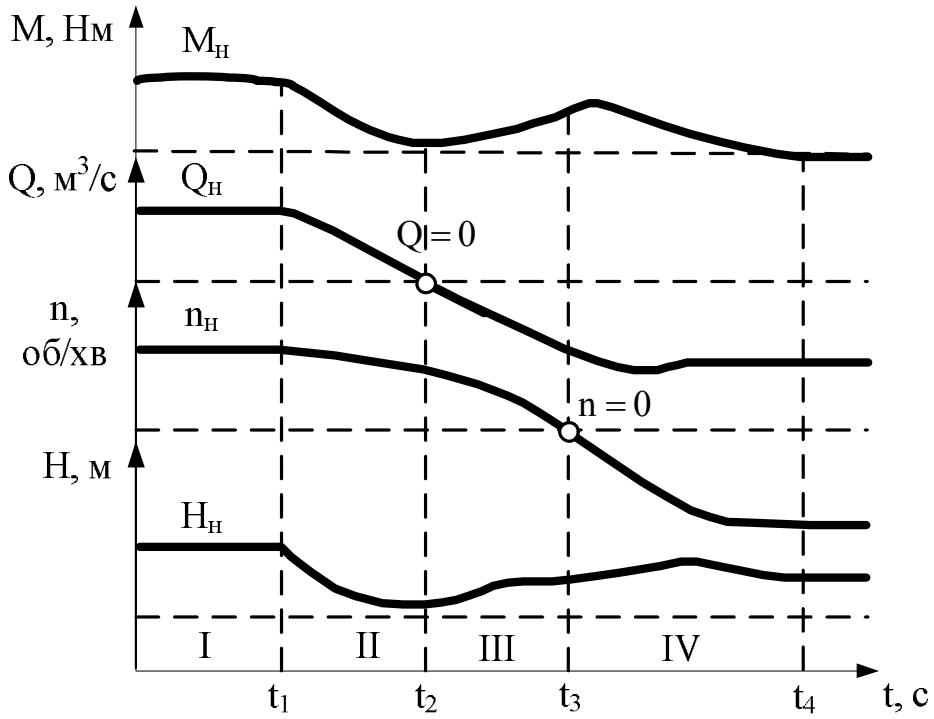


Рисунок 1.33 – Графіки зміни параметрів робочого режиму лопатевого насоса при аварійному вимкненні енергоживлення

У момент t_2, що відповідає нульовій витраті, відбувається зміна напрямку руху рідини на турбінний. Момент на робочому колесі при цьому мінімальний, а розрідження в напірному трубопроводі максимальне. У режимі протитечії (ділянка III на рис. 1.33) робоче колесо гальмується потоком зворотного (турбінного) напрямку, тиск у напірному трубопроводі зростає. У момент t_3 частота обертання ротора знижується до нуля, і після миттєвої зупинки ротор починає розганятися у зворотному (турбінному) напрямку і настає турбінний

режим (ділянка IV на рис. 1.33). На початку цього режиму гідравлічний момент стає максимальним, а потім зменшується. Якщо насосний аґреґат подає рідину до резервуара великої місткості або у верхній б'єф каналу меліоративної системи, то в момент t_4 насос входить у сталий турбінний режим. У випадку спорожнювання напірного трубопроводу, наприклад унаслідок невеликої місткості резервуара, настають такі режими роботи насоса, які наведено у табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Режими роботи насоса при спорожнюванні напірного трубопроводу

Номер режиму	Назва режиму	Знак параметра				
		Q	n	N	M^*	H
1	Насосний прямого обертання	+	+	+	+	+
2	Режим протитечії	-	+	+	+	+
3	Турбінний прямого обертання	-	-	-	+	+
4	Режим гідравлічного гальмування	-	-	+	+	+
5	Насосний зворотного обертання	+	-	+	-	+
6	Гальмівний	+	-	+	-	-
7	Турбінний зворотного обертання	+	+	-	-	-
8	Гальмівний	+	+	+	+	-

де M^* – момент на валу ротора насоса

Увімкнення і зупинка сусідніх аґреґатів

Пуск і зупинка додаткових насосів впливають на працюючі аґреґати. При пуску або зупинці сусіднього аґреґата на закриту засувку або дисковий затвор відбувається повільна зміна подачі насоса у водогони.

Вібрації устаткування і пульсації тиску в проточному тракті не викликають особливого інтересу, тому що всі вони практично дорівнюють відповідним величинам у стаціонарних режимах, однак, як і при пуску, варто

чітко уявляти, у якій точці характеристики виявиться насосний аґреґат після пуску чи зупинки сусідніх аґреґатів.

Пуск аґреґата на закриту засувку або втрата привода сусіднім аґреґатом супроводжуються швидкою зміною подачі і, як правило, гідравлічним ударом, що неґативно позначається на режимі працюючих аґреґатів.

Пуск аґреґату іноді супроводжується спадом напруги в мережі й при значному завантаженні лінії може викликати відключення працюючих аґреґатів.

Регулювання подачі відцентрових насосів може здійснюватися дроселюванням напірного водоводу в споживача; так, наприклад, регулюється подача води на очисні споруди. З погляду роботи напірних водоводів і кавітації в регулюючій арматурі дроселювання бажано проводити безпосередньо в насосі, у результаті чого знижується тиск у водоводі та підвищується за засувкою.

Можливі випадки послідовної роботи насосів, установлених на одній НС, і насосів, що знаходяться на різних НС. У першому варіанті насоси встановлюють послідовно для того, щоб створити на виході значний напір; у другому – характеристики насосів і їх моменти інерції різні й при аварійному відключенні їх частоти обертання і напори будуть змінюватися по-різному в часі. Однаково буде змінюватися тільки їх подача. У протилежному випадку різниця у витратах призвела б до утворення розриву суцільності потоку між насосами. При несправності одного з насосів передбачають автоматичне відключення обох насосів, що працюють послідовно. Таким чином, паралельна робота декількох пар таких насосів, що працюють послідовно, аналогічна роботі декількох однакових насосів, що працюють паралельно.

При послідовній роботі НС найбільш часто між станціями передбачають ємності, з яких станції наступного підйому забирають воду, але іноді вони можуть бути відсутні. Теоретично можливе аварійне відключення кожної з цих НС, а також будь-які комбінації: одночасне відключення двох, трьох та більшої кількості станцій.

Практично при відключенні кожної з НС, у зв'язку зі значним зниженням тиску в її напірному трубопроводі, можливий зрив роботи наступних НС, тому найбільш доцільне автоматичне одночасне відключення всіх НС. Іноді кожну проміжну НС обладнують обвідною лінією з установленим на ній зворотним клапаном, закритим при нормальній роботі. У випадку зменшення тиску в напірному колекторі нижче, ніж у всмоктувальному, зворотний клапан відкриється і вода буде подаватися по цій обвідній лінії.

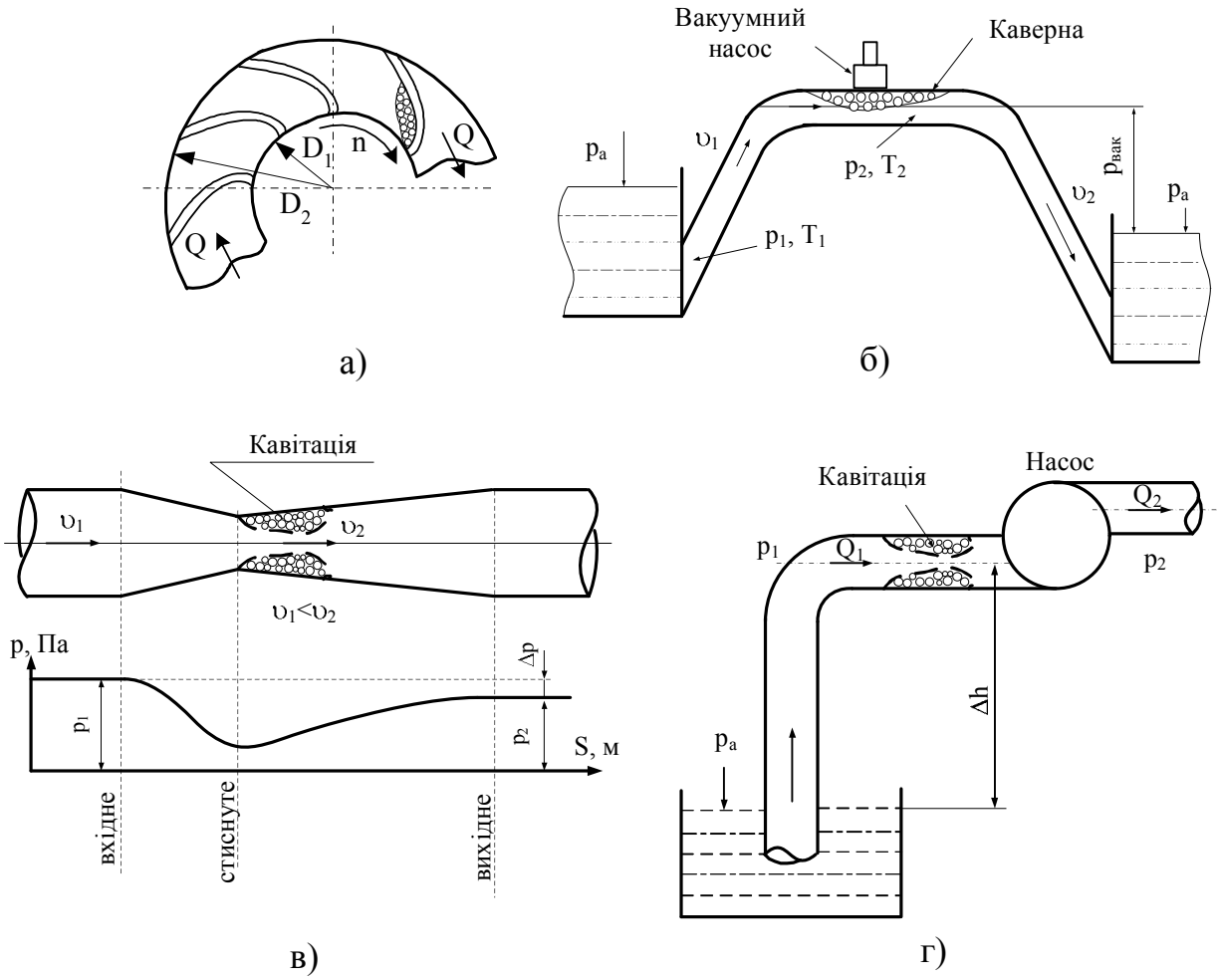
Кавітація

Кавітація в гідродинаміці належить до негативних явищ і спостерігається в трубопроводах, робочих колесах насосів, на лопатях гідравлічних турбін і призводить до вібрацій, шумів, ерозійного руйнування матеріалу, зміни експлуатаційних характеристик насосного і трубопровідного устаткування [31–37]. На рис. 1.34 зображені основні області локалізації кавітації в насосних комплексах.

Розвиток кавітаційних каверн (порожнин заповнених паргозовою сумішшю) на лопатях робочого колеса або у всмоктувальному патрубку насоса призводить до різкого падіння значень тиску і ККД турбомеханізму (рис. 1.35). Явище кавітації в сифонових трубопроводах супроводжується скупченням повітря у верхній точці магістралі, що призводить до утворення повітряного демпфера, що зменшує прохідний перетин трубопроводу.

Розвиток кавітації на місцевих опорах, зумовлений зміною температурного і швидкісного режимів роботи трубопровідного устаткування, призводить до різкого збільшення їх коефіцієнта опору (рис. 1.36).

Наявність процесів кавітації при функціонуванні НК є одним з джерел коливань тиску і витрати в системі (кавітаційні автоколивання). Амплітуда таких автоколивань може досягати значень, що перевищують у 2,5 раза значення тиску в трубопроводі, а їх частота знаходиться в діапазоні від 1 до 60 Гц. Підтвердженням сказаного є криві зміни тиску на вході та виході насоса (рис. 1.37), отримані експериментально [32].



а) у робочому колесі насоса; б) у сифоновому трубопроводі;

у) на місцевому опорі; г) у всмоктувальному патрубку насоса

Рисунок 1.34 – Місця локалізації кавітації в НК

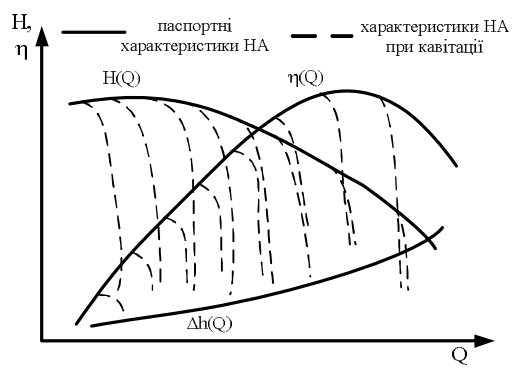


Рисунок 1.35 – Вплив кавітації на характеристики насоса

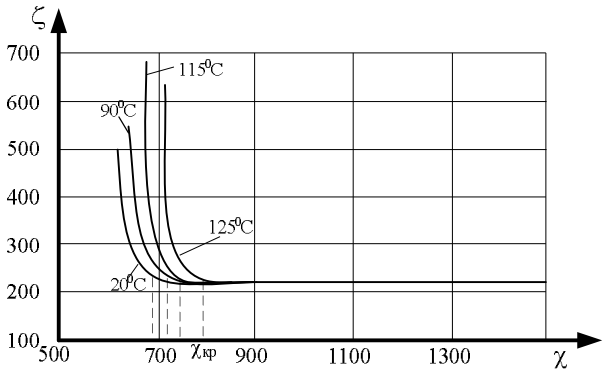
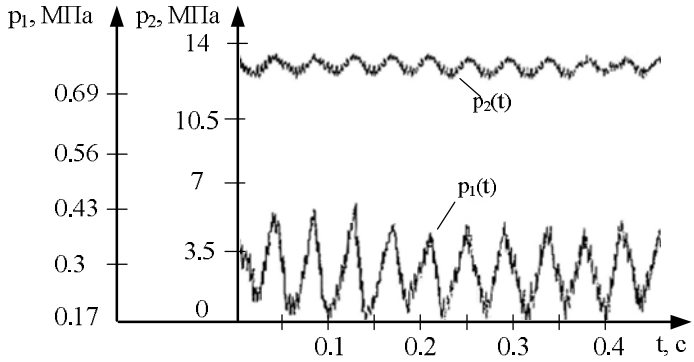
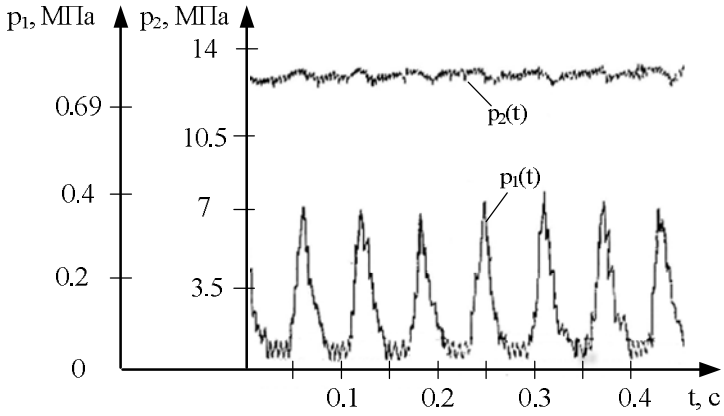


Рисунок 1.36 – Залежність коефіцієнта опору регулювального клапана від числа кавітації



а)



б)

а) $p_2 = 13$ МПа, $p_1 = 0{,}3 \pm 0{,}122$ МПа, f=20 Гц;

б) $p_2 = 13$ МПа, $p_1 = 0{,}2 \pm 0{,}18$ МПа, f=13,3 Гц

Рисунок 1.37 – Криві зміни тиску на вході та виході з насоса при частоті обертання валу 350 $с^{-1}$

Існує два види кавітації: гідродинамічна й акустична (рис. 1.38).

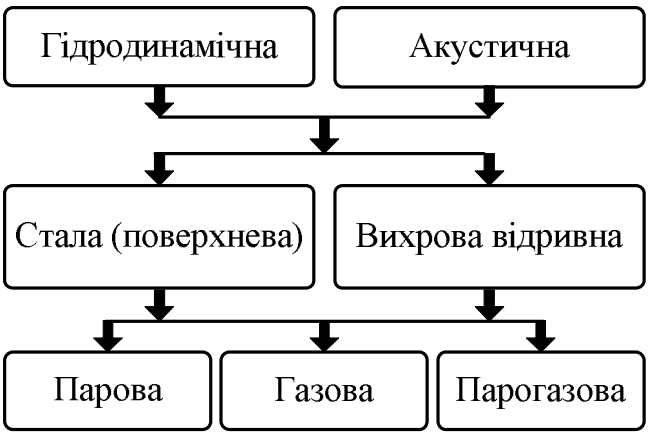


Рисунок 1.38 – Види кавітації

У першому випадку явище кавітації зумовлене звуженням потоку або наявністю перешкод при транспортуванні з великою швидкістю руху, що спричиняє місцеве зниження тиску (пропорційно квадрату швидкості). Акустична кавітація виявляється в разі проходження рідини через

акустичні коливання, що збільшує розтягувальні напруження в потоці рідини.

У загальному випадку кавітація є порушенням суцільності потоку, що виникає при розрідженні рідини, у тих місцях, де тиск у рідині стає нижчим за деяке критичне значення (тиск насиченої пари). Це, у свою чергу, призводить до утворення бульбашок, заповнених парою, газом або їх сумішшю.

До основних параметрів кавітаційних явищ належать [31, 33, 34]:

– число кавітації $\chi = \dfrac{2\left(p - p_{пари}\right)}{\rho \upsilon^2}$; (1.65)

– кавітаційний коефіцієнт опору $C_к = k\chi$; (1.66)

– кавітаційний запас $\Delta h = \dfrac{p}{\rho g} + \dfrac{\upsilon^2}{2g} - \dfrac{p_{пари}}{\rho g}$; (1.67)

– об'єм розриву суцільності потоку в *i*-й точці трубопроводу в момент *j*

$$V_{i,j} = V_{i,j-1} + \Delta Q_{i,j} \Delta t\,, \qquad (1.68)$$

де υ – вхідна швидкість рідини; k – коефіцієнт кавітації; $\Delta Q_{i,j}$ – середнє значення витрат прилеглих ділянок; Δt – час існування кавітації.

Питання визначення кавітаційних процесів у НК і оцінка їх впливу на експлуатаційні характеристики насосного устаткування є важливим. Незважаючи на велику кількість досліджень у цій галузі до сьогодні не сформульований чіткий підхід для визначення меж виникнення кавітаційних процесів у НК з урахуванням змінного режиму роботи і втрат потужності, зумовлених наявністю кавітації.

Помпаж

Помпаж супроводжується різкою зміною подачі від найбільшого значення до нуля, напір коливається в значних межах, спостерігаються гідравлічні удари, шум і вібрація всієї машини і трубопроводів.

Помпаж відбувається у насосах, що мають криву напорів із западаючою лівою гілкою, тобто криву напорів, що має максимум при $Q>0$ (таку характеристику мають зазвичай тихохідні насоси). Це може відбуватися при пуску насоса, зниженні рівня води в нижньому б'єфі чи при мимовільному

відкритті клапанів, зриву вакууму на станціях із сифонними водовипусками. Динамічні навантаження в помпажних режимах настільки великі, що експлуатація насосів у них неприпустима.

Виникнення нестійкої роботи насоса можливе за наявності в системі бака великої висоти або водонапірної колони (рис. 1.39). На початку при $H_{мережі}<H_0$ насос працює стійко, наприклад, у точці 1 характеристики $H–Q$ насоса і системи. Якщо при цьому витрата рідини, що відбирається споживачем $Q_{спож}$, менша за подачу насоса $Q_н$, то рівень у баку почне підвищуватися, а подача НА зменшуватися, наприклад, до величини Q_2. Якщо в цьому випадку витрата рідини, що відбирається споживачем, буде меншою за подачу насоса, то рівень у баку зростає до лінії 2–2. При збереженні умови $Q_{спож}<Q_н$ рівень повинен був би зростати і далі, але це неможливо, тому що насос не в змозі забезпечити великий напір [4].

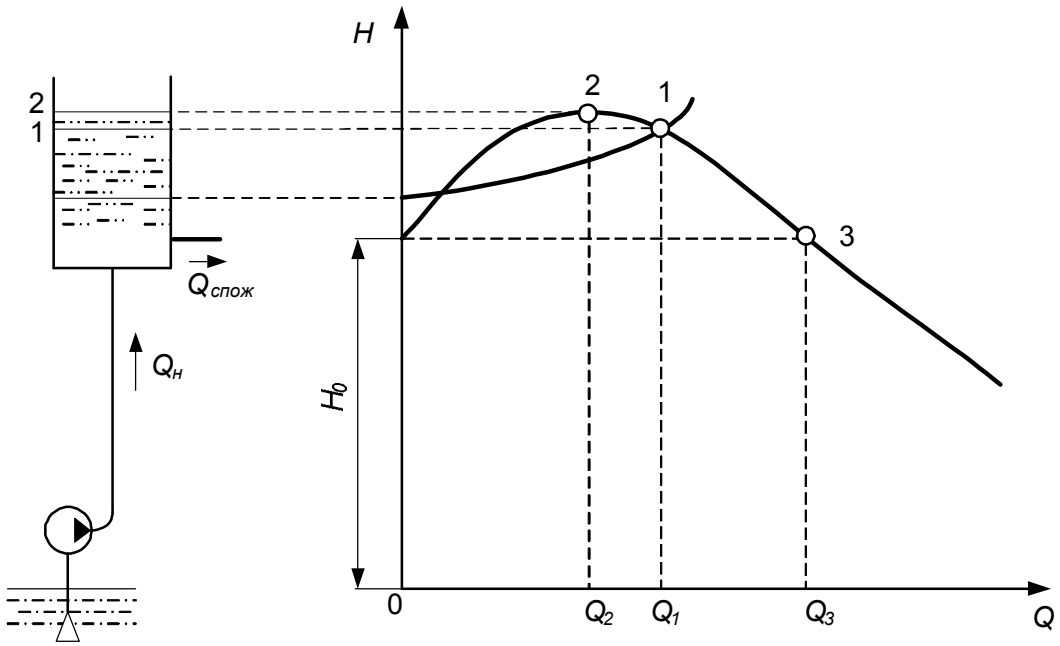


Рисунок 1.39 – Схема роботи (а) та характеристика (б) насосу при нестійкій роботі

При цьому рівновага порушується, і система насос–мережа потрапляє в зону нестійкої роботи, де напір падає до значення напору неробочого ходу H_0; насос вже не може втримати стовп рідини, що давить на нього, і рідина починає текти у зворотному напрямку, якщо на напірному трубопроводі насоса не встановлений зворотний клапан. Як тільки рівень знизиться, насос відновить роботу з подачею,

що відповідає подачі в точці 3 характеристики *H–Q*. Якщо режим роботи системи до цього часу не зміниться, то описане явище повториться знову. Нестійкий режим роботи насоса в системі призводить до коливань подачі та напору і може супроводжуватися гідравлічними ударами в мережі. Нестійкий режим роботи може наступити при $H_{мережі} > H_0$ не тільки в системі, яку наведено на рис. 1.39, але й в інших системах за наявності в них пружних елементів, наприклад гідропневматичних баків або пружних трубопроводів великої довжини. Основною мірою забезпечення стійкості роботи насосів у таких системах є гарантія умови $H_{мережі} < H_0$.

Гідравлічний удар

Під гідравлічним ударом розуміють різке збільшення тиску в трубопроводах при раптовій зупинці рідини, що рухається в них.

Для з'ясування явищ, що відбуваються при гідравлічному ударі, розглянемо горизонтальний трубопровід постійного діаметра, по якому із середньою швидкістю рухається рідина. Якщо швидко закрити встановлену на такому трубопроводі засувку, то шар рідини, що знаходиться безпосередньо біля засувки, має в момент закриття зупинитися, а тиск – збільшитись (унаслідок переходу кінетичної енергії в потенційну енергію тиску). Виходячи з того, що рідина стислива, зупинка всієї її маси в трубопроводі не відбувається миттєво.

Розглянемо детальніше гідравлічний удар при різкому закритті крана. Нехай у кінці труби, по якій рідина рухається зі швидкістю υ_0, здійснено миттєве закриття крана (рис. 1.40, а). Тоді швидкість частинок рідини, що натрапили на кран, буде погашена, а їх кінетична енергія перейде в роботу деформації стінок труби і рідини. При цьому стінки труби розтягуються, а рідина стискається відповідно до підвищення тиску $\Delta p_{уд}$. На загальмовані частинки біля крана набігають інші, сусідні з ними, частинки і теж втрачають швидкість, унаслідок чого переріз *n–n* переміщається вправо зі швидкістю *c*, яку називають швидкістю ударної хвилі; сама ж перехідна область, у якій тиск змінюється на величину $\Delta p_{уд}$, називається ударною хвилею.

Коли ударна хвиля переміститься до резервуара, рідина виявиться зупиненою і стисненою у всій трубі, а стінки труби – розтягнутими. Ударне підвищення тиску $\Delta p_{уд}$ пошириться на всю трубу (рис. 1.40, б). Але такий стан не є рівноважним. Під дією перепаду тиску $\Delta p_{уд}$ частинки рідини спрямовуються з труби до резервуара, причому цей рух почнеться з перерізу, безпосередньо прилеглого до резервуара. Тепер перетин *n–n* переміщається у зворотному напрямку – до крана з тією самою швидкістю *c*, залишаючи за собою вирівняний тиск p_0 (рис. 1.40, в).

Рідина і стінки труби передбачаються пружними, тому вони повертаються до колишнього стану, відповідного тиску p_0. Робота деформації повністю переходить у кінетичну енергію, і рідина в трубі набуває первинної швидкості υ_0, але спрямованої тепер у протилежний бік.

З цією швидкістю «рідка колона» (рис. 1.40, г) прагне відірватися від крана, у результаті виникає неґативна ударна хвиля під тиском $p_0 - \Delta p_{уд}$, яка направляється від крана до резервуара зі швидкістю *c*, залишаючи за собою стиснені стінки труби і розширену рідину, що зумовлено зниженням тиску (рис. 1.40, д). Кінетична енергія рідини знов переходить у роботу деформацій, але протилежного знака.

Стан труби у момент приходу неґативної ударної хвилі до резервуара показаний на рис. 1.40, е. Так само як і для випадку, зображеного на рис. 1.40, б, він не є рівноважним. На рис. 1.40, ж показаний процес вирівнювання тиску в трубі та резервуарі, що супроводжується виникненням руху рідини зі швидкістю υ_0.

Відомо, що як тільки відбита від резервуара ударна хвиля під тиском $\Delta p_{уд}$ досягне крана, виникне ситуація, що вже мала місце у момент закриття крана. Увесь цикл гідравлічного удару повториться.

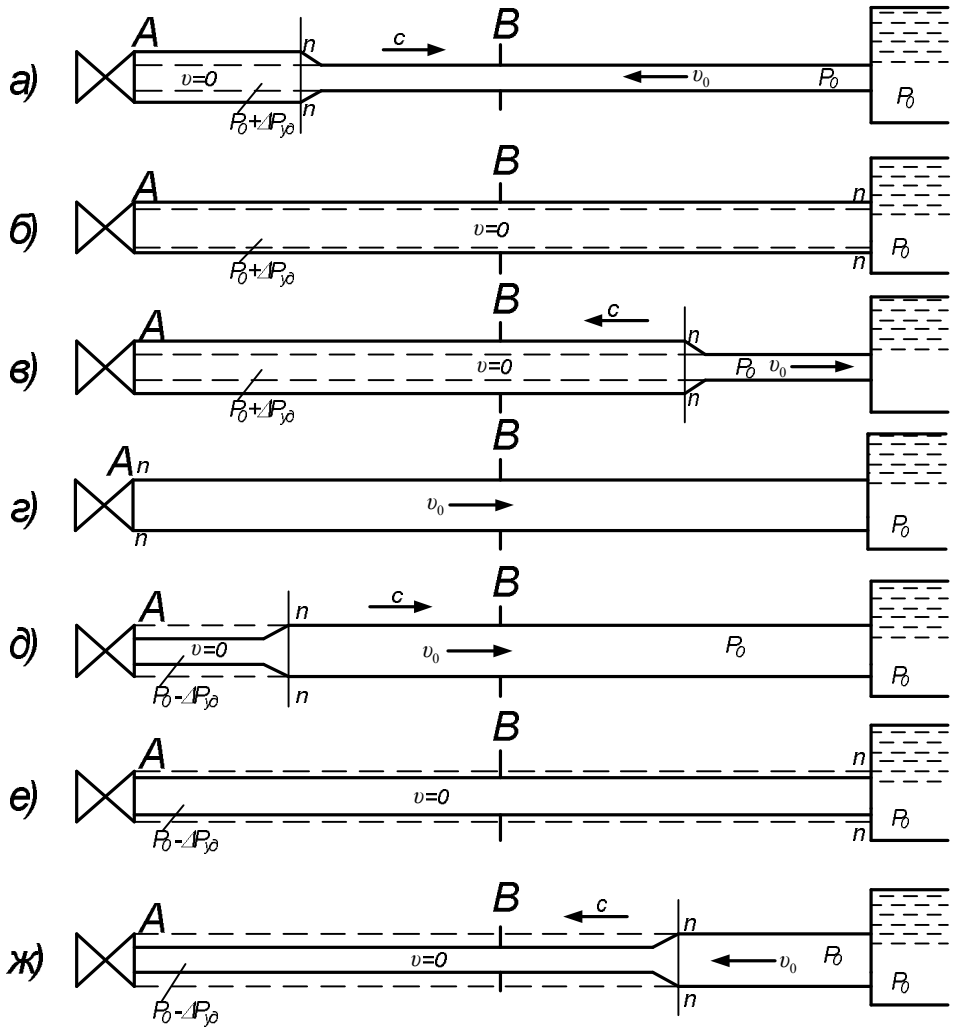


Рисунок 1.40 – Стадії гідравлічного удару

Якщо гідравлічний удар являє собою хвилю підвищення тиску, то він називається позитивним; удар, що викликає зниження тиску, – негативним. Хвиля зміни тиску (позитивна або негативна), що поширюється вгору за течією, називається прямою, а хвиля протилежного напрямку – зворотною.

Поверхню, що відокремлює ділянку поширення ударної хвилі від ділянки незбуреного нею руху, називається фронтом хвилі. Фронт будь-якої хвилі гідравлічного удару переміщається з кінцевою швидкістю, яку називають швидкістю поширення ударної хвилі. Час, протягом якого ударна хвиля проходить подвійну довжину труби, називають фазою гідравлічного удару.

Швидкість поширення ударної хвилі залежить від роду рідини, матеріалу труби, її діаметра і товщини стінок і визначається наступним виразом:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{Kd}{E\delta}}}, \qquad (1.69)$$

де K – модуль пружності рідини; ρ – густина рідини; E – модуль пружності матеріалу труби; d – внутрішній діаметр труби; δ – товщина стінок труби.

Підвищення тиску при прямому ударі, коли час закриття (відкриття) засувки більший, ніж фаза гідроудару $t_{зас} > T$ визначається за формулою:

$$\Delta p = \rho C_v \upsilon_0, \qquad (1.70)$$

де $\upsilon_0 = \frac{Q^4}{\pi d^2}$ – швидкість руху води в трубопроводі до закриття засувки.

Якщо час закриття засувки менший за фазу удару ($t_{зас} < T$), то такий удар називається прямим.

У цьому випадку додатковий тиск може бути визначений за формулою:

$$\Delta p = \frac{2\rho \upsilon_0 l}{t_{зас}}. \qquad (1.71)$$

Результат дії удару виражають також величиною підвищення напору, що дорівнює:

– при прямому ударі $\Delta H = \frac{C_v \upsilon_0}{g}$;

– при непрямому $\Delta H = \frac{2\upsilon_0 l}{g t_{зас}}$.

Гідравлічний удар може мати місце, наприклад, при швидкому закритті різних запірних пристроїв, установлюваних на трубопроводах (засувка, кран), раптовій зупинці насосів, що перекачують рідину, та ін. Особливо небезпечний гідравлічний удар у довгих трубопроводах, у яких рухаються значні маси рідини з великими швидкостями.

У випадках, якщо не застосовувати відповідних запобіжних заходів, гідравлічний удар може призвести до пошкодження місць з'єднань окремих труб (фланці, розтруби), розриву стінок трубопроводу, поломки насосів та ін.

Турубулентність потоку рідини

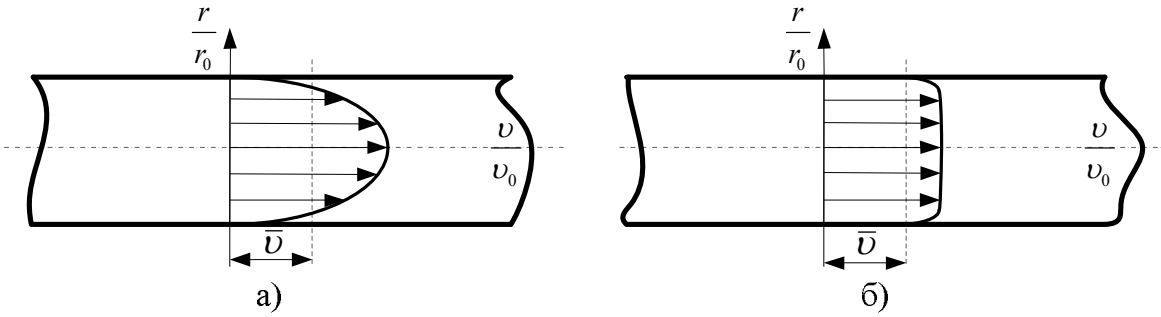
При аналізі напірного переміщення рідини розрізняють два режими її руху [20]: ламінарний, що характеризується шаруватою структурою потоку і параболічною формою епюри швидкостей (рис. 1.41, а), і турбулентний – пов'язаний з хаотичним неврегульованим рухом частинок рідини, при якому спостерігається деяке викривлення епюри швидкостей (рис. 1.41, б).

Для оцінки режиму руху рідини в гідродинаміці використовують безрозмірний критерій (число) Рейнольдса [20]:

$$R_e = \frac{\upsilon d}{\nu}, \tag{1.72}$$

де υ − швидкість потоку; d − діаметр трубопроводу; ν − кінематичний коефіцієнт в'язкості.

У разі, коли сили в'язкого тертя переважають над силами інерції, має місце ламінарний режим течії, інакше – спостерігається турбулентний режим течії. При досягненні числом Рейнольдса критичного значення ламінарний режим змінюється турбулентним ($R_e = 2300$).

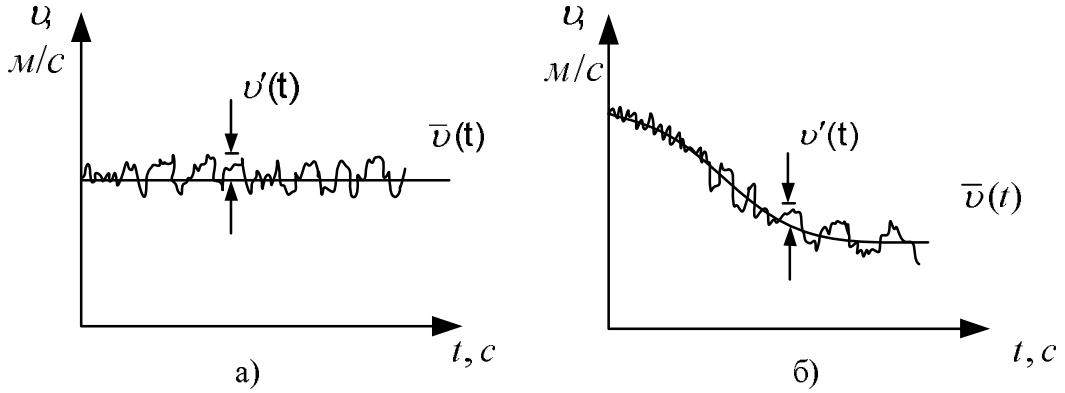


$\bar{\upsilon}$ − середня швидкість потоку; $\frac{r}{r_0}$ − відношення радіуса труби до відстані від її осі; $\frac{\upsilon}{\upsilon_0}$ − відношення швидкості потоку на певній відстані від осі труби до швидкості на осі труби

Рисунок 1.41 – Епюри швидкостей у ламінарному а) і турбулентному б) потоках

Різний характер руху рідини приводить до різних залежностей зміни гідравлічного опору і, як наслідок, втрат тиску (енергії). Втрати тиску в ламінарному потоці пропорційні першому ступеню середньої швидкості, а в турбулентному – показнику ступеня швидкості 1,75–2. При турбулентному режимі відбуваються пульсації швидкості і тиску в потоці рідини (рис. 1.42). У зв'язку з істотною відмінністю величини втрат тиску встановлення й аналіз характеру руху рідини є важливим завданням при проведенні гідравлічних розрахунків [20, 23].

Турбулізація потоку рідини в трубі зумовлена багатьма чинниками. Спираючись на літературні [20–27, 38–40] і розрахункові (статистичні) дані, можна зробити висновок, чинниками, з яких спричинюють розвиток турбулентності, є конструктивні параметри трубопроводу і швидкість течії рідини в трубі. Зміна фізичних властивостей рідини чинить менший вплив на турбулізацію потоку, а отже, і на втрати натиску. Крім того, варто зазначити, що властивості рідини змінюються в незначних межах (атмосферний тиск) і, як правило, залежать від погодних умов (наприклад, розрахункова сезонна зміна температури в напірних системах водоподачі 0,2–26 ºС) або технологічного процесу.



$\overline{\upsilon}$ – усереднене значення швидкості потоку; υ' – пульсаційна складова швидкості потоку; а) сталий рух; б) несталий рух

Рисунок 1.42 – Графік зміни швидкості потоку в трубі

Турбулентність є основною властивістю рухомої рідини. З точки зору фізики, турбулентність – це тривимірний нестаціонарний рух, у якому внаслідок розширення вихорів створюється безперервний розподіл пульсацій швидкості в інтервалі довжин хвиль від мінімальних, що визначаються в'язкими силами, до максимальних, які визначаються граничними умовами течії.

Основним механізмом генерації енергії турбулентності є утворення вихорів, що є тривимірним процесом, тому всі розвинені турбулентні течії є тривимірними [25]. За допомогою нелінійних взаємодій великі вихрові утворення передають частину своєї енергії меншим, унаслідок чого реалізується каскадний механізм передачі енергії.

Турбулентність виникає мимоволі, коли сусідні ділянки середовища знаходяться поруч або проникають одна в одну, за наявності перепаду тиску або за наявності сили тяжіння, або коли ділянки середовища обтікають непроникні поверхні [26]. Турбулентність також може виникати за наявності випадкової примусової сили. Зазвичай зовнішня випадкова сила і сила тяжіння діють одночасно. Миттєві параметри потоку (швидкість, температура, тиск, концентрація домішок) при цьому хаотично у межах середніх значень. Такий пульсуючий характер основних параметрів турбулентного потоку відзначає ряд авторів, що займаються питаннями гідродинаміки і турбулентного руху рідини: Хінце, Шліхтинг, Лойцянський, Андерсон, Колмогоров, Монін і Яглом. На прикладі швидкості потоку її пульсуючий характер матиме реалізацію, показану на рис. 1.42.

Витік у трубопровідній мережі

Одним з найцікавіших і вимагаючих розгляду випадків нестаціонарної роботи НК, що потребує розгляду, є робота на систему з витоком. Оперативне виявлення витоків у трубопроводі є актуальним завданням при транспортуванні вуглеводнів, води і теплоносія, оскільки результати аварій призводять до серйозних екологічних наслідків для довкілля і значних витрат на відновлення нормальної роботи системи. Аналіз показав, що в середньому по Україні витоки

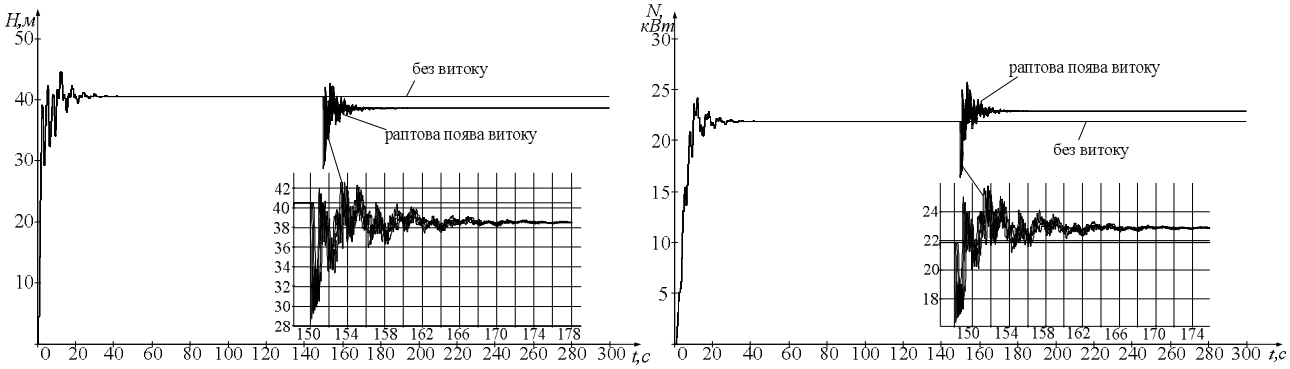
і невраховані втрати води за рік складають 15–30 % від загального водоспоживання.

Встановлено, що раптова поява в гідросистемі витоку (рис. 1.43) призводить до зміни форм сигналів тиску та гідравлічної потужності [41–45]. Детальний розгляд і оцінка перехідних процесів при появі витоку (рис. 1.44) за допомогою енергетичного критерію (частотного аналізу сигналів гідравлічної потужності) дає можливість виділити інформаційні ознаки для визначення наявності і виявлення місця розташування витоку в трубопровідній мережі.

Відстань від контрольної точки трубопровідної мережі до місця витоку визначається залежністю [46]:

$$x = tc/2\,, \tag{1.73}$$

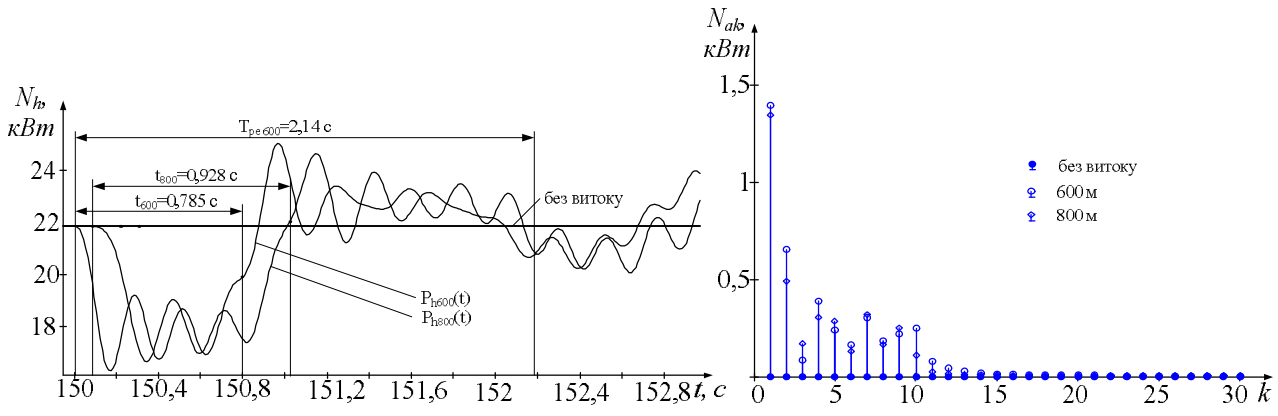
де t – час проходження хвилі тиску від контрольної точки виміру до витоку і назад; c – швидкість звуку в рідині.



а) б)

Рисунок 1.43 – Криві зміни тиску (а) і гідравлічної потужності (б) при раптовій появі витоку в трубопровідній мережі

Дані положення є принципово важливими при побудові системи ідентифікації аварійних режимів у насосному комплексі для запобігання розвитку нештатних ситуацій і підвищення надійності роботи електрогідравлічного устаткування.



а) б)

Рисунок 1.44 – Криві зміни гідравлічної потужності при раптовій появі витоку на відстані 600 і 800 м від насоса (а) і їх амплітудні спектри (б)

1.17 Засоби гідрозахисту насосних комплексів

До складу НУ, крім насосних аґреґатів, входить комплекс обладнання, що забезпечує роботу насосів в необхідному режимі: всмоктувальні й напірні патрубки, запірна й регулювальна арматури, контрольно-вимірювальна апаратура керування й захисту. Режими роботи НУ необхідно безупинно змінювати через змінний характер роботи споживача, що залежить від технологічних умов функціонування підприємств, змінне в часі водоспоживання, приплив кар'єрних або стічних вод та ін.

При різкій зміні витрати з боку споживача, регулюванні вихідних параметрів НУ дроселюванням, через скупчення повітря в насосі й трубопроводі, раптовому відключенні енергоживлення насосів можлива поява нестаціонарних процесів, що призводять до аварійних ситуацій у технологічному обладнанні.

При швидкому закритті зворотного клапана на виході турбомеханізму через раптове припинення роботи насосів, швидкому закритті запірного органа наприкінці водоводу або тупика водогінної мережі, різкому закритті засувок на виході насосної станції й на лінії водоводів, розриві водяного стовпа у водоводі в результаті скупчення повітря у воді й наступному з'єднанні частин, що розірвалися, у трубопроводі відбувається раптова зміна швидкості руху води,

що супроводжується неприпустимим перевищенням тиску і призводить до виникнення гідроудару в мережі.

Гідравлічний удар у трубопроводах порушує їх нормальну роботу, може призвести до руйнування труб, фланцевих або зварних з'єднань, запірно-запобіжної арматури; порушення роботи вимірювальних приладів, поломки насосів.

У зв'язку із цим застосовуються різні пристрої захисту НУ для обмеження неприпустимого перевищення подачі й напору в трубопровідній системі, зумовлених технологічними особливостями гідротранспорту.

Трубопровідна арматура класифікується за наступними видами [18]:

– запірна й регулювальна – крани пробкові й кульові, вентилі, засувки, поворотні затвори, поплавково-запірні й регулювальні клапани й ін.;

– запобіжна – приймальні, зворотні й запобіжні клапани, повітряні вантузи та ін.

Крани

Крани як запірні органи характеризуються наступними особливостями:

– швидко відкриваються (перехід від повного закриття до повного відкриття відбувається при повороті ключа на 90°);

– піддаються дії гідравлічного удару внаслідок швидкого відкривання;

– вимагають витрати значного зусилля для повороту пробки;

– малопридатні для регулювання кількості протікаючої рідини;

– мають малий гідравлічний опір;

– придатні для рідин, що містять зважені речовини;

– недостатньо придатні для пари й сильно нагрітих рідин.

Крани відкривають й закривають поворотом розташованої всередині корпусу конічної пробки з наскрізним отвором. Пробка при повороті ковзає по ущільнювальній поверхні корпусу. Поворот пробки не супроводжується пересуванням її вздовж вертикальної осі корпусу, тому ступінь натискання пробки на стінки корпусу залишається постійним, незалежно від кута, на який

пробку повернуто. Поворот пробки зазвичай здійснюють за допомогою ключа, накладеного на квадратний хвіст пробки (рис. 1.45, 1.46).

Латунні пробко-спускні крани, які застосовують для води й пари при температурі до 225° на робочий тиск (для води) 10 кг/см^2, зображені на рис. 1.45. Напрямок ручки пробки крана відповідає напрямку проходу в пробці. У корпусі крана вздовж горизонтальної осі є отвір, заглушений ґвинтом-пробкою, для прочищення проходу.

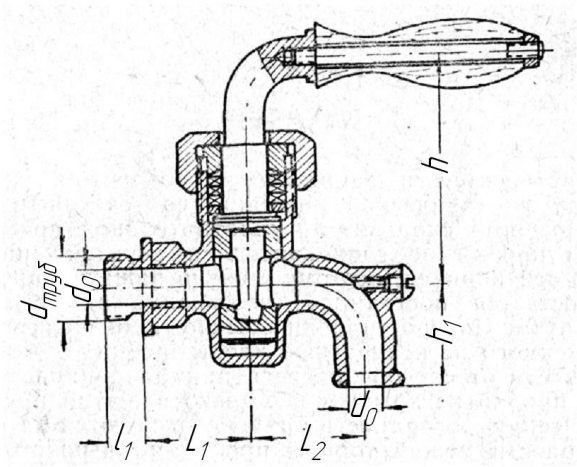


Рисунок 1.45 – Кран пробко-спускний із зігнутим спуском

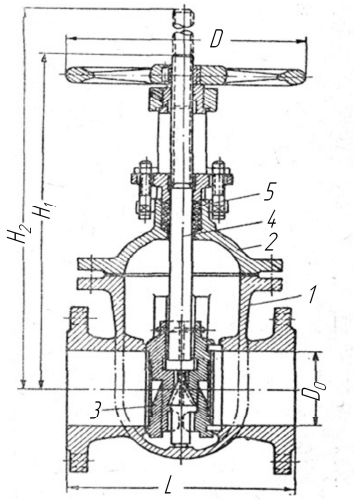


Рисунок 1.46 – Паралельна засувка із висувним шпинделем

Засувки

Засувки як запірні органи характеризуються наступними особливостями:

– мають малий гідравлічний опір;

– непридатні для роботи з рідинами, що містять зважені речовини, які здатні кристалізуватися;

– створюють труднощі для ремонту ущільнювальних поверхонь;

– мають високу вартість;

– зручні для регулювання витрати середовища;

– безпечні щодо гідравлічного удару порівняно з кранами.

Засувки складаються з наступних основних частин (рис. 1.47): корпусу 1 з кришкою 2, запірного диска 3 і шпинделя 4 із сальником 5.

Запірний диск і корпус обладнуються ущільнювальними кільцями з нержавіючого металу (латунь, бронза й ін.). Залежно від конструкції затвора, засувки поділяють на два основні типи: паралельні й клинові (клинкетні).

Клапани зворотні

Найчастіше зворотні клапани (рис. 1.47) застосовують на насосних станціях, щоб після зупинки насоса перешкодити зворотному протіканню через насос води, що перебуває в напірному трубопроводі. Це може викликати наступні небажані наслідки:

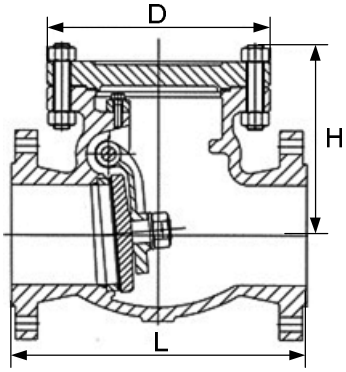


Рисунок 1.47 – Зворотний клапан

– спорожнювання напірних водогонів через насос;

– зворотне обертання насоса; у цьому випадку насос буде працювати як водяна турбіна, а електромотор перетвориться на генератор, який працює без навантаження, що небезпечно для цілісності насоса й мотора;

– пошкодження насоса дією гідравлічного удару за наявності приймального клапана на кінці всмоктувального трубопроводу.

Закриття зворотного клапана на насосній станції при раптовій зупинці насоса викликає гідравлічний удар у напірному трубопроводі, для боротьби з яким необхідно встановлювати запобіжні клапани. Зворотний клапан потрібно встановлювати між напірним патрубком насоса й засувкою. Це дозволяє відключати його від напірного водопроводу під час ремонту клапана.

На рис. 1.47 зображений литий зворотний клапан найпоширенішої конструкції. Клапан складається з корпусу, тарілки клапана й кришки корпусу. Для з'єднання із трубопроводом корпус має відповідні фланці. Монтаж тарілки клапана здійснюється через отвір у верхній частині корпусу, який закривається кришкою. Тарілка клапана має приплив – важіль, за допомогою якого вона шарнірно з'єднується із кришкою корпусу. Для ущільнення зазору в сідлі клапана

застосовують шкіряну прокладка або два ущільнювальні кільця із бронзи. Під дією води, що рухається, тарілка повертається на важелі відносно його осі, і вода проходить через клапан. При роботі клапана у зворотному напрямку тарілка під впливом власної ваги, а також тиску води з боку напірного водогону відпускається, і клапан закривається.

Клапани запобіжні пружинні

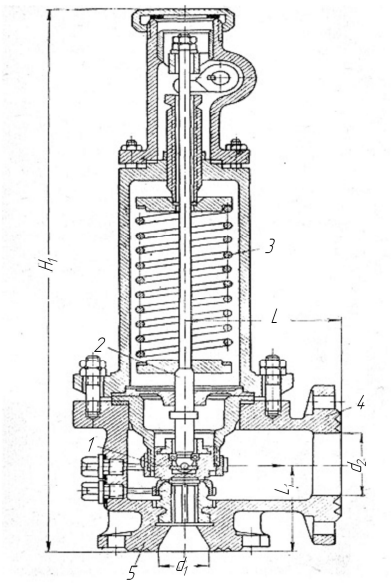


Рисунок 1.48 – Клапан запобіжний

При підвищенні у водогоні тиску вище за припустимий стискається пружина й клапан відкривається, скидаючи частину води, що зменшує дію гідравлічного удару. Припинення випуску води після закривання клапана викликає новий гідравлічний удар, але меншої сили. При цьому клапан може вдруге відкритися й скинути воду.

На рис. 1.48 зображений пружинний запобіжний клапан діаметром D = 50…150 мм промислового виготовлення.

При підвищенні тиску у водогоні вище за припустимий вода піднімає клапан 1, останній за допомогою з'єднаного з ним штока 2 стискає пружину 3, і вода викидається в отвір, що відкрився, через патрубок 4 назовні. Після зниження тиску в трубопроводі клапан під дією пружини сідає на місце, і викид води припиняється.

Гасники удару

Прилади цього типу влаштовані таким чином, що після припинення подачі струму й раптового вимикання насосів, тобто коли тиск у водогонах падає, вони відкриваються, і до початку ударної хвилі встановлюється злив води з водогону. Потім клапан повільно закривається. Час закривання клапана розраховується таким чином, щоб викликане закриттям клапана підвищення тиску не перевищувало припустимої межі.

Робота гасника полягає в наступному (рис. 1.49). При нормальній роботі насосної станції засувка під гасником 1, а також вентилі повністю відкриті. Поршні розподільника займають верхнє положення, при якому циліндр гасника трубкою з'єднаний з водогоном до зворотного клапана. Робочий тиск передається на поршень і клапан гасника. Через те що площа поршня більша за площу клапана, різниця зусиль на поршень і клапан утримує гасник у закритому положенні. При раптовому вимиканні насосів тиск у водогоні падає, і зворотний клапан закривається. Надалі тиск на насосі (тобто у водогоні до зворотного клапана), а отже, і в циліндрі гасника продовжує спадати, а у водогоні він починає підніматися. При відкритті гасника вода з його циліндра через розподільник і трубку 6 видавлюється у водогін до зворотного клапана. З відкриттям гасника поршень масляного гальма швидко рухається вгору, і масло, віджимаючи клапан, проходить через великі отвори.

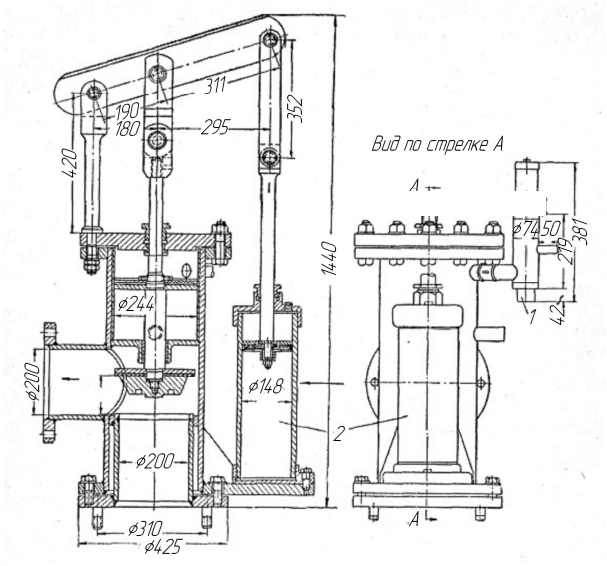


Рисунок 1.49 – Гасник гідравлічного удару

При підвищенні тиску у водогоні під дією різниці зусиль на поршні розподільника відбувається їх повільне перемикання в нижнє положення. Повільне перемикання поршнів забезпечується оливним гальмом розподільника. Після перемикання поршнів у нижнє положення циліндр гасника з'єднується з водогоном після зворотного клапана, й гасник починає закриватися. При цьому клапан масляного гальма гасника сідає на місце, перекриває отвір, унаслідок чого масло проходить у верхню частину циліндра тільки через ніпель, завдяки чому посадка масляного гальма, а отже, і закриття гасника відбувається повільно й не викликає додаткового удару.

Після закриття гасника поршні розподільника залишаються в нижньому положенні до пуску насосної станції. З пуском насосів і відкриттям напірної засувки вода під робочим тиском надходить до розподільника. Зусилля від

робочого тиску на поршень з двох боків урівноважуються, а зусилля на поршень, з'єднаний з одного боку через вікно в кришці з атмосферою, переміщає поршні у верхнє положення.

Циліндр гасника виявляється з'єднаним через розподільник і трубку 6 з водогоном – до зворотного клапана. Гасник знову готовий до дії.

Трубка повинна обов'язково підключатися до напірного водогону між пусковою засувкою й першим зворотним клапаном з установлених на насосній станції. Вентилі встановлюють для налагодження й контролю роботи гасника удару.

Відомі засоби захисту насосної станції від перевищення тиску, що передбачають установлення запобіжних клапанів на виході насосних аґреґатів чи у колодязях біля будівлі станції (у комбінації зі зворотним клапаном), у тупиках мережі, перед засувками. Поряд з цим застосовують профілактичні заходи: установлення вантузів для звільнення трубопроводу від скупчення в ньому повітря чи для впуску повітря в трубопровід для попередження появи вакууму. При підвищенні у водоводі тиску, більшого за припустимий, використовуються пружинні запобіжні клапани і діафрагми, що можуть бути встановлені в будь-якому місці трубопровідної мережі, а також на насосних станціях; у випадку припинення подачі струму і раптового вимикання насосів, коли тиск у водоводах різко падає, застосовуються гасники удару, що встановлюються в насосних станціях з відцентровими насосами відразу ж за зворотним клапаном і на водоводах.

Узагальнюючи наведене вище, можна віднести до недоліків відомих засобів гідрозахисту такі: відкривання запобіжних клапанів починається лише після того, коли тиск піднімається вище за допустимий (для пружинних клапанів) і при падінні тиску нижче за статичний (для гасників удару); час спрацьовування запірно-запобіжної арматури більший, ніж час наростання піка тиску; кількості води, що випускається клапаном, недостатньо для повного гасіння удару; почергове відкривання і закривання клапана сприяє підтримці ударного тиску; ускладнення в експлуатації через корозію, послаблення з часом пружин.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Онищенко Г. Б. Электропривод турбомеханизмов / Г. Б. Онищенко, М. Г. Юньков. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
2. Лезнов Б. С. Экономия электроэнергии в насосных установках / Б. С. Лезнов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.
3. Чермалых В. М. Системы электропривода и автоматики рудничных стационарных машин и установок / В. М. Чермалых, Д. И. Родькин, В. В. Каневский. – М.: Недра, 1976. – 398 с.
4. Шевчук С. П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки / С. П. Шевчук, О. М. Попович, В. М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. – 308 с.
5. Карелин В. Я. Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М.: Стройиздат, 1976. – 320 с.
6. Карасев Б. В. Насосы и насосные станции /Б.В. Карасев. – Минск: Высшая школа, 1979. – 285 с.
7. Карелин В. Я. Насосные станции с центробежными насосами / В. Я. Карелин, Р. А. Новодережкин. – М.: Стройиздат, 1983. – 204 с.
8. Большаков В. А. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков. – К.: Вища школа, 1977. – 280 с.
9. Коренькова Т. В. Насоси. Особливості включення. Характеристики насосів і режимів енергоспоживання при перемінній швидкості обертання: Навчальний посібник / Т. В. Коренькова. – Кременчуг: КГПУ, 2002. – 56с.
10. Коренькова Т. В. Техніко–економічне обґрунтування ефективності використання системи ТРН–АД у електроприводі насосних установок з паралельним включенням турбомеханізмів: Навчальний посібник / Т. В. Коренькова. – Кременчук: КДПУ, 2002. – 36 с.
11. Коренькова Т. В. Анализ систем активного регулирования производительности турбомеханизмов / Т. В. Коренькова, А. Л. Перекрест // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. / КДПУ.– Кременчуг, 2003.– Вип. 1(18). – С. 96 – 101.

12. Коренькова Т. В. Особенности энергетических режимов работы насосных установок при регулировании выходных параметров / Т. В. Коренькова, Д.А. Михайличенко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. / КДПУ.– Кременчуг, 2003. – Вип. 5(22). – С. 81–87.

13. Коренькова Т. В. Границы целесообразного использования методов регулирования параметров насосных установок / Т. В. Коренькова, Д. А. Михайличенко, А. А. Сердюк, П. В. Лузан // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. / КДПУ. – Кременчуг, 2004. – Вип. 3 (26). – С. 32–37

14. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины / Г. И. Кривченко. – М.: Энергия, 1970. – 488 с.

15. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. – К.: Высшая школа, 1977. – 360 с.

16. Степанов Н. Н. Гидравлические машины / Н. Н. Степанов. – К.: Вища школа, 1978. – 152 с.

17. Ковалев Н. Н. Гидротурбины. Конструкции и вопросы проектирования / Н. Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с.

18. Москвитин А. С. Справочник по трубам, арматуре и оборудованию водопроводно-канализационных сооружений / А. С. Москвитин, Н. Ф. Мосягин. – М.: Гос. изд-во лит. по строительству, архитектуре строительным материалам, 1958. – 475 с.

19. Щавелев Д. С. Гидроэнергетические установки / Д. С. Щавелев. – Л.: Энергоиздат, 1981. – 517 с.

20. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.

21. Д. Андерсон. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Д. Андерсон. Пер. с англ. – М.: Мир,1990. – 384 с.

22. Х. Рауз. Механика жидкости / Х. Рауз. Пер. с англ.. А. П. Юфина. – М.: Стройиздат, 1967. – 392 с.

23. Валуева Е. П. Введение в механику жидкости / Е. П. Валуева. – М.: МЭИ, 2001. – 212 с.

24. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский Изд. 6-е, М.: Наука, 1987. – 847 с.

25. Монин А. С. Статистическая гидромеханика / А. С. Монин, А. М. Яглом. – М.: Наука, 1967. – 641 с.

26. Хинце И. О. Турбулентность / И. О. Хинце. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 684 с.

27. Фрост У. Турбулентность. Принципы и применение / У. Фрост., Т. Моулден. Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 536 с.

28. Пуанкаре А. Теория вихрей / А. Пуанкаре. – Иж.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 160 с.

29. Бредшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение / П. Бредшоу. – М.: Мир, 1974. – 357 с.

30. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 217 с.

31. И. Пирсол. Кавитация / И. Пирсол. Пер. с англ. М., «Мир», 1975. – 95 с.

32. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В. Я. Карелин. Изд. 2-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

33. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.

34. Кавитационные автоколебания в насосных системах. Материалы совещания АН УССР «Общая механика». В 2-х ч. Под ред. В. С. Будника. – К.: Наукова думка, 1976. – 292 с.

35. Карелин В. Я. Изнашивание лопастных насосов / В. Я. Карелин. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.

36. Грянко Л. П. Лопастные насосы / Л. П. Грянко, А. Н. Напира. – Л.: «Машиностроение», 1975. – 432 с.

37. Трубаев П. А. Гидравлические машины и системы технического водоснабжения: Учеб. Пособие / П. А. Трубаев, П. В. Беседин, Б. М. Гришко. – Белгород: БелГТАСМ, БИЭИ, 2002. – 132 с.

38. Зарянкин А. Е. О связи степени турбулентности с числом Рейнольдса / А. Е. Зарянкин, Б. В. Барановский // Известия вузов, серия «Энергетика». – 1975. – №5. – С. 144−147.

39. Марон В. И. О частоте турбулентных выбросов в сдвиговом течении / В. И. Марон. // В сб. Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 2001. – Вып.3. – С. 14–16.

40. Рахматуллин Ш. И. О турбулентном течении слабоконцентрированных растворов полимеров в трубах / Ш. И. Рахматуллин, М. М. Гареев, Д. П. Ким // Нефтегазовое дело. – 2005. – Вып. 2. – С. 32–38.

41. Тарко Л. М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов / Л. М. Тарко. − М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 184 с.

42. Вишневский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи / К. П. Вишневский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.

43. Лямаев Б. Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ / Б. Ф. Лямаев, Г. П. Небольсин, В. А. Нелюбов. − Л.: Машиностроение, 1978.−192 с.

44. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. / И. А. Чарный. – М.: Недра, 1975. – 296 с.

45. Korenkova T. Power criterion in problems of leakage identification in hydrotransport complex. / T. Korenkova, M. Zagirnyak, A. Shut’ka. // Przeglad Elektrotechniczny, 2012, №12b.P. 187–190.

46. Гольянов А. А. Анализ методов обнаружения утечек на трубопроводах /А. А. Гольянов. // Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 2002. – № 11. – С. 5–14.

РОЗДІЛ 2 РЕЖИМИ РОБОТИ ВЕНТИЛЯТОРНИХ УСТАНОВОК

2.1 Галузі використання та принцип дії відцентрових вентиляторів

Відцентрові вентилятори широко застосовують у промисловості й комунальному господарстві для вентиляції будинків, робочих місць, відсмоктування шкідливих речовин у технологічних процесах [1–8].

У теплоенергетичних установках відцентрові вентилятори використовують для подачі повітря до топкових камер парогенераторів, переміщення паливних сумішей у системах пилоприготування, відсмоктування димових газів і транспортування їх до атмосфери.

Відцентрові вентилятори – машини для переміщення чистих газів і сумішей газів з дрібними твердими матеріалами, що мають ступінь підвищення тиску не більше за 1,15 при густини потоку 1,2 кг/м^3. Характерною ознакою відцентрового вентилятора є підвищення тиску за рахунок роботи відцентрової сили газу, що рухається в робочому колесі від центра до периферії [1–6]. При незначному підвищенні тиску газу зміною його термодинамічного стану можна знехтувати. Тому до відцентрових вентиляторів застосовано теорію машин для переміщення нестисненого середовища [7–9]. Конструктивну будову відцентрового вентилятора найпростішого типу показано на рис. 2.1.

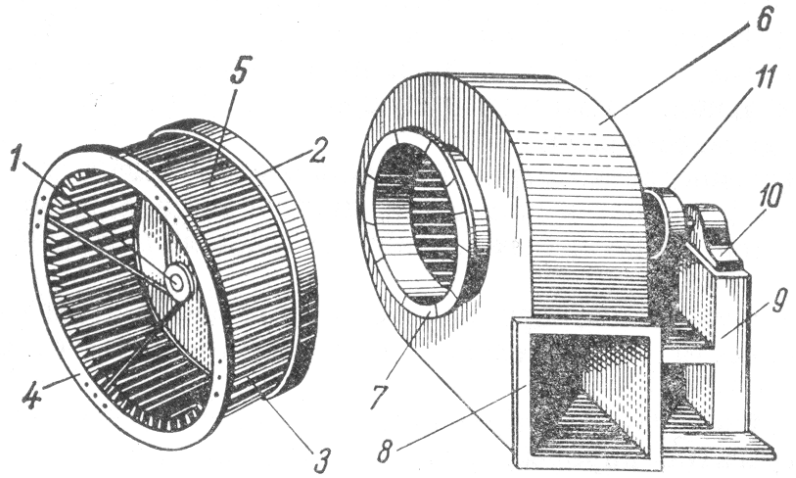


Рисунок 2.1 – Відцентровий вентилятор

Робоче колесо вентилятора складається з литої маточини 1, жорстко з’єднаної з основним диском 2. Робочі лопатки 3 кріплять до основного диска 2 і до переднього диска 4, що забезпечує необхідну жорсткість лопатевих ґрат 5. Корпус 6 вентилятора кріпиться до литої або зварної станини 9, на якій розташовують підшипники 10, що несуть вал вентилятора з посадженим на нього робочим колесом; 7 і 8 – фланці кріплення всмоктувальної й напірної труб, 11 – шків привода вентилятора.

Відцентрові вентилятори випускають заводи в певних геометричних серіях. Кожна серія характеризується сталістю відношення подібних розмірів; розміри окремих машин та їх робочі параметри в серії різні.

Геометричну форму даної серії зображено на аеродинамічній схемі, де всі розміри вентилятора дано у відсотках від величини зовнішнього діаметра робочого колеса (рис. 2.2).

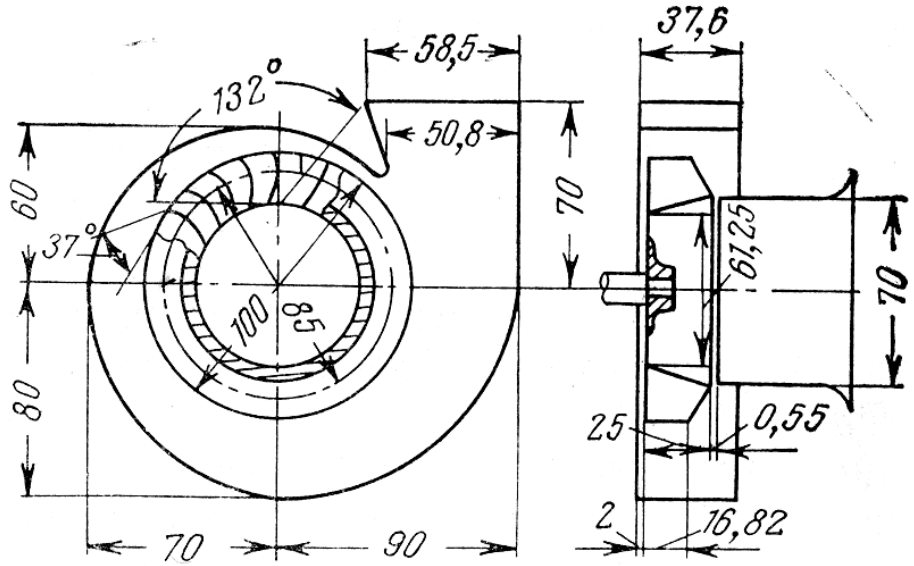


Рисунок 2.2 – Аеродинамічна схема вентилятора ЦКТІ-07-37

2.2 Технічні показники та характеристики вентиляторів

Крім напору, вентилятор характеризується об'ємною подачею Q, повним η та статичним ККД $\eta_{ст}$ і потужністю N. При зміні частоти обертання вала вентилятора й температури поданого газу всі ці величини змінюються.

Подача потужних відцентрових вентиляторів, які використовуються для провітрювання шахт, досягає $1{,}8 \cdot 10^6$ м^3/год, у теплоенергетиці – $900 \cdot 10^6$ м^3/год.

Призначення вентиляторів – подача газу й одночасно підвищення його потенційної енергії (статичного напору). У повній корисній енергії, яка надає вентилятор газовому потоку, істотну частку становить кінетична енергія. Тому оцінка ефективності вентилятора повним ККД є недостатньою. Для оцінювання вентиляторів з боку створюваного ними статичного напору введено статичний ККД $\eta_{ст}$.

Таким чином, вентилятори характеризуються:

повним ККД

$$\eta = \frac{\rho Q H}{1000 N}, \tag{2.1}$$

статичним ККД

$$\eta_{ст} = \frac{\rho Q H_{ст}}{1000 N}. \tag{2.2}$$

Звісно, $\eta_{ст} < \eta$. Для різних типів вентиляторів, залежно від вихідного кута робочих лопатей $\beta_{2л}$, різне й співвідношення між $\eta_{ст}$ і η. Орієнтовно $\eta_{ст}$ менше за η на 20–30 %.

Основою для вибору вентилятора є найбільші подача Q і напір H, які він повинен створювати, працюючи в заданій системі повітро- або газопроводів.

Каталожні дані належать звичайно до нормальних умов ($T = 293K,\ H_0 = 760$ мм рт. ст.), тому вибір за каталогом роблять на подачу $Q_к = 1{,}05Q$, напір $H_к = 1{,}1 H \rho_к / \rho$, де $\rho_к$ – густина повітря (газу) за нормальних умов.

За формулами (2.1) і (2.2) може бути розрахована необхідна потужність на валу вентилятора за оптимального режиму (при $\eta_{макс}$).

Потужність приводного двигуна вентилятора беремо із запасом, що враховує можливе відхилення режиму від розрахункового, зменшення ККД вентилятора й старіння ізоляції двигуна в процесі тривалої експлуатації:

$$N_{дв} = m\frac{\rho QHg}{1000\eta\eta_n}, \qquad (2.3)$$

де $m = 1{,}05 \div 1{,}2$ – коефіцієнт запасу потужності (беремо тим більший, чим менша потужність на валу вентилятора); η_n – ККД передачі (при безпосередньому з'єднанні валів вентилятора й двигуна $\eta_n = 1$; при клинопасовій передачі – $\eta_n = 0{,}92$).

Характеристиками вентиляторів називають графіки залежностей напору, потужності на валу й ККД від об'ємної подачі.

Характеристики утворюються безпосереднім випробуванням вентиляторів при постійній частоті обертання й будуються для повітря $\rho = 1{,}2$ *кг/м*^{3}.

При перерахуванні характеристик, побудованих для стандартних умов при $H_0 = 760$ *мм.рт.ст.*, $T = 293$ *К*, $\varphi = 50$ % на натурні, варто мати на увазі, що подача, напір і ККД залишаються незмінними, а тиск і потужність на валу змінюються пропорційно до густини газу, що подається вентилятором, тобто

$$p = p_0\frac{\rho}{1{,}2} \text{ та } N = N_0\frac{\rho}{1{,}2}.$$

Характеристики при змінній частоті обертання будуються за формулами:

$$\frac{Q_1}{Q_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i},\ \frac{H_1}{H_i} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^2,\ \frac{N_{пол_1}}{N_{пол_i}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^3,$$

$$\frac{N_{мех_1}}{N_{мех_i}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^3,\ \frac{M_1}{M_i} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_i}\right)^2.$$

На рис. 2.3 і 2.4 наведені типові характеристики вентиляторів при *n*=const та *n*=var, відповідно. На рис. 2.3 прийнято наступні позначення: *H-Q*, $H_{ст}$-*Q* – залежність повного та статичного напору вентилятора від продуктивності, відповідно; *N-Q* – залежність споживаної потужності від витрати вентилятора; *η-Q*, $\eta_{ст}$-*Q* – залежність повного та статичного ККД вентилятору від продуктивності, відповідно.

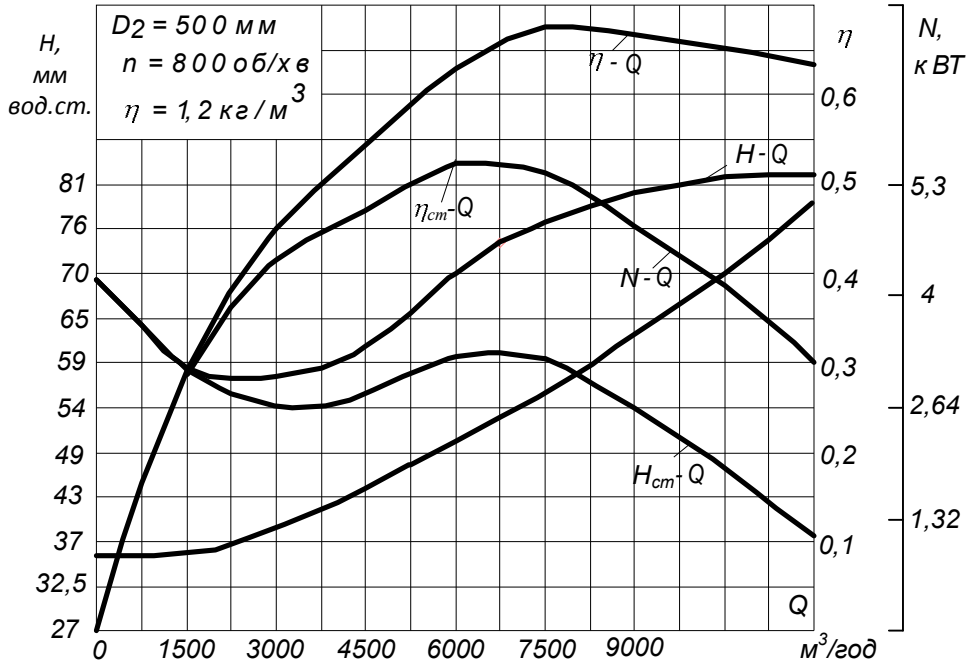


Рисунок 2.3 – Розмірна характеристика вентилятора при *n*=const

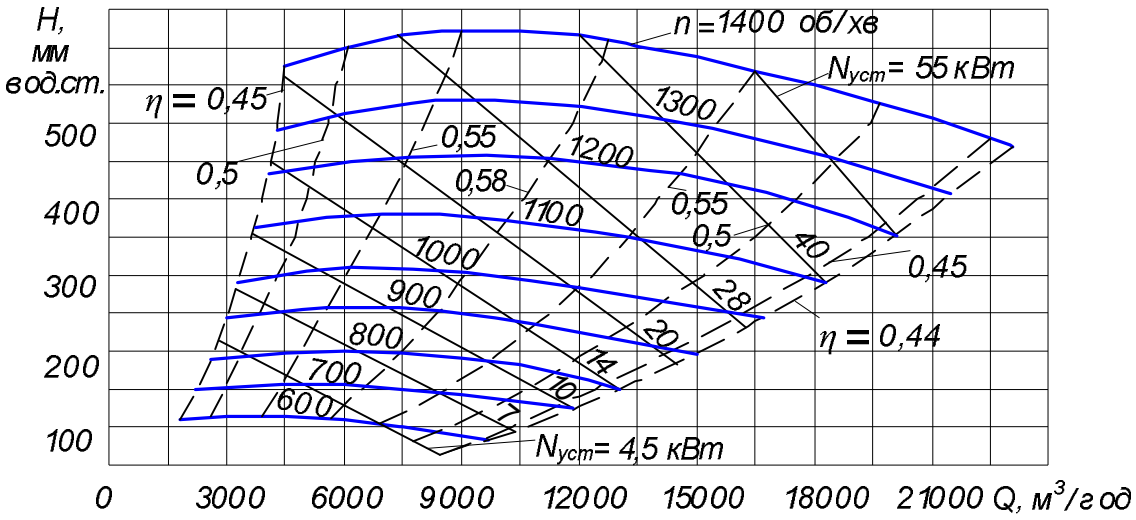


Рисунок 2.4 – Розмірна характеристика вентилятора при *n*=var

У вентиляторобудуванні широко застосовуються безрозмірні характеристики, спільні для цілої серії геометрично подібних машин.

На рис. 2.5 показано безрозмірну характеристику вентиляторів серії Ц4-76, побудовану за результатами випробування моделі із $D_2 = 500$ мм при $n = 1200$ об/хв.

Безрозмірні характеристики дуже зручні для розрахунку робочих параметрів вентилятора даної серії, що має діаметр робочого колеса D_2 й працює при частоті обертання n:

$$Q = \overline{Q} 0{,}785 D_2^2 u_2;\ H = \overline{H} u_2^2;\ N = \overline{N} \rho 0{,}785 D_2^2 u_2^2;$$

$$H_{ст} = \overline{H}_{ст} u_2^2;\ p = \overline{p} \rho u_2^2;\ \eta = \overline{\eta};\ u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

де u_2 – окружна швидкість; D_2 – діаметр робочого колеса; $\overline{N} = 4N \big/ \pi D_2^2 \rho u_2^3$ – безрозмірна потужність, де $\overline{p} = p \big/ \rho u_2^2$ – безрозмірний тиск; $\overline{H} = gH \big/ u_2^2$ – безрозмірний напір; $\overline{Q} = 4Q \big/ \pi D_2^2 u_2$ – безрозмірна подача; $\overline{\eta}$ – безрозмірний ККД.

Форми характеристик вентиляторів визначаються за аеродинамікою проточної їх порожнини і в основному за відношенням D_2/D_1, вихідним кутом лопатей $\beta_{2л}$ і формою їх профілю. На рис. 2.6 показано три типи напірно-витратних характеристик вентиляторів. З них крива 1 – характеристика сідлоподібної форми, що властива вентиляторам з більшими кутами $\beta_{2л}$ й малою радіальною довжиною лопатей (мале значення D_2/D_1).

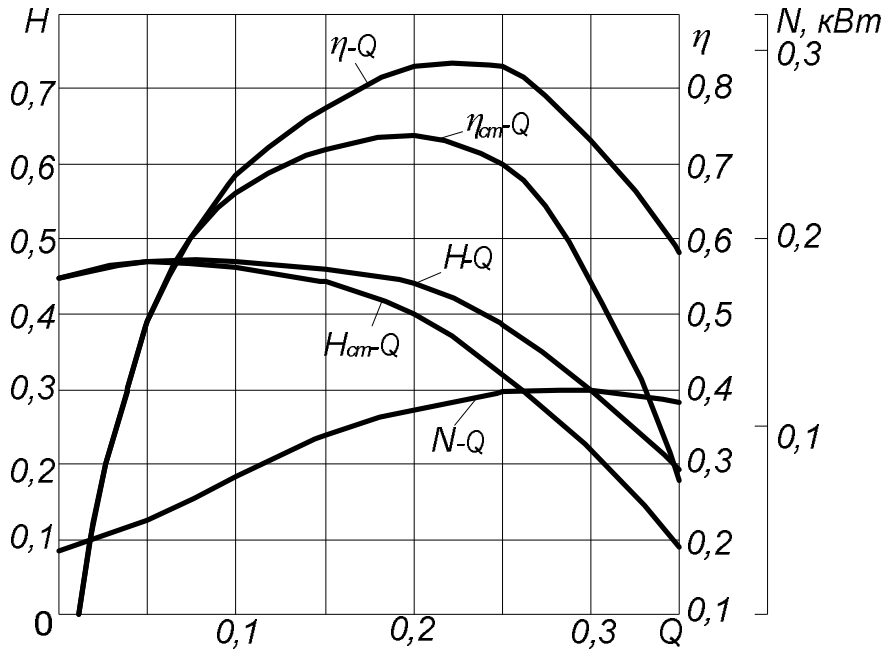
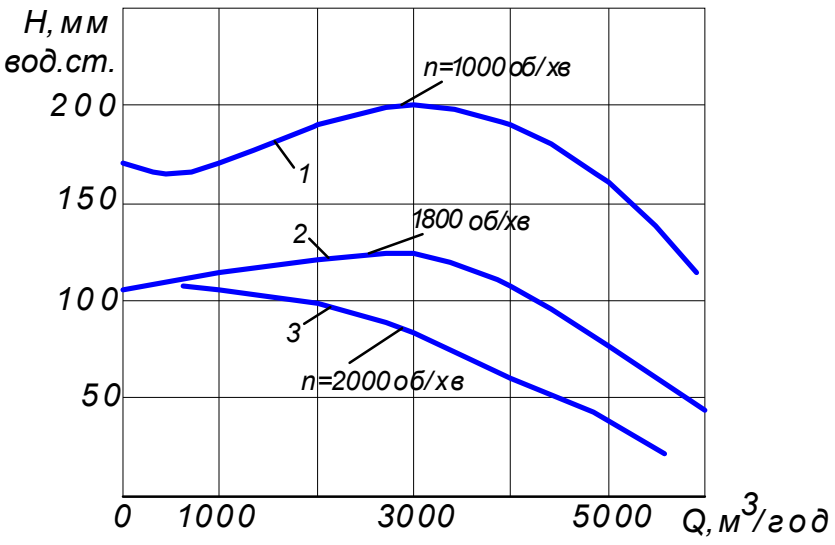


Рисунок 2.5 – Безрозмірна характеристика вентилятора Ц4-76



1 – вентилятор СТД; 2 – вентилятор Ц6-46; 3 – вентилятор ВРН

Рисунок 2.6 – Характеристики вентиляторів

Забороняється експлуатація вентиляторів при $\eta < 0{,}9\eta_{макс}$. Ця вимога виключає з експлуатації початкову ділянку сідлоподібної характеристики при малих подачах.

Робота вентиляторів із сідлоподібною формою характеристики тиску на мережу зі значним статичним напором у ряді випадків є нестійкою. Ця обставина вказує на небажаність застосування вентиляторів із сідлоподібною формою характеристики [10, 11].

2.3 Регулювання параметрів вентиляторних установок

Особливого значення набуває питання регулювання роботи вентиляторної установки, що залежить від зміна режиму роботи споживача (зміна газовиділення, відхилення фактичних значень параметрів від розрахункових, розвиток і розширення шахтного поля). Основними параметрами для визначення режиму провітрювання є витрата повітря Q, м^3/с, аеродинамічний опір R, кгс^2/м^8 і втрата тиску (дисперсія) у магістралі $H_м$, кг/м^2. Залежність між цими величинами виражається рівнянням $H_м = RQ^2$.

Величина R визначається геометричними й конструктивними елементами мережі: довжиною, поперечним перерізом, периметром, формою, кількістю місцевих опорів та ін.

За час роботи вентилятора може мати місце досить широка зміна параметрів витрати й дисперсії. Тому необхідно забезпечити найбільшу область економічних режимів, що, як прийнято нині, обмежується зоною з коефіцієнтом корисної дії, який не менший за 0,6.

Регулювання подачі вентиляторів можна здійснювати [6–10]:

зміною частоти обертання вала вентилятора;

дроселюванням на вході й виході вентилятора;

напрямними апаратами різних конструкцій на вході.

Перший спосіб вимагає застосування електродвигунів зі змінною частотою обертання (колекторних або двошвидкісних). Можливе застосування двигунів з постійною частотою обертання при вмиканні між валами двигуна й вентилятора варіатора частоти обертання (звичайно гідромуфти) або засобами перетворювальної техніки. У цих варіантах вентиляторна установка ускладнюється й вимагає більших економічних витрат, тому такий спосіб регулювання застосовується тільки для великих вентиляторів в особливо відповідальних установках.

У деяких випадках для привода вентиляторів застосовують електродвигуни з фазним ротором, у яких за допомогою спеціальних контактних кілець і реостата можна регулювати опір у колі ротора й у такий спосіб змінювати частоту обертання вала.

Другий спосіб регулювання застосовується дуже широко через його конструктивну простоту, однак даний метод характеризується нераціональними втратами енергетичних і технологічних параметрів.

Третій спосіб поширений для вентиляторів з великою подачею в шахтних установках і особливо в теплоенергетиці (дуттьові вентилятори, димососи) [9–11].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Автоматизация шахтных вентиляторных установок / Б. Х. Богопольский, М. А. Левин, К. П. Бочаров, М. В. Бакшт. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1976. – 320 с.

2. Дзидзигури А. А. Совместная работа шахтных вентиляторов / А. А. Дзидзигури, В. Л. Мусхелишвили, А. А. Кутателадзе, Ш. И. Ониани. – М.: Госгортехиздат, 1961. –184 с.

3. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – М: Машиностроение, 1984. – 240 с.

4. Нильсен Т. П. Справочник. Повышение энергоэффективности и модернизация вентиляторных систем / Т. П. Нильсен. – Киев: Витал-Пресс, 2001. – 168 с.

5. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины / О. В. Байбаков. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.

6. Вахвахов Г. Г. Работа вентиляторов в сети / Г. Г. Вахвахов – М.: Стройиздат, 1987. – 101 с.

7. Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы / М. П. Калинушкин. – М.: Высшая школа, 1987. – 176 с.

8. Соломахова Т. С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.

9. Филь И. П. Горношахтные стационарные установки (вентиляторные, водоотливные, пневматические) / И. П. Филь. – К.: Техніка, 1969. – 320 с.

10. Мелькумов Л. Г. Автоматизация пневматического хозяйства шахт и рудников / Л. Г. Мелькумов, А. Е. Найман, Е. К. Травкин. – М.: Недра, 1977. – 271 с.

11. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт / Ю. А. Цейтлин, В. А. Мурзин. – М.: Недра, 1985. – 351 с.

12. Берман А. Я. Системы охлаждения компрессорных установок / А. Я. Берман, О. Н. Маньковский, Ю. Н. Марр, А. П. Рафалович. – Л.: Машиностроение, 1984. – 228 с.

13. Михайлов А. К. Компрессорные машины: Учебник для вузов / А. К. Михайлов, В. П. Ворошилов. –М.: Энергоатомиздат, 1989.– 288 с.

14. Прандль Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандль. − Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 576 с.

15. Жуковський С. С. Вентилювання приміщень / С. С. Жуковський, О. Т. Возняк, О. М. Довбуш, З. С. Люльчак. – Львів: Львівська політехніка, 2007. – 476 с.

16. Беккер А. Системы вентиляции / А. Беккер. – М.: Техносфера «Евроклимат», 2005. – 232 с.

17. Еремкин А. И. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие / А. И. Еремкин, Т. И. Королева, Г. В. Данилин и др – М.: Изд. Ассоциации строительных вузов, 2008. – 184 с.

18. Талиев В.И. Аэродинамика вентиляции: Учебное пособие для вузов / В. И. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.

19. Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. И. Балуева, А. Д. Гальперин – М.: Евроклимат, 2001. – 416 с.

20. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е. В. Стефанов. – СПб.: Авок Северо-Запад, 2005. – 399 с.

РОЗДІЛ 3 ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Лабораторна робота № 1

Тема: Визначення технологічних та енергетичних характеристик насосної установки при регулюванні продуктивності

Мета: аналіз роботи насосних аґреґатів на гідродинамічну мережу з протитиском; ознайомлення з методами регулювання технологічних параметрів насосів; визначення технологічних та енергетичних характеристик насосного аґреґата при регулюванні дроселюванням та частотою обертання робочого колеса турбомашини.

Короткі теоретичні відомості

Насосні комплекси (НК) промислового та комунального водопостачання – складна та енергоємна система, що включає насосні агрегати з нерегульованим ЕП, гідродинамічну мережу, споживача зі змінним графіком водоспоживання.

НК систем комунального і промислового водопостачання, систем водовідведення – це споживачі з груповою схемою роботи турбомашин, широкими діапазонами зміни подачі (напору), наявністю розгалуженої комунікаційної мережі, що характеризується власними гідродинамічними параметрами і технологічними законами керування.

Сучасні НК являють собою системи з низькою керованістю параметрів, у більшості яких відсутні пристрої керування електроприводом насоса чи запірно-реґулювальної арматури як у стаціонарних, так і в аварійних режимах, неефективного енергоспоживання, низьких ККД НУ, що призводить до передчасного виходу з ладу технологічного устаткування.

У практиці експлуатації НК регулювання режимів роботи НА здійснюється різними способами, кожний з який характеризується своїми реґулювальними можливостями, енергетичними показниками і вартісними витратами.

Найбільш розповсюдженою і простою схемою реґулювання більшості НУ є керування дросельною засувкою, встановленою на напірному патрубку насоса чи в напірному колекторі НС, що характеризується наявністю непродуктивних

витрат енергії (до 30–40 %), істотним зниженням ККД аґреґата, необхідністю дотримання темпу керування засувкою для усунення гідравлічних ударів у трубопроводі.

Енергетично більш вигідним є метод реґулювання параметрів зміною частоти обертання робочого колеса насоса, що дозволяє шляхом установлення перетворювача частоти при менших втратах потужності та досить високих ККД одержувати необхідні значення напору і подачі на виході НС. Однак використання частотно-реґульованого ЕП НУ є не завжди ефективним у зв'язку зі значною вартістю ПЧ, недовикористанням його за своїми реґулювальними можливостями при груповому характері навантаження, збільшенням втрат потужності в області швидкостей, наближених до номінальних режимів роботи [10, 11].

Поряд з описаними технічними рішеннями в багатьох експлуатаційних НС використовують комбіновані варіанти реґулювання параметрів [1, 2]: ступеневе реґулювання і дроселювання, зміну частоти обертання насоса і дроселювання та ін.

У роботах [11–13] доведено, що альтернативним економічним варіантом реґулювання продуктивності та напору на виході групових НУ при досить глибоких межах реґулювання технологічних параметрів може бути використання активних реґулювальних пристроїв у гідравлічній мережі та побудова систем активного реґулювання продуктивності (САРП), до яких входять гідротурбіна, електричний ґенератор і засоби реґулювання потужності турбіни (напрямний апарат чи перетворювач частоти). Економічного ефекту в таких схемних рішеннях досягають за рахунок меншої вартості САРП (у 3–5 разів порівняно з частотно-реґульованим ЕП НУ) і ефективного використання енергії гідропотоку (порівняно з дросельним реґулюванням) шляхом перетворення її та наступною рекуперацією в енергомережу (до 25–30 % потужності НА).

Опис функціональної схеми стенда

Фізична модель насосного комплексу призначена для вивчення режимів роботи гідравлічних машин (насосів, турбін), принципу їх роботи, процесів, що відбуваються в трубопровідній гідромережі.

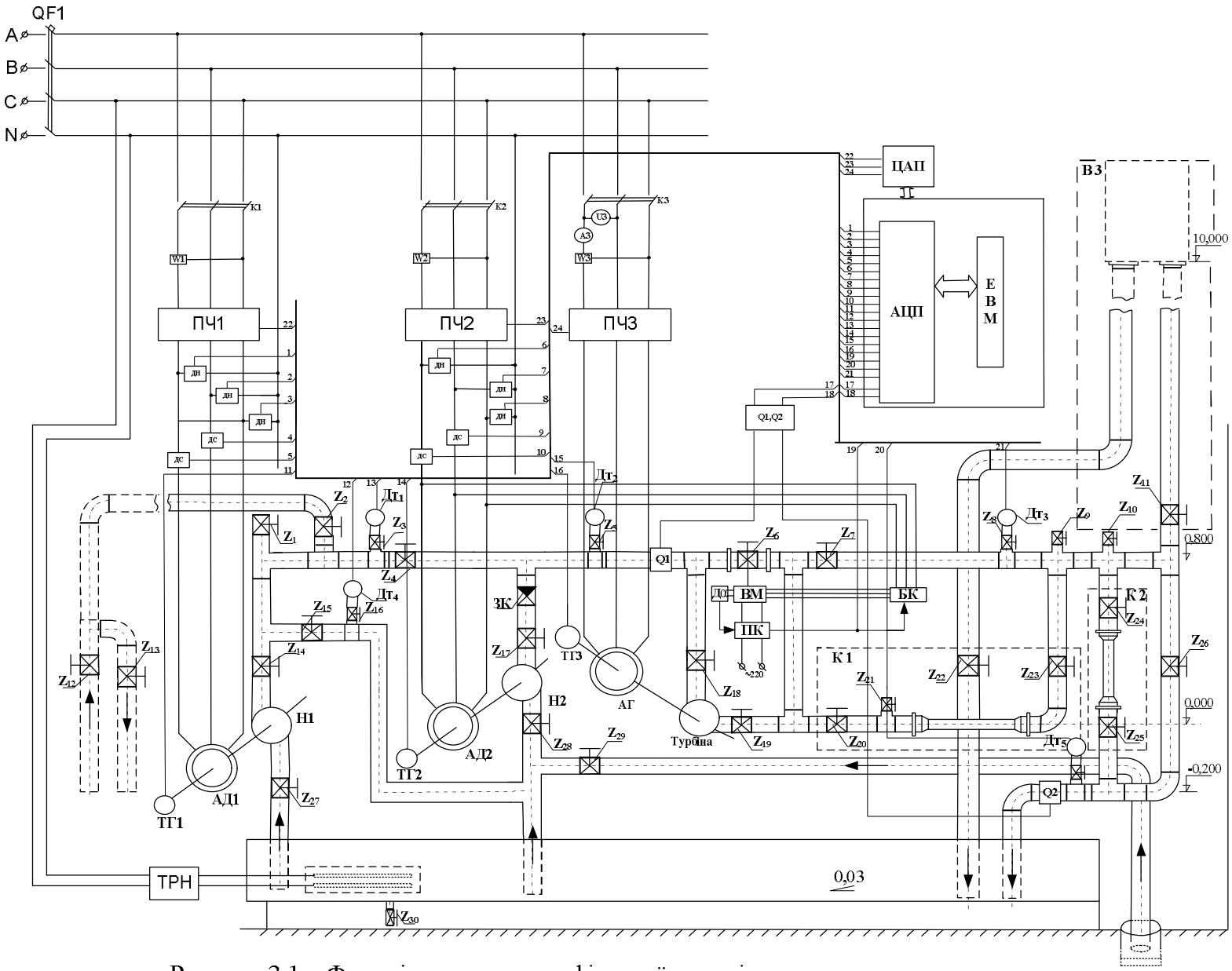


Рисунок 3.1 – Функціональна схема фізичної моделі насосного комплексу

Функціональна схема лабораторного стенда для дослідження режимів роботи НУ зображена на рис. 3.1. Вона включає перший Н1 і другий Н2 насосни, які можуть бути з'єднані як послідовно, так і паралельно; приводні двигуни АД1, АД2 однойменних Н; засувку Z_{27} на всмоктуванні та засувку Z_{14} на подачі Н1; засувку Z_{28} на всмоктуванні та засувку Z_{17} на подачі Н2; датчики тиску Дт1 – Дт5, що призначені для контролю напору в гідросистемі; датчики витрати Q1 і Q2. Зовнішній вигляд панелі керування фізичної моделі НК наведено на рис. 3.2.

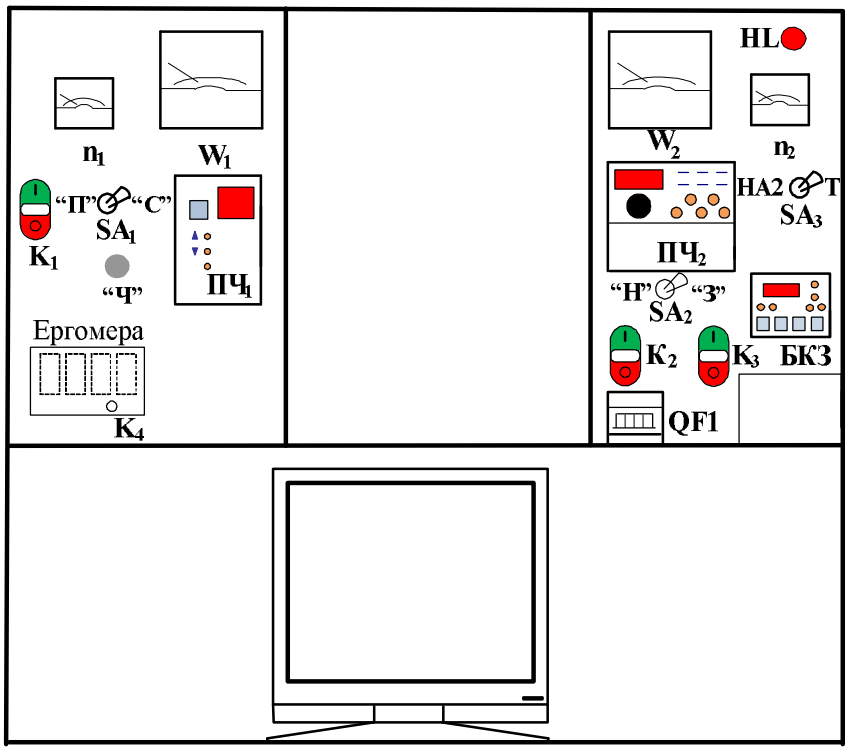


Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд панелі керування стендом

Насосна установка працює за принципом циркуляційної системи, де приймальною і вихідною ємністю є той самий резервуар з водою (об'ємом 1,08 м^3).

Фізична модель НК (рис. 3.1, 3.2) дозволяє досліджувати енергетичну ефективність роботи НУ, що працює на реальну гідравлічну мережу з протитиском при використанні наступних методів реґулювання продуктивності: засувкою, встановленою на виході насоса; зміною частоти обертання робочого колеса турбомеханізму та реґулюванням подачі активним реґулювальним пристроєм, встановленим у трубопровідній мережі.

Основні параметри турбомеханізмів і електродвигунів, які використано у лабораторному комплексі, наведені в табл. 3.1, 3.2. На рис. 3.3, 3.4 наведено паспортні характеристики насосів.

Таблиця 3.1 – Технічні дані турбомеханізмів

Позначення на схемі	Тип насоса	Подача $м^3$/год	Напір, м	Частота обертання, об/хв
Н1	WilloMHI 202.1	5	22	2950
Н2	Willo MHI 402.1	8	18	2950
Турбіна	Pedrolo	1,2	22	2950

Таблиця 3.2 – Технічні дані двигунів

Позначен-ня на схемі	Тип ел. двигуна	N, кВт	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	cosφ	η, %	n_0, об/хв
АД1	MHI 202-1/E/3	0,83	380	1,7	0,72	66	3000
АД2	MHI 402-1/E/3	0,83	380	1,7	0,72	66	3000
АГ	ГПТ–2	0,18	90	2	-	60	1500

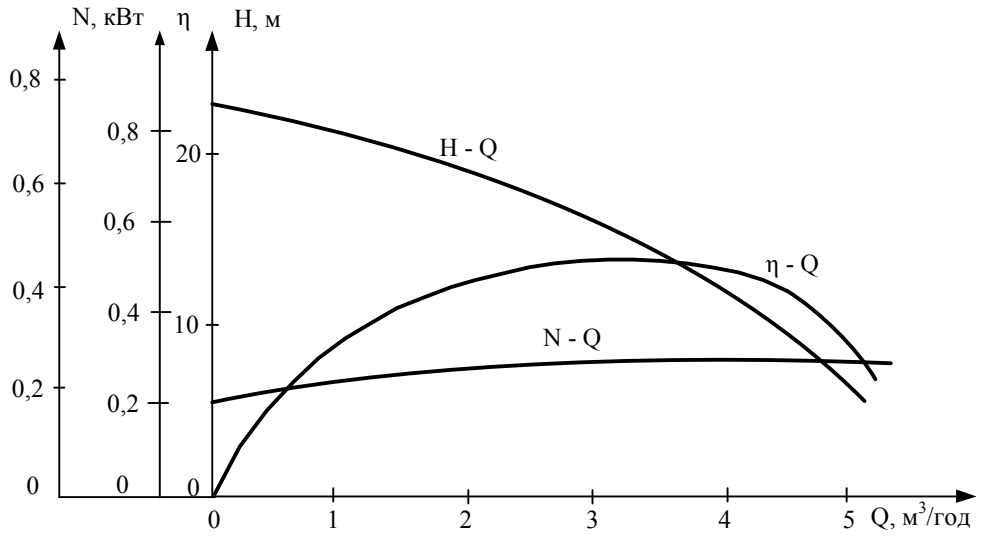


Рисунок 3.3 – Паспортні характеристики відцентрового насоса типу MHI–202

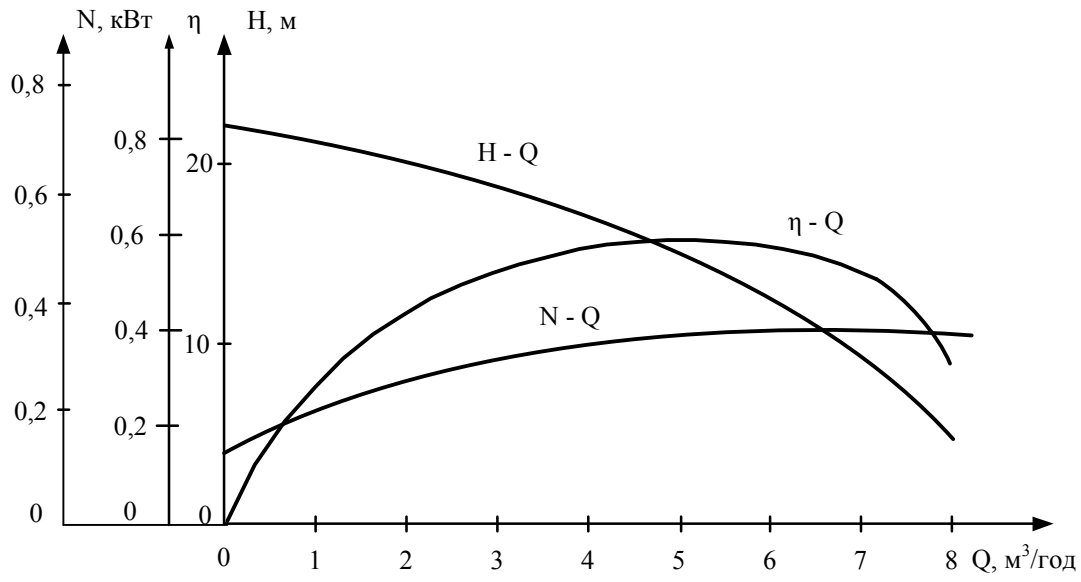


Рисунок 3.4 – Паспортні характеристики відцентрового насоса типу МНІ–402

Протитиск (статичний напір) у системі створюється за рахунок розширюючого бака, встановленого у найвищій точці системи. Для обмеження зворотного руху рідини та захисту насоса від гідроудару в нагнітальному трубопроводі Н2 установлено зворотний клапан ЗК.

Для регулювання витрати рідини в системі шляхом дроселювання та дослідження явища гідроудару, фізичну модель НК оснащено засувкою Z_6 з керованим електричним приводом. Керування електроприводом засувки здійснюється за допомогою блоку керування БКЗ, причому живлення ЕП може здійснюватися від перетворювача частоти ПЧ2 чи безпосередньо від електромережі.

У силовому ланцюзі АД1 установлено трифазний перетворювач частоти ПЧ1 із номінальною вхідною напругою 380 В, технічні дані якого наведені у табл. 3.3. Контроль миттєвих значень струму, напруги та діючих значень споживаної потужності системи перетворювач частоти – асинхронний двигун (ПЧ1-АД1) здійснюється датчиками напруги ДН1–ДН3, струму ДС1–ДС2 та ватметром W1, відповідно. Контроль швидкості обертання АД1 здійснюється за допомогою тахоґенератора ТГ1, установленого на одному валу з АД1 (рис. 3.1) та тахометра n_1 (рис. 3.2).

У силовому ланцюзі АД2 також установлено трифазний перетворювач частоти ПЧ2, технічні дані якого наведені у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Технічні дані перетворювачів частоти

Позначення на схемі	Тип	S, кВА	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	Потужність приводного ЕП, кВт
ПЧ1	Lenzesmd 302L4TXA	3	400	8,3	0,83
ПЧ2	Mitsubishi Electric FR–D700	1,5	380	5,9	0,83

Контроль миттєвих значень струму та напруги, діючих значень споживаної потужності системи ПЧ2–АД2 здійснюється за допомогою датчиків напруги ДН4–ДН6, струму ДС3–ДС4 та ватметра W2, відповідно. Контроль швидкості обертання приводного двигуна другого насоса відбувається за допомогою тахоґенератора ТГ2, який установлено на одному валу з АД2 (рис. 3.1) та тахометра n2 (рис. 3.2).

Для дослідження альтернативних методів регулювання продуктивності НК на базі активних регулювальних пристроїв у трубопровідній мережі фізичної моделі НК увстановлено гідравлічну машину, що працює в турбінному режимі і підключається до робочого контуру гідромережі за допомогою засувок Z_{18} і Z_{19}. На одному валу з турбінним аґреґатом установлено асинхронний генератор (АГ), що генерує енергію в електромережу через перетворювач частоти ПЧ3. Контроль струму, напруги і потужності АГ здійснюється амперметром А3, вольтметром U3 і ватметром W3 відповідно; контроль швидкості обертання вала турбіни відбувається за допомогою тахоґенератора ТГ3, який установлено на одному валу з АГ (рис. 3.1), та тахометра n_2 (рис. 3.2).

Для дослідження кавітаційних процесів у гідромережі НК передбачено два кавітаційні контури К1 та К2. Оскільки кавітаційні явища мають змінний характер і залежать від температури рідини, в НК існує можливість підігріву робочої рідини за допомогою нагрівача, що живиться від тиристорного регулятора напруги (ТРН). Технічні дані ТРН наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Технічні дані ТРН

Позначення на схемі	$U_{ном}$,В	$I_{ном}$,А	Потужність навантаження, кВт
ТРН	200-400	10	2

Сигнали з електронних датчиків тиску Дт1 – Дт5, витрати Q1, Q2, напруги ДН1 – ДН6, струму ДС1 – ДС4 та тахогенераторів ТГ1–ТГ3 надходять на плату аналогово-цифрового перетворення (АЦП). Технічні дані датчиків та ватметрів, що використовуються в комплексі, наведено в табл. 3.5–3.9.

Усі вимірювальні канали струму і напруги мають гальванічну ізоляцію від силових ланцюгів. Плата датчиків струму побудована на основі датчиків струму фірми AllegroMicroSystems типу ACS750LCA-050, виконаних на основі ефекту Хола. Блок датчиків напруги базується на підсилювачах з гальванічною розв'язкою типу HCPL 7800A.

Таблиця 3.5 – Технічні дані датчиків струму та напруги

Параметр	Датчик струму	Датчик напруги
Діапазон вхідних величин	–50 А…0…+50 А	–400 В…0…+400 В
Діапазон вихідних величин	–12В…0…+12В	–12 В…0…+12 В
Частотний діапазон	13 кГц	85 кГц
Точність вимірювань	< 2 %	< 1 %
Нелінійність	< 5 %	< 0.1 %
Вхідний опір	< 0,001 Ом	> 1 МОм
Допустима напруга ізоляції	3 кВ	1 кВ
Робочі діапазони температур	–20…+85°С	–40…+100°С

Таблиця 3.6 – Технічні дані датчиків швидкості

Позначення на схемі	Тип	n, об/хв	Вихідна напруга, U, В
ТГ1,ТГ2,ТГ3	ТГ-24-03	3000	0–10

Таблиця 3.7 – Технічні дані ватметрів

Позначення на схемі	Тип приладу	Рід вимір. струму	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	W, кВт	Частота мережі	Клас точності
W1– W3	Ц301	змін.	380	5	1	50	1.5

Як лічильник рідини в лабораторному комплексі використано ультразвуковий двоканальний лічильник рідини Ергомера – 125.Б, призначений для роботи в автоматизованих системах вимірювання, контролю та керування, який забезпечує безперервне перетворювання вимірюваних величин – температури, витрати, тиску в уніфіковані струмові та імпульсні сигнали, в цифровий сигнал по протоколу обміну RS-232 або RS-485. Лічильник забезпечує вимірювання маси і масової витрати води, забезпечує індикацію фізичних величин та службової інформації.

Основні параметри витратоміра:

– мінімальна витрата $Q_{мін}$……0,46 м^3/год

– максимальна витрата $Q_{макс}$……..…...…...23 м^3/год

– температура вимірюваної величини ...…….1…150°С

Як датчики тиску у фізичній моделі НК використовуються датчики тиску HoneywellST2000 та JumodTRANSp02. Датчик тиску HoneywellST2000 використовується для вимірювання абсолютного й відносного тиску рідин. Такий електронний датчик тиску є мікропроцесорним вимірювальним пристроєм, який функціонально складається з чотирьох п’єзорезисторів, що з’єднані мостовою схемою. Датчик тиску JumodTRANSp02 призначений для вимірювання відносного й абсолютного тиску газів, парів та рідин. Перетворювач тиску JumodTRANSp02 працює за п’єзорезистивним або тонкоплівковим тензометричним принципом. Вихідний сигнал датчика тиску – постійний струм, значення якого прямо пропорційне вхідному тиску. Основні параметри датчиків тиску Honeywell та Jumo наведено в табл. 3.8.

Таблиця 3.8 – Основні параметри датчику тиску HoneywellST2000

Тип	Максимальний вимірюваний тиск $H_{max,}$ кгс/см^2	Мінімальний вимірюваний тиск $H_{min,}$ кгс/см^2	Вихідний сигнал I, мА	Клас точності приладу
HoneywellST2000	407,9	0	$4 \div 20$	0,5
JumodTRANSp02	204	0	$4 \div 20$	0,5

З’єднання датчиків з ЕОМ відбувається за допомогою перетворювача Е14-440 та роз’єму 011В-37Р. Зовнішній вигляд контактів цифрового роз’єму наведено на рис. 3.5 та в табл. 3.9, відповідно. За допомогою модуля Е14-440, оснащеного АЦП та ЦАП, відбувається опитування датчиків, обробка даних та відпрацювання сигналів керування відповідно до визначеного алгоритму функціонування і команд оператора. Технічні характеристики АЦП та ЦАП модуля Е14-440 наведено у табл. 3.10, 3.11.

Таблиця 3.9 – Характеристика контактів рознімання 011В-37Р

Сигнал	Загальна точка	Напрям	Призначення
IN<1...16>	Digital GND	Вхід	16-бітовий цифровий вхід: IN1-молодший біт (0-й біт). IN16- старший біт (15 біт).
OUT<1...16>	Digital GND	Вихід	16-бітовий цифровий вихід: OUT1 – молодший біт (0-й біт). OUT 16-старший біт(15-біт)
Digital GND	—	—	Цифрова земля
+5 В	Digital GND	Вихід	Вихід нестабілізованої напруги +5 В для живлення зовнішніх ланцюгів (береться прямо з USB-кабелю). Не більше 40 мА
+3,3 В	Digital GND	Вихід	Вихід стабілізованої напруги +3,3 В для живлення зовнішніх ланцюгів. Не більше 10 мА
INT	Digital GND	Вхід	Вхід зовнішньої цифрової синхронізації сигналу.

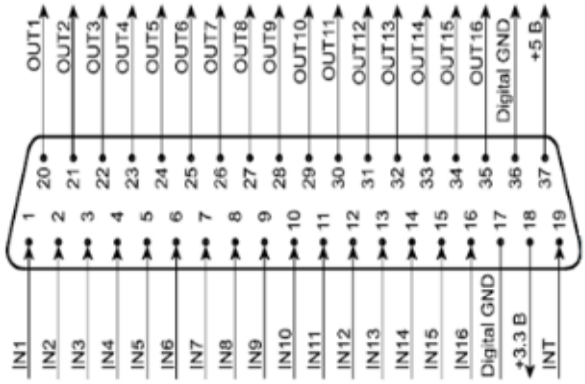


Рисунок 3.5 – Зовнішній вигляд цифрового роз’єму 011В-37Р

Таблиця 3.10 – Параметри ЦАП модуля E14-440

Кількість каналів	2
Розрядність	12 біт
Максимальна сумарна частота перетворення	125 кГц
Час встановлення	8 мкс
Макс. вихідний струм	2 мА
Вихідний діапазон	± 5 В

Таблиця 3.11 – Технічні характеристики АЦП модуля E14-440

Кількість каналів	16 диференціальних або 32 із загальною землею
Розрядність АЦП	14 біт
Діапазони вхідного сигналу	± 10 В; ± 2,5 В; ± 0,625 В: ± 0,156 В
Напруга синфазного сигналу	± 10В (не залежить від діапазону)
Розрядність, розрахована за відношенням сигнал / шум на заземленому вході РСтА при частоті АЦП 400 кГц	Посилення 1 13,8 біт Посилення 413,8 біт Посилення 16 13,5 біт Посилення 64 13,0 біт
Розрядність, розрахована по відношенням сигнал / (шум+гармоніки) отримана при оцифруванні синусоїдального сигналу частотою 10 кГц з амплітудою 5 В при частоті запуску АЦП 400 кГц	Посилення 4 13,2 біт
Час перетворення	2,5 мкс
Вхідний опір при одноканальному введенні	Не менше 1 МОм
Максимальна частота перетворення	400 кГц
Захист входів	При ввімкненому живленні ±30В При вимкненому живленні ±10 В
Інтегральна нелінійність перетворення	Макс. ± 1,5 МЗР
Диференціальна нелінійність перетворення	Макс.– 1 до +1,5 МЗР
Зміщення нуля без калібрування	Макс. ± 4 МЗР

Як запірно-регулююча арматура Z_6 в НК використовується клинова засувка з діаметром клина 50 мм, призначена для закриття і відкриття трубопроводу з чистою водою при тиску до 16 бар. Як привод засувки використовується черв'ячний мотор-редуктор C03218.WMHB1A.75E фірми DavidBrown з передаточним числом 8,59. Мотор-редуктор оснащено трифазним асинхронним двигуном потужністю 0,75 кВт. Частота обертання вихідного валу складає 337 об/хв. Для контролю та індикації положення регулюючої електроприводної засувки використовується пристрій фірми ОВЕН ПКП1И-Щ1.RS, котрий здійснює функції дистанційного керування та захисту електропривода. Схема підключення пристрою керування ОВЕН до ЕП та його зовнішній вигляд наведено на рис. 3.6, 3.7, відповідно.

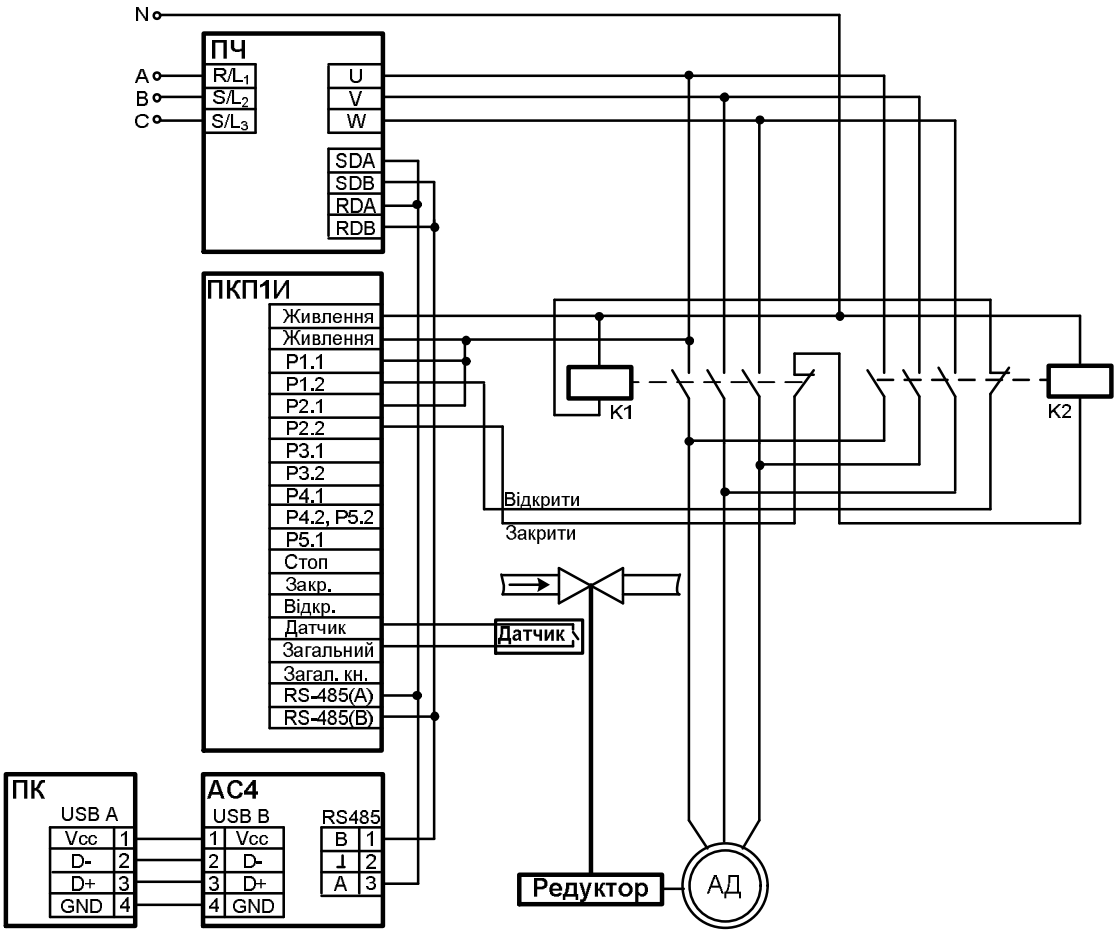


Рисунок 3.6 – Схема підключення двигуна засувки

Технічні дані двигуна та мотор-редуктора DavidBrown наведено в табл. 3.12, 3.13, відповідно.

Таблиця 3.12 – Технічні дані двигуна мотор-редуктора

Позначення на схемі	Тип ел. двигуна	N, кВт	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	cosφ	n, об/хв
АД	DM180K2	0,75	380	1,81	0,79	2871

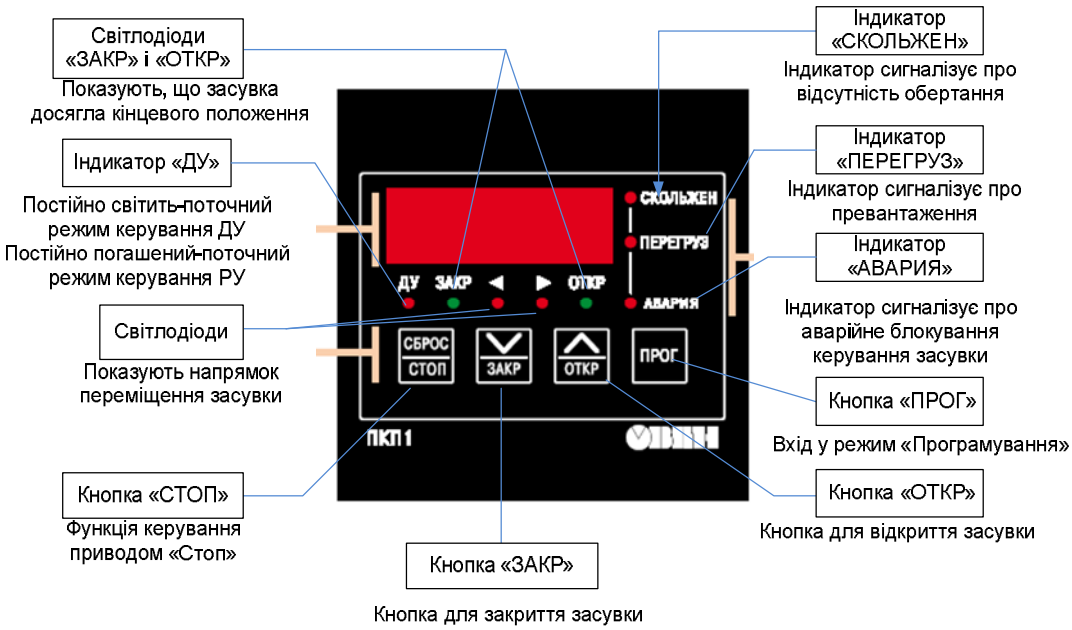


Рисунок 3.7 – Зовнішній вигляд передньої панелі пристрою керування та захисту ОВЕН ПКП1 електропривода засувки

Таблиця 3.13 – Технічні дані мотор-редуктора

Вихідна частота обертання, об/хв	Передаточне відношення	Обертальний момент, Н·м	Вхідна частота обертання, об/хв
337	8,59	36	2871

У фізичній моделі НК гідромережа виконана з поліпропіленових труб, технічні дані яких наведено в табл. 3.14.

Таблиця 3.14 – Технічні дані труби

Матеріал і тип труби	Зовнішній діаметр, мм	Температура робочого середовища, °С	Робочий тиск, МПа
Поліпропілен, PP-R	63 50	до + 80	до 16

Технічні параметри трубопровідної арматури (засувок, шарових кранів, зворотного клапану), яка використовується в НК наведено в табл. 3.15.

Таблиця 3.15 – Технічні дані трубопровідної арматури

Назва	Діаметр умовного проходу, мм	Умовний тиск, МПа	Температура робочого середовища, С°
Засувка з ЕП	50	0,6	до + 120
Шарові крани	25 50 63	0,6	до + 150
Зворотний клапан	50	0,6	до 600

Порядок запуску насосів

Перед запуском насосу Н1 необхідно відкрити засувку Z_{27} та перекрити засувку Z_{14}. Для подачі живлення на стенд необхідно увімкнути автоматичний вимикач QF1 і натисненням кнопки $К_1$ «I» подати живлення на ПЧ1. Для подачі сигналу дозволу на включення приводного двигуна Н1 необхідно перемикач SA_1 установити в положення «П». Для зупинки приводного двигуна Н1 необхідно перемикач SA_1 установити в положення «С». Знеструмлення ПЧ1 виконується натисненням кнопки $К_1$ «○».

Запуск насосу Н2 також необхідно виконувати при відкритій засувці Z_{28} та закритій – Z_{17}. Як і в попередньому випадку, подача живлення на стенд здійснюється автоматичним вмикачем QF_1. Після цього за допомогою перемикача SA_2 необхідно вибрати режим живлення приводного двигуна Н2 від ПЧ2 Mitsubishi FR-D740 (положення тумблера «Н») або безпосередньо від мережі (положення тумблера «З»). При живленні електропривода другого турбомеханізму від ПЧ2 за допомогою натиснення кнопки $К_2$ «I» необхідно подати

Рисунок 3.8 – Зовнішній вигляд панелі керування перетворювача частоти Mitsubishi FR-D740

живлення на силові ланцюги ПЧ2. Знеструмлення ПЧ2 виконується натисненням кнопки К2 «○». При цьому запуск НА2 виконується безпосередньо з панелі ПЧ2. Для цього необхідно перевести Mitsubishi FR-D740 у режим керування з пульта «PU» за допомогою кнопки PU/EXT (рис. 3.8). Після натиснення кнопки RUN на виходах силових клем перетворювача з'явиться напруга, частота й амплітуда якої змінюється за допомогою «поворотного диску». Для зупинки Н2 необхідно на панелі ПЧ2 натиснути кнопку STOP/RESET. При живленні електродвигуна Н2 безпосередньо від енергомережі його запуск і зупинка здійснюється кнопками $К_3$ «I» і $К_3$ «○», відповідно.

Живлення електрифікованої засувки, як і насосного аґреґата НА2 також може здійснюватися від ПЧ2 Mitsubishi FR-D740 (положення тумблера «З») або безпосередньо від мережі (положення тумблера «Н»). При цьому керування ступенем відкриття засувки в обох випадках здійснюється кнопками

, які розташовані на панелі блока БК спільно з індикацією, яка відображує ступінь відкриття/закриття засувки. При живленні електропривода засувки від ПЧ2 за допомогою натиснення кнопки $К_2$ «I» необхідно подати живлення на силові ланцюги ПЧ2. Знеструмлення ПЧ2 виконується натисненням кнопки $К_2$ «○». При цьому керування живленням на виході силових клем ПЧ2 виконується безпосередньо з його панелі керування. Для цього необхідно перевести Mitsubishi FR-D740 у режим керування з пульта «PU» за допомогою кнопки PU/EXT. Після натиснення кнопки RUN на виходах силових клем з'явиться напруга, частоту й амплітуду якої можна змінювати за допомогою «поворотного диска». Для знеструмлення вихідних силових клем необхідно на панелі ПЧ2 натиснути кнопку STOP/RESET. При живленні електродвигуна засувки безпосередньо від енергомережі підключення та відключення блока БКЗ до неї здійснюється кнопками $К_3$ «I» і $К_3$ «○», відповідно.

При роботі з фізичною моделлю НК існують наступні застереження:

– перед проведенням робіт переконатися у наявності в баку рідини. Якщо остання відсутня (або її недостатня кількість) заповнити бак водою із системи комунального водопостачання. Для цього необхідно перекрити засувки Z_{15}, Z_4,

Z_{29} та відкрити засувки Z_{12}, Z_2, Z_{15}, Z_{28}; після заповнення баку – перекрити засувку Z_2;

– не запускати Н1 при відкритій засувці Z_{14} та перекритій засувці Z_{27}. Якщо Н1 не розвиває при роботі на закриту засувку Z_4 напір 20 м необхідно переконатися у правильності напрямку обертання приводного двигуна Н1. Якщо вал двигуна обертається у зворотному напрямку – відключити живлення та повідомити спеціаліста з обслуговування лабораторного комплексу;

– якщо насос обертається у правильному напрямку та все одно при роботі на закриту засувку Z_4 не розвиває напір 20 м, це може свідчити про наявність повітря в робочому колесі Н. Для забезпечення виходу повітря з Н1 необхідно за допомогою перетворювача частоти знизити частоту живлення приводного двигуна Н1 до 50 % (засувки Z_{14} та Z_{27} повинні мати відкрите положення, засувка Z_4 – закрите), після чого поступово відкривати засувку Z_2 для подачі рідини з системи комунального водопостачання у напрямку зустрічному подачі Н1 доки повітря не вийде з робочого колеса насоса. Тоді, поступово закриваючи засувку Z_2, відкрити Z_4, тобто забезпечити циркуляцію рідини «система – бак», після чого збільшити частоту живлення приводного двигуна Н1 до номіналу.

Порядок виконання роботи

1. Увімкнути живлення стенда (автомат QF1).

2. Перекрити засувки Z_1, Z_2, Z_9, Z_{10}, Z_{11}, Z_{14}, Z_{15}, Z_{17}, Z_{18}, Z_{19}, Z_{20}, Z_{23}, Z_{24}, Z_{29}, відкрити засувки Z_{27}, Z_3, Z_6, Z_7, Z_8, Z_{26} (робота Н1 на контур без протитиску).

Попередження

– не запускати насос Н1 при закритій засувці Z_{27};

– не вмикати ПЧ, не вивчивши інструкцію користувача.

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка K_1 «I»), при цьому повинна світитися сигнальна лампа цієї кнопки. Перевести перемикач SA_1 у положення «П».

4. Повільно обертати задавач «Ч» проти годинникової стрілки до встановлення частоти 50 Гц (значення відображається на дисплеї).

5. Після досягнення усталеної частоти обертання двигуна АД1 плавно відкрити засувку Z_{14}.

6. Натиснути декілька разів кнопку $К_4$ доки на табло «Ергомера» не будуть відображатися значення витрат q_{12} та q_{22} (Q1 та Q2, відповідно).

7. Виконати вимірювання витрати рідини (витратомір Q1, Q2), тиску на виході насоса p_1 і в трубопроводі p_2 (датчики тиску Дт1), потужності N та частоти обертання n АД1 (ватметр W1 і тахометр n_1, відповідно). Дані вимірювань занести до табл. 3.16.

8. Виконати вимірювання, описані в п. 7 для випадків, коли значення частоти напруги живлення АД1 становить 35, 40, 45 Гц. Значення частоти напруги живлення регулюється задавачем «Ч».

9. Виконати вимірювання, описані в п. 4, 7 та 8 для випадків, коли засувка Z_6 прикрита на 20 %, 40%, 60 %, 80% та повністю закрита. Положення засувки Z_6 встановлюється за допомогою пристрою керування та захисту електропривода засувки ОВЕН ПКП1, для чого необхідно скористатися кнопками

.

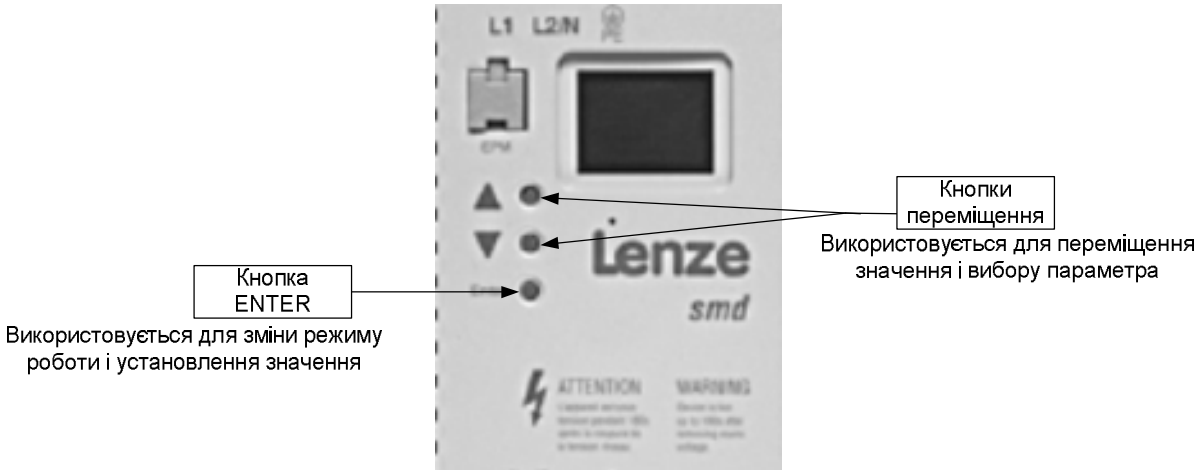


Рисунок 3.10 – Зовнішній вигляд передньої панелі перетворювача частоти

10. Після виконання досліду засувку Z_6 повністю відкрити.

11. Встановити частоту напруги живлення АД1 50 Гц.

12. Закрити засувку Z_{26}, відкрити Z_{11}, Z_{22} (робота Н1 на контур з протитиском).

13. Виконати дії, описані в п. 7–10 з подальшим занесенням експериментальних даних до табл. 3.16.

14. Закрити засувку Z_{14} та зупинити Н1 за допомогою перемикача SA_1 (перемикач SA_1 перевести в положення «С»).

15. Зняти живлення з ПЧ1 за допомогою кнопки $К_1$ «○».

16. Відключити лабораторний стенд від мережі за допомогою автоматичного вимикача QF1.

17. Розрахувати ККД насосу Н1:

$$\eta = \frac{p_1 Q}{N},$$

де Q – витрата, м^3/с; p – тиск, Па; N – потужність, споживана приводним двигуном, Вт.

Результати розрахунків занести до табл. 3.16.

18. Розрахувати кутову швидкість приводного двигуна:

$$\omega = \frac{n}{9{,}55},$$

де n – оберти приводного двигуна, об/хв.

Результати розрахунків занести до табл. 3.16.

19. Виконати розрахунок моменту на валу АД1 для різних значень частоти напруги живлення:

$$M = \frac{N}{\omega}.$$

Результати розрахунків занести до табл. 3.16.

20. Побудувати напірно-витратні $H_1 = f(Q)$, енергетичні $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ й механічні $\omega = f(M)$ характеристики при двох методах регулювання продуктивності (реґулюванні засувкою та частотою обертання) та різних значеннях протитиску.

Зміст звіту

1. Титульна сторінка (див. додаток А).

2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.

3. Спрощена функціональна схема насосної установки.

4. Технічні параметри обладнання, яке використовується у стенді.

5. Розрахунок значень η, ω, M.

6. Таблиця експериментальних та розрахункових даних.

7. Графіки залежностей $H_1 = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, $\omega = f(M)$ для $H_{ст}$=1 м, $H_{ст}$=7 м.

8. Аналіз отриманих результатів.

9. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Охарактеризувати існуючі типи насосів.

2. Які основні параметри насосу? Що розуміється під паспортними характеристиками насосів?

3. Які електричні двигуни використовують у приводах насосів?

4. Дати характеристику методів реґулювання параметрів НУ: дроселюванням, зміною швидкості робочого колеса, за допомогою напрямного апарата.

5. Як визначають втрати напору в трубопроводі?

6. Які існують види запірно-реґулювальної та запобіжної арматури?

7. Як описують характеристику гідромережі? Що розуміють під протитиском комунікаційної системи?

8. У чому недоліки існуючих способів опису характеристик насосу?

9. Який вплив величини протитиску на енергетичні показники насоса, на навантажувальну характеристику?

10. Як визначають діапазон реґулювання частоти НА?

11. Що розуміють під активним реґулюванням продуктивності НУ?

12. Де у технологічній схемі НУ встановлюють активні реґулювальні пристрої?

Література: [1, с. 13–34; 2, с. 30–42; 5; 6; 7, 177–189, 254–257].

Таблиця 3.16 – Технологічні та енергетичні показники насоса Н1

Експериментальні дані								Розрахункові величини		
№ пор	f, Гц	Положення засувки Z_6	Витрата Q, $м^3/с$	Тиск p_1, Па	Тиск p_2, м	Потужність N, Вт	Оберти n, об/хв	η	ω, рад/с	M, Н·м
Дослід з протитиском 1 м										
Дослід з протитиском 7 м										

Примітка: Для переведення значення витрати рідини з [$м^3$/год] у [$м^3$/с] користуватися залежністю [$м^3$/год]/3600= [$м^3$/с].

Лабораторна робота № 2

Тема: Дослідження характеристик насосного комплексу при різних схемах з'єднання насосів

Мета: аналіз характеристик насосного комплексу при різних схемах з'єднання насосів; набуття навичок визначення необхідного діапазону регулювання частоти обертання насосного агрегату при заданих параметрах гідромережі.

Теоретичні відомості щодо виконання лабораторної роботи наведено у п. 1.1, 1.11–1.14 даного посібника.

Порядок виконання роботи

1. Увімкнути живлення стенда (автомат QF1).
2. Перекрити засувки Z_1, Z_2, Z_9, Z_{10}, Z_{11}, Z_{14}–Z_{21}, Z_{23}–Z_{25}, відкрити засувки Z_3–Z_8, Z_{26}–Z_{28}.
3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 ($К_1$ «I») та на ПЧ2 ($К_2$ «I»), при цьому повинні засвітитися сигнальні лампи цих кнопок.
4. Перевести перемикач SA_1 у положення «П».
5. Повільно обертати задавач «Ч» проти годинникової стрілки до встановлення частоти 50 Гц (значення частоти напруги живлення відображується на дисплеї ПЧ1).
6. Після досягнення установленої частоти обертання двигуна АД1 плавно відкрити засувку Z_{14}.
7. Перемикач SA2 перевести в положення «Н» (живлення Н2 від ПЧ2).
8. Натисненням кнопки $\frac{\text{pu}}{\text{ext}}$ на панелі ПЧ2 перевести керування із зовнішнього пульту на панель (натискати кнопку, доки не засвітиться світлодіод pu).
9. На панелі керування ПЧ2 натиснути кнопку «Run». Обертаючи «поворотний диск» установити частоту напруги живлення 50 Гц (значення частоти напруги живлення відображується на дисплеї ПЧ2).

10. Після досягнення необхідної частоти обертання двигуна АД2 плавно відкрити засувку Z_{17}.

11. Виконати вимірювання споживаної потужності (ватметри W1 та W2) двигунів АД1 та АД2, відповідно, частоти обертання Н2 (тахометр n_2), тиску на виході насоса Н2 (датчик тиску $Дт_3$) та витрати (витратомір Q1). Дані вимірювань занести до табл. 3.17.

12. Виконати дії, описані в п. 11 для наступних значень частоти напруги живлення двигуна АД2: 35, 40, 45 Гц.

13. Виконати дії за п. 12 для випадків, коли засувка Z_6 прикрита на 35 %, 70 % та повністю закрита.

14. Повністю відкрити засувку Z_6.

15. Закрити засувку Z_{26} та відкрити засувку Z_{11}.

16. Виконати дії за пп. 11–13 для випадків, коли частота напруги живлення двигуна АД2 становить 35, 40, 45, 50 Гц.

17. Закрити засувки Z_{14} та Z_{17} і відкрити засувку Z_{26}.

18. Зупинити двигуни АД1 та АД2 (тумблер SA_1 перевести в положення «С» та натиснути кнопку STOP на панелі ПЧ2).

19. Натиснути кнопки $К_1$ «○» та $К_2$ «○», автоматичний вимикач QF1 повернути в початкове положення.

20. Розрахувати ККД установки:

$$\eta_{НУ} = \frac{pQ}{N_1 + N_2},$$

де Q – витрата, м^3/с; p – тиск на виході Н2, Па; N_1 та N_2 – потужність, споживана приводними двигунами АД1 та АД2, відповідно.

Результати розрахунків занести до табл. 3.17.

21. Розрахувати відносну частоту обертання регульованого аґреґата:

$$\nu = \frac{n}{n_н},$$

де n – поточна швидкість обертання двигуна АД2, об/хв; $n_н$ – номінальна швидкість обертання двигуна АД2, об/хв.

Результати розрахунків заносять до табл. 3.17.

22. Визначити відносну критичну швидкість обертання регульованого аґреґата для $H_{ст1}$ та $H_{ст2}$.

23. Побудувати напірно-витратні $H = f(Q)$ та енергетичні $N_\Sigma = f(Q)$ характеристики насосної установки й залежність $v = f(Q)$.

Зміст звіту

1. Титульна сторінка (див. додаток А).
2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.
3. Спрощена функціональна схема насосної установки.
4. Технічні параметри обладнання, яке використовується у стенді.
5. Таблиця експериментальних та розрахункових даних.
6. Графіки залежностей $H = f(Q)$; $N_\Sigma = f(Q)$; $\eta_{НУ} = f(Q)$; $v=f(Q)$ для $H_{ст1}$, $H_{ст2}$.
7. Аналіз отриманих результатів.
8. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Які основні параметри насосу? Що розуміється під паспортними характеристиками насосів?

2. Як описують характеристику гідромережі? Що розуміють під протитиском комунікаційної системи?

3. У чому недоліки існуючих способів опису характеристик насосу?

4. Які особливості паралельної й послідовної роботи насосів?

5. Дати математичний опис напірно-витратних характеристик насосу при зміні частоти обертання робочого колеса.

Таблиця 3.17 – Технологічні та енергетичні показники насосів Н1 та Н2

Експериментальні дані							Розрахункові величини	
Частота напруги живлення НА2, Гц	Ступінь закриття засувки Z_6, %	Витрата Q, м^3/с	Швидкість обертання n, об/хв	Тиск p, Па	Споживана потужність		$\eta_{НУ}$	ω, рад/с
					N_1, Вт	N_2, Вт		
Протитиск $H_{ст1}$								
50	0							
	35							
	70							
	100							
45	0							
	35							
	70							
	100							
40	0							
	35							
	70							
	100							
35	0							
	35							
	70							
	100							
Протитиск $H_{ст2}$								
50	0							
	35							
	70							
	100							
45	0							
	35							
	70							
	100							
40	0							
	35							
	70							
	100							
35	0							
	35							
	70							
	100							

Примітка: Для переведення значення витрати рідини з [м^3/год] у [м^3/с] користуватися залежністю [м^3/год]/3600= [м^3/с].

***Література*:** [1, с. 13–34; 2, с. 30–42; 5; 6; 7, 177–189, 254–257].

Лабораторна робота №3

Тема: Дослідження динамічних характеристик насосної установки у пускових режимах

Мета: аналіз перехідних процесів у насосному комплексі з нерегульованим та частотно-регульованим електроприводом насосу при різних схемах запуску насоса.

Короткі теоретичні відомості

Існує два види запуску насосного аґреґата – запуск на закриту засувку та запуск на відкриту засувку. Найбільш поширеним способом запуску насосних агрегатів є прямий запуск, тобто без використання пристроїв плавного запуску.

Прямий пуск здійснюється подачею повної напруги на обмотки електродвигуна. При цьому способі пуску не вимагається установки додаткового устаткування, проте пускові струми істотно збільшуються порівняно з номінальними, що в деяких випадках приводить до перегріву і прогорання вертикальних стрижнів «білячого колеса» ротора. Агрегат піддається сильним поштовхам у процесі набору обертів, амплітуди пульсації тиску та вібрації корпусу насосу при запуску збільшуються приблизно пропорційно квадрату частоти обертання і досягають небезпечних меж. Указані явища можуть призвести до гідравлічного і механічного дебалансу насосного агрегату, вивести з ладу підшипникові вузли, призвести до руйнування робочого колеса насосу та зниження строку експлуатації електродвигуна.

На практиці пусковий струм електродвигунів насосів у 3–5 разів перевершує номінальний струм, що призводить до збільшеного теплового зносу ізоляції обмоток статора (через це значною мірою знижується довговічність роботи і надійність електродвигуна насоса).

З метою запобігання негативних явищ при прямому запуску насосного аґреґата використовують плавний запуск. Пристрої плавного запуску призначені для безударного запуску насосів, вентиляторів та компресорів. Вони

забезпечують плавне підвищення напруги, що подається на електродвигун від 0 до номінального значення в заданий час. Завдяки цьому пусковий струм зменшується у 4–5 разів, виключаються ударні навантаження на підшипники агрегатів і лобові частини обмоток статорів електродвигунів. Крім того, покращуються умови експлуатації струмопідвідного електроустаткування: трансформаторів, високовольтних вимикачів, ошиновки, кабелів та ін. Наявність такого пристрою дозволяє економічно і раціонально експлуатувати насосні агрегати відповідно до технологічних умов їх експлуатації. Як такі пристрої використовуються системи софт-старту, регулятори напруги та перетворювачі частоти. Пристрої плавного пуску також дозволяють створити енергозберігаючі системи автоматизованого керування технологічними режимами роботи насосних установок у тих випадках, коли використання регульованого електропривода є недоцільним.

Механічна характеристика турбомеханізму (рис. 3.11) з урахуванням параметрів середовища, що перекачується, має вигляд:

$$M_{\text{с}}(\omega) = M_0 + (M_{сн} - M_0)\cdot(\omega/\omega_{\text{н}})^k + M_p e^{-\beta_1|\varphi_\Sigma|}, \qquad (3.1)$$

де $M_0 \approx 0.3 \div 0.8 M_{сн}$ – момент неробочого ходу машини, Нм; $M_{сн}$ – номінальний момент двигуна, Нм; $M_p \approx 5 \div 7 M_{сн}$ – момент рушання при куті повороту вала $|\varphi_\Sigma| = 0$, Нм; β_1– коефіцієнт, який характеризує параметри середовища; k – показник ступеня, що залежить від типу механізму ($k = 3 \div 4$ – для насосів); ω та $\omega_н$ – поточна та номінальная швидкість обертання, с$^{-1}$;

Як видно з рис. 3.11 момент пуску насоса M_p, що перекачує в`язку речовину може в декілька разів перевищувати момент неробочого ходу машини M_0 і номінальний момент $M_{сн}$.

Одним із вирішень проблеми пуску є реалізація плавного пуску насоса, для чого промисловістю випускається цілий ряд технічних засобів, у тому числі пуск за допомогою перетворювача частоти.

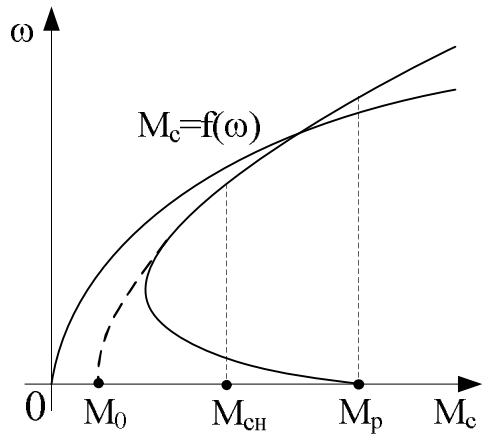


Рисунок 3.11 – Механічна характеристика турбомеханізму

Завдання пристроїв плавного пуску – забезпечити захист насосних агрегатів від високого пускового струму, механічних перевантажень, гідроударів, тобто забезпечити довговічність і надійну експлуатацію устаткування. Разом з розв’язаням задачі плавного пуску вживання перетворювачів частоти при роботі насосів дозволяє погоджувати продуктивність насоса з витратою перекачуваної рідини в кожен момент часу, що дозволяє значно знизити енергоспоживання системи.

Порядок виконання роботи

Процес налаштування та основні можливості програмного забезпечення LGraph наведено в додатку Е.

Реалізація прямого запуску насоса на порожній трубопровід

1. Увімкнути ПК та налаштувати програму LGraph.
2. Увімкнути живлення стенда (автомат QF1).
3. Виконати дії зі спорожнення трубопроводу. Перекрити засувки Z_{15}, Z_{17}, Z_{18}, Z_{19}, Z_{20}, Z_{23}, Z_{24}, Z_{11}; відкрити засувки Z_{14}, Z_{27}, Z_3, Z_4, Z_6, Z_7, Z_8, Z_{26} (робота Н1 на контур без протитиску).
4. Включити персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП-ЦАП) (завантажити файл АД1).

5. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка K_1 «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися його готовність до роботи.

6. Користуючись інструкцією до перетворювача частоти Lenze SMD 302L4TXA, виставити час розгону приводного двигуна t=0 с (пункт С12 сервісного меню перетворювача).

7. Увімкнути режим запису даних на АЦП.

8. Запустити двигун Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П»).

9. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП.

10. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою переведення тумблера SA_1 у положення «С».

11. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля Е14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_1.txt).

Реалізація прямого запуску насоса на заповнений трубопровід

1. Виконати дії із заповнення трубопроводу водою. Закрити засувки Z_7, Z_{26} і відкрити засувки Z_{11}, Z_{22} (робота Н1 на контур з протитиском).

2. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП-ЦАП) (завантажити файл АД1).

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка K_1 «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися його готовність до роботи.

4. Користуючись інструкцією до перетворювача частоти Lenze SMD, виставити час розгону приводного двигуна t=0 с (пункт С12 сервісного меню перетворювача).

5. Увімкнути режим запису даних на АЦП.

6. Одночасно виконати дії з відкриття засувки Z_7 і запуску двигуна Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П».

7. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП і закрити засувку Z_7.

8. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою переведення тумблера SA_1 у положення «С».

9. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля Е14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_2.txt).

Реалізація плавного запуску на порожній трубопровід

1. Виконати дії для спорожнення трубопроводу. Перекрити засувки Z_{15}, Z_{17}, Z_{18}, Z_{19}, Z_{20}, Z_{23}, Z_{24}, Z_{11}; відкрити засувки Z_{14}, Z_{27}, Z_3, Z_4, Z_6, Z_7, Z_8, Z_{26} (робота Н1 на контур без протитиском).

2. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП-ЦАП) (завнтажити файл АД1).

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка $К_1$ «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися готовність перетворювача до роботи.

4. Користуючись інструкцією до перетворювача частоти Lenze SMD 302L4TXA, виставити час розгону приводного двигуна t=2 с (пункт С12 сервісного меню перетворювача).

5. Увімкнути режим запису даних на АЦП.

6. Запустити двигун Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA1 у положення «П»).

7. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП.

8. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою перекладу тумблера SA_1 у положення «С».

9. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля E14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_3.txt).

Реалізація плавного запуску насоса на заповнений трубопровід

1. Виконати дії її заповнення трубопроводу водою. Закрити засувки Z_7, Z_{26} і відкрити засувки Z_{11}, Z_{22} (робота H1 на контур з тиском).

2. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля E14-440 (АЦП-ЦАП) (завантажити файл АД1).

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка $К_1$ «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися готовність перетворювача до роботи.

4. Користуючись інструкцією до перетворювача частоти Lenze SMD 302L4TXA, виставити час розгону приводного двигуна t=2 с (пункт C12 сервісного меню перетворювача).

5. Увімкнути режим запису даних на АЦП.

6. Одночасно виконати дії з відкриття засувки Z7 і запуску двигуна H1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П»).

7. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП і закрити засувку Z7.

8. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою переведення тумблера SA_1 у положення «С».

9. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля E14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_4.txt).

Примітка: Приклад обробки даних у пакеті MathCad наведено у додатку Г.

Зміст звіту

1. Титульна сторінка.
2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.

3. Графіки перехідних процесів $H = f(t)$; $n = f(t)$; $I = f(t)$; $Q = f(t)$ для прямого та плавного запуску на заповнений та порожній трубопровід.

4. Аналіз перехідних процесів.

5. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Чим відрізняється пуск насоса на закриту і відкриту засувку?

2. Чим характеризується запуск насоса на порожній та заповнений трубопровід?

3. Як впливає час розгону приводного двигуна насоса на динаміку перехідних процесів у гідросистемі?

4. Які умови треба виконати для безпечного запуску та зупинки насосного аґреґата?

5. Як змінюється момент опору насоса при пуску на відкриту і закриту засувку?

6. Як засобами електропривода уникнути підвищення пускових струмів і динамічних кидків моменту при пуску насосних агрегатів?

Література: [1, с. 13–34; 2, с. 30–42; 177–189, 254–257].

Лабораторна робота №4

Тема: Дослідження динамічних характеристик насосної установки у нестаціонарних режимах роботи

Мета: аналіз перехідних процесів у насосному комплексі в турбулентних та кавітаційних режимах роботи обладнання.

Теоретичні відомості щодо виконання лабораторної роботи наведено у п. 1.17 даного посібника.

Опис функціональної схеми стенда

Для розвитку процесів кавітації в насосному комплексі фізичну модель оснащено електронагрівальним елементом (для збільшення температури рідини), засувками на всмоктуючих патрубках насосних агрегатів (для зменшення тиску на всмоктувачі насоса), клапаном для підключення компресора (для створення розрідження в рідині) та трубками Вентурі для дослідження місцевої та відривної кавітації (рис. 3.12–3.14).

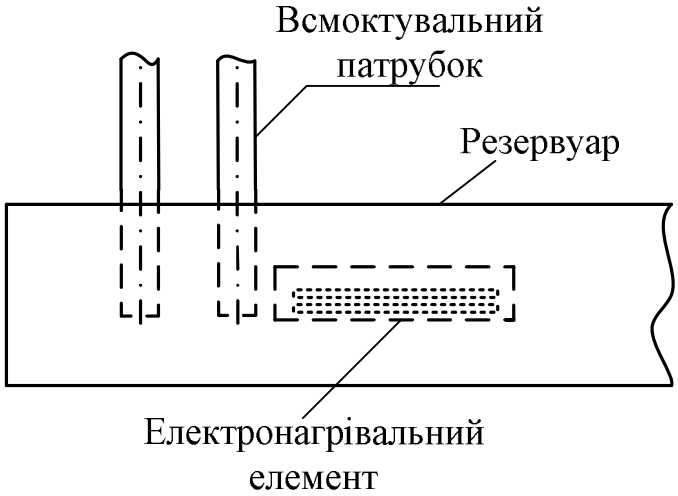


Рисунок 3.12 – Розташування електронагрівального елемента

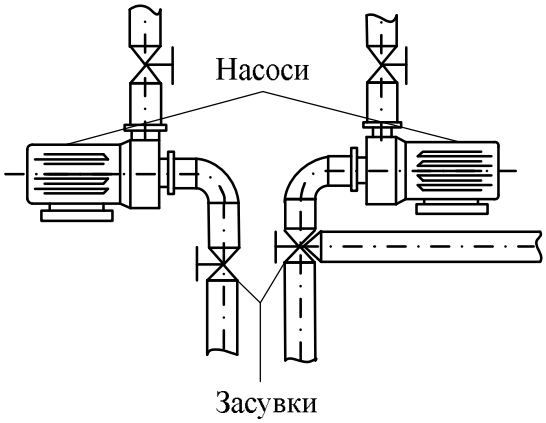


Рисунок 3.13 – Встановлення засувок на всмоктувальних патрубках насосних агрегатів

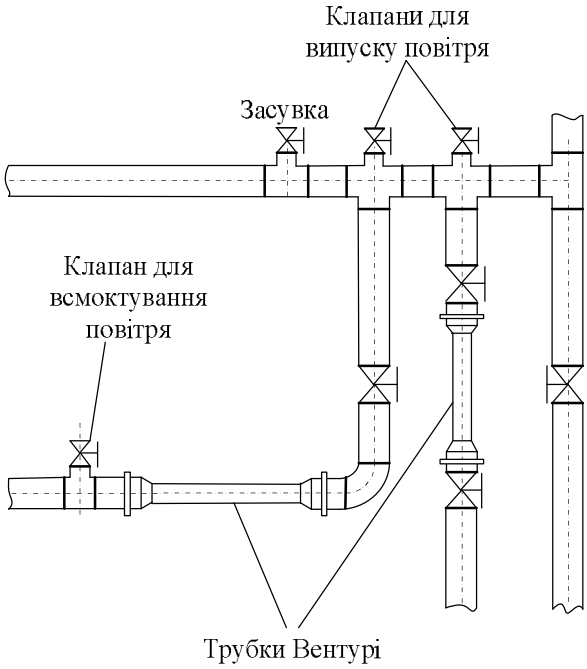


Рисунок 3.14 – Встановлення трубок Вентурі

Порядок виконання роботи

1. Увімкнути живлення стенда (автомат QF1).

2. Відкрити засувки Z_{27}, Z_3, Z_4, Z_6, Z_1, закрити засувки Z_{14}, Z_{15}, Z_{17}, Z_{18}, Z_{19}, Z_{20}, Z_{23}, Z_{11}, Z_2, Z_{24}, Z_9, Z_{10}.

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка K_1 «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, перемикач SA_1 перевести в положення «П».

4. Повільно обертайте задавач «Ч» проти годинникової стрілки до встановлення частоти 50 Гц (значення частоти відображається на дисплеї). Відкрити засувку Z_{14}.

5. Виконати вимірювання витрати рідини (витратомір Q1, Q2), тиску на виході насоса (Дт1) та в трубопроводі (Дт5). Дані вимірювань занести до табл. 3.18.

6. Повторити дії, описані в п. 5 для випадків, коли Z_6 прикрита на 20 %, 40 %, 60 %, 80 % і повністю закрита. Зміна положення засувки встановлюються кнопками

.

Таблиця 3.18 – Експериментальні дані

№	Ступінь відкриття засувки, %	p_1, Па	Q_1, м^3/с	p_2, Па	Q_2, м^3/с
1	Відкрита				
2	20				
3	40				
4	60				
5	80				
6	100				

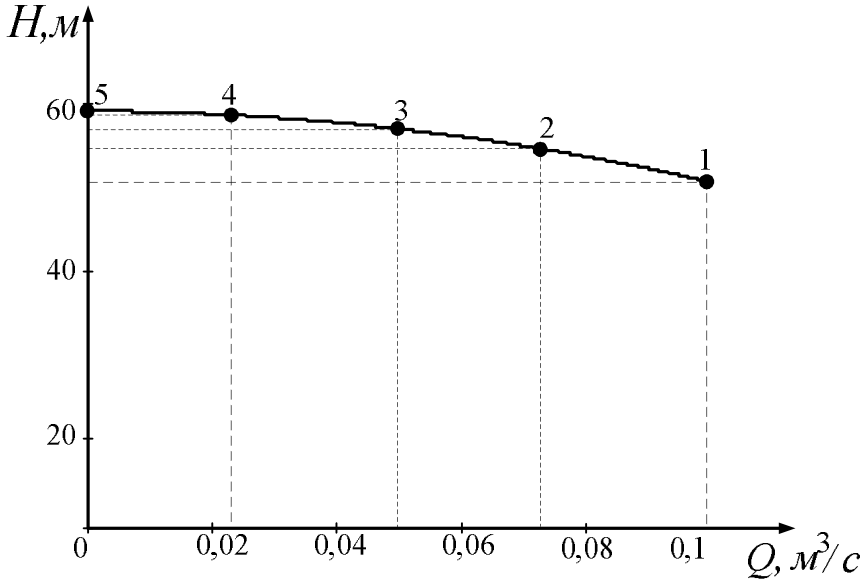


Рисунок 3.15 – Напірно-витратна характеристика насосу

7. Увімкнути ТЕН. Збільшити температуру рідини до 30 °С. Виконати дії, описані в пп. 5, 6.

8. Повторити дії описані в пп. 5, 6 для значень температури рідини: 40, 50, 60 °С.

9. Закрити засувку Z_{14} на напірному патрубку насосу Н1. Зупинити двигун за допомогою тумблера SA_1 (перевести в положення «С»).

10. Для кожного значення температури рідини згідно з кривою наведеною на рис. 3.16 визначити тиск насиченої пари. Результати розрахунків занести до табл. 3.19.

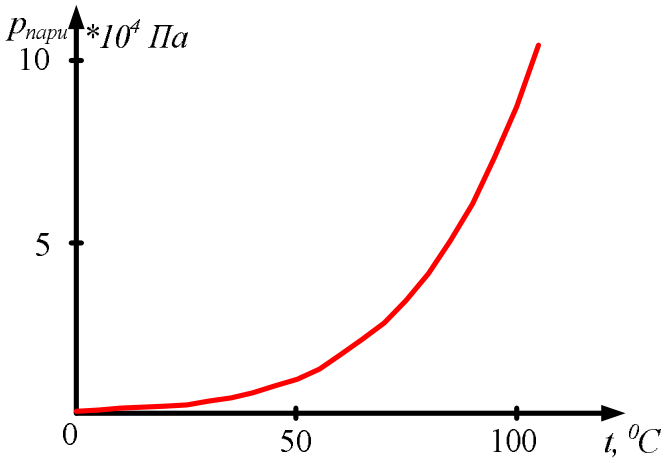


Рисунок 3.16 – Залежність тиску насиченої пари від температури рідини

11. Для кожного значення температури та положення засувки обчислити число кавітації χ на виході насосу НА1 та в гідромережі:

$$\chi = \frac{2(p_{мережі} - p_{пари})}{\upsilon^2} \text{ Па},$$

де $p_{пари}$ – тиск пари при даному значенні температури рідини, Па; $p_{мережі}$ – тиск у мережі, Па; υ – швидкість руху рідини, м/с.

Результати розрахунків занести до табл. 3.19.

12. За значеннями табл. 3.18, 3.19 побудувати в одній координатній площині H-Q-характеристику насоса та залежність $\chi = f(Q)$ для кожного значення температури рідини.

13. Повторити пп. 1–6 попереднього досліду для випадку, коли потік рідини проходить через горизонтальну трубку Вентурі. Побудувати напірно-витратні характеристики насоса та мережі.

14. Виконати підключення компресора до виходу засувки Z_{21}. Увімкнути компресор та підтримувати тиск на його виході на рівні 2 атм.

Таблиця 3.19 – Визначення поточного числа кавітації

№	Ступінь відкриття засувки, %	t, °C	$p_{пари}$, Па	p_2, Па	υ, м/с	$\chi_{пот}$
1	20	20				
2	40					
3	60					
4	80					
5	100					
6	20	30				
7	40					
8	60					
9	80					

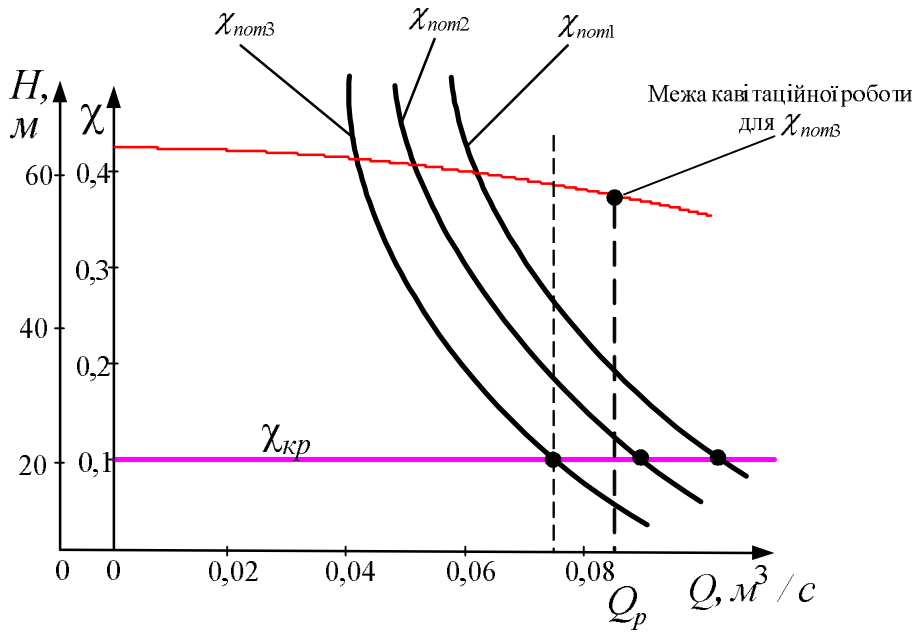


Рисунок 3.17 – Характеристики насосу щодо визначення меж безкавітаційної роботи

15. Відкрити засувку Z_{21} для впуску повітря на 20 %. Виконати вимірювання витрати рідини (витратомір Q1, Q2) та тиску на виході насоса (Дт1).

16. Графічно визначити втрати тиску, що пов’язані з впуском повітря в трубопровідну систему (рис. 3.18). Отримані значення занести в табл. 3.20.

Повторити вимірювання, описані в п. 15 для випадків, коли ступінь відкриття засувки Z_{21} становить 40 %, 60 %, 80 %, 100 %. Згідно з даними табл. 3.20 на побудованій напірно-витратній характеристиці H-Q визначити нові точки перетину характеристик гідромережі та турбомеханізму (приклад наведено на рис. 3.18).

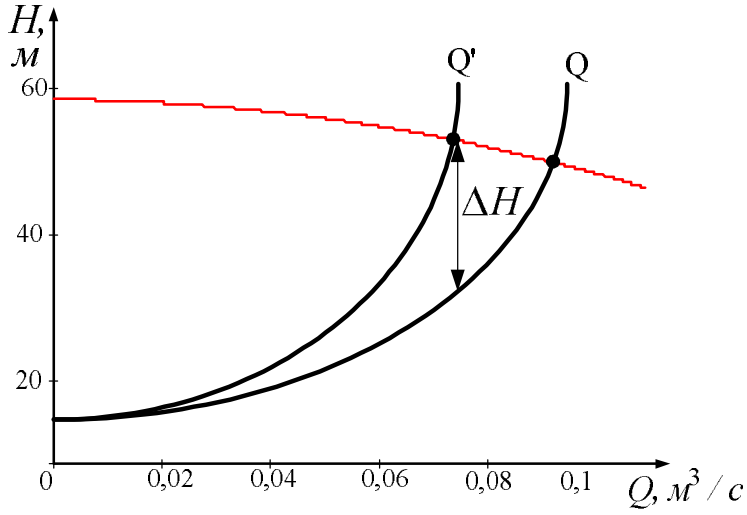


Рисунок 3.18 – Напірно-витратні характеристики НК щодо визначення втрат тиску, обумовлених кавітацією

17. Розрахувати втрати потужності, що пов'язані з кавітацією в трубопроводі за виразом $\Delta N = \rho g \Delta H Q$.

18. Увімкнути ТЕН. Змінити температуру рідини до 30 ° та повторити дії за пп. 13–17.

19. За даними табл. 3.20 побудувати криві залежності втрат потужності в НК від ступеня відкриття засувки Z_{21} для різних значень температури рідини.

Таблиця 3.20 – Визначення втрат потужності, пов'язаних з кавітаційним процесом

№	Положення повітряного клапана, %	t, °C	Q, м³/с	ΔH, м	ΔN, кВт
1	20	20			
2	40				
3	60				
4	80				
5	100				
6	20	30			
7	40				

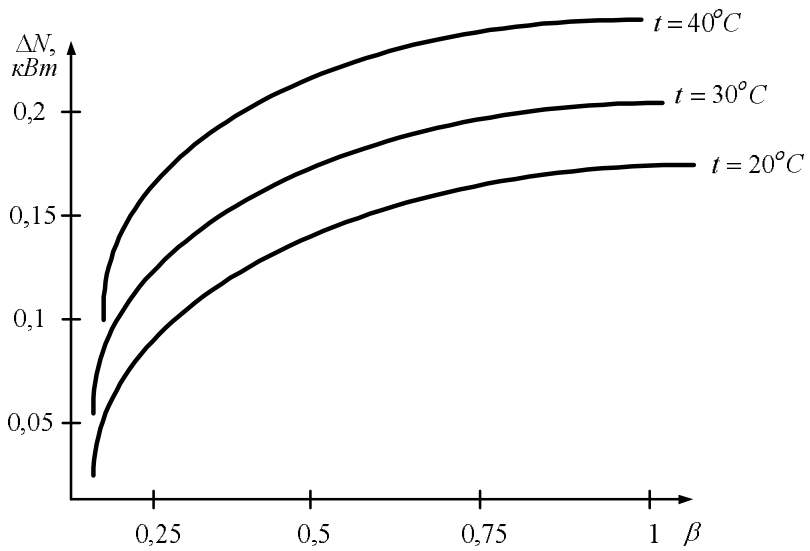


Рисунок 3.19 – Залежність втрат потужності при кавітації від ступеня відкриття повітряного клапана і температури рідини

Дослідження турбулентності в системі без протитиску

1. Включити живлення стенда (автомат QF1).

2. Перекрити засувки Z_{15}, Z_{17}, Z_{18}, Z_{19}, Z_{20}, Z_{23}, Z_{24}, Z_{11}; відкрити засувки Z_{14}, Z_{27}, Z_3, Z_4, Z_6, Z_7, Z_8, Z_{26} (робота Н1 на контур без протитиску).

Примітка: для визначення параметрів турбулентності необхідно зняти та записати у текстовий файл діаграми зміни параметрів турбулентного потоку (тиск та продуктивність) для наступної оцінки та розрахунку параметрів турбулентності.

3. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програмне забезпечення LGraph для керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП–ЦАП).

4. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка $К_1$ «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися готовність перетворювача до роботи.

5. Включити режим запису даних на АЦП.

6. Запустити двигун насосу Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П»).

7. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля Е14-440 та запис результатів у

текстовий файл (наприклад, measuring_1.txt) для випадків, коли частота напруги живлення АД насосу Н1 становить 30, 40, 50 Гц для кожного зі ступенів прикриття засувки Z_6 30, 60, 90 %.

8. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою переведення тумблера SA_1 в положення «С».

Дослідження турбулентності в системі з протитиском

1. Закрити засувки Z_7, Z_{26} і відкрити засувки Z_{11}, Z_{22} (робота насосу Н1 на контур з протитиском).

2. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП-ЦАП).

3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка $К_1$ «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися його готовність до роботи.

4. Увімкнути режим запису даних на АЦП.

5. Запустити двигун насосу Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П» та відкрити засувку Z7).

6. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботі з програмою модуля Е14-440 для випадків, коли частота напруги живлення АД насосу Н1 становить 30, 40, 50 Гц та положень засувки Z6 30, 60, 90 %. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_1.txt).

7. По закінченні досліду зупинити запис даних на АЦП і закрити засувку Z7. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою тумблера SA_1 (перевести в положення «С»).

Зміст звіту

1. Титульна сторінка.
2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.

3. Графіки залежностей $H = f(Q)$, $\chi = f(Q)$ при дослідженні кавітаційних процесів та $H = f(t)$, $Q = f(t)$ при дослідженні турбулентності, розрахунки параметрів турбулентності та кавітації.

4. Аналіз отриманих результатів.

5. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Які види нестійких процесів існують у гідротранспортному комплексі?

2. Що таке помпаж, кавітація? Які наслідки цих процесів?

3. Який вплив турбулентності на втрати напору у гідросистемі?

4. Охарактеризувати режими руху рідини в трубопроводі.

5. Як змінюються параметри гідросистеми в турбулентних режимах?

6. Назвати причини виникнення і місця локалізації кавітації в насосних аґреґатах.

7. Які існують способи зниження кавітації, турбулентності?

8. Як засобами електропривода впливати на кавітаційні і турбулентні процеси в гідросистемі?

***Література*:** [3, с.109–116, 124–133; 4, с. 144–163; 7, с. 261–264; 8–12]

Лабораторна робота №5

Тема: Дослідження динамічних характеристик насосної установки в аварійних режимах

Мета: дослідження характеристик насосної установки при раптовій зупинці турбомеханізму та виникненні гідроудару.

Теоретичні відомості щодо виконання лабораторної роботи наведено у п. 1.17 даного посібника.

Порядок виконання роботи

Раптова зупинка привода насоса без спрацьовування зворотного клапана

1. Закрити засувки Z_1, Z_2, Z_5, Z_9, Z_{10}, $Z_{14} – Z_{21}$, $Z_{23} – Z_{26}$, Z_{29}, відкрити засувки Z_4, $Z_6 – Z_8$, Z_{11}, Z_{22}, Z_{27}, Z_{28}, Z_{34}.
2. Увімкнути персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму керування режимом роботи модуля Е14-440 (АЦП-ЦАП).
3. Подати живлення на перетворювач частоти ПЧ1 (кнопка $К_1$ «I»), при цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки, а на дисплеї ПЧ1 відобразитися готовність перетворювача до роботи.
4. Користуючись інструкцією до перетворювача частоти Lenze SMD, виставити час розгону приводного двигуна t=0 (пункт С12 сервісного меню перетворювача).
5. Виконати запуск двигуна Н1 за допомогою тумблера SA_1 (перевести тумблер SA_1 у положення «П»).
6. Відкрити засувку Z_{14} і після заповнення розширювального бака рідиною, увімкнути режим запису даних на АЦП.
7. Зупинити приводний двигун першого насоса за допомогою переведення тумблера SA_1 в положення «С».
8. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП.

9. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля E14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_5.txt).

Раптова зупинка привода насоса зі спрацьовуванням зворотнього клапана

1. Виконати дії із заповнення трубопроводу водою. Закрити засувку Z_4 (робота насосу Н2 на контур з протитиском).

2. Включити персональний комп'ютер, запустити і налаштувати програму управління режимом роботи модуля E14-440 (АЦП-ЦАП).

3. Тумблер SA_2 перевести в положення «З».

4. Запустити насос Н2 за допомогою натиснення кнопки $К_3$ «I». При цьому повинна засвітитися сигнальна лампа цієї кнопки. Відкрити засувку Z_{17}.

5. По закінченні перехідного процесу, що характеризує запуск Н і заповнення розширювального бака рідиною, включити режим запису даних на АЦП.

6. Знеструмити насос Н2 за допомогою натиснення кнопки $К_3$ «○».

7. По закінченні перехідного процесу зупинити запис даних на АЦП.

8. Виконати попередню обробку результатів вимірювань згідно з інструкцією до роботи з програмою модуля E14-440. Виконати запис результатів у текстовий файл (наприклад, measuring_6.txt).

Зміст звіту

1. Титульна сторінка.

2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи, лістинг обробки експериментальних даних у програмі Mathcad з поясненням.

3. Графіки перехідних процесів $H = f(t)$, $n = f(t)$, $I = f(t)$ при раптовому відключенні привода насоса.

4. Аналіз перехідних процесів.

5. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Які недоліки існуючих засобів гідрозахисту насосних установок від аварійних режимів?

2. Що таке гідроудар? Які причини виникнення гідроударів?

3. Які причини аварійності трубопровідної арматури?

4. Якими параметрами характеризується протікання гідравлічного удару?

5. Охарактеризувати способи захисту насосних установок від гідроудару.

6. Як змінюються перехідні процеси в насосних установках при різкому (плавному) керуванні трубопровідною арматурою?

7. Як впливає значення фази гідроудару на зміну перехідного процесу в трубопроводі?

***Література*:** [1; 2; 4, с. 164–194; 12; 13].

Лабораторна робота № 6

Тема: Дослідження характеристик відцентрового вентилятору при різних методах регулювання параметрів

Мета: придбання навичок роботи із запірно-реґулювальною, контрольно-вимірювальною й перетворювальною апаратурою аеродинамічного комплексу; аналіз енергетичної ефективності роботи вентиляторної установки при реґулюванні продуктивності дроселюванням і частотою обертання.

Теоретичні відомості щодо виконання лабораторної роботи наведено у другому розділі даного посібника.

Опис функціональної схеми комп'ютеризованого аеродинамічного комплексу

Лабораторний комплекс вентиляторної установки призначений для вивчення режимів роботи вентиляторів, а також процесів, які відбуваються в трубопровідній повітряній мережі.

Функціональна схема вентиляторної установки (ВУ) наведена на рис. 3.20.

До складу лабораторного стенда ВУ входять вентилятор В із приводним двигуном АД; засувки Z_1 та Z_2, причому Z_1 приводиться в дію електроприводом ЕПЗ, до складу якого входить двигун Д та система керування ним СУ; датчик тиску ДТ1 на виході вентилятора (перед засувкою) та датчик витрати ДВ.

Вентиляторна установка працює на видув до вентиляційної системи. У силовому ланцюзі АД установлений однофазний перетворювач частоти ПЧ з номінальною вхідною напругою 220 В. Контроль струму, напруги й споживаної потужності системи ПЧ-АД здійснюється амперметром $I_{АД}$, вольтметром $U_{АД}$, ватметром W, відповідно; контроль швидкості обертання АД – датчиком швидкості ДС. Датчики струму ДС1 і напруги ДН1 призначені для електронного зняття миттєвих значень струму й напруги, які діють у ланцюзі двигуна.

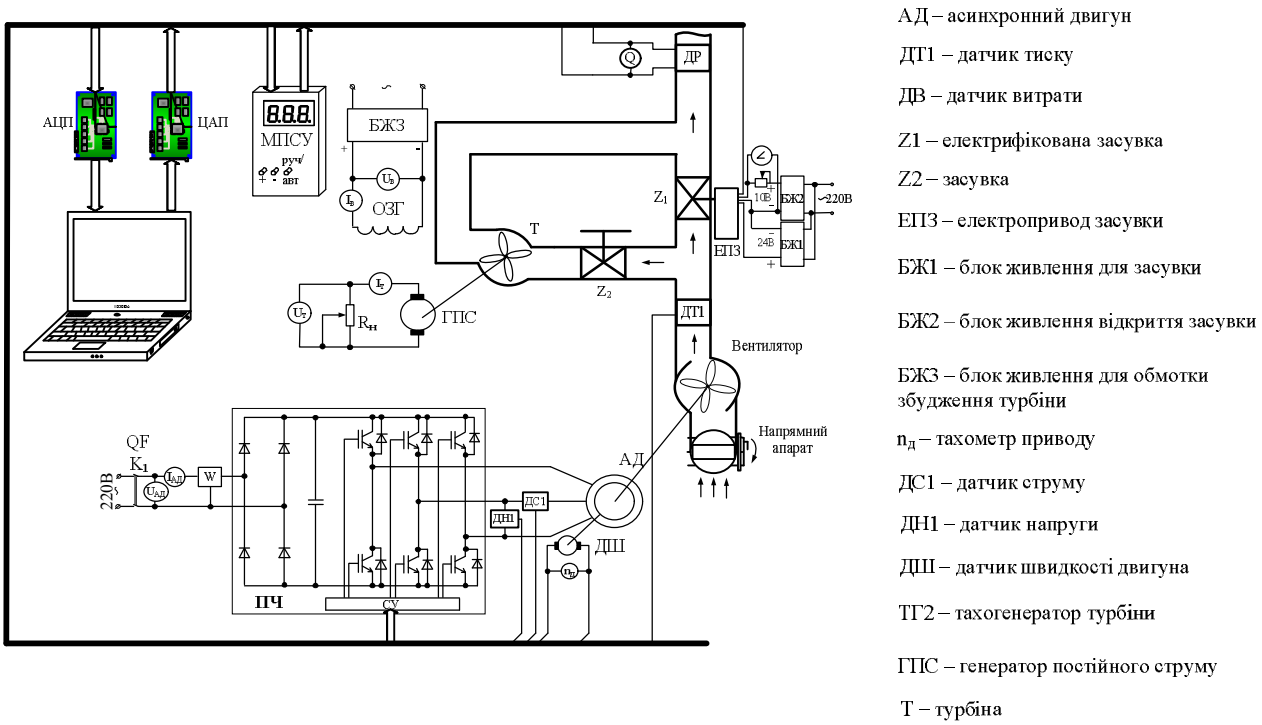


Рисунок 3.20 – Функціональна схема лабораторного стенда вентиляторної установки

Паралельно засувці Z_1 в обвідному трубопроводі встановлено турбомеханізм осьового типу, що працює в турбінному режимі.

На одному валу з турбінним агрегатом Т встановлено генератор постійного струму ГПС незалежного збудження. Контроль струму ГПС здійснюється за допомогою амперметра Іт, а контроль напруги – вольтметра Uт. Паралельно якірному ланцюгові генератора увімкнено активний навантажувальний опір $R_н$.

Зміна режиму роботи генератора здійснюється за допомогою керуючого випрямляча БЖЗ на обмотку збудження.

Контроль напруги та струму збудження ГПТ здійснюється вольтметром $U_з$ та амперметром $A_у$, відповідно.

Розміщення вентиляторного та силового обладнання, контрольно-вимірювальних приладів та органів керування зображено на схемі лицьової панелі стенда (рис. 3.21).

Технічні дані обладнання, що використовується в лабораторному комплексі, наведено у таблицях 3.21–3.28.

Таблиця 3.21 – Технічні дані вентилятора

Позначення на схемі	Тип вентилятора	Подача, $м^3$/год	Номінальний тиск, кгс/$см^2$	Частота обертання, об/хв	Максимальний тиск, кгс/$см^2$
Вентилятор	ВЦ4-75 № 2.5	1200	250	2750	700

Таблиця 3.22 – Технічні дані електродвигуна

Позначення на схемі	Тип ел. двигуна	N, кВт	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	cos φ	η	n, об/хв
АД	АИР63В2У3	0,55	380	1,3	0,86	76%	2750

Таблиця 3.23 – Технічні показники перетворювача частоти

Позначення на схемі	Тип	S, кВА	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	Потужність приводного ЕП, кВт
ПЧ	ATV11 HU12M2E	1,4	220–240	6,3	0,55

Таблиця 3.24 – Технічні дані датчика витрати

Позначення на схемі	Тип	Перепад тиску, кгс/$см^2$	Робочий тиск, кгс/$см^2$	Максима-льний тиск, Nm/h	Межі вимірюваного тиску, кгс/$см^2$
ДР	ДСО-712-2С	0,063	160	50	0–40

Таблиця 3.25 – Технічні дані датчика тиску

Позначення на схемі	Тип	Макс. вим. тиск, p_{max}, Па	Вихідний сигнал I, мА	Клас точності приладу
ДД1	SDF5000U	500	0–10	0,5

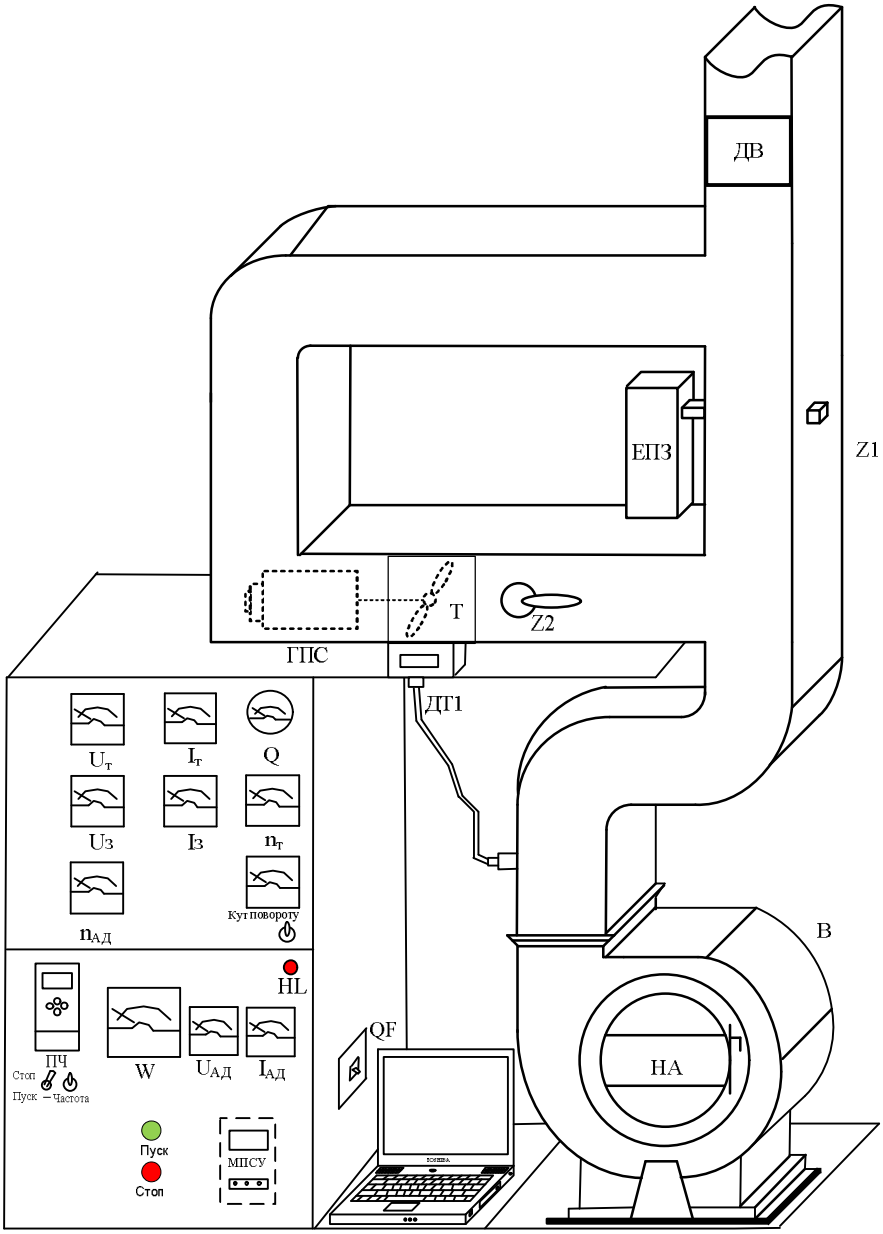


Рисунок 3.21 – Загальний вигляд стенда з боку передньої панелі

Таблиця 3.26 – Технічні дані вольтметрів, амперметрів і ватметрів

Позначення на схемі	Тип приладу	Рід вимір. струму	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	W, кВт	Частота мережі, Гц	Клас точ.
$U_{АД}$	Е8030	змінний	500	-	-	50	2,5
$I_{АД}$	Е365-1	змінний	-	3	-		1,5
Іт	Е377	змінний	-	0,075	-		1,5
Uт	Е8030	змінний	500	-	-		2,5
$U_в$	Е8030	змінний	500	-	-		2,5
$A_в$	Е365-1	змінний	-	3	-		1,5
W1	Д365	змінний	220	5	2		1,5

Таблиця 3.27 – Технічні дані турбіни

Позначен-ня на схемі	Число лопастей	Радіус колеса турбіни, м	Потужність турбіни, Вт	Швидкість потоку повітря, м/с	Номіналь-на швидкість обертання n, об/хв
Т	8	0,085	60	18	5000

Таблиця 3.28 – Технічні дані генератора постійного струму

Позначення на схемі	Тип ел. двигуна	$U_{ном}$, В	$I_{ном}$, А	cos φ	n, об/хв
ГПТ	КПА-561	30	1,5	0,85	5000

Модель повітродувки дозволяє досліджувати енергетичну ефективність роботи ВУ, що працює на реальну аеродинамічну мережу при використанні наступних методів реґулювання продуктивності: засувкою, встановленою на виході вентилятора; зміною частоти обертання робочого колеса вентилятора й напрямним апаратом, установленим на вході турбомеханізму; активним впливом на комунікації; комбіноване реґулювання продуктивності.

Датчик витрати

Турбінні витратоміри є лічильниками об'єму і працюють за принципом лічильників з крильчаткою Вольдмана. Вони реєструють об'єм, що протікає через поперечний перетин труби, використовуючи середню швидкість потоку.

Колесо турбіни має малу масу і розташовано в корпусі датчика концентрично. Потік набігає на колесо турбіни в осьовому напрямку. Заспокійливий пристрій зрівнює потік, таким чином, що колесо піддається дії квазіламінарного потоку. Число обертів колеса турбіни пропорційне середній швидкості потоку через поперечний перетин. Тим самим число обертів у широкому діапазоні пропорційне об'ємній витраті.

Після посилення і перетворення сигналу чутливого елементу витратоміру виходить сигнал у вигляді прямокутних імпульсів. Число імпульсів за одиницю часу пропорційне миттєвому значенню витрати.

Датчик тиску

Перетворювачі призначені для роботи в системах автоматичного контролю, реґулювання й керування технологічними процесами та забезпечують безперервне перетворення надлишкового чи абсолютного значень тиску, різниці тисків в уніфікований струмовий вихідний сигнал.

Засувка

Двоходові або триходові реґулювальні клапани в комплекті з електричним виконавчим механізмом типу Belimo – механізми, що не призначені для роботи в середовищах, які містять аґресивні гази, пари й речовини.

Порядок виконання роботи

1. Увімкнути автоматичний вимикач QF1 (на панелі засвітиться лампа L1).

Попередження

– не вмикати ПЧ, не вивчивши інструкцію користувача;

– не вимикати ЕП вентилятора безпосередньо кнопкою К1 “Стоп”, коли не відключений ПЧ від двигуна.

2. Подати живлення на ПЧ, натисканням кнопки К1 “Пуск” (кнопка “Пуск” засвітиться).

3. Закрити засувку Z_2 та відкрити Z_1.

4. Установити напрямний апарат у положення “Відкрито”.

5. Запустити вентилятор, переключивши тумблер у положення “Пуск”.

6. Установити частоту живлення привода вентилятора 50 Гц ручкою на панелі стенда “Частота” (поточна частота відображається на екрані ПЧ).

7. Виконати вимірювання параметрів: витрати ДВ, тиску на виході вентилятора ДТ, потужності N і частоти обертання $n_{АД}$ (ватметр W і тахометр

$n_{АД}$, відповідно). Дані вимірювань занести до табл. 3.29.

8. Повторити дії, описані в пунктах 6–7, для частоти напруги живлення 40, 30, 20 Гц.

9. Прикрити засувку Z_1 на 20 % та повторити дії, описані в пп. 6–8.

10. Повторити дії, описані в п. 9, для випадків коли засувка Z_1 прикрита на 40 %, 60 %, 80 % і повністю закрита.

11. Відкрити повністю засувку Z_1.

12. Прикрити напрямний апарат на 50 % та повторити дії, описані в п. 6–10.

13. Зупинити електричний двигун за допомогою тумблера (переключити тумблер у положення “Стоп”).

14. Відключити ПЧ від мережі, натиснувши кнопку К1 “Стоп”. Повернути в початкове положення автоматичний вимикач QF1.

13. Розрахувати ККД установки:

$$\eta_i = \frac{pQ_i}{N_i},$$

де p – тиск, Па; N_i – потужність, споживана приводним двигуном, Вт; Q_i – витрата, м^3/с.

14. Виконати розрахунок моменту на валу вентилятора:

$$M_i = \frac{N_i}{\omega_i},$$

де $\omega_i = \frac{\pi n_{АД}}{30}$ – кутова швидкість двигуна, с$^{-1}$; N_i – потужність, споживана приводним двигуном, Вт.

15. Побудувати напірно-витратні, енергетичні й механічні характеристики ВУ при трьох методах регулювання продуктивності: регулюванні засувкою, частотою обертання вала електричного двигуна та напрямним апаратом. Зробити висновки щодо енергетичної ефективності використовуваних методів регулювання.

Зміст звіту

1. Титульна сторінка.
2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.
3. Розрахунок значень η_i, ω_i, M_i.
4. Таблиця експериментальних та розрахункових даних.
5. Графіки залежностей $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$; $\omega = f(M)$.
6. Аналіз отриманих результатів. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Охарактеризувати призначення й галузь застосування вентиляторних установок (ВУ).
2. Навести параметри вентиляторів та їх паспортні характеристики.
3. Які характеристики ВУ належать до безрозмірних, а які до розмірних?
4. Який принцип дії відцентрового вентилятора?
5. Як розраховується потужність приводного двигуна вентилятора?
6. Яка характеристика називається сідлоподібною?
7. Якою характеристикою описується аеродинамічна мережа?
8. Сформулювати вимоги до ЕП вентиляторних установок.
9. Які методи реґулювання параметрів реалізуються на базі лабораторного комплексу?
10. Що застосовують як запірно-реґулюючу арматуру на лабораторному стенді?
11. Дати порівняльний аналіз енергетичних показників вентилятора при реґулюванні продуктивності частотою обертання й дросельною засувкою.
12. Навести характеристики вентилятора при реґулюванні продуктивності напрямним апаратом та дроселюванням засувкою на виході механізму. Як визначаються втрати потужності при використанні цих методів?

***Література*:** [15; 17; 18–19; 22–24]

Таблиця 3.29 – Технологічні та енергетичні показники вентиляторної установки

Експериментальні дані								Розрахункові величини		
№	f, Гц	Положення напрямного апарату	Положення засувки Z_1	Витрата Q, м^3/с	Тиск p, Па	Потужність N, Вт	Частота оберт. $n_{АД}$, об/хв	ККД η, %	Кутова швидкість ω, рад/с	Момент M, Нм

Лабораторна робота № 7

Тема: Дослідження характеристик вентиляторної установки при активному регулюванні параметрів

Мета: аналіз енергетичної ефективності роботи вентиляторної установки при реґулюванні продуктивності за допомогою турбінного аґреґата, як альтернативного енергоефективного способу регулювання.

Короткі теоретичні відомості

Активне регулювання параметрів вентиляторної установки є альтернативним способом регулювання, що дозволяє отримати необхідну продуктивність в аеромережі за допомогою додаткового встановлення в системі турбіни, яка виконує роль регулюючого пристрою. Якщо на одному валу з турбіною встановлено генератор змінного або постійного струму, такий спосіб регулювання дозволяє додатково виробляти електричну енергію, яка може використовуватись для місцевих потреб або рекуперуватись у мережу.

В даному лабораторному комплексі використовується турбіна Т осьового типу (рис. 5.1), установлена у байпасному каналі, що знаходиться на одному валу з генератором постійного струму. У якірному ланцюзі генератора встановлено навантажувальний змінний опір та прилади для вимірювання напруги та струму. У ланцюзі обмотки збудження встановлено керований випрямляч УВ та прилади для контролю напруги та струму. Для роботи турбіни необхідно відкрити засувку Z2 та спрямувати потік повітря через байпасний канал. Розподілення повітря між байпасним та основним каналом реалізується за допомогою засувки Z1. Даний метод може бути успішно застосований у комбінації з іншими методами регулювання.

Порядок виконання роботи

1. Увімкнути автоматичний вимикач QF1 (на панелі засвітиться лампа L1).

Попередження

– не вмикати ПЧ, не вивчивши інструкцію користувача;

– не вимикати ЕП вентилятора безпосередньо кнопкою К1 “Стоп”, коли не відключений ПЧ від двигуна.

2. Подати живлення на ПЧ, натисканням кнопки К1 “Пуск” (кнопка “Пуск” засвітиться).

3. Закрити засувку Z_2 та відкрити Z_1.

4. Установити напрямний апарат у положення “Відкрито”.

5. Запустити вентилятор, переключивши тумблер у положення “Пуск”.

6. Установити частоту живлення привода вентилятора 50 Гц ручкою на панелі стенда “Частота” (поточна частота відображається на екрані ПЧ).

7. Відкрити засувку Z_2 (положення засувки Z_1 – повністю закрита). Установити максимальне значення збудження ГПС.

8. Виконати вимірювання параметрів: витрати ДВ, тиску на виході вентилятора ДТ, потужності N і частоти обертання $n_{АД}$ (ватметр W і тахометр $n_{АД}$, відповідно), струму та напруги якоря та обмотки збудження генератора постійного струму ($I_г$, $U_г$ та $I_з$, $U_з$). Дані вимірів занести до табл. 3.22.

9. Виконати дії за п. 8 для випадків, коли навантаження ГПС на 20, 40, 60, 80 % менше за максимальне значення $R_н$.

10. Зменшити напругу живлення на 20 % від максимального значення. Виконати дії, описані в п. 8–9.

11. Повторити дії за п. 10 для випадків, коли значення напруги живлення становить 40 та 60 від максимального значення.

12. Виконати дії, описані в п. 7–11 для наступних положень засувки Z1: 30%, 60% та повністю закритій. Дані вимірів занести до табл. 3.22.

13. Зупинити електричний двигун за допомогою тумблера (переключити тумблер в положення “Стоп”).

14. Відключити ПЧ від мережі, натиснувши кнопку “Стоп”. Вимкнути QF.

15. Розрахувати ККД вентиляторної установки:

$$\eta = \frac{p_i Q_i + U_{гi} I_{гi}}{N_{спi} + N_{ОЗГi}},$$

де p – тиск, Па; Q_i – витрата, м^3/с; $N_{спi}$ – потужність, споживана приводним двигуном, Вт; $N_{ОЗГi} = U_{зi} I_{зi}$ – потужність, споживана обмоткою збудження ГПС, Вт; $U_{гi}$, $U_{зi}$ – напруга ГПС та його обмотки збудження, В, відповідно; $I_{гi}$, $I_{зi}$ – струм ГПС та його обмотки збудження, А, відповідно.

16. Побудувати напірно-витратні *H=f(Q)* й енергетичні *N=f(Q)* та *η=f(Q)* характеристики ВУ при активному регулюванні продуктивності. Зробити висновки щодо енергетичної ефективності даного методу реґулювання.

Зміст звіту

1. Титульна сторінка.
2. Мета, короткі теоретичні відомості, хід роботи.
3. Розрахунок значень η_i, ω_i.
4. Таблиця експериментальних та розрахункових даних.
5. Графіки залежностей $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$.
6. Аналіз отриманих результатів. Висновки з роботи.

Контрольні питання

1. Чим зумовлена наявність втрат енергії у турбіні?
2. Які існують типи турбін?
3. Які існують засоби реґулювання потужності турбін?
4. Що застосовують як запірно-реґулювальну арматуру на лабораторному стенді?
5. Надати порівняльний аналіз енергетичних показників вентилятора при реґулюванні продуктивності частотою обертання й дросельною засувкою.
6. Навести характеристики вентилятора при реґулюванні продуктивності напрямним апаратом та дроселюванням засувкою на виході механізму. Як визначаються втрати потужності при використанні цих методів?
7. Охарактеризуйте активне регулювання як альтернативний спосіб зміни продуктивності. Які його переваги та недоліки?

Література: [4; 15–24]

Таблиця 3.22 – Технологічні та енергетичні показники вентиляторної установки

Полож. $R_н$	$U_{озг}$, В	Частота напруги живлення, Гц	Витрата Q, $м^3/с$	Тиск p, Па	$I_г$, А	$U_г$, В	$I_з$, А	$U_з$, В	ККД η, %	Корисна потужність, Вт	Потужність АД N, Вт	Потужність обмотки збудження $N_{озг}$, Вт
1		50										
2												
3												
1												
2												
3												
1		40										
2												
3												
1												
2												
3												
1		30										
2												
3												
1												
2												
3												

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ЗА РОЗДІЛОМ 3

1. Онищенко Г. Б. Электропривод турбомеханизмов / Г. Б. Онищенко, М. Г. Юньков. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.

2. Лезнов Б. С. Экономия электроэнергии в насосных установках / Б. С. Лезнов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.

3. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский – М.: Энергия, 1977. – 424 с.

4. Карелин В. Я. Насосные станции с центробежными насосами / В. Я. Карелин, Р. А. Новодережкин. – М.: Стройиздат, 1983. – 204 с.

5. Коренькова Т. В. Насоси. Особливості включення. Характеристики насосів і режимів енергоспоживання при перемінній швидкості обертання: Навчальний посібник / Т.В. Коренькова. – Кременчуг: КГПУ, 2002. – 56 с.

6. Коренькова Т. В. Особенности энергетических режимов работы насосных установок при регулировании выходных параметров / Т. В. Коренькова, Д. А. Михайличенко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. / КДПУ. – Кременчуг, 2003. – Вип. 5(22). – С. 81–87 .

7. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины / Г. И. Кривченко. – М.: Энергия, 1970. – 488 с.

8. Хинце И. О. Турбулентность / И. О. Хинце. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 684 с.

9. Фрост. У. Турбулентность. Принципы и применение / У. Фрост., Т. Моулден. Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 536 с.

10. Бредшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение / П. Бредшоу. – М.: Мир, 1974. – 357.

11. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В. Я. Карелин. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.

12. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.

13. Лямаев Б. Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ / Б. Ф. Лямаев, Г. П. Небольсин, В. А. Нелюбов. − Л.: Машиностроение, 1978. − 192 с.

14. Гольянов А. А. Анализ методов обнаружения утечек на трубопроводах / А. А. Гольянов // Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 2002. – № 11. – С. 5–14.

15. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – М: Машиностроение, 1984. – 240 с.

16. Нильсен Т. П. Справочник. Повышение энергоэффективности и модернизация вентиляторных систем / Т. П. Нильсен. – Киев: Витал-Пресс, 2001. – 168 с.

17. Вахвахов Г. Г. Работа вентиляторов в сети / Г. Г. Вахвахов – М.: Стройиздат, 1987. –101 с.

18. Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы / М.П. Калинушкин. – М.: Высшая школа, 1987. –176 с.

19. Соломахова Т. С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. –176 с.

20. Жуковський С. С. Вентилювання приміщень / С. С. Жуковський, О. Т. Возняк, О. М. Довбуш, З. С. Люльчак. – Львів: Львівська політехніка, 2007. – 476 с.

21. Беккер А. Системы вентиляции / А. Беккер. – М.: Техносфера «Евроклимат», 2005. – 232 с.

22. Талиев В. И. Аэродинамика вентиляции: Учебное пособие для вузов / В. И. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.

23. Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. И. Балуева, А. Д. Гальперин и др. – М.: Евроклимат, 2001. – 416 с.

24. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е. В. Стефанов. – СПб.: Авок Северо-Запад, 2005. – 399 с.

ВИСНОВОК

Технологічні комплекси, обладнані насосними та вентиляторними установками з трубопровідною мережею, на яку вони працюють, являють собою складні енергоємні технічні системи у більшості випадків з груповим характером навантаження, найчастіше нерегульованим асинхронним чи синхронним електроприводом, змінними у часі параметрами споживача, енерговитратними методами регулювання режимів роботи турбомашин та ін.

Насосні установки досить часто працюють у режимах наближених до аварійних через раптове зниження продуктивності, різке закриття (відкриття) дросельної засувки у споживача і на виході аґреґата, підвищення пульсацій тиску, раптове відключення електроенергії привода турбомеханізму. При цьому в гідросистемі відбувається збільшення номінальних параметрів, що спричиняє розриви трубопроводу, зриви запірно-регулювальної арматури, вихід з ладу насосного обладнання, зниження його ККД та ін. Існуючі засоби захисту (засувки, клапани, вантузи) мають ряд недоліків: час спрацьовування пристроїв захисту більший за час наростання нестаціонарного процесу; їх спрацьовування відбувається вже за фактом аварійного режиму; пружини в гідроклапанах згодом слабшають, і як наслідок, клапан реагує на інші, відмінні від номінальних, значення і т.д.

Наведений у посібнику математичний опис характеристик турбомеханізмів при зміні частоти обертання робочого колеса дає можливість визначити основні технологічні параметри установки і, насамперед, крайню нижню границю діапазону регулювання швидкості аґреґата з метою обґрунтування вибору раціональної схеми електропривода насосів, вентиляторів, повітродувок та ін.

Запропоновано альтернативний метод підвищення енергоефективності насосів та вентиляторів шляхом зниження втрат напору в мережі впливом на тиск та подачу комунікаційній мережі за допомогою систем активного регулювання продуктивності, де регулювальним пристроєм є турбіна з електромеханічним перетворювачем, що дозволяє здійснювати регулювання

вихідних параметрів технологічної установки у необхідних межах та одночасно реалізувати рекуперацію енергії до енергомережі.

Розроблені комп'ютеризовані електромеханічні комплекси дозволяють виконати дослідження статичних та динамічних режимів роботи насосів та вентиляторів у системі регульованого та нерегульованого електропривода, аналіз їх енергетичних характеристик при змінних параметрах трубопровідної системи та різних методах регулювання продуктивності, сформулювати практичні рекомендації щодо вибору доцільних систем регулювання для реально діючих технологічних комплексів.

Додаток А

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
ІНСТИТУТ ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ І СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ

КАФЕДРА СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ТА ЕЛЕКТРОПРИВОДА

КУРС «АВТОМАТИЗОВАНИЙ ЕЛЕКТРОПРИВОД ТИПОВИХ ПРОМИСЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ»

Звіт з лабораторної роботи №

Тема _____

Виконав:
студент групи _____
_____

Перевірив:
викладач
_____

Кременчук 2013

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Технічні показники та характеристики турбомеханізмів

Термін	Визначення	Одиниці вимірювання
Об'ємна подача (подача насоса)	Відношення об'єму рідкого середовища, що подається, до часу	$м^3/с$, $м^3/год$, л/с
Масова подача	Відношення маси рідкого середовища, що подається, до часу	кг/с, кг/год
Ідеальна подача насоса	Сума подачі та об'ємних втрат насоса	$м^3/с$, $м^3/год$, л/с
Робочий об'єм насоса	Різниця найбільшого і найменшого значень замкнутого об'єму за оборот або подвійний хід робочого органа насоса	$м^3$
Тиск на вході насоса	Тиск рідкого середовища на вході до насоса	Па, атм., $Н·м^2$, $кгс·м^2$, $м^{-1}·кг·с^{-2}$, мм вод. ст., мм рт. ст. 1 Па=1 $Н/м^2$; 1 атм=101,325 кПа; 1 $кгс·м^2$=9,80665 Па; 1 мм вод. ст.=9,80665 Па; 1 мм рт. ст.=133,332 Па.
Тиск на виході з насоса	Тиск рідкого середовища на виході з насоса	Па, атм., $Н·м^2$, $кгс·м^2$, $м^{-1}·кг·с^{-2}$, мм вод. ст., мм рт. ст.
Напір насоса	Величина, що визначається залежністю: $H = \frac{p}{\rho g}$, де p – тиск насоса, Па; ρ – щільність рідкого середовища, $кг/м^3$; g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$	м
Кавітаційний запас	Величина, що визначається залежністю: $\Delta h = \frac{p_н + \left(\rho \frac{\omega_н^2}{2} - p_п\right)}{\rho g}$, де $p_н$ – тиск на вході до насоса, Па; ρ – густина рідкого середовища, $кг/м^3$; $\omega_н$ – швидкість рідкого середовища на вході до насоса, м/с; $p_п$ – тиск пари рідкого середовища, Па	м
Допустимий кавітаційний запас	Кавітаційний запас, що забезпечує роботу насоса без зміни основних технічних показників	м
Індикаторна діаграма насоса	Графічна залежність зміни тиску від часу або переміщення робочого органа в замкнутому об'ємі, що змінно сполучається із входом і виходом насоса	-
Потужність насосного аґреґата	Потужність, споживана насосним аґреґатом або насосом, до конструкції якого входять вузли двигуна	Вт, Дж·с, $м^2·кг·с^{-3}$, кгс·м/с. 1 кгс·м/с = 9,81 Вт

Продовження табл. Б.1

Термін	Визначення	Одиниці вимірювання
Вакуумметрична висота всмоктування	Величина, що визначається залежністю: $H_в = \dfrac{p_0 - \left(p_н + \rho \dfrac{\omega_н^2}{2}\right)}{\rho g}$, де p_0 – тиск навколишнього середовища, Па; $p_н$ – тиск на вході до насоса, Па; ρ – щільність рідкого середовища, кг/м^3; $\omega_н$ – швидкість рідкого середовища на вході до насоса, м/с; g – прискорення вільного падіння	м
Корисна потужність насоса	Потужність, що передається насосом рідкому середовищу та визначається залежністю: $N_к=Q_p=Q_м L_п$, де Q – подача насоса, м^3/с; p – тиск насоса, Па; $Q_м$ – масова подача насоса, кг/с; $L_п$ – корисна питома робота насоса, Дж/кг	Вт, Дж·с, м^2·кг·с$^{-3}$, кгс·м/с. 1 кгс·м/с=9.81 Вт
ККД насосного аґреґата	Відношення корисної потужності насоса до потужності насосного аґреґата	%
Гідравлічний ККД насоса	Відношення корисної потужності насоса до суми корисної потужності та потужності, затраченої на подолання гідравлічних опорів у насосі	%
Об'ємний ККД насоса	Відношення корисної потужності насоса до суми корисної потужності та потужності, втраченої з витоками	%
Механічний ККД насоса	Величина, що виражає відносну частку механічних втрат у насосі	%
Характеристика насоса	Графічна залежність основних технічних показників від тиску для об'ємних насосів і від подачі для динамічних насосів при постійних значеннях частоти обертання, в'язкості та щільності рідкого середовища на вході до насоса	-
Робоча частина характеристики насоса	Зона характеристики насоса, у межах якої рекомендується його експлуатація	-
Реґулювальна характеристика насоса	Графічна залежність подачі від частоти обертання (циклів) або довжини ходу робочого органа при постійних значеннях в'язкості, щільності рідкого середовища на вході до насоса і тиску на вході та виході насоса	-
Номінальний режим	Режим роботи насоса, що забезпечує задані технічні показники	-
Оптимальний режим насоса	Режим роботи насоса при найбільшому значенні ККД	-

Додаток В

Приклад обробки даних у пакеті MathCad

Додавання текстового файла, записаного під час експеременту:

x :=

G:\30.0

x =

	0	1	2	3	4	5	6
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	4.504	2.054	-7.465	-6.275	-0.294	-0.81
2	$1\cdot10^{-4}$	4.504	2.044	-7.531	-6.371	-0.347	-0.986
3	$2\cdot10^{-4}$	4.5	2.038	-7.579	-6.471	-0.911	-0.988
4	$3\cdot10^{-4}$	4.5	2.064	-7.594	-6.431	-3.294	-1.028
5	$4\cdot10^{-4}$	4.496	2.051	-7.604	-6.567	-5.032	-1.071
6	$5\cdot10^{-4}$	4.496	2.046	-7.598	-6.596	-6.484	-1.049
7	$6\cdot10^{-4}$	4.5	2.045	-7.644	-6.54	-6.636	-1.076
8	$7\cdot10^{-4}$	4.5	2.049	-7.626	-6.596	-5.756	-1.189
9	$8\cdot10^{-4}$	4.499	2.039	-7.58	-6.603	-3.981	-1.234
10	$9\cdot10^{-4}$	4.5	2.045	-7.548	-6.494	-1.363	-1.274
11	$1\cdot10^{-3}$	4.499	2.044	-7.537	-6.509	-0.288	-1.409
12	$1.1\cdot10^{-3}$	4.501	2.039	-7.445	-6.491	-0.375	-1.433
13	$1.2\cdot10^{-3}$	4.504	2.053	-7.425	-6.394	-0.33	-1.495
14	$1.3\cdot10^{-3}$	4.506	2.044	-7.295	-6.306	-0.389	-1.445
15	$1.4\cdot10^{-3}$	4.501	2.058	-7.259	-6.293	-0.384	-1.492

Завдання кількості точок:

$T := 10000 \qquad dt := \frac{1}{10000}$

Визначення довжини масиву:

$i := 0, 1 .. last\left(x^{\langle 0 \rangle}\right) \qquad N := length\left(x^{\langle 0 \rangle}\right) \qquad N = 1 \times 10^{5}$

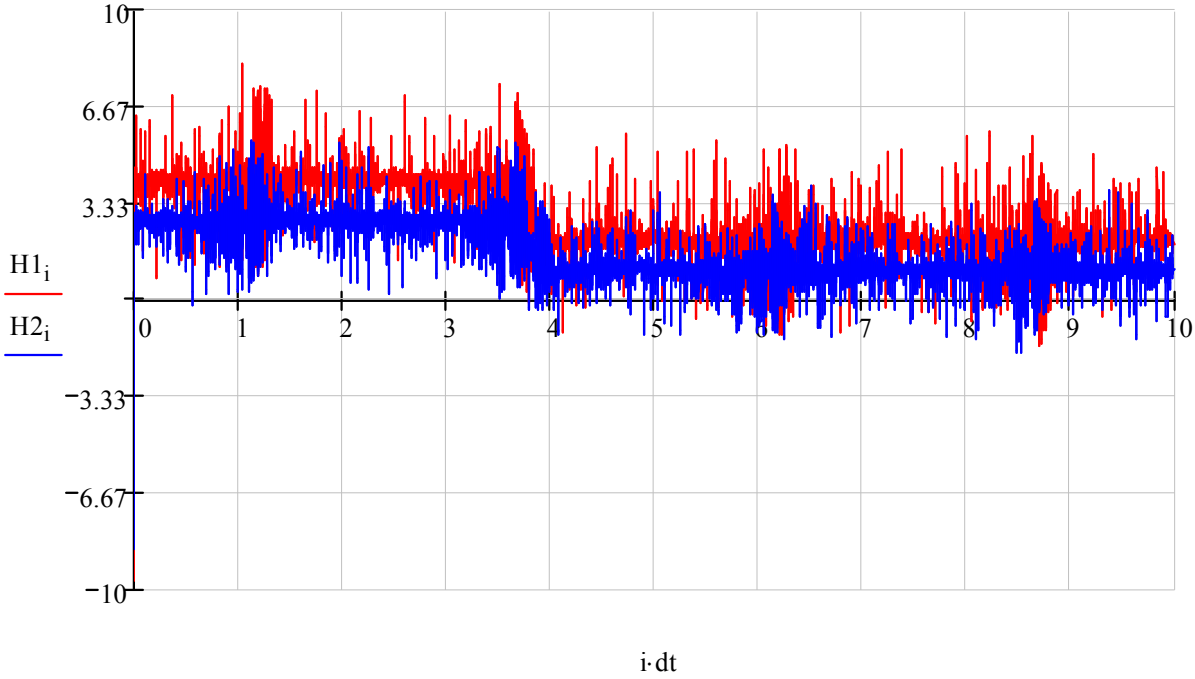
$t := x^{\langle 0 \rangle}$ стовпчик часу вимірювання

Визначення стовпчиків необхідних параметрів (наприклад, тиску у двох точках трубопровідної мережі H1 та H2) та калібрування їх значень:

$H1 := \left(x^{\langle 9 \rangle} - 1.95\right)\cdot 5$

$H2 := \left(x^{\langle 10 \rangle} - 1.91\right)\cdot 4.5$

Побудова графіка зміни H1 та H2:

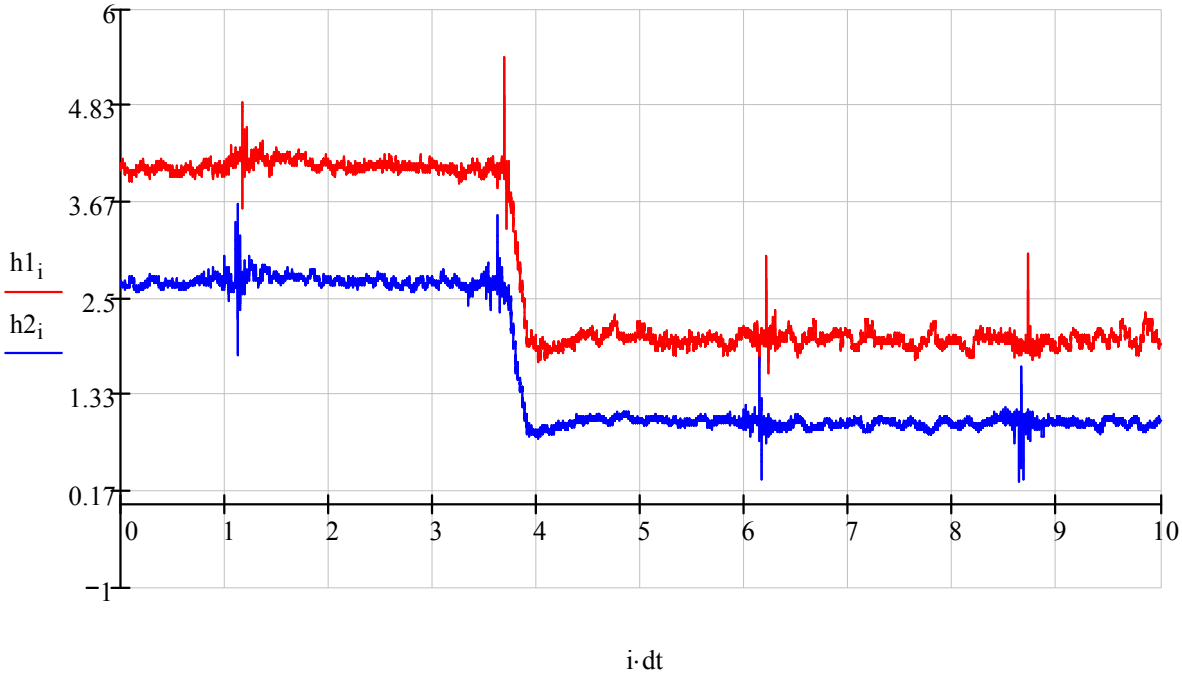


Обробка сигналів тиску за допомогою функції медіальної фільтрації (medsmooth):

$$h1 := \mathrm{medsmooth}(H1, 15)$$

$$h2 := \mathrm{medsmooth}(H2, 15)$$

Побудова графіка зміни H1 та H2 (відфільтрованих):

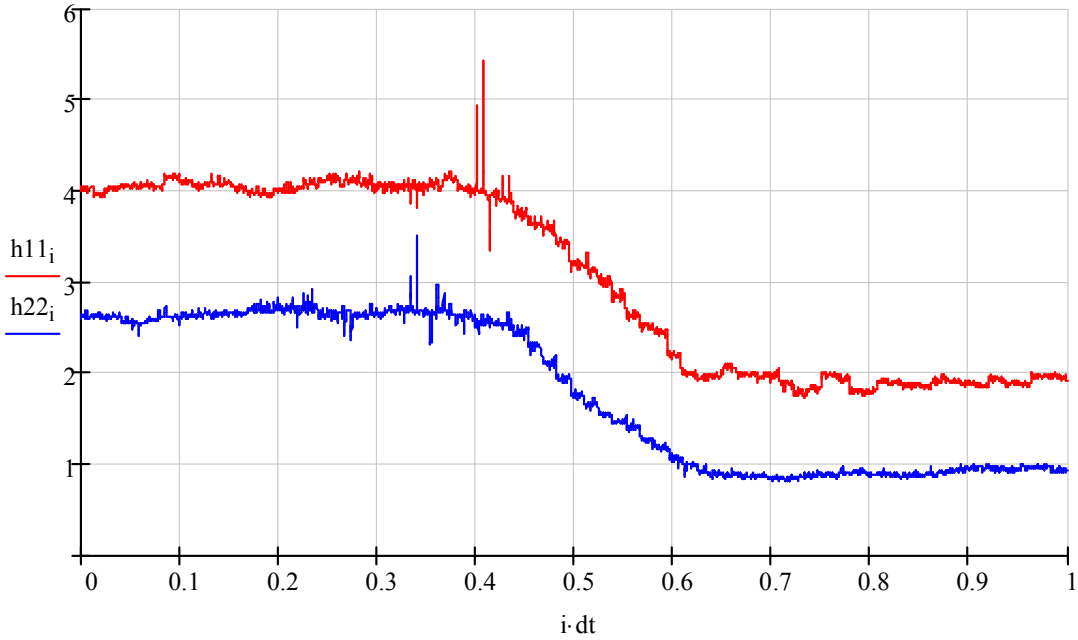


Вирізка необхідного фрагмента сигналу (Submatrix У даному випадку з 3.3 до 4.3 с):

$$h11 := \mathrm{submatrix}(h1, 33000, 43000, 0, 0)$$

$$h22 := \mathrm{submatrix}(h2, 33000, 43000, 0, 0)$$

Побудова графіка зміни H1 та H2:



Визначення ефективного значення сигналів тиску на довжині вибраного фрагмента (довжина фрагмента 10000 точок).

$$He1 := \sqrt{\frac{1}{10000} \cdot \left[\sum_{i=1}^{10000} \left(h11_i\right)^2 \right]} \qquad He1 = 3.196$$

$$He2 := \sqrt{\frac{1}{10000} \cdot \left[\sum_{i=1}^{10000} \left(h22_i\right)^2 \right]} \qquad He2 = 1.971$$

Визначення середнього значення сигналів тиску на довжині вибраного фрагмента (довжина фрагмента 10000 точок).

$$Hsr1 := \frac{1}{10000} \cdot \left(\sum_{i=1}^{10000} h11_i \right) \qquad Hsr1 = 3.038$$

$$Hsr2 := \frac{1}{10000} \cdot \left(\sum_{i=1}^{10000} h22_i \right) \qquad Hsr2 = 1.797$$

Визначення стовпчиків необхідних параметрів (витрати у двох точках трубопровідної мережі Q1 та Q2) та калібрування їх значень:

$$Q1 := \left(x^{\langle 8 \rangle} - 2.008\right) \cdot 2.55$$

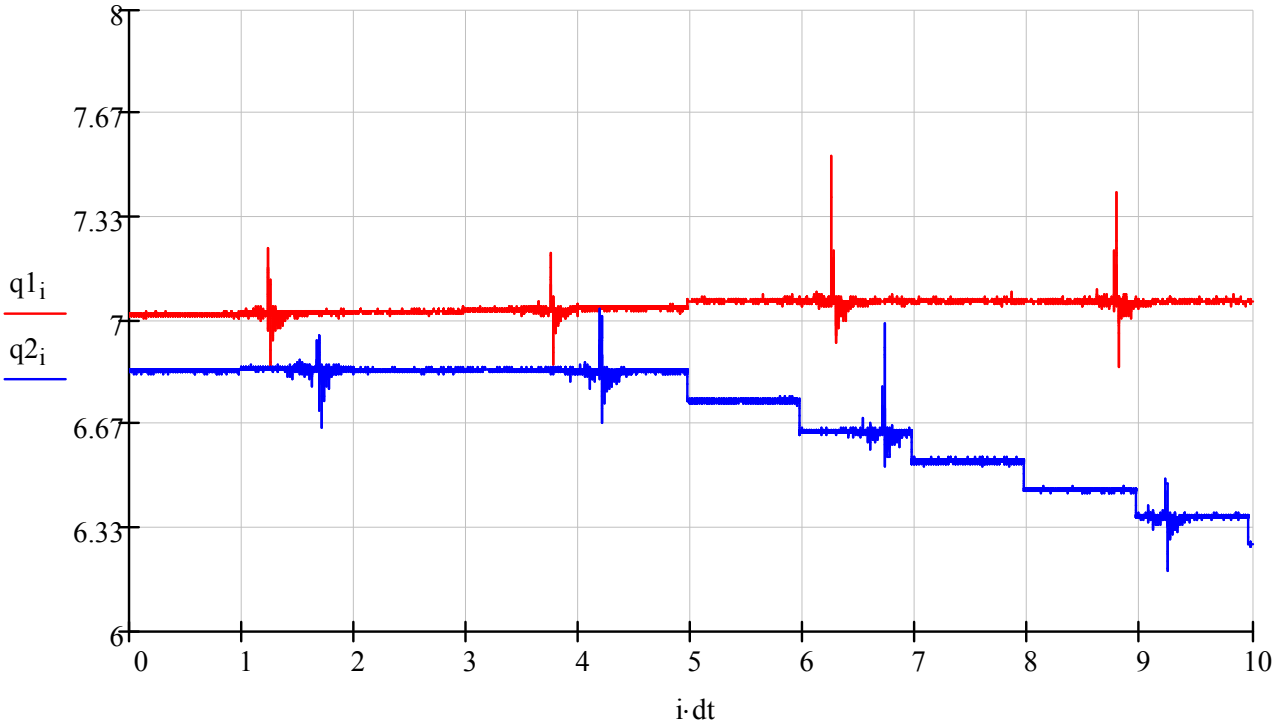
$$Q2 := \left(x^{\langle 1 \rangle} - 1.92\right) \cdot 2.65$$

Обробка сигналів витрати за допомогою функції медіальної фільтрації (medsmooth):

$$q1 := \mathrm{medsmooth}(Q1, 15)$$

$$q2 := \mathrm{medsmooth}(Q2, 15)$$

Побудова графіка зміни Q1 та Q1:

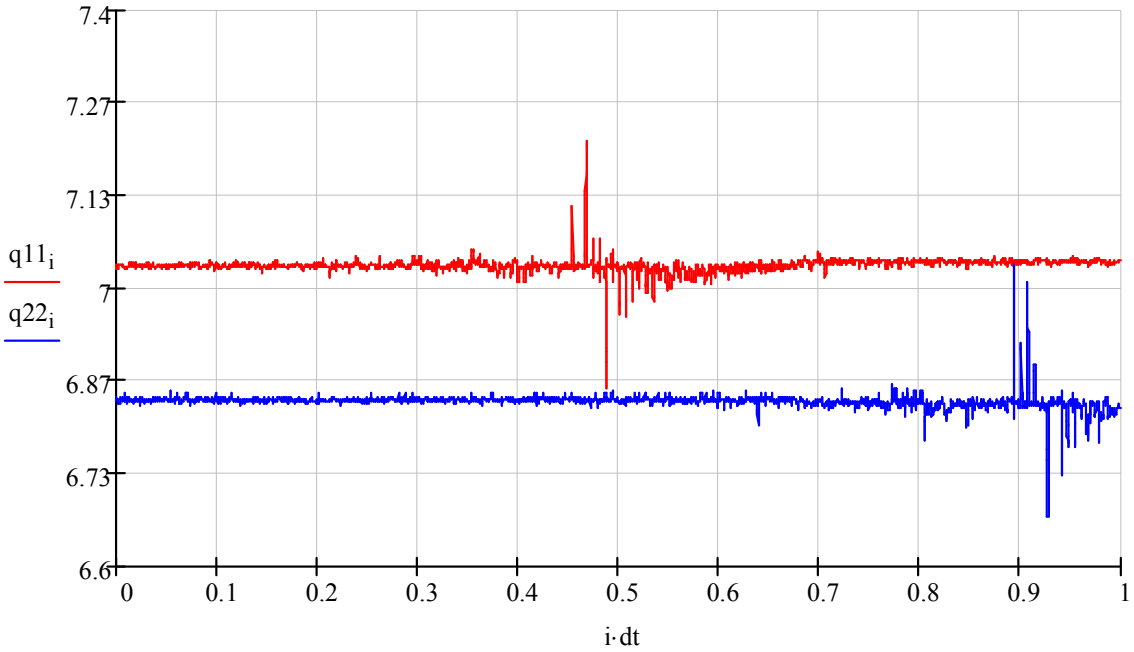


Вирізка необхідного фрагмента сигналу (Submatrix у даному випадку з 3.3 до 4.3 с):

$$q11 := \mathrm{submatrix}(q1, 33000, 43000, 0, 0)$$

$$q22 := \mathrm{submatrix}(q2, 33000, 43000, 0, 0)$$

Побудова графіка зміни Q1 та Q2: :

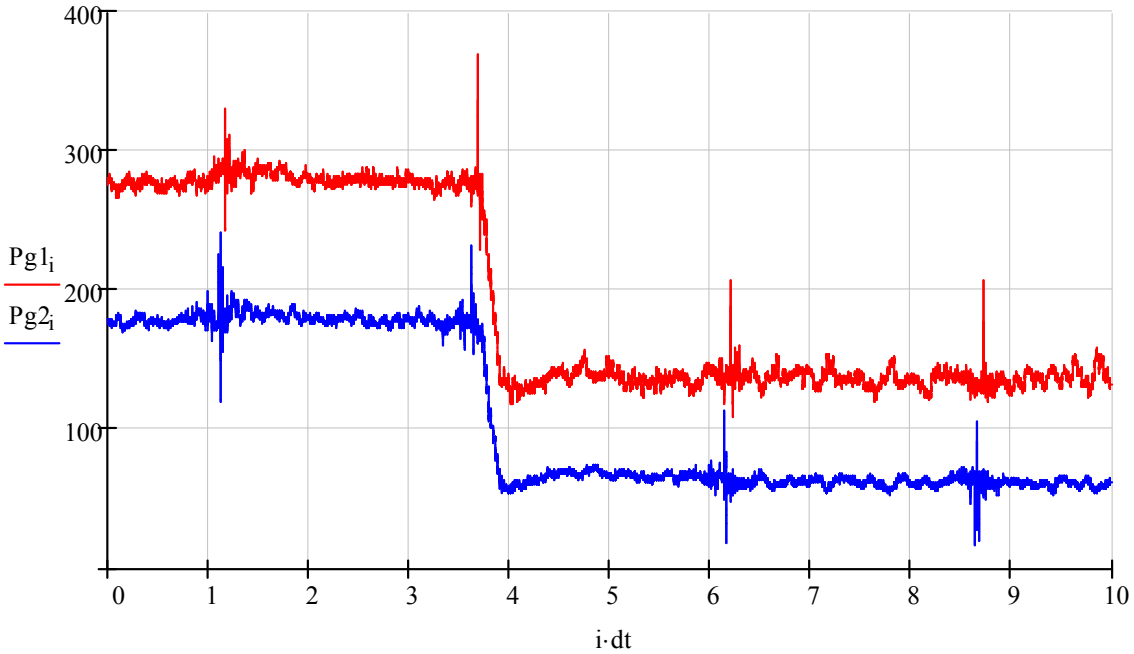


Розрахунок гідравлічної потужності за отриманими значеннями тиску та витрати

$$Pg1_i := q1_i \cdot h1_i \cdot 0.99 \cdot 9.81$$

$$Pg2_i := q2_i \cdot h2_i \cdot 0.99 \cdot 9.81$$

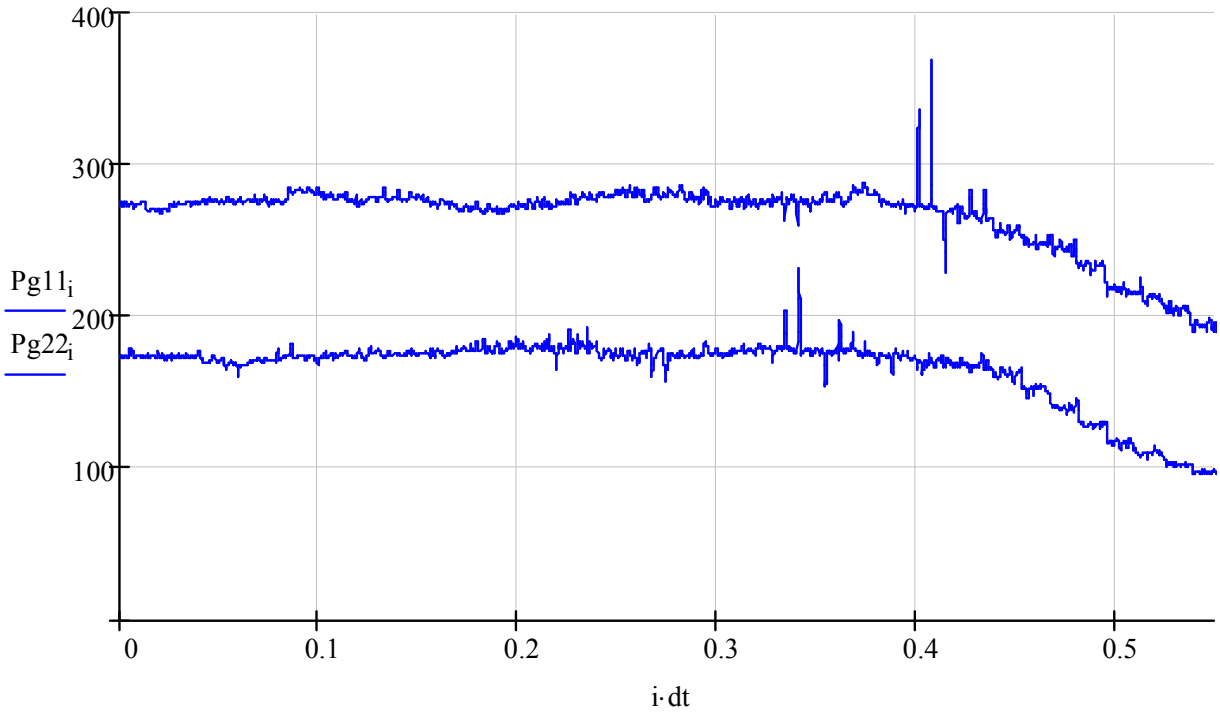
Побудова графіка зміни Pg1 та Pg2:



Вирізка необхідного фрагмента сигналу (Submatrix У даному випадку з 3.3 до 4.3 с):

$Pg11 := submatrix(Pg1, 33000, 43000, 0, 0)$

$Pg22 := submatrix(Pg2, 33000, 43000, 0, 0)$



Побудова спектра гідравлічної потужності

Визначення кількості гармонік:

$K := 100 \qquad k := 0..K$

Розкладання за допомогою функції швидкого перетворення Фур`є (CFFT):

$p := CFFT(Pg11)$

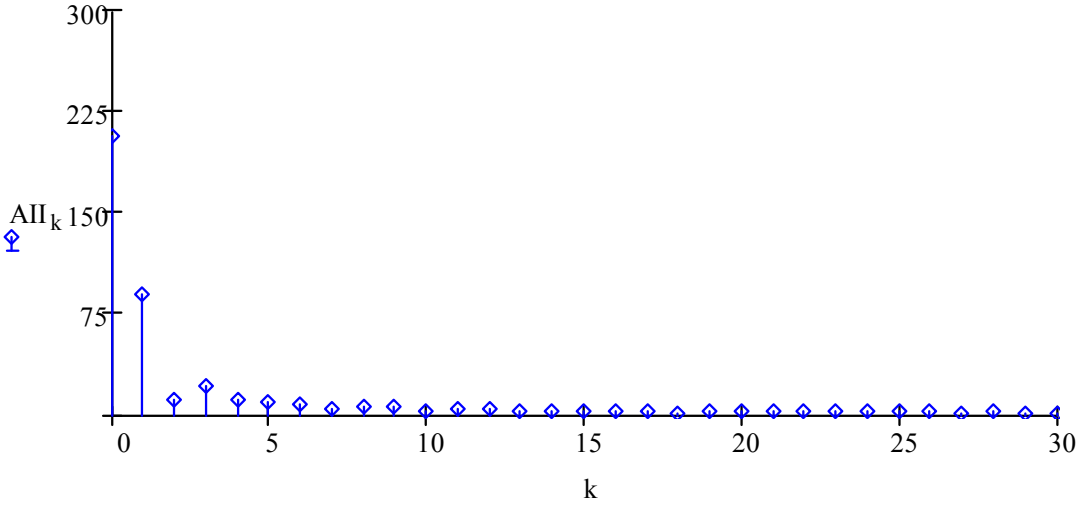
Визначення постійної складової:

$AII_k := 2 \cdot |p_k| \qquad AII_0 := \frac{AII_0}{2}$

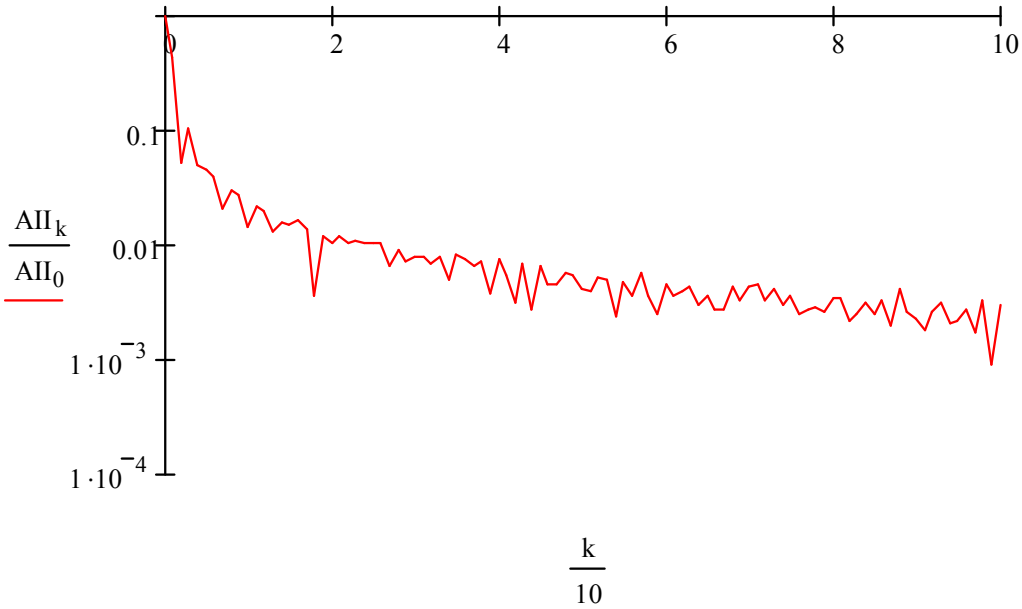
Побудова частотного спектра

$fip_k := arg(p_k)$

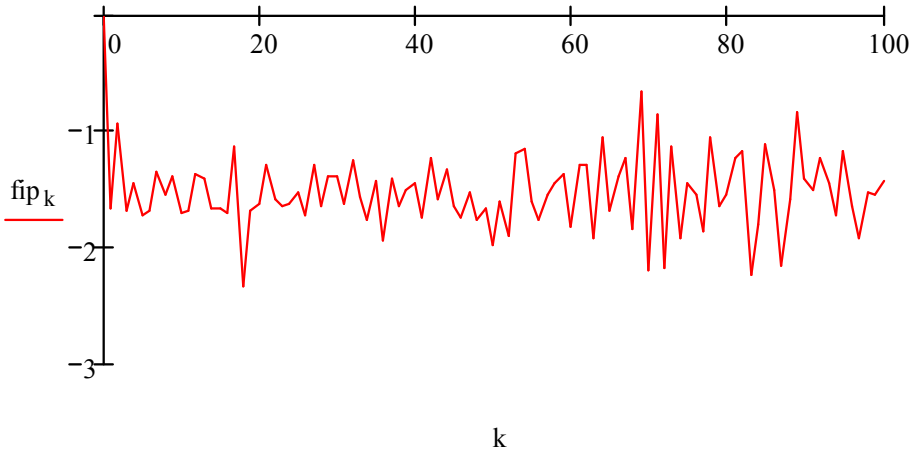
Амплітудний спектр гідравлічної потужності:



Фазовий спектр гідравлічної потужності:



Частотний спектр гідравлічної потужності



Додаток Г

Таблиця Г.1 – Словник англомовних термінів

№	*English*	*Русский*	*Українська*
1	**Adjustable speed drive (ASD)** or variable-speed drive (VSD) describes equipment used to control the speed of machinery	**Агрегат (привод) с регулируемой скоростью вращения** описывает оборудование, которое используется для контроля скорости машины	**Агрегат (привод) з регульованою швидкістю обертання** описує обладнання, яке використовується для контролю швидкості машин
2	**Axial flow pump** is a common type of pump that essentially consists of a propeller in a pipe, that can be driven directly by a sealed motor in the pipe or mounted to the pipe from the outside or by a right-angle drive shaft that pierces the pipe	**Осевой насос** Общий тип насосов, которые состоят с рабочего колеса в трубе, которое может управляться непосредственно от закрепленного в трубопроводе или прикрепленного снаружи двигателя, или с помощью направленного под прямым углом вала привода, который пронзает трубу	**Осьовий насос** загальний тип насосів, які складаються з робочого колеса в трубі, що може направлено рухатися за допомогою закріпленого в трубопроводі або прикріпленого ззовні над трубопроводом двигуна чи за допомогою направленого під прямим кутом вала привода, який пронизує трубу
3	**Back pressure** refers to the resistance to a moving fluid by obstructions or tight bends in the confinement vessel along which it is moving, such as piping or air vents, against its direction of flow	**Противодавление** объясняется сопротивлением при движении жидкости через препятствия или сильные изгибы в ограниченном сосуде, вдоль которого она перемещается, такие как трубопровод или вентиляционное отверстие, противоположное направлению потока	**Протитиск** пояснюється опором при русі рідини через перешкоди або сильні вигини в обмеженому сосуді, вздовж якого вона рухається, такі як трубопровід або вентиляційні отвори, протилежні напрямку потоку
4	**Bypass** a pipe or channel used to conduct gas or liquid around another pipe or a fixture	**Байпас** трубопровод или канал, который используется для направления газа или жидкости через другую трубу или арматуру	**Байпас** трубопровід або канал, який використовується для направлення газу або рідини через іншу трубу чи арматуру

Продовження табл. Г.1

5	**Cavity** any empty or hollow space within the body	**Полость** какое-либо пустое или незаполненное пространство в теле	**Порожнина** будь-який порожній або незаповнений простір у тілі
6	**Cavitation** the formation of vapor bubbles of a flowing liquid in a region where the pressure of the liquid falls below its vapor pressure	**Кавитация** образование пузырей пара в текущей жидкости на участке, где давление жидкости падает ниже давления пара	**Кавітація** утворення бульбашок пари в рідині, що тече, на ділянці, де тиск рідини падає нижче тиску пари
7	**Centrifugal pump** a rotodynamic pump that uses a rotating impeller to increase the pressure of a fluid	**Центробежный насос** Динамический насос, использующий вращение лопастей рабочего колеса для создания давления жидкости	**Відцентровий насос** динамічний насос, який використовує обертання лопатей робочого колеса для створення тиску в рідині
8	**Check valve, clack valve, non-return valve or one-way valve** is a mechanical device, a valve, which normally allows fluid (liquid or gas) to flow through it in only one direction	**Обратный клапан** механическое устройство, задвижка, которая обычно позволяет протекание потока (или газа) через нее только в одном направлении	**Зворотний клапан** механічний пристрій, засувка, що зазвичай дозволяє протікати рідині (або газу) через неї тільки в одному напрямку
9	**Constant Speed Drive** CSD consists essentially of a hydraulic transmission with mechanical controls governing the output rotation speed	**Агрегат (привод) с нерегулируемой скоростью вращения** состоит в основном с гидравлической трансмиссии с механическим управлением для регулирования выходной скорости вращения	**Агрегат (привод) з нерегульованою швидкістю обертання** складається в основному з гідравлічної трансмісії з механічним керуванням для регулювання вихідної швидкості обертання
10	**Container** used to contain, store, and transport solid, liquid and gas	**Емкость** используется для содержания, хранения и транспортировки твердых тел, жидкостей и газов	**Ємність** використовується для тримання, зберігання і транспортування твердих тіл, рідин і газів

Продовження табл. Г.1

11	**Control unit** in general is a central part of the machinery that controls its operation, provided that a piece of machinery is complex and organized enough to contain any such unit	**Устройство управления** в основном является центральной частью механизма, которая контролирует его работу, при условии, что эта часть – комплекс, достаточно организованный для включения какого-либо такого блока	**Пристрій керування** в основному є центральною частиною механізму, яка контролює його роботу, за умови, що ця частина є комплексом і достатньо організована для вмикання будь-якого такого блока
12	**Control Valve** valve used to control conditions such as flow, pressure, temperature, and liquid level by fully or partially opening or closing in response to signals received from controllers that compare a "setpoint" to a "process variable"	**Регулирующий клапан** Клапан, использующийся для контроля таких параметров, как расход, давление, температура, уровень жидкости, полным или частичным закрытием или открытием, как отклик на сигнал, полученный от контроллеров, которые сравнивают «установленное значение» с «переменной процесса»	**Регулювальний клапан, арматура** клапан, який використовується для контролю таких параметрів, як витрата, тиск, температура і рівень рідини, повним або частковим закриттям чи відкриттям, відгуком на сигнали, отримані від контролерів, які порівнюють «встановлене значення» зі «змінною процесу»
13	**Dashpot** a type of hydraulic or mechanical damper **Dashpot** is a mechanical device, a damper which resists motion via viscous friction	**Гаситель удара, амортизатор** тип гидравлического или механического гасителя **Гаситель удара** механическое устройство, гаситель, препятствующий движению с помощью вязкого трения	**Гасник удару, амортизатор** тип гідравлічного або механічного гасника **Гасник удару** механічний пристрій гасник, який перешкоджає руху за допомогою в’язкого тертя
14	**Discharge pipe** a pipe through which fluids can be discharged; a discharge pipe with a valve and spout at which water may be drawn from the mains of waterworks	**Напорный патрубок, напорный трубопровод** труба, через которую жидкость может быть спущена, выпускная труба с клапаном, из которого вода может быть всосана с водохозяйственной сети	**Напірний патрубок, напірний трубопровід** труба, через яку рідина може бути спущена; випускна труба з клапаном і носиком, з якого вода може бути взята з водогосподарської мережі

Продовження табл. Г.1

15	**Dynamic pressure** is equal to the difference between the stagnation pressure and the static pressure	**Динамический напор** равен разнице между напором в критической точке и статическим напором	**Динамічний напір** дорівнює різниці між напором у критичній точці і статичним напором
16	**Electricity consumption** is the consumption of energy in the form of electricity	**Потребление электроэнергии** потребление энергии в форме электричества	**Споживання електроенергії** споживання енергії у формі електрики
17	**Electro-mechanical convertor** apparatus for conversion of electrical energy to mechanical energy and back	**Электромеханический преобразователь** устройство для преобразования электрической энергии в механическую и наоборот	**Електромеханічний перетворювач** пристрій для перетворення електричної енергії на механічну і навпаки
18	**Elevation head** the energy per unit mass possessed by a fluid as a result of its height above some reference level	**Геодезический напор** энергия на единицу массы, которой обладает жидкость вследствие ее подъема относительно заданного уровня	**Геодезичний напір** енергія на одиницю маси, у має рідина як результат її підйому відносно якогось заданого рівня
19	**Emergency** a situation that poses an immediate risk to health, life, property or environment	**Аварийная ситуация** ситуация, которая ставит под угрозу здоровье, жизнь, имущество или оборудование	**Аварійна ситуація** ситуація, яка загрожує здоров’ю, життю, майну або обладнанню
20	**Fitting** a device for connecting hose or pipe to hydraulic components	**Патрубок** устройство для соединения шланга или трубопровода с другими гидравлическими компонентами	**Патрубок** пристрій для з’єднання шлангу чи трубопроводу з гідравлічними компонентами
21	**Flowchart** is a type of diagram that represents an algorithm or process, showing the steps as boxes of various kinds, and their order by connecting these with arrows	**Технологическая схема** тип диаграммы, которая представляет алгоритм или процесс, приведенный пошагово в рамках различных форм, и порядок их связи между собой и с окружающей средой	**Технологічна схема** тип діаграми, яка представляє алгоритм або процес, наведений покроково в рамках різних форм, і порядок їх зв’язків між собою та з навколишнім середовищем

Продовження табл. Г.1

22	**Flow sensor** is a device for sensing the rate of fluid flow	**Датчик расхода** устройство для контроля расхода потока жидкости	**Датчик витрати** пристрій для контролювання витрати потоку рідини
23	**Form losses** is a term referring to resistance that occur at a pipe entrance, elbow, orifice, valve, etc.	**Местные сопротивления** термин относящийся к сопротивлению, которое образовывается на входе трубы, локте, отверстии, клапане и т. д.	**Місцеві опори** термін що стосується до опору, який утворюється на вході труби, лікті, отворі, клапані та ін.
24	**Frequency converter** an electronic device that converts alternating current (AC) of one frequency to alternating current of another frequency	**Преобразователь частоты** электронное устройство, которое преобразовывает переменный ток одной частоты в переменный ток другой частоты	**Перетворювач частоти** електронний пристрій, який перетворює змінний струм однієї частоти на змінний струм іншої частоти
25	**Gate valve** is a device that regulates the flow of a fluid by opening, closing, or partially obstructing various passageways. Gate valves use a metal disc the same diameter as the pipe which is screwed into place perpendicularly to the flow, cutting it off	**Задвижка** устройство для регулирования потока жидкости открытием, закрытием или частичным перекрытием прохода. В задвижке используется металлический диск такого же диаметра, как трубопровод, который прикреплен винтом перпендикулярно протекающему через него потоку	**Засувка** пристрій для регулювання потоку рідин відкриттям, закриттям чи частковим перекриттям проходу. У засувці використовується металевий диск такого самого діаметра, як трубопровід, який закріплений гвинтом перпендикулярно до потоку, що протікає через нього
26	**Guide vane** direct the air or water the compressor or pump at the correct angle	**Направляющий аппарат** направляет воздух или воду к компрессору или насосу с помощью изменения угла	**Напрямний апарат** направляє повітря або воду до компресора або насоса за допомогою зміни кута
27	**Head loss** is a measure of the reduction in the total head (sum of elevation head and velocity head) of the fluid as it moves through a fluid system	**Потери напора** мера уменьшения полного напора (сумма геодезического и скоростного напора) жидкости, которая движется через систему	**Втрати напору** міра зменшення повного напору (сума геодезичного напору і швидкісного напору) рідини, яка рухається через рідинну систему

Продовження табл. Г.1

28	**Hydropnuematic tank** tank that use water and air under pressure for set to deliver water in a preset pressure range, monitor a pump from turning on too often, like a power surge protector	**Гидропневматический бак** Бак, использующий воду и воздух под давлением для доставки воды заданного давления; нужен для мониторинга очень частых включений насоса в качестве гасителя гидроудара	**Гідропневматичний бак** бак, що використовує воду і повітря під тиском для доставки води заданого тиску, потрібний для моніторингу дуже частих вмикань насоса як гасник гідроудару
29	**Hydrotransport system** The system of machines, equipment and pipes used for hydrotransport of fluids and bulk materials	**Гидротранспортная система** система машин, оборудования и труб, которые используются для гидротранспорта жидкостей и сыпучих материалов	**Гідротранспортна система** система машин, обладнання та труб, які використовуються для гідротранспорту рідин і сипких матеріалів
30	**Impeller** is a rotary pump member using centrifugal force to discharge a fluid into outlet passages	**Рабочее колесо насоса** вращательная часть насоса, которая использует центробежную силу для пропускания жидкости в проход	**Робоче колесо насоса** обертальна частина насоса, яка використовує відцентрову силу для випуску рідини в прохід
31	**Impulse turbines** change the velocity of a water jet. The jet pushes on the turbine's curved blades which changes the direction of the flow In an **impulse turbine** the runner operates in air, and is turned by one or multiple jets of water which make contract with the blade	**Активная турбина** изменяет скорость струи воды. Струя толкает лопасти турбины, которые меняют направление потока. В **активных турбинах** лопасти работают в воздухе, вращаясь с помощью одной или нескольких струй воды, которые контактируют с лопастью	**Активна турбіна** змінює швидкість струменю води. Струмінь штовхає лопаті турбіни, які змінюють напрямок потоку. В **активних турбінах** лопаті працюють в повітрі, обертаючись за допомогою одного або декількох струменів води, які контактують з лопаттю
32	**Inductor motor** an alternating current machine in which the speed on load and the frequency of the system to which it is connected are not in a constant ratio	**Асинхронный двигатель** машина переменного тока, в которой частота вращения магнитного поля и скорость вращения ротора не находятся в постоянном соотношении	**Асинхронний двигун** машина змінного струму, у якій частота обертання магнітного поля і швидкість обертання ротора не знаходяться в постійному співвідношенні

Продовження табл. Г.1

33	**Inertia of fluid in pipeline** Any tendency of the fluid adjacent to the obstacle's surface to slow down and reverse its direction of flow is resisted by **inertia of fluid.**	**Инерция воды в трубопроводе** любая тенденция жидкости, соприкасающейся с поверхностью преграды, которая замедляет и изменяет направление движения потока, противостоит **инерции жидкости**	**Інерція води в трубопроводі** будь-яка тенденція рідини, що стикається з поверхнею перешкоди, яка сповільнює і змінює напрямок руху потоку, протидіє **інерції рідини**
34	**Leak** is a hole or other opening, usually unintended and therefore undesired, in a container or fluid-containing system, such as a tank or a ship's hull, through which the contents of the container can escape or outside matter can enter the container	**Течь** дыра или другое отверстие, обычно непреднамеренное и вследствие этого нежелательное, в контейнере или другой системе водохранилища, такой как бак или корпус корабля, через которое содержимое контейнера может вытекать, или вещество снаружи может попасть в контейнер	**Виток** діра або інший отвір, зазвичай ненавмисний і внаслідок цього небажаний, у контейнері або іншій системі водосховища, такій як бак чи корпус корабля, через який вміст контейнера може витікати, або речовина ззовні може потрапити в контейнер
35	**Loss of energy** Movement of fluids through a conduit causes a **loss of energy**. The amount of energy applied by the pump and recorded as engine pressure will not be the amount of energy reaching the nozzle. There will be energy losses due to many factors	**Потери энергии** движение жидкости через канал приводит к потерям энергии. Количество энергии, которая подается к насосу и регистрируется как давление двигателя, не будет количеством энергии, которая достигает сопла. Это будут потери энергии, обусловленные многими факторами	**Втрати енергії** Рух рідини через канал призводить до втрати енергії. Кількість енергії, яка подається до насоса і реєструється як тиск двигуна не буде кількістю енергії, яка досягає сопла. Це будуть втрати енергії, зумовлені багатьма чинниками
36	**Major losses** energy loss per length of pipe	**Потери по длине** потери, энергии на единицу длины трубопровода	**Втрати по довжині** втрати енергії на одиницю довжини трубопроводу
37	**Minor losses** losses associated with bends, fittings, valves	**Местные потери** потери, связанные с изгибами, арматурой, задвижками	**Місцеві втрати напору** втрати, пов’язані з вигинами, арматурою, засувками

Продовження табл. Г.1

38	**Multi-stage centrifugal pump** has two or more identical impellers mounted on same shaft or different shafts.	**Многоступенчатый центробежный насос** имеет два или больше рабочих колеса, установленных на одном или на разных валах	**Багатоступеневий відцентровий насос** має два або більше однакових робочих колеса, встановлених на одному або різних валах
39	**Parameters range** For a given impeller diameter, the **operating range** of a pump can be established by setting a limit on the minimum acceptable efficiency, and selling upper and lower limits on the allowable speed changes.	**Диапазон регулирования параметров** для заданного диаметра рабочего колеса рабочий диапазон насоса может быть установлен в пределах минимально допустимого КПД, и ограничен верхним и нижним пределом допустимого изменения скорости	**Діапазон регулювання параметрів** для заданого діаметра робочого колеса, **робочий діапазон** насосу може бути встановлений в межах мінімально допустимого ККД, і обмежений верхньою і нижчою межами допустимої зміни швидкості.
40	**Power conditioning system** **Power conditioner** is a device intended to improve the quality of the power that is delivered to electrical load equipment	**Система регулирования мощности** **Стабилизатор напряжения** устройство, предназначенное для улучшения качества напряжения, которое подводится к электрическому оборудованию	**Система регулювання потужності** **Стабілізатор напруги** пристрій, який призначений для покращення якості напруги, що підводиться до електричного обладнання
41	**Power supply** is a device that supplies electrical energy to one or more electric loads	**Источник питания** устройство, которое питает электрической энергией одну или несколько электрических нагрузок	**Джерело живлення** пристрій, який живить електричною енергією одне або декілька електричних навантажень
42	**Pressure pulsations** **Pulsation** a periodically recurring phenomenon that alternately increases and decreases some quantity	**Пульсации давления** периодически повторяемое явление, которое по очереди увеличивает и уменьшает некоторую величину	**Пульсації тиску** періодично повторюване явище, яке по черзі збільшує і зменшує деяку величину

Продовження табл. Г.1

43	**Pumping Unit** the overground drive for a reciprocating piston pump installed is used to mechanically lift liquid out of the well	**Насосный агрегат** Наземный привод для осуществления возвратно-поступательного движения поршня насоса, используется для подъема жидкости со скважины	**Насосний агрегат** наземний привод, для здійснення зворотно-поступального руху поршня насоса, використовується для механічного підйому рідини зі свердловини
44	**Pumps in Serial** when two (or more) pumps are arranged in serial, their resulting pump performance curve is obtained by adding their heads at same flow rate	**Последовательное соединение насосов** когда два или более насосов подключены последовательно, их результирующая кривая подачи будет получена суммированием их напоров при одинаковом расходе	**Послідовне з'єднання насосів** коли два або більше насосів підключені послідовно, їх результуюча крива подачі насоса буде отримана додаванням їх напорів при однаковій витраті
45	**Pumps in parallel** when two or more pumps are arranged in parallel their resulting performance curve is obtained by adding their flowrates at the same head	**Параллельное подключение насосов** когда два и более насосов соединены параллельно, их результирующая кривая подачи будет получена суммированием потерь при одинаковом напоре	**Паралельне підключення насосів** коли два або більше насосів з'єднані паралельно, їх результуюча крива подачі буде отримана додаванням витрат при однаковому напорі
46	**Pump wear** Sources of **internal wear**: erosion, corrosion, wear rings, fluid velocity, turbulence, throttling	**Износ насоса** причинами **внутреннего износа** насоса могут быть: эрозия, коррозия, износ колец, скорость жидкости, турбулентность, дросселирование	**Знос насоса** причинами **внутрішнього зносу** насоса можуть бути: ерозія, корозія, знос кілець, швидкість рідини, турбулентність, дроселювання
47	In a **reaction turbine** the runners are fully immersed in water and are enclosed in a pressure casing. The runner blades are angled so that pressure differences across them create lift forces cause the runner to rotate	**Реактивная турбина** лопасти которой полностью погружены в воду и «окружены» камерой давления. Лопасти расположены под углом так, чтоб разница давлений в них создавала подъемные силы для вращения лопастей	**Реактивна турбіна** лопаті якої повністю занурені у воду і «оточені» камерою тиску. Лопатки розташовані під кутом так, щоб різниця тисків у них створювала підйомні сили для обертання лопатей

Продовження табл. Г.1

48	**(Rotating) generator** rotating electric machine intended to transform mechanical energy into electric energy	**Генератор** вращающаяся электрическая машина, предназначенная для преобразования механической энергии в электрическую	**Генератор** обертальна електрична машина, призначена для перетворення механічної енергії на електричну
49	**Servomechanism**, **or servo** a device used to provide control of a desired operation through the use of feedback	**Исполнительный механизм** устройство для обеспечения управления определенной операцией с помощью обратной связи	**Виконавчий механізм** пристрій для забезпечення керування певною операцією за допомогою зворотного зв’язку
50	**Shock wave** is a type of propagating disturbance. Across a shock there is always an extremely rapid rise in pressure, temperature and density of the flow	**Ударная волна** тип распространения «беспокойства». При пересечении ударной волны наблюдается очень быстрое возрастание скорости, температуры и плотности потока	**Ударна хвиля** тип розповсюдження «хвилювання». При перетинанні ударної хвилі спостерігається дуже швидке збільшення швидкості, температури і густини потоку
51	**Single-stage centrifugal pump** containing only one impeller.	**Одноступенчатый центробежный насос** имеет только одно рабочее колесо	**Одноступеневий відцентровий насос** складається тільки з одного робочого колеса
52	**Stationary process** is a stochastic process whose joint probability distribution does not change when shifted in time or space.	**Стационарный процесс** стохастический процесс, составляющая которого распределяется без изменения при перемещении во времени или пространстве	**Стаціонарний процес** стохастичний процес, складова якого розподіляється без зміни при переміщенні в часі або просторі
53	**Stopcock** a valve used to restrict or isolate the flow of a liquid or gas through a pipe	**Кран** клапан, использующийся для ограничения или перекрытия потока жидкости или газа через трубопровод	**Кран** клапан, який використовується для обмеження або перекриття потоку рідини чи газу через трубопровід

Продовження табл. Г.1

54	**Stop valve** a type of valve used for regulating flow in a pipeline, consisting of a movable disk-type element and a stationary ring seat in a generally spherical body	**Запорная арматура** Тип клапана, используемого для регулирования потока в трубопроводе, который состоит с подвижного элемента в форме диска и неподвижного кольца, насаженного, как правило, на сферическую основу	**Запірна арматура** тип клапана, який використовується для регулювання потоку в трубопроводі, складається з рухомого елемента у формі диска і нерухомого кільця, насадженого, як правило, на сферичну основу
55	**Synchronous machine** an alternating current machine in which the frequency of the generated voltages and the speed of the machine are in a constant ratio	**Синхронный двигатель** машина переменного тока, в которой частота вращения магнитного поля и скорость вращения ротора находятся в постоянном соотношении	**Синхронний двигун** машина змінного струму, у якій частота обертання магнітного поля і швидкість обертання ротора знаходяться в постійному співвідношенні
56	**Suction bowl** That section of the pump which directs the water to the impeller or propeller	**Всасывающий коллектор** часть насоса, которая направляет воду к рабочему колесу или винту	**Всмоктувальна (чаша) колектор** частина насоса, яка направляє воду до робочого колеса або гвинта
57	**Suction pipe** Pipe leading from the water supply to the intake opening of the pump	**Всасывающий патрубок** труба, ведущая от водоснабжения к входному отверстию насоса	**Усмоктувальний патрубок** труба, яка веде від водопостачання до вхідного отвору насоса
58	**Throttling** can be carried out by opening and closing a discharge valve Throttling is energy inefficient since the energy to the pump is not reduced. Energy is wasted by increasing the dynamic loss	**Дросселирование** может осуществляться путем открытия и закрытия выпускного клапана. Дросселирование энергетически неэффективно, потому что энергия, потребляемая насосом, не уменьшается. Энергия тратится на увеличение динамических потерь	**Дроселювання** може здійснюватися шляхом відкриття і закриття випускного клапана. Дроселювання енергетично неефективне, тому що енергія насоса не зменшується. Енергія витрачається на збільшення динамічних втрат

Продовження табл. Г.1

59	**Transient Process (or unsteady process)** a process in which one or more properties or process variables change as a function of time	**Переходной процесс** процесс, в котором одно или несколько свойств или переменных параметров изменяются как функция времени	**Перехідний процес (або нестаціонарний процес)** процес, у якому одна або декілька властивостей чи змінних параметрів змінюються як функція в часі
60	**Turbine** is a rotary engine that extracts energy from a fluid flow and converts it into useful work	**Турбина** роторный двигатель, который получает энергию от потока жидкости и преобразует ее в полезную работу	**Турбіна** роторний двигун, який отримує енергію від потоку рідини і перетворює її в корисну роботу
61	**Turbomachine** is a device that exchanges energy with a fluid using continuously flowing fluid and rotating blades (pumps, compressors and fans)	**Турбомеханизм** устройство, которое получает энергию от жидкости, используя беспрерывный поток воды и вращение лопастей (насосы, компрессоры, вентиляторы)	**Турбомеханізм** пристрій, який отримує енергію із рідини, використовуючи безперервний потік води й обертання лопатей (насоси, компресори, вентилятори)
62	**Vacuum** is a volume of space that is essentially empty of matter, such that its gaseous pressure is much less than atmospheric pressure.	**Разрежение** объем пространства, который полностью свободен от веществ, настолько, что давление его газов намного меньше атмосферного	**Розрідження** об’єм простору, який повністю звільнений від речовин, таким чином, що тиск його газу набагато менший, ніж атмосферний тиск
63	**Vane pump** is a device that works on the principle of positive displacement. Consisting of a series of vanes that are mounted to a rotor that provides circulation with the main cavity, the vane pump makes it possible to force liquid through a pipe at the rate desired by the operator.	**Лопастной насос** устройство, работающее по принципу объемного насоса. Состоит из ряда лопастей, прикрепленных к ротору, который обеспечивает вращательное движение с главной каверной; лопасти насоса делают возможным перемещение жидкости через трубопровод в отношении, необходимом оператору	**Лопатевий насос** пристрій, який працює на принципі об’ємного насоса. Складається з ряду лопатей, прикріплених до ротора, який забезпечує обертальний рух з головною каверною, лопаті насоса роблять можливим переміщення рідини через трубопровід у відношенні, необхідному оператору

Продовження табл. Г.1

64	**Vortex formation** the motion of the fluid swirling rapidly around a center	**Вихреобразование** быстрое вращательное движение жидкости вокруг центра	**Вихроутворення** швидкий обертальний рух рідини навколо центра
65	**Water consumer** public utilities, commercial organisations, community endeavours or individuals that provisions of water	**Водопотребитель** коммунальные предприятия, коммерческие организации, общественные предприятия или отдельные люди, которые обеспечиваются водой	**Водоспоживач** комунальні підприємства, комерційні організації, громадські підприємства або особи які забезпечуються водою
66	**Water supply structure** water supply is the provision by public utilities, organizations or by individuals of water, usually by a system of pumps and pipes	**Система водоснабжения** водоснабжение – это обеспечение коммунальных предприятий, организаций или отдельных людей водой, обычно с помощью системы насосов и труб	**Система водопостачання** забезпечення комунальних підприємств, комерційних організацій, громадських підприємств або осіб водою, зазвичай за допомогою системи насосів і труб
67	**Water hammer (hydraulic shock)** a pressure surge or wave resulting when a fluid in motion is forced to stop or change direction suddenly (momentum change)	**Гидравлический удар** резкое повышение давления или возникновение волны, когда перемещающаяся жидкость вынуждена внезапно остановится или изменить направление движения (резкое изменение)	**Гідравлічний удар** різке підвищення тиску або виникнення хвилі, коли рідина, яка рухається, змушена раптово зупинитися або змінити напрямок руху (раптова зміна)
68	**Water turbine** a rotary engine that takes energy from moving water	**Гидротурбина** ротационный двигатель, который использует энергию перемещающейся воды	**Гідродубіна, гідравлічна турбіна** ротаційний двигун, який використовує енергію води, що переміщується

Продовження табл. Г.1

69	**The best efficiency point (BEP)** is the point on the curve where the efficiency is at a maximum	**Оптимальное значение КПД** точка на кривой, в которой значение КПД максимальное	**Оптимальне значення ККД** точка на кривій, у якій значення ККД максимальне
70	The **efficiency curve** a curve specifying pump efficiency versus volume flow at the design speed. The efficiency curve will be a graphical interpretation of the function: $\eta=f(Q)$	**Энергетическая характеристика** кривая, определяющая эффективность насоса в сравнении с объемом потока при расчетной скорости. Кривая эффективности может быть графически описана функцией $\eta=f(Q)$	**Енергетична характеристика** крива, яка визначає ефективність насоса в порівняно з об’ємом потоку при розрахунковій швидкості. Крива ефективності може бути графічно описана функцією: $\eta=f(Q)$
71	**Flow velocity**, or **velocity field**, of a fluid is a vector field which is used to mathematically describe the motion of a fluid	**Скорость движения воды** в жидкости векторное поле, которое используется для математического описания движения воды.	**Швидкість руху води** в рідині векторне поле, яке використовується для математичного опису руху рідини
72	**Frequency of rotation** the number of full rotations completed in one minute around a fixed axis	**Частота вращения** количество полных оборотов за одну минуту вокруг неподвижной оси	**Частота обертання** кількість повних обертів, здійснених за одну хвилину навколо нерухомої осі
73	**Friction torque** is the torque caused by the frictional force that occurs when two objects in contact move	**Момент трения** вращающий момент, вызванный силами трения, возникающими при движении двух объектов в контакте	**Момент тертя** обертальний момент, викликаний силами тертя, які виникають, коли два об'єкти в контакті рухаються
74	**Head** the height of a column or body of fluid above a given point expressed in linear units	**Напор** высота столба жидкости относительно заданной точки, выраженная в линейных единицах	**Напір** висота стовпа рідини відносно заданої точки, виражена в лінійних одиницях
75	**Headloss-flow characteristic** describes the relation between flowrate and head for the actual pump	**Напорно-расходная характеристика насоса** описывает зависимость между расходом и напором действующего насоса	**Напірно-витратна характеристика насоса** описує залежність між витратою і напором діючого насоса

Продовження табл. Г.1

76	**Hydrodynamic resistance of pipeline** **Hydrodynamic resistance** a dimensionless quantity that is used to quantify the drag of an object in a fluid environment such as water. The nature of hydrodynamic resistance is explained by such physical properties of water as internal pressure, density (responsible for hydrostatic force) and viscosity.	**Гидродинамическое сопротивление сети** **Гидродинамическое сопротивление** безразмерная величина, использующаяся для вычисления гидравлического сопротивления объекта в жидкой среде, такой как вода. Характер гидродинамического сопротивления объясняется такими физическими свойствами воды, как внутреннее давление, плотность (соответствующая гидростатической силе и вязкости).	**Гідродинамічний опір мережі** **Гідродинамічний опір** безрозмірна величина, яка використовується для обчислення гідравлічного опору об'єкта в рідкому середовищі, такому як вода. Характер гідродинамічного опору пояснюється такими фізичними властивостями води, як внутрішній тиск, густина (відповідна гідростатичній силі і в'язкості).
77	**Idle capacity** ratio of a rated capacity to its actual utilization, expressed as a percentage.	**Мощность холостого хода** отношение номинальной (расчетной) мощности к ее фактическому использованию, представленное в процентах	**Потужність холостого ходу** відношення номінальної (розрахункової) потужності до її фактичного використання, подане у відсотках
78	**Liquid density** is defined as its mass per unit volume	**Плотность жидкости** определяется как масса жидкости на единицу объема	**Густина рідини** визначається як її маса на одиницю об’єму
79	**Positive suction head** PSH parameter shows the difference between the actual pressure of a liquid in a pipeline and the liquid's vapor pressure at a given temperature	**Кавитационный запас** параметр, показывающий разницу между фактическим давлением жидкости в трубопроводе и давлением пара в жидкости при заданной температуре	**Кавітаційний запас** параметр, який показує різницю між фактичним тиском рідини в трубопроводі і тиском пари в рідині при заданій температурі
80	**Power** time rate of transferring or transforming energy, or of doing work	**Мощность** скорость передачи или преобразования энергии или работы	**Потужність** швидкість передачі або перетворення енергії чи роботи

Продовження табл. Г.1

81	**Pressure** the force per unit area applied in a direction perpendicular to the surface of an object	**Давление** сила, действующая на единицу площади в направлении, перпендикулярном к поверхности объекта	**Тиск** сила, яка діє на одиницю площі в напрямку, перпендикулярному до поверхні об’єкта
82	**Pump efficiency** defined as the ratio of the power imparted on the fluid by the pump in relation to the power supplied to drive the pump	**КПД насоса** определяется как соотношение мощности, передаваемой потоку насосом, к мощности, которая подводится к приводу насоса	**ККД насоса** визначається як співвідношення потужності, яка передається потоку насосом, до потужності, яка підводиться до привода насоса.
83	**Pump parameters** Pumps are commonly rated by horsepower, flow rate, outlet pressure, head and head in inlet suction.	**Параметры насоса** насосы обычно характеризируются мощностью, расходом, выходным давлением, напором и напором в входном отверстии	**Параметри насоса** насоси зазвичай характеризуються потужністю, витратою, вихідним тиском, напором і напором у вхідному отворі
84	**Real power** (P) or **active power** the portion of power that, averaged over a complete cycle of the AC waveform, results in net transfer of energy in one direction	**Полезная мощность** часть мощности, усредненная по полному циклу формы сигнала переменного тока, приводит к распределению энергии в сети в одном направлении	**Корисна потужність** частина потужності, усереднена за повним циклом форми сигналу змінного струму, призводить до чистого розподілення енергії в одному напрямку
85	**Relative critical rotational speed of motor** Critical speed is the theoretical angular velocity which excites the natural frequency of a rotating object, such as a shaft, propeller or gear. When the rotational speed is equal to the numerical value of the natural vibration then that speed is called critical speed	**Относительная критическая скорость вращения двигателя** критическая скорость – теоретическая угловая скорость, которая возбуждается собственной частотой вращающегося объекта, такого как вал, винт или передача. Когда скорость вращения равна численному значению собственных колебаний, тогда эта скорость называется критической	**Відносна критична швидкість обертання двигуна** критична швидкість – теоретична кутова швидкість, яка збуджується власною частотою обертального об'єкта, такого як вал, гвинт або передача. Коли швидкість обертання дорівнює числовому значенню власних коливань, тоді ця швидкість називається критичною швидкістю

Продовження табл. Г.1

86	**Reliable performance of equipment Reliability** the ability of a system or component to perform its required functions under stated conditions for a specified period of time	**Надежность работы оборудования Надежность** способность системы или компонентов выполнять свои необходимые функции соответственно заданным условиям на протяжении определенного периода времени	**Надійність роботи устаткування Надійність** здатність системи або компонентів виконувати свої необхідні функції відповідно до зазначених умов упродовж певного періоду часу
87	**The Reynolds number** Re is a dimensionless number that gives a measure of the ratio of inertial forces $\rho V^2/L$ to viscous forces $\mu V/L^2$ and consequently quantifies the relative importance of these two types of forces for given flow conditions	**Число Рейнольдса** безразмерная величина, которая позволяет измерить отношение сил инерции $\rho V^2/L$ к вязким силам $\mu V/L^2$ и в результате определить относительное значение этих двух типов сил при заданном режиме движении жидкости	**Число Рейнольдса** безрозмірна величина, яка дозволяє виміряти відношення сил інерції $\rho V^2/L$ до в'язких сил $\mu V/L^2$ і в результаті визначити відносне значення цих двох типів сил при заданих режимах течії рідини
88	**Shock wave velocity** **Velocity** is the measurement of the rate and direction of change in position of an object	**Скорость ударной волны** **Скорость –** измерение величины и направления изменения положения объекта	**Швидкість ударної хвилі, швидкість поширення ударної хвилі** **Швидкість –** вимірювання величини і напрямку зміни положення об'єкта
89	**Specific speed** N_s is a quasi non-dimensional number used to classify pump impellers as to their type and proportions	**Коэффициент быстроходности** безразмерная величина, используемая для классификации рабочих колес насосов в зависимости от их типа и относительных размеров	**Коефіцієнт швидкохідності** безрозмірна величина, яка використовується для класифікації робочих коліс насосів залежно від їх типу та відносних розмірів
90	**Static head** a term used in fluid mechanics to represent the internal energy of a fluid due to the pressure exerted on its container	**Статический напор** термин, использующийся в механике жидкости для представления внутренней энергии жидкости через давление, оказываемое ей на контейнер	**Статичний напір, статична складова напору** термін, який використовується в механіці рідини для представлення внутрішньої енергії рідини через тиск, який діє на контейнер

Продовження табл. Г.1

91	**Starting torque** is the torque applied by the motor at startup	**Момент трогания** вращающий момент, который подается к машине во время запуска	**Момент рушання** обертальний момент, який подається до машини під час запуску
92	**Steadying effect** **Inertia** is the resistance of any physical object to a change in its state of motion or rest. It is represented numerically by an object's mass	**Инерция вращающихся масс** **Инерция** сопротивление какого-либо физического объекта относительно изменения состояния покоя или движения. Представляется числовым значением как масса объекта	**Інерція обертових мас** **Інерція** опір будь-якого фізичного об’єкта щодо зміни стану спокою або руху. Виражається числовим значенням як маса об’єкта
93	**Torque** is the tendency of a force to rotate an object about an axis, fulcrum, or pivot	**Вращающий момент** тенденция силы вращать объект вокруг оси, точки опоры или основания	**Обертальний момент** тенденція сили обертати об’єкт навколо осі, точки опори або основи
94	**Total Dynamic Head (TDH)** is the total equivalent height that a fluid is to be pumped, taking into account friction losses in the pipe	**Полный напор** полный эквивалент высоты перекачиваемой жидкости с учетом потерь на трение в трубопроводе	**Повний напір** повний еквівалент висоти рідини, яка перекачується з урахуванням втрат на тертя в трубопроводі

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Параметри перетворювача частоти Lenze ESMD 152 X2FSA

Параметр	Значення	Опис
C11	7,5–240 Гц	Максимальна вихідна частота
C12	0–999 с	Час розгону
C14	0 – Лінійна характеристика з автоматичним вибором пускової напруги	Закон керування U/f Для стандартного застосування
	1 – квадратична характеристика з автоматичним вибором пускової напруги	Для вентиляторів та насосів
	2 – лінійна характеристика з постійною пусковою напругою U_{min}	
	3 – квадратична характеристика з постійною пусковою напругою U_{min}	
C18	0–4 кГц 1–6 кГц 2–8 кГц 3–10 кГц	Частота модуляції Автоматичний перехід на 4 кГц при збільшенні струму до 1,2 $I_{ном}$ Більша частота, менший шум двигуна.

Таблиця Д.2 – Параметри перетворювача частоти Mitsubishi FR-D700

<table>
<tr><th>Параметр</th><th>Значення</th><th colspan="2">Опис</th></tr>
<tr><td>1</td><td>0–120 Гц</td><td colspan="2">Максимальна вихідна частота (50 Гц)</td></tr>
<tr><td>7</td><td>0–3600 с</td><td colspan="2">Час розгону</td></tr>
<tr><td rowspan="2">9</td><td rowspan="2">0–500 А</td><td colspan="2">Встановлення струму для електронного захисту двигуна</td></tr>
<tr><td colspan="2">Регулювання номінального струму двигуна</td></tr>
<tr><td rowspan="4">14</td><td>0</td><td colspan="2">Вибір характеристики навантаження
Постійний момент навантаження</td></tr>
<tr><td>1</td><td colspan="2">Квадратичний момент навантаження</td></tr>
<tr><td>2</td><td rowspan="2">Застосування в підйомних механізмах із постійним моментом навантаження</td><td>Підвищення моменту обертання при реверсивному обертанні: 0 %</td></tr>
<tr><td>3</td><td>Підвищення моменту обертання при прямому обертанні: 0 %</td></tr>
<tr><td>17</td><td>0–15</td><td colspan="2">ШІМ-модуляція.
Налаштування тактової частоти. Налаштоване значення відображається в кГц. При цьому значення «0» відповідає 0,7 кГц, а значення «15» – 14,5 кГц.</td></tr>
<tr><td rowspan="7">79</td><td>0</td><td colspan="2">Вибір робочого режиму
Панель керування або зовнішнє керування</td></tr>
<tr><td>1</td><td colspan="2">Панель керування</td></tr>
<tr><td>2</td><td colspan="2">Зовнішнє керування</td></tr>
<tr><td>3</td><td colspan="2">Установка частоти за допомогою блоку керування та стартовий сигнал від зовнішнього керування</td></tr>
<tr><td>4</td><td colspan="2">Задання частоти за допомогою блоку управління та стартовий сигнал від зовнішнього керування</td></tr>
<tr><td>6</td><td colspan="2">Режим переключення</td></tr>
<tr><td>7</td><td colspan="2">Зовнішнє керування (режим роботи з панеллю керування заблоковано)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">245</td><td>0–50 %</td><td colspan="2">Номінальне ковзання двигуна</td></tr>
<tr><td>9999</td><td colspan="2">Відсутність компенсації пробуксовки</td></tr>
</table>

Додаток Е

Налагодження програмного забезпечення LGraph

Нижче розглянуто основні можливості роботи з програмою та алгоритм налаштування й запуску програмного забезпечення (ПЗ) LGraph.

Призначенням програми є збір, візуалізація (перегляд у реальному часі і в записі), реєстрація (збереження в цифровому вигляді) та експорт аналогових сигналів, що надходять на пристрої збору даних «LCard».

Програма LGraph2 може здійснювати збір даних одночасно від 100 різних пристроїв виробництва «LCard», підключених як безпосередньо до комп'ютера, так і через мережу по протоколу TCP/IP. Для кожного пристрою АЦП може забезпечуватися введення даних до 16 каналів у режимі диференціального підключення або до 32 каналів при підключенні «із загальною землею» залежно від характеристик пристрою.

Налаштування обладнання

Роботу безпосередньо з програмою необхідно почати з вибору пристрою АЦП, який використовується для отримання даних: «Параметры АЦП» – «Настройка оборудования». Програма при запуску самостійно сканує всі підключені до комп'ютера пристрої і визначає їх статус. Список виявлених програмою пристроїв – «Подключенное оборудование» – виводиться у вікні «Настройка оборудования» (рис. Е.1).

Якщо програмі не вдалося виявити пристрій АЦП, необхідно перевірити коректність установки драйвера цього перетворювача і його фізичне підключення.

Нормально функціонуючий пристрій відображується у списку зеленим кольором. При завершенні роботи програми список підключеного до комп'ютера устаткування зберігається у файлі lgraph2.grb і відновлюється при її новому запуску. Якщо при повторному запуску раніше виявлене устаткування

не працює (вимкнене живлення пристрою, відключені кабелі і так далі), воно буде позначено червоним кольором.

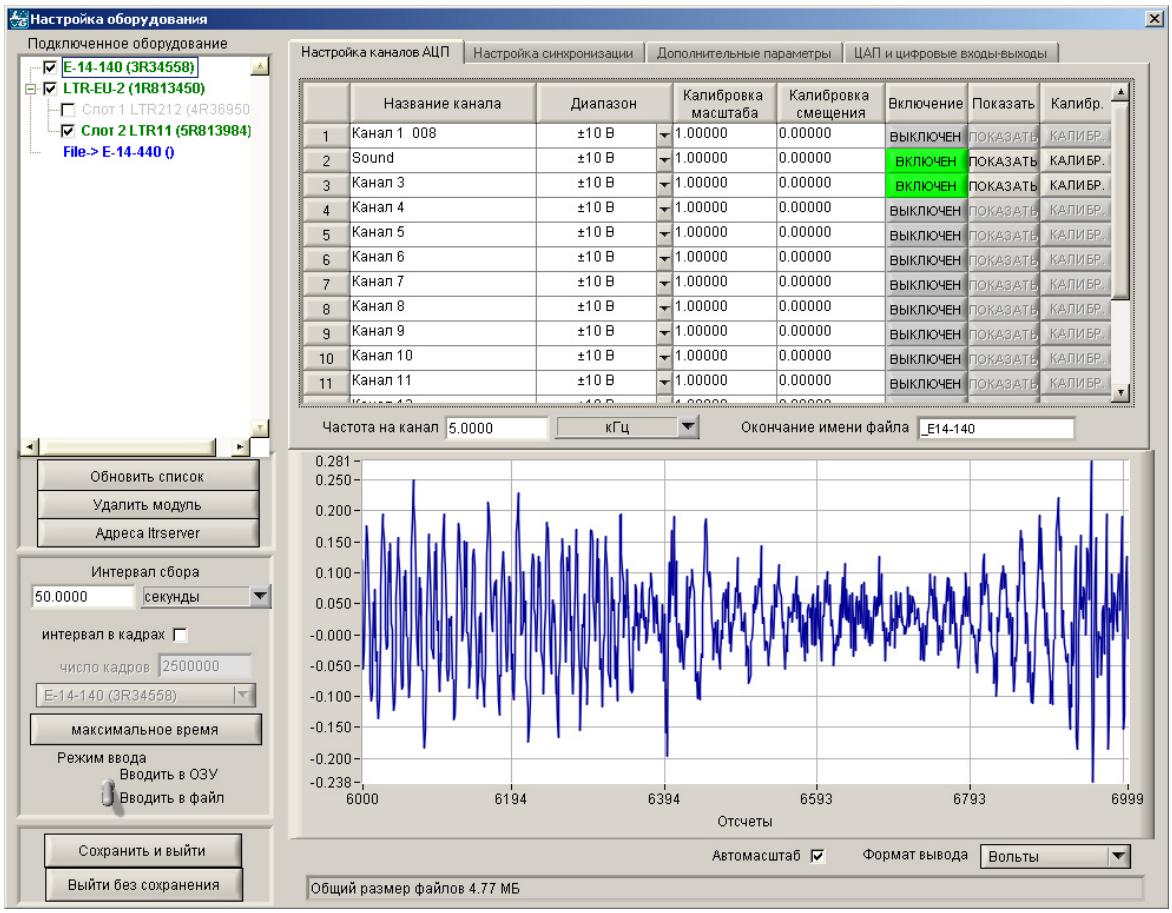


Рисунок Е.1– Вікно налаштування АЦП програми LGraph

Після вибору одного з пристроїв АЦП необхідно обрати канали та виставити параметри введення (час і частоту збору даних, режим підключення та ін.).

Наступним кроком є вибір частоти дискретизації (швидкості опитування каналів) даного пристрою. Числове значення частоти задається у віконці, загальний вигляд якого зображено на рис. Е.1. Там же здійснюється вибір одиниць виміру: Гц, кГц, Мгц. Слід ураховувати, що неможливо задати частоту дискретизації більше максимальнго для даного пристрою значення. При збільшенні числа увімкнених каналів максимальна частота на канал пропорційно зменшується.

Також необхідно встановити тривалість періоду збору даних. Його можна задати як за часом (мілісекунди, секунди, хвилини, години), так і за кількістю

кадрів даних. При цьому потрібно враховувати, що час – величина загальна для всіх підключених пристроїв, а кількість кадрів за певний період часу для різних пристроїв може не збігатися (визначається встановленою частотою збору даних на канал для цього пристрою).

Вибір режиму введення сигналу (запис даних у файл на жорсткому диску або накопичення в оперативній пам'яті з можливістю подальшого збереження на жорсткий диск) виконується перемикачем. Для великої частоти дискретизації запис в ОЗУ дозволяє уникнути можливих втрат даних, але слід ураховувати, що її об'єм може бути недостатній для великих масивів даних.

У меню <Настройки> – <Настройки каналов> можна регулювати відображення даних того чи іншого каналу в необхідному вікні, відображення каналу відносно правої або лівої осі Y, задати розмірність відображення даних, вказати характеристики графіка (тип лінії, колір). Налаштування програми зберігаються автоматично у файлі установок lgraph2.grb.

У меню <Настройки> – <Настройки Окон> можна встановити кількість вікон для відображення даних (від 1 до 8), кількість розрядів після коми для значень, що відображуються на осях X і Y, включити праву вісь Y. Основне вікно програми має 2 закладки: <Графики> і <Статистика>. Перша служить для візуалізації інформації, у другій при зборі даних виводиться статистична інформація; там же можна змінити деякі налаштування і побачити інформацію про завантажений файл. В основному вікні (рис. Е.2) розташовані ключові кнопки для керування процесом збору і перегляду даних.

У графічних вікнах основного вікна здійснюється перегляд вхідних сигналів.

Візуалізація сигналів з вибраних каналів здійснюється при натисненні кнопки «Просмотр». При цьому дані лише відображуються, але не реєструються, за винятком обмеженого об'єму в буфері, який може бути збережений після натиснення кнопки «Стоп».

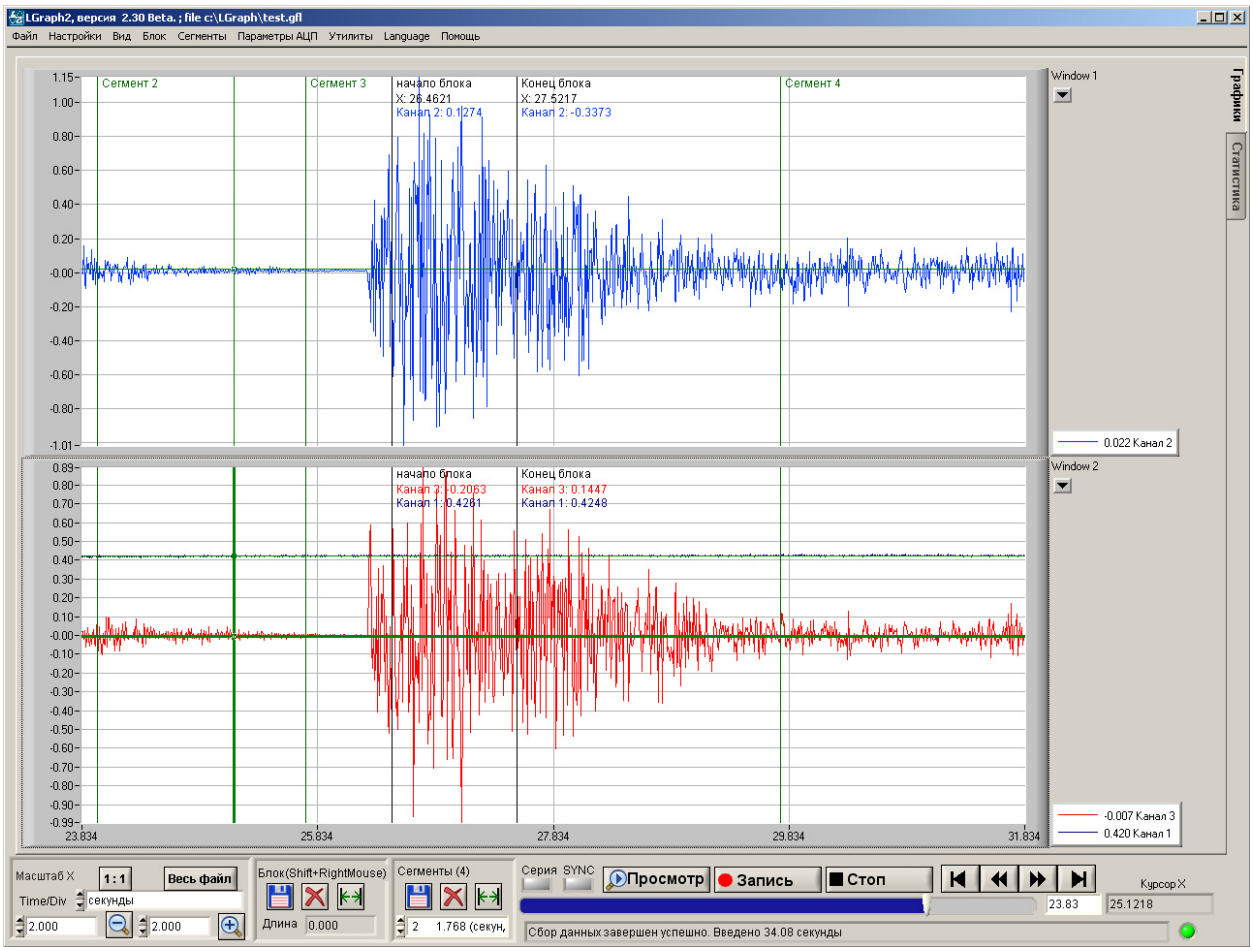


Рисунок Е.2 – Загальний вигляд основного вікна при запису даних

У процесі перегляду у будь-який момент можна увімкнути запис і програма приступить до збереження даних, що надходять, з раніше встановленими параметрами збору, не перериваючи демонстрації графіків (одночасний запис і візуалізація даних). При цьому дані, накопичені в буфері перегляду, будуть знищені.

Залежно від виділеного для перегляду об'єму оперативної пам'яті дані, накопичені в режимі перегляду, можуть бути повністю або частково збережені після зупинки збору даних кнопкою «Стоп».

Слід зазначити, що кількість каналів, що відображуються на графіках, у загальному випадку може не збігатися з кількістю каналів реєстрації даних. У файлах зберігаються дані з усіх включених каналів, відображуватися ж може лише частина з них відповідно до налаштувань.

У процесі реєстрації даних кнопка основного вікна «Запись» набирає іншого вигляду. При натисненні на кнопку «Пауза» записуваний файл даних залишається відкритим, але інформація в нього не заноситься.

Процедура паузи жодним чином не відбивається на візуалізації даних. Графіки як і раніше продовжують будуватися, що дозволяє контролювати реєстрований процес і під час паузи, при необхідності відновити запис.

У закладці основного вікна «Статистика» (рис. Е.3) у процесі перегляду або реєстрації даних відображується інформація розподілу і виконання завдання збору даних. При цьому паралельно ведеться контроль наявності вільного місця в ОЗУ – ці дані дозволять користувачеві своєчасно прийняти заходи для запобігання втрати інформації.

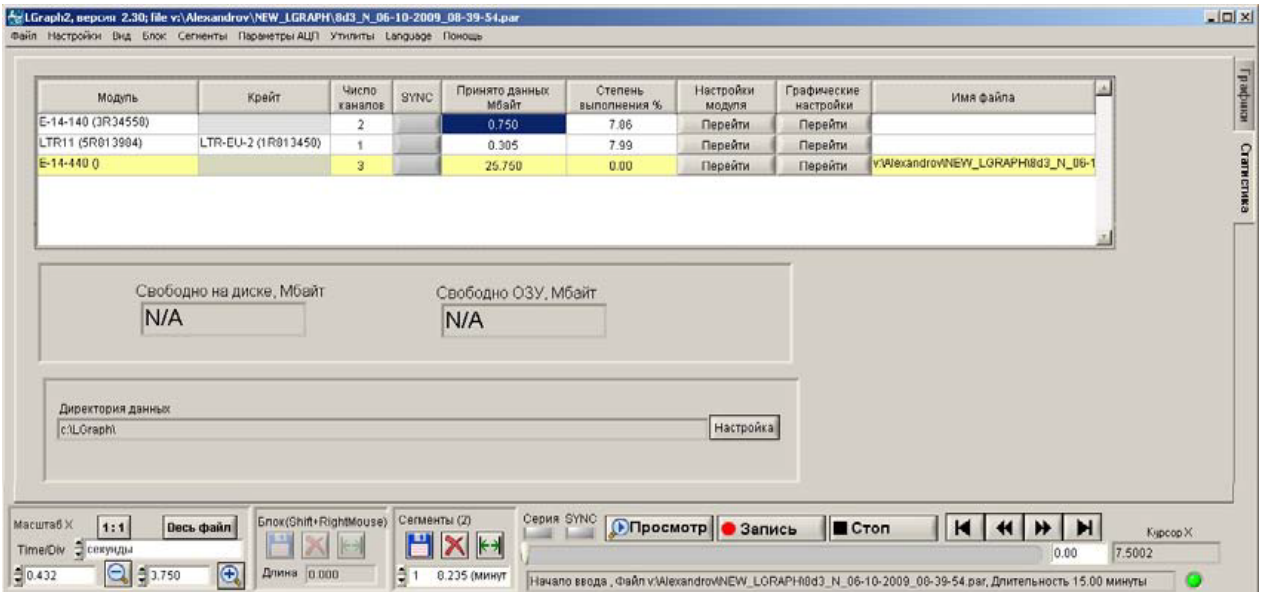


Рисунок Е.3 – Вікно статистики в програмі LGraph

Програмою передбачено створення від 1 до 8 вікон графічного відображення інформації. Як правило, на практиці використовується від 1 до 3 вікон, оскільки їх дуже велика кількість не дозволяє розрізняти зміни сигналу.

По осі X вікна розташовується часу, по осі Y – одиниці вимірів, встановлені користувачем (коди АЦП, фізичні величини або призначені для користувача відкалібровані величини).

У кожному з вікон може відображуватися довільне число графіків відносно правої або лівої осі Y. Єдине обмеження – один і той же графік не може відображуватися в декількох вікнах одночасно. Також треба мати на увазі, що складніші типи ліній графіків вимагають більшої витрати обчислювальних ресурсів комп'ютера. Тому при зборі даних з великою частотою і по великій кількості каналів слід віддати перевагу найбільш простому варіанту – тонкій суцільній лінії.

Для аналізу зібраних даних можуть використовуватися режими «Спектр» і «Гистограма». Вони дозволяють аналізувати спектр або будувати амплітудні гістограми раніше записаних сигналів.

Програма дозволяє експортувати весь файл або його частину в текстовому форматі. Допускається вибірковий експорт каналів, і експорт частини файла по мітках часу.

На основі наявного бінарного файла даних “*.dat”, у якому дані зберігаються в цілочисловому вигляді одиниць АЦП (окрім модулів LTR), можливе створення бінарного файлу, у якому дані представлені у фізичних або відкаліброваних величинах з використанням форматів float або double. При експорті текстового файла можливо здійснювати вибір каналів і частини файла.

Окрема процедура експорту в MATLAB дозволяє створити скрипт для безпосереднього експорту файлів даних “*.dat” у середовище MATLAB. Також можливе автоматичне створення скриптів при кожному зборі даних, відразу після закінчення запису файлів “*.dat”.

Програма LGraph2 дозволяє проводити збір даних з декількох пристроїв одночасно. Це можуть бути вбудовані комп'ютерні плати на шинах PCI і PCI-Express, зовнішні одиночні USB-модулі та зовнішні багатомодульні крейти, підключені по протоколу TCP/IP або USB. Кількість таких пристроїв фактично обмежена лише наявністю вільних портів і слотів комп'ютера та його потужністю.

Користувач сам визначає, які з каналів пристрою потрібні йому для збору даних і вибрати їх. Для цього потрібно натиснути відповідну цьому каналу

кнопку «Включить» у вікні «Настройки оборудования». У ввімкнениїх каналах кнопка-індикатор забарвлена в зелений колір. Аби відключити невживаний канал, потрібно знову натиснути цю кнопку.

Вікно попереднього перегляду служить для відображення сигналу, що допомагає підібрати робочий діапазон, перевірити правильність калібрувань, оцінити якість сигналу.

Для перегляду сигналу, що надходить на один із увімкнених каналів, у вікні потрібно натиснути кнопку «Показать». У процесі перегляду напис на кнопці «Показать» зміниться на «Стоп». Відповідно, для зупинки перегляду потрібно ще раз натиснути на цю кнопку. Перехід з перегляду одного каналу на перегляд іншого також здійснюється натисненням кнопки нового каналу. При цьому потрібно враховувати, що у вікні перегляду відображується фактичний сигнал, що надходить у пристрій з урахуванням взаємного впливу останніх каналів.

Вибір робочого діапазону каналу робить вирішальний вплив на точність вимірювання параметрів. Чим точніша максимальна амплітуда сигналу відповідатиме ширині діапазону, тим вищею буде роздільна здатність пристрою. Звичайно, амплітуда сигналу не повинна перевищувати кордонів діапазону, оскільки це призведе до втрати частини інформації.

Програма дозволяє тарувати шкалу Y і дані, що відображуються, незалежно для будь-якого використовуваного каналу з урахуванням вимірюваної фізичної величини (кілограми, градуси, Оми, Ампери і так далі). Ця процедура дає можливість визначити коефіцієнти перерахунку напруги на вході даного каналу АЦП у значення вимірюваної фізичної величини. Дані, реєстровані по тарованому каналу, можна представляти не лише в кодах АЦП або у Вольтах вхідної напруги, але і в значеннях, до яких внесена поправка на калібрувальні коефіцієнти. Процедура калібрування дозволяє також компенсувати зсув графіка по постійній напрузі.

Установка коефіцієнтів масштабу і зсуву нуля проводиться у вікні «Настройка оборудования». Калібрувальні коефіцієнти вводяться вручну у

вікні відповідного каналу, що калібрується (рис. Е.4). Для самостійного визначення точних калібрувальних коефіцієнтів потрібно натиснути кнопку і увійти до вікна “Продвинутая калибровка канала”.

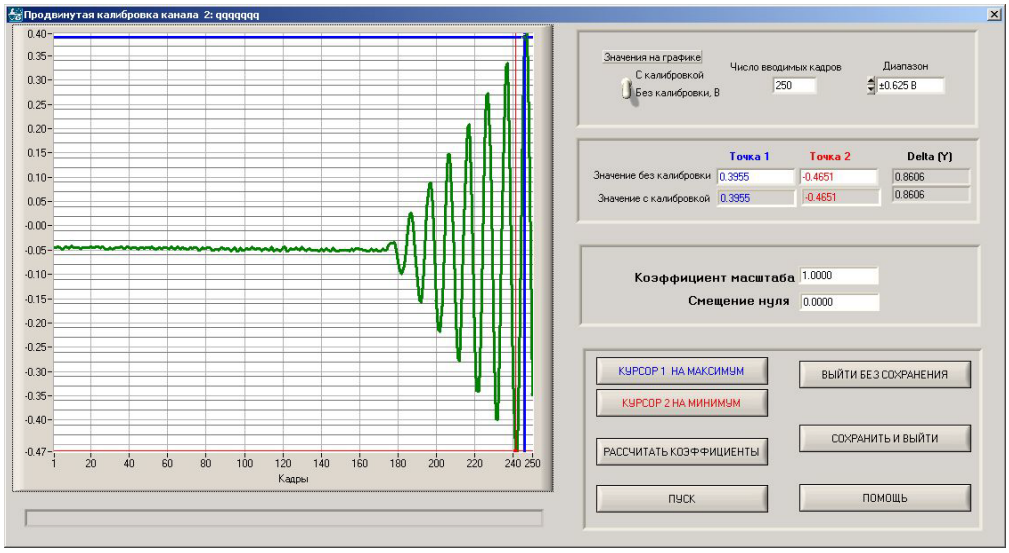


Рисунок Е.4 – Калібровка каналів

Для калібрування на вибраний канал подається сигнал з відомими параметрами. Потім підбирається кількість відліків калібрувального сигналу для оптимального відображення у вікні і вибирається вхідний діапазон АЦП, щонайкраще відповідний калібрувальному сигналу. Автомасштабування по осі Y у вікні увімкнене завжди.

Доступ до вікон тонких налаштувань, характерних для конкретних типів пристроїв АЦП виробництва ТОВ «LCArd» «Настройка синхронизации», «Дополнительные параметры» и «ЦАП и цифровые входы-выходы» здійснюється за допомогою закладок у верхній частині вікна «Настройки оборудования». Кількість вікон і параметрів налаштування залежать від вибраного пристрою.

Вікно «Настройки синхронизации» (рис. Е.5) забезпечує вибір типа синхронізації та установок аналогової синхронізації (за умови її вибору).

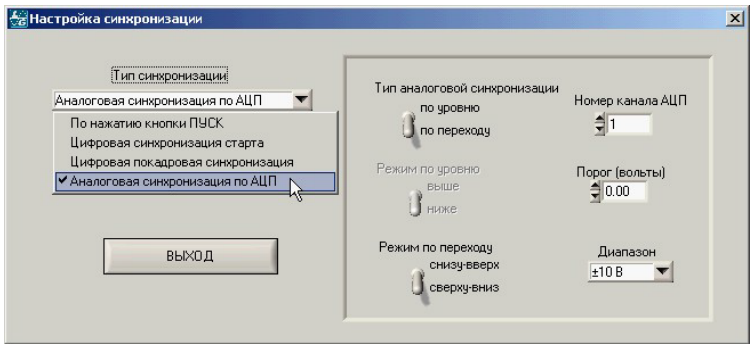


Рисунок Е.5 – Настройки синхронізації

Доступ до вікна «Настройка окон просмотра графиков» (рис. Е.6) здійснюється через основне меню програми «Настройки» – «Настройка окон».

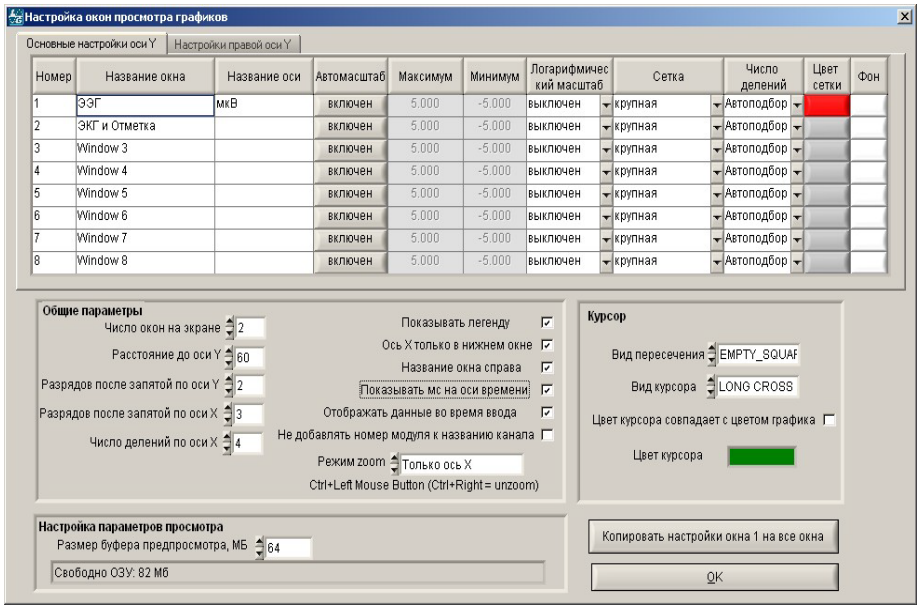


Рисунок Е.6 – Налаштування загальних параметрів вікон

Вікно «Настройка отображения каналов» (рис. Е.7) має дві закладки: «Графические параметры» и «Прочие параметры».

У першій задаються назви вимірювальних каналів і вікна, в яких вони повинні відображуватися, а також тип і колір відповідних ним ліній графів.

У другій закладці вводяться формат відображення даних, калібрувальні коефіцієнти і кількість знаків, що відображуються, після коми.

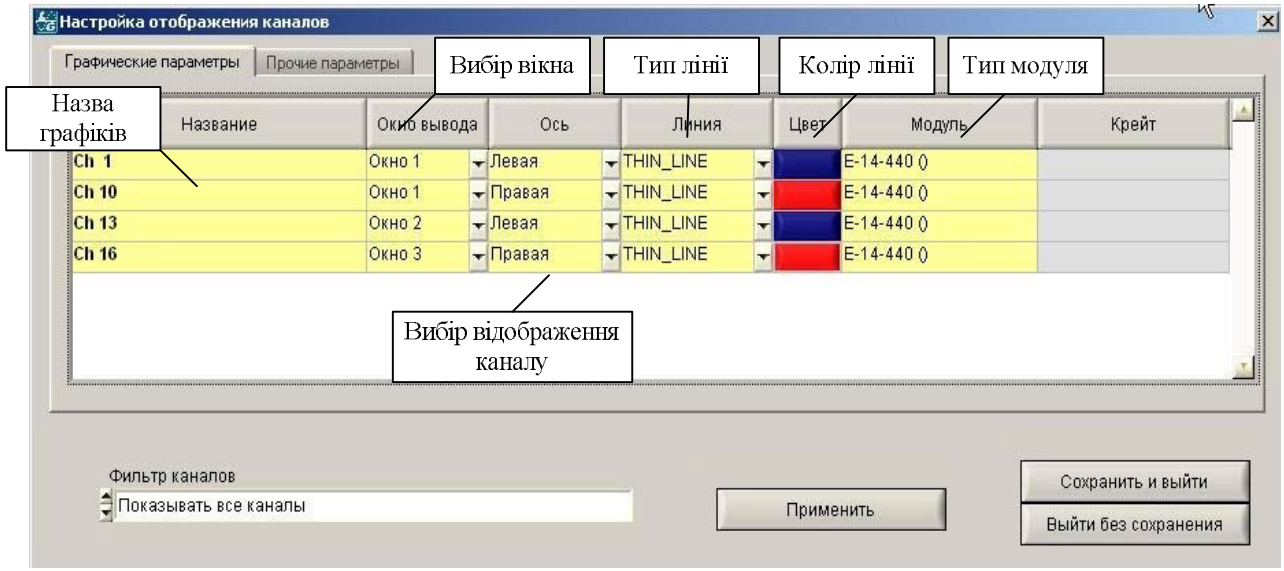


Рисунок Е.7 – Вікно налаштування відображення каналів

ПЗ дозволяє виконати вибірковий експорт даних каналів різних модулів і експорт частини файла по мітках часу. Вікно експорту (рис. Е.8) викликається з головного меню «ФАЙЛ» – «Экспорт данных».

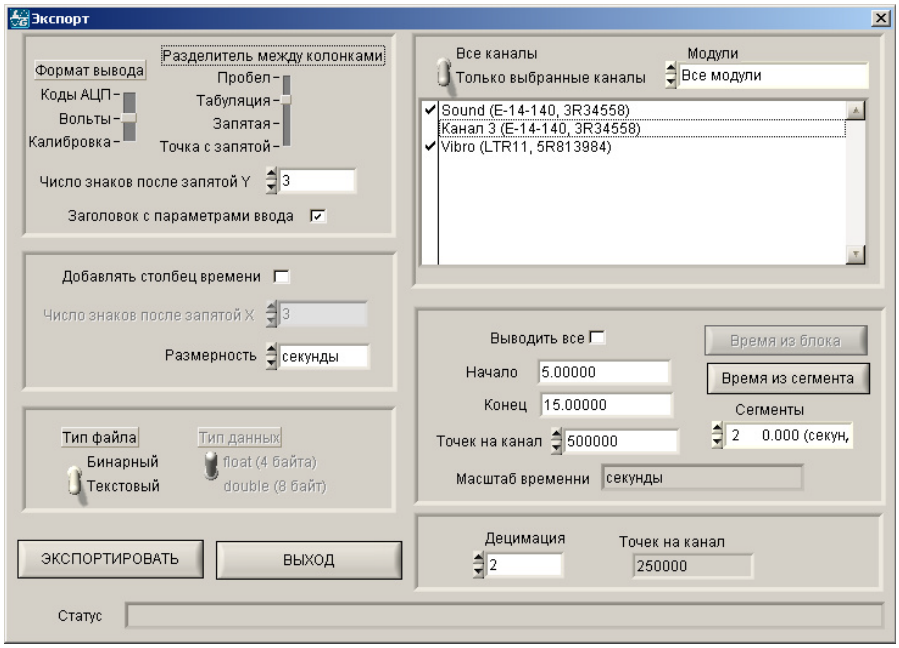


Рисунок Е.8 – Експорт даних

Бінарні файли особливо зручні для подальшої обробки в програмах типа MatLab або у власних програмах обробки даних. У бінарний файл виводяться значення у Вольтах з урахуванням вибраного при реєстрації вхідного діапазону

АЦП. Якщо для даного каналу проводилася процедура калібрування, то виводяться значення з урахуванням калібрувальних коефіцієнтів.

При виборі двійкової форми файла, що експортується, з'являється додаткова можливість вибору типа чисел у бінарному файлі: чотирьох- або восьмибайтних. В останньому процедура експорту у двійковий файл аналогічна експорту в текстовий файл.

ПЗ LGraph дає можливість зберегти в графічному форматі всі активні в даний момент вікна або одне з них. Вікно експорту у файл BMP (рис. Е.9) викликається з головного меню «ФАЙЛ» – «Экспорт в bmp». При збереженні графіків можна вибрати збереження всіх або лише одного вікна. Якщо вибрано «Только одно окно», то з'являється можливість вибору цього вікна в меню. Для створення файла BMP потрібно натиснути кнопку «Экспортировать».

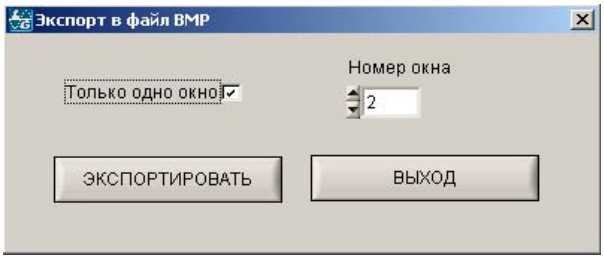


Рисунок Е.9 – Експорт файла в графічний формат

Збереження окремо спеціальних вікон (Спектр, Гістограма) неможливе – ці вікна можна експортувати лише в режимі експорту всього екрану (опція «Только одно окно» у вікні експорту не виділена). У разі потреби можна скористатися програмами захвату екрана.

Загальний алгоритм роботи з ПЗ LGraph для зняття експериментальних даних, а також експорту їх у середовище обробки наведено на рис. Е.10.

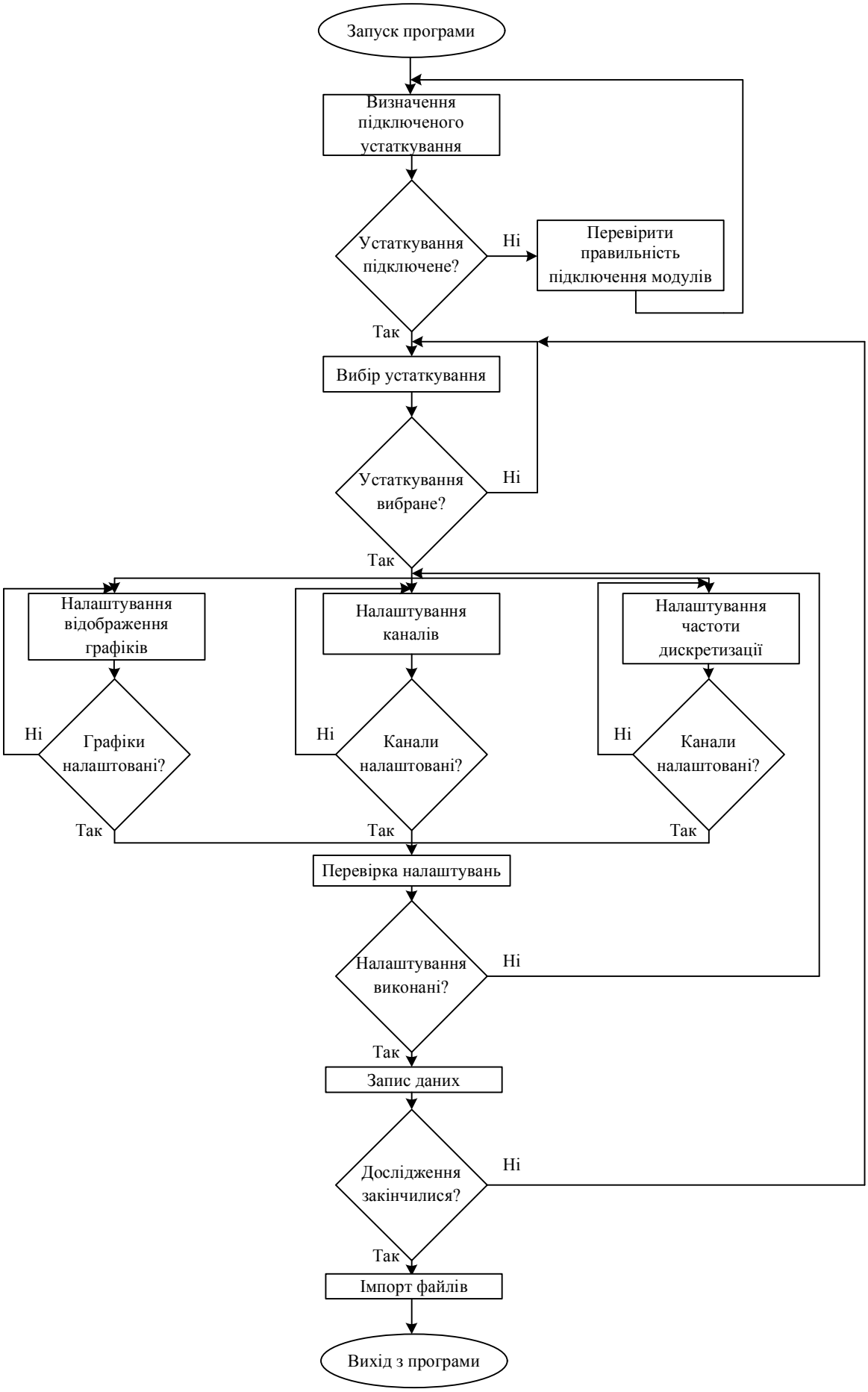


Рисунок Е.10 – Алгоритм роботи з програмою LGraph

Навчальне видання

КОРЕНЬКОВА ТЕТЯНА ВАЛЕРІЇВНА
СЕРДЮК ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ
КОВАЛЬЧУК ВІКТОРІЯ ГРИГОРІВНА

Режими роботи насосних та вентиляторних установок із автоматизованим електроприводом

Навчальний посібник

Українською мовою

Редактор Т.В. Коренькова, О.О. Сердюк
Комп'ютерна набір В.Г. Ковальчук
Комп'ютерна верстка В.Г. Ковальчук
Коректор Л. П. Мартинова

Підписано до друку 19.12.2013
Формат 60х90 $^{1}/_{16}$. Умовн. друк. арк. 11,6.
Тираж 300 прим. Замовлення № 133-13.
Папір офсетний. Гарнітура Times.
Ціна договірна

Видавець і виготовлювач ПП Щербатих О.В.
вул. Чапаєва, 36 Б, м. Кременчук, 39601
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №2129 від 17.03.2005р.
www.novabook.com.ua