

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО**  
**ГОСПОДАРСТВА ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

**Є. Г. Герасімов, Н. В. Приходько, А. М. Рокочинський**

**НАУКОВО-ПРАКТИЧНІ ЗАСАДИ**  
**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ**  
**ЗАКРИТИХ ЗРОШУВАЛЬНИХ СИСТЕМ**

*Монографія*

*За загальною редакцією академіка НААН України В. А. Сташука*

**Рівне – 2023**

УДК 631.311:631.67

Г37

**Рецензенти:**

**Попов В. М.**, д.т.н., професор, Інститут водних проблем та меліорації Національної академії аграрних наук України;

**Рогачко С. І.**, д.т.н., професор, Одеський національний морський університет;

**Турбал Ю. В.**, д.т.н., професор, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне.

*Рекомендовано науково-технічною радою Національного університету водного господарства та природокористування.*

*Протокол № 155 від 9 вересня 2022 р.*

**Герасімов Є. Г., Приходько Н. В., Рокочинський А. М.**

**Г37** Науково-практичні засади підвищення енергоефективності закритих зрошувальних систем : монографія / за загальною редакцією академіка НААН України В.А. Сташука. [Електронне видання]. – Рівне : НУБГП, 2023. – 288 с.

**ISBN 978-966-327-552-9**

В монографії теоретично узагальнено й запропоновано нове вирішення актуальної науково-практичної проблеми щодо підвищення енергетичної та загальної ефективності закритих зрошувальних систем України на підставі запровадження ресурсного оцінювання їх функціонування.

На основі застосування системної методології обґрунтовано науково-методичні підходи до підвищення енергетичної та загальної ефективності функціонування ЗЗС шляхом мінімізації використання водних і енергетичних ресурсів за комплексом технічно різнорідних взаємопов'язаних ресурсощадних заходів та засобів.

Монографія призначена для науковців, студентів спеціальності «Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології» та працівників експлуатаційних підрозділів закритих зрошувальних систем.

**УДК 631.311:631.67**

**ISBN 978-966-327-552-9**

© Є. Г. Герасімов, Н. В. Приходько,  
А. М. Рокочинський, 2023

© Національний університет водного  
господарства та  
природокористування, 2023

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	6
<b>ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ.....</b>	8
<b>1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРЕДУМОВИ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЗАКРИТИХ ЗРОШУВАЛЬНИХ СИСТЕМ.....</b>	9
1.1. Передумови щодо запровадження енергетичної оцінки ефективності функціонування закритих зрошувальних мереж (ЗЗМ).....	9
1.2. Традиційні методи проектування, розрахунку та обґрунтування рішень щодо конструктивних та технологічних параметрів ЗЗМ.....	14
1.3. Теоретичні засади щодо підвищення енергетичної ефективності закритої зрошувальної системи (ЗЗС).....	17
1.4. Обґрунтування першочергових заходів та засобів щодо підвищення енергетичної ефективності функціонування ЗЗМ...	21
<b>2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВСМОКТУВАЛЬНОЇ ЛІНІЇ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ЗЗМ.....</b>	25
2.1. Вихідні передумови щодо роботи пристроїв очищення води від механічних забруднень.....	25
2.2. Вдосконалення пристроїв механічного очищення води, які розташовані в комунікаціях насосних станцій.....	28
2.3. Оптимізація параметрів одноярусного берегового водозабору насосної станції.....	35
<b>3. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ УПРАВЛІННЯ РОБОТОЮ НАСОСНОЮ СТАНЦІЄЮ НА ОСНОВІ АВТОМАТИЗАЦІЇ ....</b>	39
3.1. Вихідні передумови автоматизації насосних станцій ЗЗМ.....	39
3.2. Елементи обладнання ЗЗМ для забезпечення автоматизації НС.....	45
3.3. Визначення меж поля подачі і напорів та робочих точок, які відповідають заданим режимам роботи дощувальних машин	50
3.4. Технологічні основи способу регулювання подачі насосної станції за витратно-напірною характеристикою ЗЗМ.....	55
3.5. Технологічні основи раціонального способу регулювання подачі насосної станції.....	62
3.6. Особливості роботи регульованих насосних агрегатів з тиристорними перетворювачами частоти.....	67

<b>4. ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРУБОПРОВІДІВ ЗЗМ.....</b>	<b>72</b>
4.1. Вихідні передумови гідравлічного розрахунку ЗЗМ та умов роботи насосної станції підкачки в період автоматизованого заповнення ЗЗМ.....	72
4.2. Аналіз та удосконалення конфігурації ЗЗМ.....	78
4.3. Оптимальний діаметр напірних трубопроводів насосних станцій.....	83
4.4. Оптимізація параметрів ЗЗМ.....	92
4.5. Ефективність способів заповнення водою ЗЗМ.....	96
<b>5. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВОДОВИПУСКНИХ СПОРУД НАСОСНИХ СТАНЦІЙ.....</b>	<b>108</b>
5.1. Особливості роботи водовипускних споруд насосних станцій.....	108
5.2. Визначення параметрів і розробка конструкцій водовипусків насосних станцій.....	110
5.3. Гідравлічні і гідромеханічні характеристики водовипусків насосних станцій.....	125
5.4. Математичне моделювання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках з поплавковими водовипусками.....	127
<b>6. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ РОЗРОБКИ ЕФЕКТИВНИХ ЗАХОДІВ БОРОТЬБИ З ГІДРАВЛІЧНИМ УДАРОМ В ЗЗМ....</b>	<b>138</b>
6.1. Вихідні передумови щодо вирішення проблеми захисту ЗЗМ від гідравлічного удару та розрахунку перехідних процесів .....	138
6.2. Розробка математичної моделі пружного гідравлічного удару в одноступовому трубопроводі.....	147
6.3. Математичне моделювання вузлів розривностей трубопроводної мережі.....	162
6.4. Перевірка адекватності математичних моделей для одноступового трубопроводу.....	182
<b>7. ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗЗМ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ ПРОТИУДАРНИХ ПРИСТРОЇВ РІЗНИХ ТИПІВ.....</b>	<b>189</b>
7.1. Розробка конструкцій протиударних пристроїв та їх елементів.....	189

7.2. Експериментальні дослідження динамічних процесів в трубопровідних системах з протиударними пристроями.....	201
7.3. Математичне моделювання динамічних процесів в трубопровідних системах водоподачі.....	210
7.4. Оцінювання надійності стабілізаторів тиску в трубопровідних системах.....	213
7.5. Підвищення рівня технічної експлуатації закритих зрошувальних мереж застосуванням протиударних пристроїв різних типів.....	219
<b>8 ОЦІНЮВАННЯ РЕСУРСНОЇ, ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК.....</b>	<b>231</b>
8.1. Загальна характеристика об'єкта впровадження.....	231
8.2. Методи оцінювання ефективності комплексу заходів та засобів із підвищення енергетичної ефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС.....	233
8.3. Технологічна (ресурсна) ефективність варіантів проектних рішень.....	239
8.4. Еколого-економічна ефективність варіантів проектних рішень.....	240
8.5. Інвестиційна ефективність варіантів проектних рішень.....	248
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>251</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>256</b>

## ВСТУП

Світова енергетична криза обумовлює постійне зростання вартості енергоносіїв в тому числі електричної енергії. При цьому забезпечення світової продовольчої безпеки вимагає подальшого підвищення продуктивності аграрного виробництва, яке об'єднує енергетичні та водні ресурси задля сталого виробництва сільськогосподарської продукції. Зрошуване землеробство забезпечує до 44% виробництва сільськогосподарської продукції. Зміни клімату як на планетарному, так і регіональному рівнях, підвищують температуру, знижують вологозабезпеченість територій, збільшують водопотребу вирощуваних сільськогосподарських культур тим самим підвищують навантаження на зрошувальні системи, а тому вимагають розробки та впровадження ефективних адаптивних заходів.

Більшість закритих зрошувальних систем (ЗЗС) в Україні були збудовані в другій половині минулого століття, тому показники ефективності цих систем з часом погіршилися і не відповідають проектним параметрам. На даний час для існуючих ЗЗС характерні наступні зміни умов функціонування: запровадження плати за воду; зростання вартості енергетичних ресурсів; перехід від сівозміни до вирощування монокультур; низький рівень технічної експлуатації та аграрного виробництва, внаслідок чого непродуктивні втрати зрошувальної води та електроенергії сягнули до 40%.

Розробленою Стратегією зрошення та дренажу в Україні на період до 2030 року обґрунтовано необхідність, напрямки та шляхи підвищення загальної ефективності функціонування зрошувальних систем. Передумовою прийняття таких рішень є проведення енергоаудиту.

Питаннями щодо підвищення ефективності роботи ЗЗС займалися відомі вітчизняні та зарубіжні вчені: Ю.І. Гринь, В.А. Гурин, П.І. Коваленко, О.В. Подласов, В.М. Попов, А.М. Рокочинський, М.І. Ромащенко, В. А. Сташук, В.О. Турченко, О.В. Шевченко, Clark W. Gellings, Rodriguez, J.A., Moreno, M.A., José M. та багато інших.

Проте ці рішення традиційно розроблялись на основі гідравлічних, гідромеханічних, технічних, статистичних та інших методів, а розробки були спрямовані на удосконалення окремих технічних рішень та конструктивних параметрів щодо складових технічних елементів за-

критої зрошувальної мережі, переважно насосної станції і напірної трубопровідної мережі, що вже не відповідають сучасним економічним та екологічним вимогам.

Таким чином, виникає необхідність подальшого удосконалення науково-методичних підходів до створення й функціонування ЗЗС, як складних природно-технічних та еколого-економічних систем, на основі застосування найбільш сучасної та прогресивної системної методології. Тому, підвищення енергетичної та загальної ефективності ЗЗС можливе шляхом розробки відповідних ресурсощадних заходів та засобів, спрямованих насамперед на зменшення витрати та непродуктивних втрат зрошувальної води, напору та електричної енергії.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

ЗС – зрошувальна система;  
ЗЗС – хакрита зрошувальна система;  
ЗЗМ – закрита зрошувальна мережа;  
НС – насосна станція;  
ДМ – дощувальна машина;  
ВІР – водоповітряний резервуар;  
КВЗП – клапан впуску та защемлення повітря;  
КВВП – клапан впуску та випуску повітря;  
ККД – коефіцієнт корисної дії;  
ІДІ – індекс доходності інвестицій;  
ЧДД – чистий дисконтований доход;  
ДТО – дисконтований термін окупності;  
ВНД – внутрішня норма доходності;  
РЗС – рибозахисні споруди;  
ВОЗ – водозабірно-очисний засіб;  
 $Q_{НС}$  – подача насосної станції;  
 $Q_{max}$  – максимальна подача насосної станції;  
 $H_p$  – розрахунковий напір насосної станції;  
 $H_\Gamma$  – геодезичний напір;  
 $\Sigma h_w$  – втрати напору від насосної станції до диктуючої точки;  
 $H_e$  – вільний напір;  
 $h_{cm}$  – втрат напору у внутрішньостанційних комунікаціях насосної станції;  
 $a_\phi$  – швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару;  
 $\Delta l$  – відстань між перерізами трубопроводу;  
 $g$  – прискорення сили тяжіння;  
 $v$  – швидкість руху води;  
 $\Psi_N$  – прямий імпульс гідравлічного удару;  
 $K_N$  – зворотний імпульс гідравлічного удару;  
 $N$  – розрахунковий вузол розривностей;  
 $f$  – площа перерізу трубопроводу;  
 $A_j$  – питомий опір трубопроводу.



# 1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЗАКРИТИХ ЗРОШУВАЛЬНИХ СИСТЕМ

## 1.1. Передумови щодо запровадження енергетичної оцінки ефективності функціонування закритих зрошувальних мереж (ЗЗМ)

Кількість прісної води на планеті обмежена і вона нерівномірно розподілена серед населення. Лише 0,003% від загальної кількості води доступно для наших побутових, промислових, сільськогосподарських та інших потреб [1]. У свідомості людства, чисельність якого досягла вже 7 мільярдів, ще не сформувалося дбайливого ставлення до використання води. Вона витрачається даремно, нераціонально і не цінується там, де її є ще вдосталь. Майбутнє людства залежить від того, як воно буде відноситися до цінних і дефіцитних водних ресурсів.

Інженерам і екологам належить ключова роль в здійсненні інтегрованого басейнового управління водними ресурсами [1; 2; 3]. Світові запаси прісних вод містяться в озерах, річках, болотних угіддях та водоносних підземних формаціях. Басейн річки або озера являє собою територію, яка обмежена водорозділами і вміщує систему малих водотоків і річок, що впадають у єдиний водоприймач. При управлінні водними ресурсами басейн розглядається як самостійна гідрологічна одиниця. Взаємозв'язки між управлінням водними ресурсами однієї країни і управлінням водними ресурсами басейнів стають більш чутливими до мінливих екологічних, соціальних або економічних умов.

Ефективність інтегрованого управління водними ресурсами залежить від регулювання річкового стоку, міжбасейнового перерозподілу ресурсів, оптимізації структури споживання води, відтворення запасів якісних вод, введення обмежень на водокористування [2].

Глобальне Водне Партнерство визначає інтегроване управління водними ресурсами як процес, який забезпечує скоординоване управління водними, земельними і пов'язаними ресурсами в межах басейну. Коли проблеми зачіпають декілька країн, конференції глав держав можуть знадобитися для спільного обговорення та координації водних проблем у транскордонних басейнах. Європейський Союз видав чисельні директиви, які пов'язані з проблемами водних ресурсів і навколишнього середовища. Найбільш відома з них – Водна рамкова директива [3]. Хоча інші директиви ЄС однаково важливі [4].

Водна рамкова директива фокусується на річкових басейнах і вимагає, щоб держави – члени ЄС розробили плани для всіх басейнів і часові рамки їх досягнення.

1 вересня 2017 року в повному обсязі вступила в силу Угода про асоціацію між Україною і Європейським союзом (ЄС). Ця угода ставить перед країною багато складних задач і одна з першочергових – гармонізація законодавства і стандартів у відповідності з нормативно-правовими актами ЄС [4]. Водне законодавство України є достатньо розгалуженим і розвинутим. Основний кодифікаційний акт – Водний кодекс України. Україна є Стороною ряду багатосторонніх міжнародних договорів з питань управління, раціонального використання і захисту трансграничних вод, приймає участь в діяльності міжнародних профільних організацій.

Реформування систем управління водними ресурсами та перехід від адміністративно-територіального до басейнового управління повинен відбуватися згідно Закону України «Про впровадження інтегральних підходів в управлінні водними ресурсами за басейновим принципом», затвердженої Стратегії зрошення та дренажу [5].

Водні ресурси відіграють найважливішу роль у досягненні цілей сталого розвитку та забезпечення продукцією сільськогосподарського виробництва. В світі 311 млн га зрошуваних земель, з них на 84% ведеться інтенсивне зрошення, що складає 16% усіх сільськогосподарських площ та забезпечує виробництво 44% усієї сільськогосподарської продукції [6]. Для потреб зрошуваного землеробства використовується 252 млрд м<sup>3</sup> поверхневих і ґрунтових вод, що становить 6,5% усіх відновлювальних світових ресурсів прісної води.

Протягом останніх 100 років використання води для сільськогосподарської виробництва постійно зростає. За даними ФАО прогнозується зростання об'ємів води на 6% для потреб сільського господарства до 2050 року [6].

Середні багаторічні водні ресурси України становлять 87,1 км<sup>3</sup>. Водокористування у сільському господарстві України зменшилося від 37% у 1990 році до 25% від загального водокористування у 2000 році.

Як зазначає професор А. В. Яцик, водна галузь України на початок 90-х років минулого століття досягла найвищого свого розвитку. У сфері її діяльності перебувало 63 тис. малих річок і водотоків з 52,4 млрд м<sup>3</sup> місцевого стоку, 21,0 млрд м<sup>3</sup> прісних підземних вод, во-

досховища і ставки із загальним об'ємом 55,3 млрд м<sup>3</sup>, сім великих магістральних каналів довжиною 1192 км та 10 великих водогонів, по яких щороку в маловодні райони подавалося понад 22 млрд м<sup>3</sup> води [7].

Характерною ознакою зрошення в Україні є переважне застосування дощування як одного з найбільш прогресивних способів поливу. Тому більшість побудованих зрошувальних систем мають закриту зрошувальну мережу з сучасними широкозахватними дощувальними машинами. Відкриті магістральні та міжгосподарські канали, як правило, мають протифільтраційне покриття.

Високий технічний рівень зрошувальних систем у поєднанні із прогресивними методами управління водорозподілом та поливами і високим рівнем агротехніки забезпечували високу та сталу продуктивність зрошувального землеробства. На поливних землях, що займали близько 8% орних земель, виробляли понад 60% овочів, третину кормів, 100% рису, значну частину зерна та плодово-ягідної продукції, а продуктивність зрошувального гектара була у 2–2,5 рази вищою порівняно з богарним [8; 9].

Особливо велике водокористування має місце в рисових зрошувальних системах [10], а найбільш водоощадливим є краплинне зрошення [11].

Запровадження новітніх форм і методів управління меліоративними проектами, в першу чергу, обґрунтування економічно та екологічно вигідних стратегій господарювання, приведе до підвищення інвестиційної привабливості галузі та її розвитку в напрямку екологізації виробництва [12; 14; 15].

Більшість зрошувальних систем (ЗС) були збудовані в другій половині минулого століття та показники ефективності цих систем з часом погіршились. Це обумовлено недостатнім рівнем витрат на експлуатацію ЗС, неналежним управлінням, відсутністю засобів обліку води, засобів автоматизації, контрольно-виміральної апаратури що призвело до зменшення коефіцієнта корисної дії закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) та зниження її ресурсо- та енергоефективності [5; 8; 16; 19].

Генеральна асамблея ООН проголосила 2014–2024 рр. Десятиріччям стійкої енергетики. Однією із цілей є подвоєння до 2030 року глобального показника енергоефективності [9; 20]. За рекомендаціями ООН однією із передумов заохочення інвестування в енергоефективність для пом'якшення змін клімату та сталого розвитку є проведення енергоаудиту і перехід до раціонального використання енергії.

Стійке сільськогосподарське виробництво є основою безпеки України та неможливе без стійкого та ефективного виробництва на ЗС України. У 2017 році фактично поливалося менше 500 тис. гектарів, що становить менш як 20 відсотків наявних площ зрошення – 2178,3 тис. гектарів [5]. Низький рівень використання зрошувальних площ обумовлений низьким рівнем ефективності використання водних- та енергетичних ресурсів.

Тому для забезпечення розвитку аграрного сектору економіки України необхідно відновлення продуктивності та ресурсного потенціалу зрошеного землеробства, що неможливе без підвищення загальної технічної, технологічної, економічної та екологічної ефективності функціонування існуючих ЗС. Кліматичні зміни лише ускладнюють існуючі екологічні проблеми у зрошеному землеробстві, вимагають узгодження економічних та екологічних цілей, при яких досягається найбільший сукупний еколого-економічний ефект [12]. З метою визначення стану використання природних та енергоресурсів на ЗЗМ необхідно провести аналіз ефективності її роботи та на його основі визначений та упроваджений комплекс заходів та засобів, які спрямовані на забезпечення ефективного функціонування ЗС.

Підвищення енергетичної та ресурсної ефективності ЗЗС може бути реалізовано через відповідне підвищення ефективності її технічної підсистеми ЗЗМ шляхом мінімізації витрат та непродуктивних витрат води, а також зменшення напірності та витрат напору, відповідно зменшення витрат електричної енергії.

Отже, спираючись на оцінку ефективності ЗЗС, існуюча методика повинна включати оцінку енергетичної та водної ефективності із врахуванням різномірних за своїм походженням ресурсів (вода та електрична енергія). Для врахування таких параметрів, які є визначальними для підвищення ефективності роботи ЗС в цілому, доцільно удосконалити існуючі методи та моделі розрахунку технічних і технологічних параметрів та прийняття управлінських рішень щодо реалізації зрошення.

Таким чином, на основі застосування системної методології шляхом аналізу причин зниження та напрямів підвищення визначено, що проблема підвищення енергетичної та загальної ефективності функціонування ЗЗС може бути вирішена шляхом мінімізації насамперед непродуктивних витрат зрошувальної води, напору та електричної енергії в ЗЗМ ЗЗС через підвищення загального рівня їх технічної експлуатації за комплексом технічно різномірних взаємопов'язаних ресурсоощадних заходів та засобів (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Структурно-логічна схема підвищення енергетичної ефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС за системною методологією

Реалізація даного підходу забезпечується через технічну реконструкції і модернізації ЗЗМ діючих ЗЗС, за обов'язковою умовою здійснення енергоаудиту при їх обґрунтуванні.

Наведена структурно-логічна схема щодо підвищення енергетичної та ресурсної ефективності ЗЗС формалізує причини та передумови необхідності переходу до ресурсної оцінки.

## 1.2. Традиційні методи проектування, розрахунку та обґрунтування рішень щодо конструктивних та технологічних параметрів ЗЗМ

*Закрита зрошувальна мережа* – це система трубопроводів та відповідної регулюючої, запірної і протиударної арматури на зрошувальній ділянці, яка забезпечує подачу води від насосної станції і розподіл її між точками виділу, що обладнані гідрантами [47]. Роботу дощувальних машин на гідрантах забезпечує вільний напір  $H_g$ , який становить для «Волжанки»  $H_g = 40$  м, «Фрегата»  $H_g = 49...65$  м, «Днепра»  $H_g = 45$  м.

Розрахунковий напір насосної станції визначають для найбільш напруженого режиму роботи закритої мережі, тобто при максимальній кількості одночасно працюючих дощувальних машин [48; 49; 50; 56].

Необхідна подача насосної станції  $Q_{НС}$  для кожного випадку роботи закритої зрошувальної системи повинна дорівнювати сумі витрат всіх дощувальних машин  $Q_s$ , які підключені до мережі, плюс витікання води з мережі  $Q_y$  [50]:

$$Q_{НС} = Q_s + Q_y. \quad (1.1)$$

Витрати води залежать від типу і модифікації дощувальних машин, а також від типу застосованих насадок.

Витікання води з мережі приймають рівними 0,05–0,07 максимальної подачі насосної станції.

Закриту мережу, як правило, проектують тупиковою [48; 266]. Гідранти на ній встановлюють в кінці польових трубопроводів, до яких вода подається ділянковим (господарським) трубопроводом.

Гідравлічний розрахунок мережі базується на визначенні розрахункового напору, який забезпечує одночасну роботу максимальної кількості дощувальних машин, що найбільш віддалені від насосної станції. Находять *диктуючу точку (гідрант)*, подачу води в яку потребує найбільшого напору. На ділянках з позитивним нахилом місцевості від насосної станції – найбільш віддалена і високо розташована точка. Шлях руху води від насосної станції до диктуючої точки визначає *розрахункову трасу* закритої мережі, яка розділяється на ділянки, що відрізняються витратою, діаметром або матеріалом стінки трубопроводу.

Потрібний напір насосної станції  $H_p$  визначається для розрахункової траси при найбільшій подачі насосної станції і дорівнює сумі геодезичного напору  $H_G$ , втрат напору  $\Sigma h_w$  від насосної станції до диктуючої точки, вільного напору  $H_e$  і втрат напору у внутрішньостанційних комунікаціях насосної станції  $h_{cm}$ , які приймаються рівними 1,5–2 м [47; 50; 51; 52]

$$H_p = H_G + H_e + \Sigma h_w + h_{cm}. \quad (1.2)$$

Якщо найвіддаленіший від насосної станції гідрант розташований на найбільш високій відмітці поверхні землі і вільний напір забезпечується максимально високим положенням п'єзометричної лінії у насосної станції, то розрахунковий напір для насосної станції може бути прийнятий по цій трасі. Якщо найбільш віддалений гідрант розташований не на самій високій відмітці, то необхідно розглядати декілька варіантів траси і вибрати найбільш не вигідний з них. При складних зрощувальних мережах цих варіантів може бути велика кількість.

Втрати напору на окремих ділянках мережі визначають за формулою або за таблицями [51]

$$\Sigma h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.3)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт втрат напору по довжині трубопроводу, для сталевих трубопроводів [51]

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}, \quad (1.4)$$

де  $d$  – діаметр труб;  $l$  – довжина ділянки трубопроводу;  $v$  – швидкість води в трубопроводі;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Діаметри труб на ділянках закритої тупикової мережі призначаються як оптимальні на основі техніко-економічного порівняння варіантів [50], або за рекомендаціями таблиць Шевелева Ф. А., Шевелева А. Ф. [51].

За методикою Герасимова Г. Г. і Радченко Р. О. [53] розрахунковий напір  $H_p$  визначають повузловим порівнянням положень п'єзометричних ліній, виконуючи один розрахунок. Особливістю метода є спеціальне позначення вузлів закритої тупикової мережі, яке дозволяє всі вихідні дані про мережу представляти одномірними масивами, що значно полегшує розрахунки на ЕОМ.

Суть методу полягає в наступному:

Потрібний напір насосної станції  $H$  при подачі  $Q_{НС}$  визначають за формулою

$$H = H_{\Gamma} + H_{\epsilon} + \Sigma h_w + h_{cm} (Q_{HC} / Q_{max})^2 = \downarrow ПЛ_{HC} - \downarrow НБ_{min} + h_{cm} (Q_{HC} / Q_{max})^2, \quad (1.5)$$
 де  $H_{\Gamma}$  – геодезичний напір, який визначається різницею відміток поверхні землі у домінуючого гідранта та мінімального рівня води в джерелі водозабору (нижнього б'єфу)  $\downarrow НБ_{min}$ ;  $H_{\epsilon}$  – потрібний вільний напір для роботи дощувальної машини з витратою  $Q_{DM}$ ;  $\Sigma h_w$  – сумарні втрати напорі на ділянках розрахункової траси при подачі  $Q$ ;  $h_{cm}$  – втрати напорі у внутрішніх станційних комунікаціях, які в першому наближенні приймаються 1,5–2,0 м;  $Q_{HC}$ ,  $Q_{max}$  – відповідно поточна і максимальна подача насосної станції;  $\downarrow ПЛ_{HC}$  – відмітка п'єзометричної лінії, яка відповідає тиску в магістральному трубопроводі на виході з насосної станції.

Максимальний напір насосної станції  $H_p$  відповідає максимальній подачі  $Q_{max}$  і є розрахунковим при виборі кількості та марок насосів. Максимальна подача насосної станції визначається за залежністю [48; 53; 54]

$$Q_{max} = k Q_{DM} n_{DM}, \quad (1.6)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який враховує витоки з закритої мережі;  $k = 1,03$  для сталених труб і  $k = 1,05$ – $1,07$  для азбестоцементних та залізобетонних труб,  $n_{DM}$  – максимальна кількість дощувальних машин, які працюють на мережі.

Втрати напорі знаходять за формулами

$$h_{Wj} = 1,1 \cdot 1000 \cdot i \cdot l_j \quad (1.7)$$

або

$$h_{Wj} = 1,1 A_j l_j Q_j^2, \quad (1.8)$$

де  $1000 \cdot i$  – втрати напорі на 1 км трубопроводу при витраті  $Q_j$ ,  $A_j$  – питомий опір труб,  $l_j$  – довжина  $j$ -тої ділянки трубопроводу.

Порядок розрахунку такий.

1. Починаючи з насосної станції (вузол 1), нумерують вузли закритої мережі і гідранти. Ділянки трубопроводу позначають індексами, що відповідають кінцевим вузлам ділянок. Зростання номерів вузлів повинно відповідати напрямку течії води. За масштабом плану ЗЗМ визначають довжини ділянок трубопроводу.

2. Знаходять витрати  $Q_j$  на початку кожної ділянки трубопроводу, як суму витрат вище розташованих дощувальних машин і враховують при цьому поправочний коефіцієнт  $k$ . Витрата на будь-який ділянці ЗЗМ не повинна перевищувати максимальної подачі насосної станції  $Q_{max}$ , тобто повинна виконуватися умова

$$Q_j \leq Q_{max}. \quad (1.9)$$



3. Для прийнятого розподілу води за таблицями [51] визначають економічно найвигідніші діаметри труб (виділено жирними вертикальними лініями) і їх марки, випишують значення втрати напору на 1 км довжини ділянки – 1000  $i$  в м і визначають втрати напору за формулою (1.7).

4. Послідовно, починаючи з ділянок ЗЗМ найбільш віддалених від насосної станції, виконують порівняння положень п'єзометричних ліній на початку ділянок, які відходять від розглядуваного вузла. Причому для подальшого розрахунку приймається найвище можливе положення п'єзометричної лінії в розглядуваному вузлі, а домінуючим вважається тупиковий гідрант з найвищим положенням п'єзометричної лінії в розглядуваному вузлі. Розрахунок продовжують до вузла 1, що відповідає початку магістрального трубопроводу на виході з насосної станції.

Відмітка п'єзометричного рівня води (м) на гідрантах в кінці тупикових ділянок визначається за формулою

$$\downarrow\Gamma = \downarrow\PiЗ + H_e, \quad (1.10)$$

де  $\downarrow\PiЗ$  – відмітка поверхні землі, м;  $H_e$  – вільний напір на гідранті, м.

Відмітка п'єзометричного рівня води (м) на початку ділянок, що відходять від розглядуваного вузла, визначають так

$$\downarrow y = \downarrow k + h_{w_j}, \quad (1.11)$$

де  $\downarrow k$  – відмітка п'єзометричного рівня води (м) в кінці ділянки, яка дорівнює  $\downarrow\Gamma$  для тупикових ділянок, або максимальному значенню відміток п'єзометричних ліній у вузлі, що відповідає кінцю ділянки.

Приклади розрахунку за даною методикою в табличній формі і на ЕОМ наведені в [53].

Таким чином, використання зазначеної методики дозволяє розглядати різні варіанти компонування закритої тупикової мережі і вибрати з них найбільш енергоефективний.

### **1.3. Теоретичні засади щодо підвищення енергетичної ефективності закритої зрошувальної системи**

Питаннями підвищення перш за все енергетичної ефективності ЗЗМ ЗЗС займалось багато вітчизняний та зарубіжних науковців (Clark W. Gellings, Rodriguez, J.A., Moreno, M.A., José M. [24; 29; 30; 38], Ромащенко М.І., Попов В.М., [16], Грінь Ю.І. [17], Шевченко А.М., Коваленко П.І. [108], Хоружий П.Д. [39], Подласов О.В. [47], Гурин В.А.

та ін.). Проте ці рішення традиційно розроблялись на основі гідравлічних, гідромеханічних, технічних, статистичних та інших методів, а розробки були спрямовані на удосконалення окремих технічних рішень та конструктивних параметрів насосної станції і трубопровідної мережі, які не відповідають сучасним економічним та екологічним вимогам.

ЗЗС складаються з великої кількості взаємно пов'язаних елементів, від яких залежить їх функціональна надійність, тому вони відносяться до великих систем. Системний аналіз використовують для з'ясування причин існуючих складнощів, встановлення цілей, виробітку методів і варіантів усунення проблем. Системне об'єднання досягнень різних областей знань дозволяє вирішувати такі проблеми, які не можуть бути розв'язані в рамках окремих дисциплін і професійних підходів.

Сучасний системний аналіз: встановлює причинно-наслідкові зв'язки, які впливають на виникнення проблем; аналізує варіанти вирішення системних проблем з урахуванням обмежень, ризиків, невизначених умов середовища; організує міждисциплінарні наукові і прикладні дослідження; дає обґрунтовані рекомендації до оптимального вибору або раціональній лінії поведінки в складних управлінських ситуаціях; використовує методи моделювання для вивчення проблем.

Більшість ЗЗС були збудовані в другій половині минулого століття та показники ефективності цих систем з часом погіршились. В основу прийняття проектних рішень при будівництві ЗЗС були покладені характерні для того часу риси: наявність колективних господарств та сільськогосподарської сівозміни на зрошуваній площі, низька вартість електричної енергії, відсутність плати за природні ресурси.

На даний час для існуючих ЗЗС характерні наступні зміни умов функціонування: запроваджено плату за воду; зростання вартості енергетичних ресурсів; перехід від сівозміни до вирощування монокультури; низький рівень сільськогосподарського виробництва та використання зрошуваних земель; зношеність ЗЗМ, внаслідок чого непродуктивні втрати сягнули 40%.

Таким чином, наявний стан та сучасні зміни щодо умов та вимог функціонування, визначають надзвичайну актуальність вирішення проблеми підвищення енергетичної та загальної ефективності діючих ЗЗС.

Зважаючи на те, що існуючі методики спиралась на прийняття проектних рішень щодо підвищення ефективності функціонування окремих елементів ЗЗМ, доцільно розглядати ефективність експлуатації

ЗЗМ спираючись на врахування показників технічної, екологічної, економічної ефективності системи в цілому відповідно до сучасним вимог. Таким чином, зміни у функціонуванні вимагають зміни методичних підходів до визначення загальної ефективності ЗЗС та енергетичної ефективності ЗЗМ в основу яких повинен бути покладений ресурсний підхід що можливо шляхом застосування сучасної системної методології.

Саме тому існуючі методи розрахунку ЗЗМ потребують зміни та переходу до системного підходу з визначення енергоефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС в цілому. Методологія розгляду ЗЗС та ЗЗМ поступово змінювалась. На першому етапі ЗЗМ розглядалась як складна природно-технічна система, з часом виникла необхідність врахування екологічної складової оцінки прийнятих проектних рішень та ЗЗС почали розглядати як складну природно-технічну еколого-економічну систему. Саме застосування цієї методики дозволяє об'єднувати різні параметри системи такі як вода, енергія.

Розв'язання таких складних міждисциплінарних, багатофункціональних і багатопараметричних проблем можливе тільки завдяки зміні методології створення й функціонування водогосподарсько-меліоративних об'єктів, в тому числі і ЗС України, що визначаються зміною умов, відповідно зміною вимог до їх створення й функціонування на основі оцінювання їх загальної ефективності з дотриманням сучасних економічних та екологічних вимог.

Нові методологічні підходи до створення та функціонування ЗЗС, удосконалення технологій зрощення, типів, конструкції і параметрів ЗЗС та її технічних елементів, що адаптовані до цих змін [18] повинні базуватись не лише на оцінці прийнятих технічних рішень, але й враховувати реальні умови існування об'єкту, рівень та напрямок сільськогосподарського виробництва, кількість витрачених ресурсів (води та енергії) для забезпечення сільськогосподарського виробництва. Складність такої методології полягає у необхідності врахування різних за своєю природою ресурсів – води та електричної енергії, які в свою чергу є взаємозв'язаними та взаємовизначальними параметрами.

На підставі та в розвиток існуючих положень, згідно з [18–23], системна методологія може бути адаптована до умов зрощення. Тоді за наявними характерними ознаками ЗЗС може бути віднесена до складних природно-технічних еколого-економічних систем, в яких має місце структурний зв'язок виду *ефект*  $\Leftrightarrow$  *режим*  $\Leftrightarrow$  *технологія*  $\Leftrightarrow$  *конструкція*.

В такій системі можна виділити ЗЗМ як технічну підсистему, яка складається із сукупності ієрархічно та гідравлічно зв'язаних технічно різнорідних елементів, до складу яких входять: водозабірні споруди, насосна станція, магістральна та розподільча трубопровідна мережа, дощувальна техніка, що дооснащені засобами автоматизації та запірно-регулюючою трубопровідною арматурою (рис. 1.2).

Головним функціональним призначенням ЗЗМ є забір води з джерела зрошення, транспортування та розподіл по полях зрошення. Тому ЗЗМ визначально впливає на рівень технічної, технологічної, екологічної та економічної ефективності роботи ЗЗС.

При цьому рух потоку води в елементах ЗЗМ зумовлений взаємодією пропускної здатності та напору в мережі, забезпечується необхідною потужністю насосної станції та відповідною кількістю затраченої на це електроенергії, що визначає значну енергозатратність даного процесу.

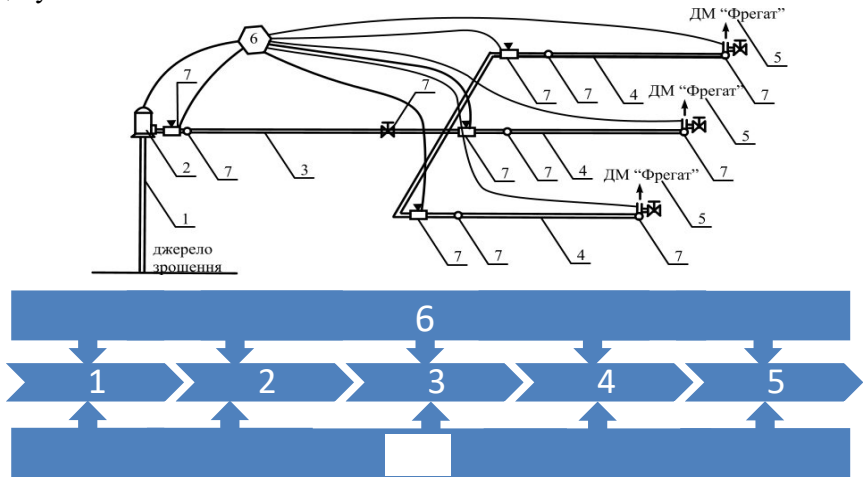


Рис. 1.2. Технічна (а) та структурна (б) схема закритої зрошувальної мережі. 1 – водозабір; 2 – насосна станція; 3 – напірний магістральний трубопровід; 4 – напірна розподільча ЗЗМ; 5 – дощувальна техніка; 6 – засоби автоматизації, 7 – регулююча та запобіжна трубопровідна арматура

Структурна схема ЗЗМ формалізує питання щодо ієрархічної підпорядкованості її елементів та вплив засобів автоматизації, а також засобів запобігання виникнення гідравлічного удару, на всі елементи мережі.

#### **1.4. Обґрунтування першочергових заходів та засобів щодо підвищення енергетичної ефективності функціонування ЗЗС**

Отже беручи до уваги зміни, які відбулись в Україні щодо проектування та функціонування ЗЗМ, і проведений аналіз процесів та явищ, проблема підвищення енергоефективності ЗЗМ ЗЗС може бути вирішена шляхом розробки комплексу технічно різнорідних взаємопов'язаних ресурсощадних заходів та засобів, спрямованих на зменшення витрати та непродуктивних втрат зрошувальної води, напору та електричної енергії в ЗЗМ ЗЗС.

Тому метою роботи є вирішення науково-технічної проблеми щодо підвищення енергоефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС шляхом зниження використання водних та енергетичних ресурсів на основі підвищення загальної технічної експлуатації ЗЗМ за допомогою впровадження комплексу технічно різнорідних взаємопов'язаних ресурсощадних заходів та засобів, спрямованих на зменшення витрати та непродуктивних втрат зрошувальної води, напору та електричної енергії.

Оскільки витрати електричної енергії взаємопов'язані із напором насосної станції, то мінімізація витрати електричної енергії досягається зниженням розрахункового напору насосної станції та мінімізацією втрат напору у всмоктувальних та напірних трубопроводах ЗЗМ.

Виходячи із наведених факторів впливу, причин зниження ресурсної та енергетичної ефективності доцільно визначити комплекс різнорідних ресурсозберігаючих заходів і засобів.

Особливістю таких заходів є те, що зважаючи на структурну схему ЗЗМ, взаємозв'язок між її елементами, необхідність комплексності автоматизації ЗЗМ та захисту від гідравлічного удару, до складу комплексу заходів і засобів із підвищення енергетичної та ресурсної ефективності можна визначити наступні технічні, технологічні та управлінські рішення із підвищення енергетичної та ресурсної ефективності експлуатації ЗЗМ та підвищення енергоефективності ЗЗС в цілому: удосконалення конструкції водозабірної споруди та всмоктувальної лінії насосної станції, встановлення засобів автоматизації насосної станції, удосконалення елементів напірної трубопровідної мережі, удосконалення конструкцій пристроїв запобігання гідравлічного удару, впровадження схем комплексної автоматизації ЗЗМ, забезпеченням захисту ЗЗМ від гідравлічного удару.

Крім запропонованого переліку технічних, технологічних та управлінських рішень щодо підвищення енергоефективності ЗЗМ та ЗЗС в цілому слід враховувати можливі рішення обумовлені підвищенням ефективності сільськогосподарського виробництва, а саме: впровадження нових більш ефективних сільськогосподарських культур із зменшеним водоспоживанням, що дозволить зменшити використання води; заміна існуючої дощувальної техніки на сучасну, що дозволяє передусім зменшити розрахунковий напір насосної станції; розробка умов управління ЗЗМ на основі результатів застосування комплексу прогнозно-імітаційних моделей. На основі комплексу прогнозно-імітаційних моделей можуть бути визначені науково обґрунтовані або раціональні рівні використання водних та енергетичних ресурсів.

Зважаючи на те, що ЗЗМ є найбільш енергоємною підсистемою ЗЗС першочерговими повинні бути рішення щодо технічного, технологічного та управлінського удосконалення ЗЗМ, що дозволяє отримати максимальний ефект із збільшення водної та енергетичної ефективності, яка досягається за рахунок зменшення непродуктивних втрат води та втрат напору. Остаточний перелік залежить від конструкції системи та умов її роботи.

Більшість заходів та засобів із підвищення енергоефективності мають комплексний характер впливу на процеси. Завдяки використанню низьконапірної дощувальної техніки перш за все зменшується напір насосної станції та споживання електричної енергії.

Проте внаслідок цього відбувається зменшення непродуктивних втрат води внаслідок зменшення кількості поривів трубопроводів внаслідок динамічних процесів, які виникають при переключенні насосно-силового обладнання, раптовій зупинці або пуску насосів. Але заходи з підвищення енергоефективності повинні бути комплексними оскільки в цьому випадку насосна станція повинна бути обладнана тиристорними перетворювачами частоти обертання електродвигуна насоса, що дозволяє зменшити споживання енергоресурсів.

Таблиця 1.1

Першочергові технічні заходи та засоби, що спрямовані насамперед на загальне зменшення витрат води та електроенергії, попередження та можливе усунення непродуктивних втрат води та електроенергії в ЗЗМ ЗЗС

№ з/п	Назва заходу або засобу	Очікувані результати
1.	Оптимізація параметрів водозабору насосної станції	Зменшення вартості будівництва водозабору. Можливе впровадження на етапі проєктування або докорінної реконструкції системи. Оптимізація водозабору повинна враховувати зміни рівнів та запаси води джерела водозабору внаслідок кліматичних змін.
2.	Удосконалення всмоктувальної лінії насосної станції	Впровадження нової конструкції фільтрів у всмоктувальному трубопроводі зменшує втрати напору у всмоктувальній лінії, витрати на обслуговування та збільшує термін експлуатації.
3.	Удосконалення насосної станції	Автоматизація насосної станції; дообладнання насосної станції тиристорними перетворювачами частоти обертання насосних агрегатів; обґрунтування та розрахунок нових енергозберігаючих режимів роботи насосної станції. Наведені рішення дозволяють підтримувати зменшений напір насосної станції внаслідок чого зменшується витрата електричної енергії. Також зменшуються втрати води при дозаповненні мережі, впроваджуються безударні режими роботи насосної станції.
4.	Прийняття раціонального діаметру магістрального напірного трубопроводу та обґрунтування конфігурації мережі	Може бути впроваджене на етапі проєктування або реконструкції зрошувальної мереж. Внаслідок впровадження знижуються гідравлічні втрати і відповідно зменшується розрахунковий напір насосної станції, що дозволяє зменшити споживання енергії.
5.	Застосування нових конструкцій запобігання гідравлічному удару в напірних трубопроводах ЗЗМ	Внаслідок дообладнання системи додатковими засобами протиударного захисту зменшуються втрати води в разі пошкодження трубопроводів, підвищується надійність системи водоподачі, зменшуються витрати електроенергії.

Таким чином, на ЗС залежно від результатів енергоаудиту [5] та прийняття рішення щодо будівництва (реконструкції) або удосконалення експлуатації системи водоподачі, доцільно запроваджувати ресу-

рський підхід щодо енергетичної ефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗС в цілому визначити ті заходи, які дадуть найкращий результат.

Наявний стан та сучасні зміни щодо умов та вимог функціонування, визначають надзвичайну актуальність вирішення проблеми підвищення енергетичної та загальної ефективності діючих ЗЗС.

На основі застосування системної методології визначено, що проблема підвищення енергетичної та загальної ефективності функціонування ЗЗС вирішується шляхом мінімізації насамперед непродуктивних втрат зрошувальної води, напору та електричної енергії в ЗЗМ ЗЗС, через підвищення загального рівня їх технічної експлуатації за комплексом технічно різнорідних взаємопов'язаних ресурсощадних заходів та засобів.

Реалізація даного підходу забезпечується через технічну реконструкцію і модернізацію ЗЗМ діючих ЗЗС, за обов'язковою умовою здійснення енергоаудиту при їх обґрунтуванні.

#### **Висновки:**

1. Наявні енергетична, продовольча та водна кризи, що загострюються в умовах змін клімату як на планетарному так і регіональному рівні: запровадження плати за воду в Україні; а також зростання вартості енергетичних ресурсів; низький рівень використання зрошувальних земель та технічної експлуатації ЗЗС, непродуктивні втрати зрошувальної води та електроенергії до 40% – все це обумовлює надзвичайну актуальність вирішення народногосподарської проблеми щодо підвищення загальної, насамперед енергетичної ефективності функціонування ЗЗС.

2. На основі застосування системної методології обґрунтовано науково-методичні підходи щодо підвищення енергетичної та загальної ефективності функціонування ЗЗС шляхом мінімізації використання водних і енергетичних ресурсів.

3. Науково обґрунтовано комплекс технічно різнорідних взаємопов'язаних ресурсощадних заходів та засобів, щодо основних технічних елементів ЗЗС (водозабір, насосна станція, магістральний трубопровід, розподільча напірна трубопровідна мережі, схеми та засоби автоматизації роботи ЗЗМ, трубопровідну регулюючу та запобіжну арматуру тощо) та спрямовані насамперед на зменшення витрати та непродуктивних втрат зрошувальної води, напору та електричної енергії.



## 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВСМОКТУВАЛЬНОЇ ЛІНІЇ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ЗАКРИТОЇ ЗРОШУВАЛЬНОЇ МЕРЕЖІ

### 2.1. Особливості роботи пристроїв очищення води від механічних забруднень

Однією з причин дестабілізації роботи зрошувальних мереж є заміщення водозаборів, приймальних пристроїв і гідравлічних пристроїв руху дощувальної техніки. Тому при сучасному рівні автоматизації гідромеліоративних систем вода, що подається насосними станціями, потребує відповідного очищення [55–58].

Важливою характеристикою дощувальної техніки є її чутливість до механічних забруднень, що вміщуються в поливній воді і негативно впливають на роботу техніки. Наприклад, для ДМ «Фрегат» вимоги до якості поливної води такі:

- наявність у воді твердих рослинних решток розміром не більше 2,5 мм з концентрацією до 2,7 г/л (у вологому стані), фітопланктону (довжиною менше 8–10 мм) концентрацією до 1,3 г/л, мінеральних часток (менше 0,5 мм) концентрацією до 5 г/л (піщаних часток повинно бути не більше 15 мг/л);

- з умови нормальної роботи гідроприводу дощувальної машини, який вміщує калібровані дросели, допускається наявність у воді фітопланктону до 150 мг/л, мінеральних часток (0,25 мм) концентрацією до 4 г/л при дуже малих кількостях кварцового піску (не більше 15 мг/л).

У зв'язку з цим, використання дощувальних машин, що працюють від ЗЗМ, ставить підвищені вимоги до якості води, що подається. При недотриманні цих вимог збільшується частота відмов роботи ДМ та прискорюється їх вихід з ладу. Водозабірні споруди – відповідальні елементи зрошувальних систем, їх працездатність визначає фактичну водозабезпеченість полів очищеною водою необхідної якості. Однак, слід відмітити те, що органічні частки  $d \leq 0,01$  мм являють собою біологічну добавку, яка є добривом для сільськогосподарських угідь. Такі органічні частинки не перешкоджають роботі ДМ, але збільшують мінеральну складову ґрунтів, поліпшують їх структуру і, як наслідок, позитивно впливають на урожайність сільськогосподарських культур, що зрошуються.

Негативний вплив механічних домішок (забруднюючих часток органічного або мінерального характеру) проявляється вздовж усього про-

точного тракту ЗС, починаючи від водоприймача головної НС і закінчуючи насадками ДМ. Таким чином, за відношенням до водоприймачів НС проблему очищення поливної води не можна рахувати вирішеною. Особливо це торкається закритих ЗС, трубопровідна мережа яких разом з ДМ фактично є своєрідною кінцевою пасткою для механічних забруднюючих часток, що утримуються у воді.

Механічні забруднення негативно впливають на всі елементи проточного тракту ЗС. При цьому найбільше навантаження падає на водоприймальні споруди НС і водозабірні засоби ДМ. Результатом є різке збільшення перепаду тиску (гідравлічних втрат) на сміттєзатримуючих решітках (СЗР) та на водозабірно-очисних засобах (ВОЗ), що, в свою чергу, викликає цілий ряд вторинних негативних явищ (кавітаційний режим роботи насосів, вихід ВОЗ з ладу, зниження основних параметрів дощувальної техніки і т. ін.).

Аналіз відмов дощувальної техніки показує, що більше ніж 40% характерних типів відмов пов'язані з забрудненням води механічними частками (наприклад, для ЕДМФ «Кубань» ця величина досягає 83%), загальна ж кількість причин всіх відмов, пов'язана з наявністю у воді твердих часток, перевищує 20% (для ДДА-100МА – 38,7%, ЕДМФ «Кубань» – 55,6%). Простоювання ДМ «Кубань» з причини забруднення фільтра в залежності від якості води можуть складати до 1,5–2,0 годин на зміну, оскільки одна операція його ручного очищення триває 10–20 хв, а кількість таких операцій може сягати 4–6. Кінцеві апарати ДМ «Волжанка» при середній забрудненості води звичайно забиваються після поливу на 5–20 позиціях, на очищення ж одного сопла оператор витрачає 4–6 хв. Біля 11% робочого часу ДМ «Фрегат» губиться з причини забруднення окремих дощувальних насадок. Причиною зупинки ДМ «Фрегат» є також недостатня робота клапанів-розподільників, що виходять з ладу у результаті попадання у них механічних забруднень різного характеру.

З метою очистки води, що подається на дощувальну техніку, використовують різні типи водоочисних пристроїв, а саме: сміттєзатримувальні решітки (СЗР), плоскі сітки, фільтрувальні касети, щебенева (галечникова) обсіпка, полімер бетон, конструкції типу «парасолька», сітчасті струменевореактивні фільтри (ССФ), конусні фільтри. Причому, більшість з них – СЗР, плоскі сітки, ССФ, конусні фільтри – відносяться до засобів плоского фільтрування, а інші (водоочищувальні касети, щебенева обсіпка) – об'ємного фільтрування.

Важливою перевагою засобів плоского фільтрування в умовах

зрошувальних систем є акумуляція затримуваних механічних забруднень безпосередньо на поверхні робочого органу, що створює умови для його регенерації порівняно простими методами. Використання об'ємного фільтрування в умовах ЗС потребує більш складних методів регенерації, або заміни використаного робочого органу іншим.

Питаннями розробки, експериментального дослідження, проектування і впровадження в виробництво пристроїв очищення води від механічних домішок займалися Назаров М.Т., Петрик О.Д., Назаров С.М., Солодкий О.Д. Отримані ними конструкції, методики розрахунків і рекомендації з використання сміттєзатримувальних конструкцій наведені в публікаціях [55–59].

Слід відмітити те, що дані водоочисні пристрої можуть використовуватися також і в якості рибозахисних пристроїв. Зокрема відомі рибозахисні конструкції типу «парасолька», барабанні сітчасті рибозахисні пристрої, плоскі сітки з рибовідводом, які мають таку ж будову і принцип дії як і сміттєзатримувальні пристрої. Серед науковців, які внесли значний вклад в створення основ рибозахисту, як науки, необхідно відмітити Д. С. Павлова, А. М. Пахорукова, Б. С. Малеванчика, А. Ш. Барекяна, В. В. Петрашкевича, А. С. Ципляєва, Л. П. Фільчагова, И. И. Рипинського, Г. С. Муравенко, В. Н. Киселева-Цецхладзе, П. А. Михеєва, А. Е. Яковлева [61–74].

Конструкції, принцип дії і розрахунки рибозахисних пристроїв різних типів наведені в [60–70].

Сміттєзатримувальна решітка (СЗР) встановлюються у водоприймачах НС і обладнуються пристроями для очистки і видалення сміття, плаваючих тіл, тощо. Зазвичай вони виконуються з металевих вертикальних стержнів, що прикріплюються до каркасу. Каркас утворює раму з ригелів та стійок і в знімних решітках встановлюється в пазах бичків, а в незнімних на стаціонарні підрешітні конструкції або на бички [49].

Гідравлічні розрахунки водозабірних, сміттєзатримувальних та рибозахисних споруд виконуються з урахуванням гідравлічних закономірностей потоків згідно рекомендацій [75–82].

Водозабірні споруди з вододжерел, які мають рибогосподарське значення, необхідно обладнати рибозахисними пристроями, щоб унеможливити забір і травмування риби [82]. Фільтруючі сміттєзатримуючі пристрої одночасно виконують функції рибозахисних споруд (РЗС). Ці фільтри мають високий коефіцієнт захисту риб – близький до 100%. Швидкість входу потоку на фільтр (за площею бруто) звичайно

приймається рівною 0,05 м/с; тому захвату молоді риб не спостерігається [82].

Механічні пристрої РЗС базуються на понятті критичної швидкості води (м/с), яку може подолати риба, і, яку визначають за формулою [82].

$$V_{кр} = 10 l_p, \quad (2.1)$$

де  $l_p$  – розрахункова довжина тіла молоді риб, м. Але чисто механічний підхід не забезпечує ефективну роботу рибозахисних пристроїв, тому необхідно використовувати знання про екологію риб.

Повний (100%) захист риби від попадання у водозабір хоча і можливий, проте потребує великих коштів для його реалізації, складних технічних рішень і трудомісткої експлуатації. У зв'язку з цим, відповідно до нормативних документів, необхідно забезпечити захист 70–80% молоді риб, яка переноситься потоком води.

Недостатній захисту дощувальної техніки від механічних забруднень призводить до зменшення її продуктивності, збільшення навантаження на обслуговуючий персонал, зменшення коефіцієнту використання робочого часу ДМ. Тому якість поливної води повинна обов'язково забезпечуватися на вході воді в зрошувальну систему, тобто на водозабірних спорудах.

## **2.2. Вдосконалення пристроїв механічного очищення води, які розташовані в комунікаціях насосних станцій**

### **2.2.1. Математична модель процесу промивання сітчастого полотна конусного фільтра для попереднього гідромеханічного очищення води від забруднень**

З метою обґрунтування раціональних параметрів фільтрів на всмоктувальній лінії насоса доцільно розробити математичну модель його роботи.

#### *Розрахунок швидкості обертання флейти*

Методика розрахунку швидкості обертання флейти опирається на основні закони механіки: закон збереження енергії, теореми про кількість та момент кількості руху, рівняння нерозривності суцільного середовища, і ін. Одночасно з цим в методиці знайшли своє відображення і дослідні дані в вигляді окремих експериментальних констант.

Рівняння динамічної рівноваги тіла, що обертається, має наступний вигляд

$$Jd\omega/dt = M_{кр} - M_c, \quad (2.2)$$

де  $J$  – момент інерції тіла, що обертається;  $M_{кр}$  і  $M_c$  – крутячий момент і момент сил опору;  $d\omega/dt$  – кутове прискорення тіла, що обертається.

При рівномірному обертанні тіла  $d\omega/dt = 0$ , тому рівняння (2.2) приймає вигляд:

$$M_{кр} = M_c. \quad (2.3)$$

Задача розрахунку швидкості обертання флейти зводиться до того, щоб, виразивши  $M_{кр}$  і  $M_c$  через кутову швидкість обертання флейти  $\omega$ , знайти таке її значення, при якому задовольнялася б рівність (2.3).

Крутячий момент  $M_{кр}$  знаходимо як добуток сили реакції струменів, що витікає з рухомої флейти, на плече  $h$ . При цьому сила реакції струменів знаходиться як секундна кількість руху їх на крайці отвору витікання.

$$p = KД = \alpha_{КД}\rho Q_{об}v, \quad (2.4)$$

$$M_{кр} = ph = \alpha_{КД}\rho Q_{об}vh. \quad (2.5)$$

тут  $\alpha_{КД}$  – коефіцієнт кількості руху струменів;  $Q_{об}$  – витрата води, яка витікає з отворів флейти, які забезпечують її обертання;  $v$  – абсолютна швидкість витікання рідини на кромці отвору;  $\rho$  – густина рідини.

Введемо позначення:  $u$  і  $w$  – колова і відносна швидкості струменю на крайці отвору витікання;  $\alpha$  і  $\beta$  – кути відповідно між напрямками швидкостей  $u$  і  $v$ , а також  $v$  і  $w$ ;  $\delta$  – кут відхилення нормалі до площини отвору на флейті від радіального напрямку.

Тоді з трикутника швидкостей, рис. 2.1, можемо записати:

$$v = \sqrt{u^2 + w^2 - 2uwc\cos\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right)}, \quad (2.6)$$

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{w}{v}\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right)\right], \quad (2.7)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{u}{w}\sin\alpha\right). \quad (2.8)$$

Колова швидкість  $u$  і відносна швидкість  $w$  знаходяться зі співвідношень

$$u = \omega(R + r \cdot \cos\delta), \quad (2.9)$$

$$w = \frac{Q_{об}}{f}, \quad (2.10)$$

де  $R$  і  $r$  – відповідно радіус плеча флейти і радіус трубки, з якої виконана флейта, рис. 2.1.

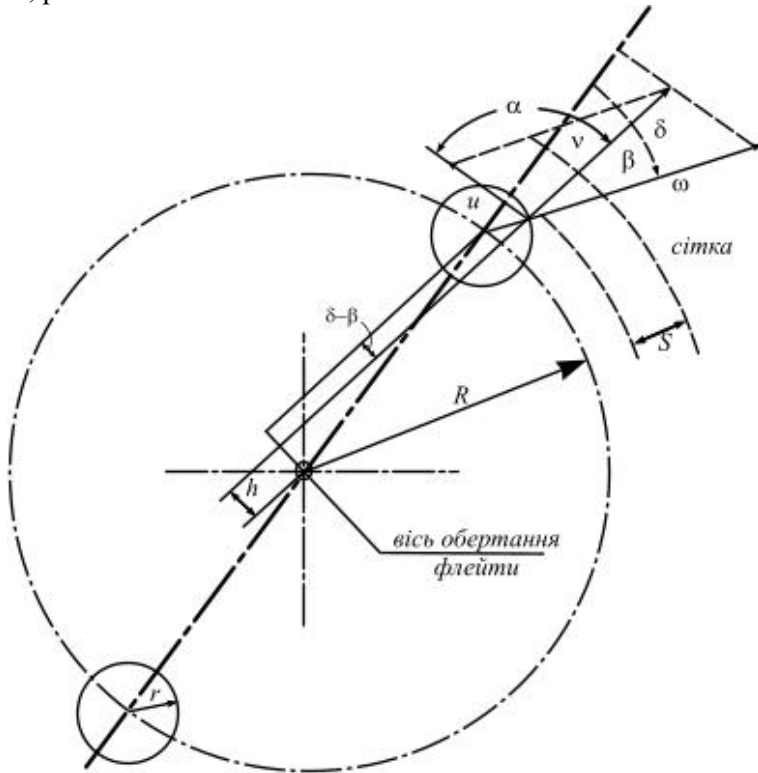


Рис. 2.1. Схема основних геометричних і кінематичних параметрів моделі

Плече  $h$  у відповідності з рис. 2.1. Знаходиться з співвідношення

$$h = R \sin(\delta - \beta) - r \sin \beta. \quad (2.11)$$

Момент опору руху флейти  $M_c$  складається з двох складових – з моменту сил механічних втрат в підшипниках  $M_{мех}$  і моменту сил гідродинамічного опору  $M_{гидр}$ :

$$M_c = M_{мех} + M_{гидр}. \quad (2.12)$$

При цьому, як доводять дослідження, механічні втрати не залежать від швидкості обертання флейти, а гідравлічний опір, навпаки, залежить від швидкості обертання.

Сила опору гідравлічних втрат, яка діє на деякий елемент флейти при її русі, можна виразити наступною залежністю:

$$T_i = \frac{\rho C_x}{2} F_i u_i^m, \quad (2.13)$$

де  $C_x$  – коефіцієнт сили лобового опору [268] рухомого тіла;  $F_i$  і  $u_i$  – площа міделевого перерізу [268] і колова швидкість окремого елемента флейти;  $m$  – показник степеню при швидкості руху.

Якщо врахувати співвідношення  $M_i = T_i R_i$ , а також співвідношення  $u_i = \omega R_i$  і рівність (2.13), то вираз  $M_{\text{зюр}} = \sum M_i$  можна представити в наступному вигляді:

$$M_{\text{зюр}} = \frac{\rho C_x \omega^m}{2} \sum F_i R_i^{1+m}. \quad (2.14)$$

Рівність (2.12) в такому випадку приймає вигляд:

$$M_c = M_{\text{мех}} + \frac{\rho C_x \omega^m}{2} \sum F_i R_i^{1+m}. \quad (2.15)$$

*Дальність відкидання твердої частинки від сітки при очищенні системою вісі симетричних струмин.*

Дальність відкидання твердої частинки від сітки визначається виразом [269]:

$$S = 1,15 K_p K_c K_\Delta K_n \alpha A' / (\omega R_c), \quad (2.16)$$

де  $K_c$  – коефіцієнт, який враховує вплив огорожуючої сітки на дальність відкидання частинки;  $A$  – параметр або константа з теорії зануреної струмини,  $\text{м}^{1,5}/\text{с}$ ;  $\omega$  – кутова частота обертання флейти;  $R_c$  – радіус в основі конуса;  $K_\Delta$  – коефіцієнт, який враховує вплив зазору  $\Delta$  між сіткою і обертовою флейтою на величину відкидання частинки  $S$ ;  $K_n$  – коефіцієнт повноти епюри швидкостей.

### **2.2.2. Нові конструкції пристроїв очищення води від механічних забруднень**

В даному розділі монографії наведені нові конструкції вдосконалених фільтрів, що можуть застосовуватися для очистки поливної води, яка подається на дощувальну техніку. Зокрема, в даному аспекті, головна увага приділяється конусним сітчастим фільтрам, які одночасно виконують роль водозабірно-очисного засобу (ВОЗ). До переваг таких конструкцій слід віднести, передусім, відсутність необхідності виробничого приміщення для ВОЗ, їх повна автоматичність та безперервність

роботи. Також до переваг ВОЗ необхідно віднести його невелику матеріаломісткість, можливість модульного виготовлення для розміщення на насосних станціях, різної продуктивності, що подають воду у закриту зрошувальну мережу. Нижче наведені конструкції фільтрів та ВОЗ, що захищені документами інтелектуального права.

**Фільтр-циклон для очищення води [270]** (патент на корисну модель 101365 Україна: МПК В04С 3/06)

В центральній частині корпусу фільтра-циклону закріплено до розетки гвинтових лопаток обтічний краплеподібний елемент з напівсферичною вхідною частиною і загостреною опуклою кінцевою частиною, яка частково заходить у відсічний вихідний елемент у вигляді патрубку, який приєднаний до вихідного патрубка і утворює разом з корпусом камеру для забрудненого потоку, що сполучена з брудовідводом.

На рис. 2.2 показано поздовжній і поперечний перерізи фільтра-циклону для очищення води.

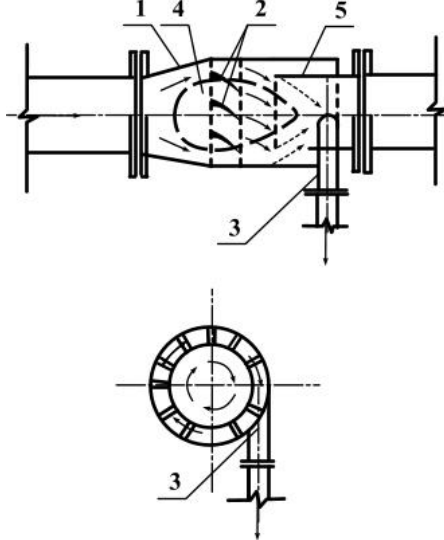


Рис. 2.2. Схема фільтра-циклону для очищення води

Фільтр-циклон включає корпус 1 у вигляді розширеної частини трубопроводу з осьовими вхідним і вихідним патрубками, вихороутворювач з розеткою гвинтових лопаток 2, брудовідвід 3, обтічний краплеподібний елемент 4 з напівсферичною вхідною частиною і загостреною опуклою кінцевою частиною, яка частково заходить у відсічний вихідний елемент 5 у вигляді патрубку, який приєднаний до вихідного



патрубка і утворює разом з корпусом камеру для забрудненого потоку, що сполучена з брудовідводом 3.

Фільтр-циклон працює наступним чином. При надходженні потоку на напівсферичну вхідну частину обтічного елемента 4 він відхиляється до периферійної частини корпусу 1, де розеткою гвинтових лопаток 2 закручується і це створює гвинтову циклонну структуру течії. При такій структурі течії на кожен забруднюючу частинку діє відцентрова сила, яка відхиляє ці частинки до периферії корпусу 1. Освітлений потік згідно ефекту Коанда продовжує течію вздовж криволінійній поверхні обтічного елемента 4, потрапляючи у вихідну частину пристрою, тобто в середину відсічного елемента 5, крайка якого розмішена на границі розділення потоку на освітлену і забруднену частини. Забруднений потік, рухаючись периферійною частиною корпусу 1, потрапляє в камеру для забрудненого потоку і звідти у брудовідвід 3.

Перевагою корисної моделі є відсутність будь-яких рухомих механічних елементів, причому пристрій працює виключно за рахунок спеціально організованої циклонної структури потоку з додатковим використанням ефекту Коанда.

#### ***Конусний фільтр для очищення води, [271]***

На рис. 2.3 представлений поздовжній переріз конусного фільтра (Патент на корисну модель 100840 Україна. МКІ В01D 35/02). Завданням корисної моделі є підвищення надійності очищення води від завислих і волокнистих частинок бруду шляхом організації сприятливої структури потоку зовні конусного екрана [299].

Поставлене завдання досягається тим, що конусний фільтр для очищення води вміщує конусний водонепроникний екран, розташований в трубопроводі і напрямлений назустріч потоку води; змивну флейту з промивними отворами, розміщену в підшипниках з можливістю обертання навколо осі конуса; брудовідвід; напірну трубу для подачі води у флейту і в голові конуса розташований потокоутворювач з соплами, які напрямлені під гострим кутом до осі конуса.

Для цього конусну замкнену камеру при вершині конуса сполучають з промивною трубою і оснащують соплами, які створюють гідравлічні струмені, що напрямлені під гострим кутом до осі конуса, наприклад під кутом 45°. Кількість сопел може бути від 4 до 8 і більше в залежності від діаметра трубопроводу.

На рис. 2.3 показаний поздовжній переріз конусного фільтра для очищення води.

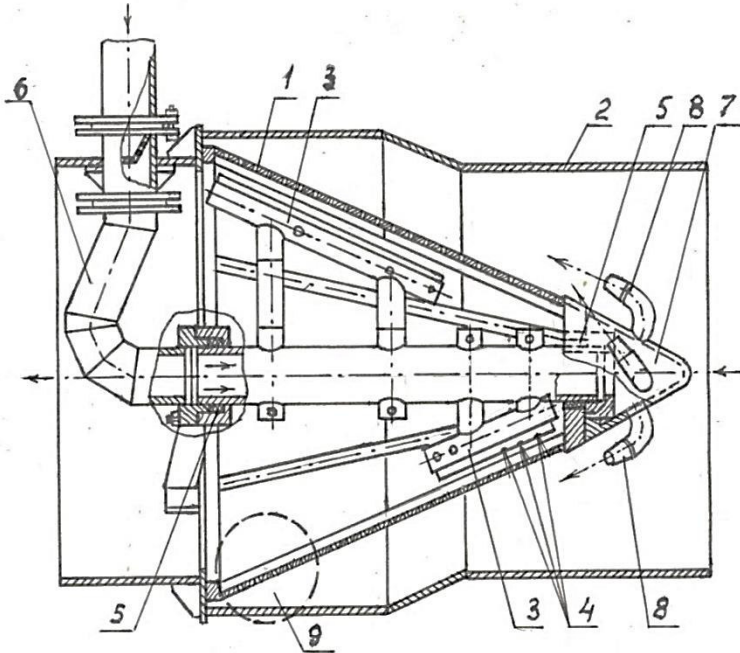


Рис. 2.3. Конусний фільтр для очищення води:

1 – конусна сітка, 2 – трубопровід, 3 – промивна флейта, 4 – отвори в промивній флейті, 5 – підшипник, 6 – промивна труба, 7 – вихідний конус, 8 – сопла з насадками, розташовані під кутом до осі конуса, 9 – брудовідвід

Конусний фільтр для очищення води вміщує водопроникнений конусний екран 1, розташований в трубопроводі 2 і напрямлений вершиною назустріч потоку води; змивну флейту 3 з промивними отворами 4, розміщену в підшипниках 5 з можливістю обертання навколо осі конуса; напірну трубу 6, яка входить зовні в трубопровід і подає воду у флейту 3; брудовідвід 7; потокоутворювач 8 з соплами 9, які напрямлені під гострим кутом до осі конусу.

Конусний фільтр для очищення води працює наступним чином. З початком роботи насосної установки потік води в трубопроводі 2 набігає на водопроникнену поверхню конусного екрана 1. Одночасно вмикається промивний насос і з'являється тиск в напірному трубопроводі 6, починає обертатися флейта 3 за рахунок дії спеціальних тангенціальних струменів з флейти 3, починається промивання конусного екрана 1 радіальними струменями з отворів 4 флейти 3 і струмені з сопел 9 по-

токоутворювача 8 створюють гвинтову структуру потоку зовні конусного екрана 1 і за рахунок відцентрових сил частинки бруду, що відхилені струменями з отворів 4, відкидаються в периферійну зону трубопроводу 2 і за гвинтовою лінією потрапляють у брудовідвід 7.

При наявності потокоутворювача з соплами, які нахилені до осі конуса під гострим кутом і створюють гвинтову структуру в потоці, який надходить на конусну водопроникнену поверхню, надійність промивання отворів конусного екрана і попереднього очищення води покращується. Це призводить до більш надійної роботи пристроїв, що споживають очищену воду, і забезпечує зменшення простоювання в ремонтах названих пристроїв.

### **2.3. Оптимізація параметрів одноярусного берегового водозабору насосної станції**

Чисельні задачі оптимізації технічних рішень можливо значно спростити, якщо застосувати узагальнені змінні, які об'єднують вихідні економічні і технічні дані в невелику кількість комплексів. Метод одержання узагальнених змінних для інженерних оптимізаційних задач називається методом базової точки. Для спорудження і експлуатації будь-якого інженерного об'єкта витрачаються матеріальні і грошові засоби, які складають виробничі фонди підприємства. Ці фонди поділяються на основні і оборотні. Основні фонди використовуються тривалий час і зберігають свою натуральну форму в процесі виробництва (наприклад, станки, машини, насоси і ін.). Оборотні фонди втрачають в процесі виробництва свою натуральну форму, тому що вони безперервно споживаються у виробничому циклі (наприклад, паливо, мастило, електроенергія, будівельні матеріали і ін.). Перенесення основних фондів на продукцію – це тривалий процес, який називається амортизацією. В процесі амортизації здійснюються затрати на капітальний ремонт основних фондів (будівель, машин і ін.) і відрахування на придбання нового обладнання (витрати на реновацію, тобто відновлення обладнання). Затрати на капітальний та поточний ремонт і реновацію складають частину собівартості продукції. Витрати на створення основних фондів і запасів декотрих оборотних засобів (наприклад, на створення закритої зрошувальної мережі і заповнення її водою) називається капіталовкладеннями  $K$ , грн. Собівартість або експлуатаційні витрати включають вартість сировини, основних і допоміжних матеріалів, електроенергії,

відрахування на амортизацію (капітальний ремонт і реновацію), поточний ремонт, а також відрахування на заробітну плату, соціальне страхування і ін. В інженерних оптимізаційних розрахунках вихідним рівнянням є рівняння приведених затрат (2.17). Для складних об'єктів кількість складових затрат може бути досить велика і математична цільова функція виражається як адитивна функція окремих затрат

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + \dots + Z_m = \sum_1^m Z = Z(P, A, L), \quad (2.17)$$

де  $P$  – параметри, які оптимізуються,  $A, L$  – відповідно вартісні і технічні показники. Усі математичні труднощі при розробці оптимізаційної моделі знаходяться не в сфері економічних, а в сфері фізично-технічних зв'язків. Однією з особливостей оптимізаційних задач є слабка змінність (консервативність) оптимальних параметрів  $P_{opt}$  при сильній зміні вихідних вартісних і технічних показників  $a_i, l_i$  (принцип Ле Шательє). Для техніко-економічного аналізу необхідно мати достатній об'єм відомостей про фізичні і технічні параметри, які визначають дану систему. Ці відомості дозволяють виконати повний і ретельний техніко-економічний розрахунок одного реального варіанта об'єкта, який називають базовим варіантом або базовою точкою. Усі величини, які відносяться до базової точки, позначаються штрихом:  $P', Z'$  і ін.

Очевидно, для базової точки справедливі рівняння

$$Z' = Z'_1 + \dots + Z'_2 + \dots + Z'_m \quad (2.18)$$

$$1 = \overline{Z}'_1 + \dots + \overline{Z}'_m, \quad (2.19)$$

де  $\overline{Z}'_m = Z'_m / Z'$  – відносна складова затрат (безрозмірна величина), яка залежить від обраної базової точки і вихідних вартісних і фізико-технічних показників ( $A, L$ ). При розрахунку методом базової точки знаходять мінімум функції

$$\delta Z = (Z / Z') - 1 \rightarrow \min, \quad (2.20)$$

де  $\delta$  – відносна зміна відповідної величини по відношенню до її значення в базовій точці  $\delta P = (P / P') - 1$  і ін.

Для скорочення записів використовують відносний параметр  $x = P / P'$ . Очевидно, що справедливі наступні співвідношення

$$\delta x = (x / x') - 1 = \delta P; \quad (2.21)$$

$$\delta x_{opt} = \delta P_{opt}; \quad (2.22)$$

$$x' = 1. \quad (2.23)$$

Перехід від абсолютної цільової функції  $Z$  до відносної  $\delta Z$  не впливає на результат оптимізаційного рішення. Дійсно, оптимальний

параметр знаходять з умови  $dZ/d\Pi = 0$ , яка при  $\Pi' = \text{const} \neq 0$  і  $Z' = \text{const} \neq 0$  тотожна умові  $d(\delta Z)/d(\delta\Pi) = 0$ , тому що

$$d(\delta Z)/d(\delta\Pi) = d[(Z/Z') - 1]/d[(\Pi/\Pi') - 1] = Z'/\Pi' \cdot dZ/d\Pi = 0 \quad (2.24)$$

$$\delta Z = \bar{Z}_1' \delta Z_1 + \dots + \bar{Z}_m' \delta Z_m. \quad (2.25)$$

В цьому рівнянні величина  $\delta Z$  представлена адитивною функцією, яка складається з добутку постійного базового множника  $\bar{Z}_i' = Z_i/Z_i'$  (питомої ваги складової) на його відносну зміну  $\delta Z_i = (Z_i/Z_i') - 1$ , і увесь наступний аналіз концентрується на вивченні відносних змін  $\delta Z_1, \dots, \delta Z_m$ , які є функціями шуканих параметрів  $\Pi_j$ .

При аналітичних рішеннях з використанням методу малих відхилень для спрощення виразів застосовують різні наближені перетворення:

$$1/(1 \pm \delta F) \approx 1 \pm \delta F, \quad (2.26)$$

$$(1 \pm \delta F)^n \approx 1 \pm n\delta F, \quad (2.27)$$

$$\sqrt[n]{1 + \delta F} \approx 1 + \delta F/n, \quad (2.28)$$

$$1/\sqrt[n]{1 + \delta F} \approx 1 - (\delta F/n), \quad (2.29)$$

$$(1 + \delta F_i)/(1 - \delta F_j) \approx 1 + \delta F_i - \delta F_j, \quad (2.30)$$

$$\ln(1 + \delta F_i) \approx \delta F_i - (\delta F_i^2/2). \quad (2.31)$$

Усі подібні формули отримують шляхом розкладання функції в ряд з відкиданням членів високих порядків малості. Другий етап спрощення є відкидання прирощень високих порядків малості, які складаються з добутку прирощень  $\delta F_i \delta F_j \approx 0$ .

За розробленою методикою оптимізації параметрів берегового водозабору проведені розрахунки параметрів берегового одноярусного водозабору насосної станції за мінімумом приведених. Результати розрахунку показали можливість застосування розробленої методики до водозаборів та інших конструкцій ЗЗМ.

### **Висновки:**

З метою зменшення втрат напору у всмоктувальному трубопроводі насосної станції, а також мінімізація витрат матеріальних та трудових ресурсів при будівництві одноярусного берегового водозабору отримані наступні результати:

1. Проведено аналіз існуючих конструкцій та недоліків фільтрів що встановлюються на всмоктувальній лінії насосної станції.

2. Розроблено математична модель визначення основних параметрів конусного фільтра що дає змогу здійснювати розрахунки параметрів конусного фільтру.

3. Запропоновані нові конструкції конусного фільтра та фільтрациклона, які встановлюються у всмоктувальній лінії насосної станції ЗЗМ дає змогу зменшити втрати напору та скоротити вижатки на його обслуговування.

4. Розроблена методика оптимізації параметрів одноярусного берегового водозабору, яка дозволяє визначати його параметри за мінімумом приведених витрат та мінімізувати вартість його будівництва.

5. На основі експериментальних досліджень отримані емпіричні коефіцієнти, за якими удосконалено метод обґрунтування енергоефективних параметрів конусного фільтру всмоктувальної лінії насосної станції, розроблена нова його конструкція, яка дає змогу зменшити втрати напору у всмоктувальній лінії та тривалість обслуговуючого періоду фільтру.

### **3. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ УПРАВЛІННЯ РОБОТОЮ НАСОСНОЮ СТАНЦІЄЮ НА ОСНОВІ АВТОМАТИЗАЦІЇ**

#### **3.1. Вихідні передумови автоматизації насосних станцій ЗЗМ**

Автоматизація роботи насосних станцій (НС) забезпечує більш високий рівень експлуатації зрошувальних систем, дозволяє економити водні і енергетичні ресурси [116].

Ефективність експлуатації комплексу «насосна станція-закрита зрошувальна мережа-дощувальні машини» залежить від способу організації режиму підготовки мережі до підключення дощувальних машин і оснащення мережі трубопровідною арматурою [50; 84–89].

Останнім часом спостерігається тенденція відмовлятися від забезпечення безперебійної роботи насосної станції в режимі «за вимогою» на протязі зрошувального періоду, тобто в черговому режимі. Черговий режим роботи потребує застосування такого допоміжного обладнання: двох допоміжних насосів, водоповітряного резервуара і компресора. При цьому первинне заповнення мережі здійснюється на початку зрошувального періоду в ручному режимі, тому що мережа не пристосована до автоматизованого її заповнення. До останнього часу початкове заповнення водою ЗЗМ здійснювалося при ручному управлінні насосами і гідрантами [54; 104]. Після заповнення мережі водою підтримується черговий режим її роботи, який забезпечує пуск основних насосних агрегатів «за попитом» [104]. Проте, практика експлуатації комплексу НСП-ЗЗМ показала, що він не працює за типовою технологією з черговим режимом, а насосна станція зупиняється щодобово [99].

Для забезпечення циклічної роботи насосної станції необхідно її обладнати автоматизованою схемою заповнення закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) і забезпечити безпечний вихід повітря з підвищених точок трубопроводів, тому в цих точках розташовують клапани впуску-випуску повітря, вантузи, запобіжні клапани і ін.

З відомих способів заповнення ЗЗМ найбільш поширені: система автоматичного управління «Струм», за допомогою основного насоса і слідкуючим приводом дискового затвора або засувки, основним насосом з кавітуючою трубою Вентурі, основним насосом зі змінним соплом на напірній лінії насоса, основним регульованим насосом (застосовується тільки при наявності тиристорного перетворювача частоти обертання основного насоса).

В другому варіанті автоматизація заповнення ЗЗМ водою досягається розміщенням на напірній лінії основного насоса кавітуючої труби Вентурі, яка спроможна працювати на режимах «запирання» [82]. Це попереджує можливість недопустимого зростання подачі насоса (за праву межу робочої зони), а також виключає небезпеку кавітаційних зривів насоса і перевантаження його двигуна.

Автоматизоване заповнення ЗЗМ, яка облаштована клапанами впуску-випуску повітря, вантузами, гасниками гідравлічного удару і протиударними пристроями, регуляторами тиску «після себе, повинно здійснюватися при закритих гідрантах усіх дощувальних машин. Пускають один або обидва насоса з кавітуючими трубами Вентурі (ТВ) [98]. Існуючі способи заповнення ЗЗМ детально описані в [82], але техніко-економічна ефективність їх досі не з'ясована.

Переважає більшість закритих зрошувальних систем виконана із сталевих і азбестоцементних трубопроводів, загальна довжина яких відповідно 20 і 18 тис. км. Насосні станції обладнані агрегатами, реальний ресурс роботи яких перевищує нормативний у 1,5...2 рази. Регулююча та захисна арматура на зрошувальній мережі потребує заміни і модернізації, оскільки відпрацювала свій ресурс і не відповідає сучасним технічним вимогам.

В Україні найбільш поширені дощувальні машини «Фрегат», сезонна площа поливу яких дорівнює 20–73 га, а також машини «Дніпро» і ДДА-100 МА з сезонною площею поливу 100 га. В Україні машинами цього типу зрошення може здійснюватися у сільськогосподарських підприємствах, які мають середню зрошувальну площу одного власника 685, 725 га. Окремі фермерські господарства, в яких середня площа зрошення становить біля 66 га, можуть використовувати машини «Фрегат» і «Волжанка».

Степінь автоматизації насосної станції залежить від її призначення, особливостей технологічного режиму, конструкції обладнання і степені автоматизації всієї меліоративної системи. Найбільш доцільним є будівництво автоматизованих насосних станцій, які зв'язані системою телесигналізації і телеуправління з диспетчерським пунктом зрошувальної системи [67].

Надійність роботи систем автоматизації залежить від чіткого забезпечення раціонального технологічного процесу в комплексі насосна станція підкачки (НСП) – закрыта зрошувальна мережа (ЗЗМ). Велике значення для роботи схем автоматизації має ретельне опрацювання і



розрахунок гідродинамічних процесів в зазначеному комплексі, які виникають при пусках і зупинках насосних агрегатів, при пусках і зупинках дощувальних машин, наповненні і спорожненні ЗЗМ. Забезпечення сприятливих гідродинамічних процесів в комплексі НСП-ЗЗМ залежить від достатнього оснащення НСП і ЗЗМ сучасною запірною, регулюючою, запобіжною і аераційною трубопровідною арматурою, чіткої організації роботи служб експлуатації.

Різні аспекти гідравлічних розрахунків, використання систем автоматичного регулювання подачі НСП і захисту трубопроводів ЗЗМ від гідравлічних ударів розглянуті в роботах [47-52; 54; 82; 89-93].

Існуючі методи розрахунків ЗЗМ не розраховані на використання комп'ютерів [48; 49], через складність завантаження вихідних даних і відсутності перебору варіантів водовідбору.

Регулятори тиску «після себе», які встановлюють перед дощувальними машинами для забезпечення їх ефективної роботи [101], не використовуються для покращення технологічного процесу при регулюванні подачі насосної станції.

Існуючі способи автоматичного регулювання подачі насосної станції, забезпечують значення таких напорів в ЗЗМ, які суттєво перевищують необхідні для дощувальних машин, що призводить до значної перевитрати електроенергії на подачу води. Відсутні способи автоматизації подачі води насосними станціями за гнучким алгоритмом з використанням комп'ютерної техніки.

#### Принципи автоматизації роботи насосної станції

Технологічна схема роботи насосної станції залежить від способу заповнення насосів водою; робочого тиску в напірних трубопроводах; контрольованих параметрів, в якості яких використовують витрату, тиск, струм електродвигуна (потужність) або їх комбінації; дискретного або плавного регулювання подачі [47; 54; 82; 94; 151]. Обладнання і технологічні схеми визначають алгоритм управління насосними агрегатами і насосною станцією в цілому.

Автоматизація насосної станції передбачає автоматизацію роботи насосних агрегатів, що включає їх пуск і зупинку, контроль і регулювання технологічних параметрів; захист насоса і електродвигуна; захист іншого технологічного обладнання; сигналізацію про аварійний стан основних і допоміжних систем.

Принципи автоматизації насосних станцій стосуються режимів заповнення насосів, заповнення ЗЗМ, основного режиму роботи. На побудованих насосних станціях мають місце різні комбінації вказаних підходів.

Суттєвий вплив на роботу гідромеханічного обладнання має прийнята схема заповнення насосів водою і автоматизація цього процесу. Найпростіше це питання вирішується для камерного типу насосної станції, який використовується якщо коливання рівнів води в джерелі водозабору перевищує всмоктувальну спроможність насосів. В будівлях наземного типу для заповнення насосів використовують вакуумні системи з вакуумним котлом [47; 48; 49; 152]. Значно спрощує технологічні схеми використання піднятих всмоктувальних труб, які забезпечують автоматизований пуск насосів [49; 118].

Використовують ступінчасте і плавно-ступінчасте регулювання подачі НСП. При великій кількості насосів достатньо ступінчастого регулювання подачі шляхом зміни числа працюючих насосних агрегатів. Краща якість регулювання при цьому буде, якщо кількість основних насосів співпадає з максимальною кількістю дощувальних машин. Ступінчасте регулювання здійснюється за такими контрольованими параметрами: за рівнем води, за тиском, за витратою і за струмом електродвигуна. Плавно-ступінчасте (змішане) регулювання подачі НСП здійснюється за струмом електродвигуна і тиском, за потужністю електродвигуна і тиском.

Автоматизація НСП за рівнем води можлива при наявності на зрошувальній мережі напірного резервуара або водонапірної колони. Якщо напірні характеристичні лінії основних насосів крутоспадаючі, то автоматизація НСП виконується за тиском, а при слабоспадаючих характеристичних лініях – за витратою [48]. Складність пристроїв і значні труднощі обслуговування витратомірів обумовлюють використання автоматизації НСП за струмом (потужністю) електродвигуна [83]. Цей спосіб доцільно застосовувати при невеликій кількості основних насосів ( $Z_n = 2 \dots 3$  шт), тому що він передбачає використання одного розмінного насоса з подачею  $Q_p$ , яка наближається до половини подачі основного насоса, тобто  $Q_{pn} \approx 0,5 Q_n$ .

Плавно-ступінчасте регулювання подачі НСП з дроселюванням напірних ліній усіх основних насосів порівняно складне і енергоємне [47]. Плавно-ступінчасте регулювання подачі НСП з дроселюванням напірної лінії одного з насосів відрізняється простотою і надійністю

[97]. Якщо дроселювання потоку здійснюється на магістральному трубопроводі, то енергоємність процесу дещо зростає. Можливі варіанти використання регуляторів тиску на напірних лініях основних насосів для здійснення дроселювання потоку. Регулятори тиску налаштовані на режими роботи «після себе» повинні автоматично підтримувати в магістральному трубопроводі тиск, який відповідає розрахунковому напору  $H_p$ .

Плавнo-ступінчасте регулювання подачі НСП зі зміною частоти обертання одного з основних насосів [97] найбільш перспективні і мають багато варіантів виконання – системи, що підтримують постійним розрахунковий напір при зміні частоти обертання електродвигуна за допомогою: тиристорного перетворювача [97], індукторної муфти ковзання, електродвигуна постійного струму [95].

Практика використання названих принципів автоматизації НСП має декілька досить вдалих зразків їх серійної реалізації. Комплекти пристрої серії ЯА і ША призначені для автоматичного управління насосними агрегатами НСП за напором, за витратою або за потужністю [100]; пристрій «Струм», який реалізує управління основними насосами за струмом електродвигуна, а допоміжними – за тиском [91; 100]; мікропроцесорний комплекс АКА ПНС-Э, який реалізує ступінчасте регулювання подачі НСП за тиском [91]; універсальний пристрій САУ-1, який має широкі функціональні можливості, в тому числі і автоматизоване заповнення ЗЗМ. Останній пристрій має блочну конструкцію і виконано на елементній базі третього покоління [121]. Питання вибору принципу автоматизації насосної станції вирішується за допомогою техніко-економічного порівняння варіантів з урахуванням збитків від зниження врожаю сільськогосподарських культур через аварії зрошувальної системи.

Обґрунтовані принципи автоматизації відображаються структурною схемою насосної станції. Розрізняють два способи подачі води: безперервний – при роботі обладнання цілодобово,  $T_c = 24$  години, і циклічний – при  $T_c < 24$  годин

Структурна схема насосної станції (НС) визначається способом подачі води у ЗЗМ і вміщує: блоки основних і допоміжних насосів, системи заповнення водою насосів і ЗЗМ, системи регулювання тиску у ЗЗМ, системи регулювання подачі НС та системи захисту обладнання НС.

### Черговий режим роботи НСП

Черговий режим роботи НСП на закриту зрошувальну мережу (ЗЗМ) підтримується за допомогою водоповітряного резервуара (ВПР), допоміжних насосних агрегатів (ДНА) і компресора (К) [54; 104].

Допоміжні насоси і перший основний насос запускаються за тиском від імпульсів трьох електроконтактних манометрів (ЕКМ), які з'єднані за допомогою повітропроводу з ВПР.

При непрацюючих дощувальних машинах (ДМ) і допоміжних насосах витікання води з мережі крізь сальники насосів і затворів, гідранти, стики труб і ін. поповнюються водою з ВПР за рахунок розширення повітря, що там знаходиться під тиском. Поступово при наявності витікання води з мережі, тиск в ній і ВПР знижується до значення, яке відповідає точці В, при цьому від сигналу ЕКМ, який налагоджений на цей тиск, запускається перший допоміжний агрегат (ДНА1).

Якщо тиск в мережі і в ВПР підвищується до величини, яка відповідає верхній межі рекомендованої зони роботи насоса (точка А), то від сигналу ЕКМ, налагодженого на цей тиск, перший допоміжний насосний агрегат зупиняється.

При подальшому зростанні витікання води з мережі або підключенні малопродуктивної дощувальної техніки один допоміжний насос не забезпечує потрібну подачу і тиск в мережі знижується. При падінні тиску до точки В' за сигналом другого ЕКМ вмикається другий допоміжний насосний агрегат (ДНА2). Якщо подача двох допоміжних насосів перевищує водовідбір з мережі, то тиск у ній зростає до точки А' і ДНА2 зупиняється за сигналом другого ЕКМ.

У випадку роботи двох допоміжних насосів і подальшому зростанні водовідбору з мережі тиск у ній падає до точки Д і за імпульсом від третього ЕКМ вмикається перший основний насос (ОН1), а допоміжні насоси при цьому зупиняються.

Коли витрата витікання води з мережі  $Q_{вит}$  залишається постійною в межах від  $Q_A$  до  $Q_D$ , то знаходяться відповідні цим витокам робочі точки на напірних характеристиках допоміжних насосів, де насоси працюють в усталеному режимі роботи. Періодичний режим роботи першого допоміжного насоса почнеться при  $Q_{вит} < Q_A$ .

Для чіткого спрацювання ЕКМ різниця напорів між точками в кожній парі А, А'; В, В'; В', D – повинна бути не менше 2–5 м.

Існуючі способи автоматизації насосних станцій детально описані в [82].

### 3.2. Елементи обладнання ЗЗМ для забезпечення автоматизації НС

#### Тиристорні перетворювачі частоти електричного струму

Асинхронний електропривод з частотним регулюванням швидкості виконується на базі тиристорних перетворювачів частоти, які підключаються до обмотки статора двигуна. Регулювання електромагнітного моменту і швидкості здійснюється спільною зміною амплітуди і частоти напруги обмотки статора [90; 91].

При використанні перетворювачів частоти досягається:

- економія електроенергії в насосних, вентиляторних і компресорних агрегатах;
- збільшення строку служби електродвигуна і приводного механізму;
- виключення при пуску насосного агрегату гідроударів і високих пускових струмів електродвигуна;
- зниження експлуатаційних затрат в системах управління насосами вентиляторами, повітродувками;
- регулювання частоти в діапазоні від 2 до 60 Гц;
- створення систем асинхронного електроприводу з можливістю підтримання технологічних параметрів,

([http://www.ukrcentr.com.ua/oborud\\_elteh.html](http://www.ukrcentr.com.ua/oborud_elteh.html)). 06.05.2022.

«КСК-АВТОМАТИЗАЦІЯ» (м. Київ) поставляє перетворювачі частоти серії FRA 540, FRA 540L виробництва фірми «MITSUBISHI ELECTRIC» з наступними технічними параметрами:

Діапазон потужностей .....0,4...1600 кВт  
Діапазон значень вихідної частоти..... 0...400 Гц  
Живлення - трьохфазний струм напругою.....380...480 В  
Вихідна напруга (трьохфазна).....від 0 до напруги живлення  
Управління вихідною частотою.0-5 VDC; 0-10 VDC; (4...20 mA)  
Кількість попередніх уставок швидкості.....до 15  
Сигнали.....старт, реверс, стоп, заборона керування  
Мережеві можливості...RS422; RS485; Profibus/DP Modbus+;  
MELSECNET / MINI-53; 12-бітовий цифровий вхід; імпульсно-кодівий вхід. ([www.csc-a.com.ua](http://www.csc-a.com.ua)). 2001.

На світовому ринку працюють сотні виробників перетворювачів частоти. Серед них не тільки всесвітньо відомі гіганти – Mitsubishi, Hitachi (Японія), ABB (Фінляндія), Siemens (ФРГ), але й малі фірми.

Практичне використання регульованих електроприводів обмежується їх значною вартістю [162].

Потужні фірми виробляють широкий спектр перетворювачів. На рис. 3.1 на прикладі перетворювачів частоти (ПЧ) фірми АВВ (родина SAMI) показана типова шкала типорозмірів в залежності від потужності – 0,75–3,0 кВт; 3,0–55 кВт; 75–250 кВт; 150–1000 кВт; 1000–8000 кВт.

В таблиці 3.1 наведені потужності перетворювачів частоти різних виробників, які забезпечують регулювання частоти в діапазоні 0–60 Гц з коефіцієнтом корисної дії близько 97–97,7%.



Рис.3.1. Перетворювачі частоти фірми АВВ  
<https://galp.com.ua/chastotnyye-preobrazovateli-abb>

Швидке зростання ринку електронних ПЧ пов'язане з появою нової елементної бази – силових транзисторних модулів IGBT, IPM і ін. Перетворювачі частоти поставляються фірмами в різному виконанні (від IP00 до IP54) і випускаються в декількох конструктивних виконаннях – від навісного компактного до крупно габаритного у вигляді шафи, рис. 3.2. [162–168].

Таблиця 3.1

## Технічні параметри перетворювачів частоти

Виробник (фірма), джерело інформації, тип перетворювача 1	Гранична потужність електродвигуна, кВт 2
<b>GENERAL ELECTRIC, [259]</b>	
VAT 2000	0,75–370
AV 300 i	0,75–200
INNOVATION	10–2000
<b>VA TECH ELIN EBG Elektronik, [259]</b>	
P DRIVE<CX	0,75–7,5
P DRIVE<CX	18,5–630
<b>DANFOS, [259]</b>	
VLT Micro	0,37–1,5
VLT 2800	0,37–18,5
VLT 5000	0,75–450
<b>ABB, [259]</b>	
ACS 100,140	0,37–2,2
ACS 300	0,55–11
ACS 400	2,2–37
ACS 600	2,2–3000
<b>Allen Bradley, [259]</b>	
160 SSC <sup>TM</sup>	0,37–2,2
1305 SSC <sup>TM</sup>	0,37–4
1336 Force <sup>TM</sup>	0,37–485
<b>SIEMENS, [259]</b>	
MICROMASTER	0,12–7,5
MICROMASTER Vector	0–75
SIMOVERT MASTERDRIVE MC	0,55–250
SIMOVERT MASTERDRIVE VC	2,2–5000
<b>SEV Eurodrive, [259]</b>	
MOVITRAC 0500	0,37–0,75
MOVITRAC 31 C	0,55–55
<b>MITSUBISHI Electric,</b> [ <a href="https://mitsubishielectric.com">https://mitsubishielectric.com</a> ]	
FR E 700	0,1–15
FR F 700	0,4–630

продовження табл. 3.1

1	2
<b>BOSH</b> , [ <a href="http://www.tecorp-group.com.ua">www.tecorp-group.com.ua</a> ]	
EFC 3600	0,4–4
EFC 3610	0,4–18,5
Rexroth	0,75–110
FEP-type	5,5–160
<b>DELTA Electronics</b> , [ <a href="http://www.delta-electronics.com">www.delta-electronics.com</a> ]	
C 200	0,4–7,5
C 2000	0,75–355
CP 2000	0,75–400
VFD –E	0,2–22
VFD –D	0,75–75
<b>SCHNIEDER Elektric</b> , [ <a href="http://www.altivar.com.ua">www.altivar.com.ua</a> ]	
Altivar 32	0,18–15
Altivar 61	0,75–800
Altivar 212	0,75–75
Altivar 71 Plus	90–2000



Рис. 3.2. Насосна установка обладана перетворювачами частоти потужністю 200 кВт



Більшість ПЧ загального призначення мають наступні функціональні можливості:

- управління за аналоговим входом;
- управління за цифровим входом;
- ручне управління;
- автоматичне управління;
- діапазон частот до 400 Гц;
- несуча частота 15 Гц;
- час прискорення /гальмування до 6000 с;
- можливість формування низки типових залежностей  $U/f$  (від 1 до 16 варіантів);
- можливість векторного управління (за замовленням споживача);
- діагностика несправностей як перетворювача, так і двигуна.

Перетворювачі частоти забезпечені широким набором варіантів захисту:

- від миттєвого підвищення струму – до  $3,75I_{ном}$ ;
- від перевантаження за струмом  $(1,2-1,5) I_{ном}$  на протязі 1 хвилини кожні 10 хвилин;
- від підвищеної напруги  $1,3U_{ном}$ ;
- від пониженої напруги  $0,65U_{ном}$ ;
- від втрати фази – електронний;
- від перегрівання двигуна – електронний, програмний;
- від перегріву радіаторів транзисторів вище  $70-85^{\circ}C$ ;
- від раптової зупинки асинхронного двигуна (АД) – електронний, програмний.

При виборі перетворювача частоти доцільно використовувати рекомендації методичних вказівок [168].

### **Регулятори тиску типу «після себе»**

Для забезпечення стабільності роботи і інтенсивності дощу перед кожною широкозахватною дощувальною машиною встановлюють регулятор тиску типу «після себе» [87; 103; 107; 120; 127]. Регулятори тиску бувають пружинного, важильно-вантажного і мембранного типу. Вони знижують і стабілізують тиск «після себе» в динамічному і статичному (при відсутності водовідбору) режимах. Найбільш поширені регулятори мембранного типу. Якщо ці регулятори тиску налаштовані на контролювання підвищення тиску «перед собою», тобто працюють ще як обмежувачі тиску, то вони сприяють стабілізації тисків у закритій зрошувальній мережі в цілому.

Ізраїльська фірма «BERMAD Control Valves» випускає широкий асортимент трубопровідної арматури мембранного типу, в тому числі і регулятори тиску.

Італійська компанія T.I.S. регулятори тиску «після себе», зовнішній вигляд якого представлений на рис. 3.3.

Цей тип клапана характеризується тим, що енергія, необхідна для його роботи, надходить безпосередньо від тиску рідини в трубі, якою клапан повинен керувати.



Рис. 3.3. Регулятор тиску «після себе»  
TIS M3100/M2100

верхній частині пристрою.

Проте, виробник звертає увагу що надто швидке закриття клапана може спричинити небезпечне явище гідравлічного удару.

### **3.3. Визначення меж поля подач і напорів та робочих точок, які відповідають заданим режимам роботи дощувальних машин**

Автоматизовані насосні станції підкачки подають воду до широкого захватних дощувальних машин розгалуженою трубопровідною мережею, яка складається з різних ділянок залізобетонних і азбестоцементних напірних труб діаметром  $d$  і довжиною  $l$  [276–279; 280].

#### **Функції:**

Автоматичне зниження тиску за потоком, яке підтримується постійним незалежно від коливань потоку або тиску перед місцем встановлення.

Тиск після регулятора залишається під контролем, навіть якщо витрата становить 0. Операції відкриття та закриття клапана можна виконувати навіть вручну, регулюванням запірних клапанів.

#### **Налаштування:**

Тиск за регулятором може регулюватися гвинтом, що розташований у

Розрахунковий напір насосної станції  $H_p$  визначається при максимальній подачі насосної станції  $Q_{max}$  і найбільш невідгідному розташуванні дощувальних машин [50; 52]. Для полегшення гідравлічних розрахунків закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) розроблена програма «ZZM1.BAS», яка дозволяє визначити найбільший  $H_{pm}$  і найменший  $H_{pn}$  напори насосної станції при роботі різної кількості дощувальних машин, тобто визначити поле можливих робочих точок в системі координат  $Q, H$ ; де  $Q$  – подача,  $H$  – напір насосної станції [50–53; 279].

При роботі декількох дощувальних машин в закритій зрошувальній мережі спостерігаються значні коливання тиску води. Задовільна робота дощувальної машини забезпечується при такому тиску на вході дощувальної машини, який відповідає вільному напору  $H_v$ . Зниження тиску на вході у машину призводить до збільшення крапель дощу, тобто до погіршення його якості [163]. Для забезпечення структури дощу, яка відповідає агрохімічним вимогам, напір на вході в дощувальну машину «Фрегат» необхідно підтримувати з відхиленнями в межах 5% від заданого його значення [107].

Реалізація цих вимог досягається розташуванням регуляторів тиску перед дощувальними машинами [101]. Регулятори тиску типу «після себе» налагоджуються таким чином, що підтримують постійне значення тиску після регулятора при коливанні тиску перед ним. Існують діафрагмові регулятори тиску РД, універсальні регулятори тиску РДУ і регулятори тиску на базі дискового затвора. Для роботи регуляторів тиску використовується енергія води, яка перекачується. Перепад напору на регуляторі  $\Delta H$  залежить від положення його запірного елемента. Навіть при повному відкритті регуляторів ця величина досягає суттєвих значень, а саме для діафрагмових регуляторів  $\Delta H = 5$  м, а для регуляторів на базі дискових затворів це значення буде в 6–10 разів менше [104]. В існуючих розробках [104] відсутні чіткі рекомендації стосовно розташування регуляторів тиску. Регулятори тиску завжди можливо розташувати поблизу насосної станції тому, що там напори насосів значно перевищують значення напорів, які необхідні для дощувальних машин. На віддалених від насосної станції гідрантах розташування регуляторів тиску необхідно обґрунтувати.

При ступінчастому регулюванні подачі насосної станції за витратою, тиском або струмом електродвигуна напори насосів  $H_n$  завжди більше або дорівнюють значенню розрахункового напору  $H_{pm}$ . Наприклад, при ступінчастому регулюванні подачі насосної станції за тиском

напір насосів  $H_n$  знаходиться між прийнятими межами: верхньою межею  $BM$  і нижньою межею  $HM = H_p$ . В цих випадках різниця  $H_n - H_{pm}$  досить велика і втрачається у вигляді гідравлічних опорів в регуляторах тиску або, при їх відсутності, в проточній частині дощувальних машин. При плавно-ступінчастому регулюванні подачі насосів відслідковується значення  $H_p$ , тому для всіх режимів  $H_n = H_p$ , а різниця  $H_n - H_{pm}$  значно менша ніж у попередніх способах регулювання. При гнучкому алгоритмі регулювання подачі насосної станції з використанням ЕОМ, який пропонується, напір насосів  $H_n$  може співпадати з напірно-витратною характеристикою мережі  $H_{pm} - Q$ , тобто з верхньою межею необхідних напорів насосів, або співпадати з розрахунковим напором  $H$  при врахуванні кількості і розташування дощувальних машин.

Застосування регуляторів тиску перед дощувальними машинами дещо змінює поле робочих точок насосної станції. При деяких режимах необхідний напір насосів підвищується до  $H + \Delta H$ . Пропонується розташовувати регулятори тисків на тих гідрантах, де напір  $H_r$  при максимальному положенні п'єзометричної лінії закритої зрошувальної мережі перевищує значення  $H_r + 0,5 \Delta H$ , причому

$$H_{rj} = \downarrow ПЛ_{HCmax} - \sum_{j=2}^j h_{Wj} - \downarrow ПЗ_j, \quad (3.1)$$

де  $\downarrow ПЛ_{HCmax}$  – максимально високе положення п'єзометричної лінії у вузлі 1 (насосна станція) при роботі максимальної кількості дощуваль-

них машин і їх невідгідному розташуванні,  $\sum_{j=2}^j h_{Wj}$  – сума втрат напору

на ділянках мережі від насосної станції до розглядуваного вузла  $j$  в попередніх умовах роботи мережі,  $\downarrow ПЗ_j$  – відмітка поверхні землі у вузлі  $j$ .

Якщо умова

$$H_{rj} > H_e + 0,5 \Delta H \quad (3.2)$$

не виконується, то у вузлі  $j$  регулятор тиску можливо не встановлювати. Для мембранних регуляторів тиску  $0,5 \Delta H = 2,5$  м. Для сучасних дощувальних машин «Фрегат» найбільший вільний напір становить  $H_e = 70$  м [73], тоді відносне відхилення напору буде  $(0,5 \Delta H / H_e) \cdot 100 = (2,5/70) \cdot 100 = 3,57 \% < 5\%$ , що допустимо.

*Приклад.* Для закритої зрошувальної мережі, план якої наведено на рис. 3.4, визначити поле робочих режимів насосної станції підкачки,

яка обладнана шістьма насосами ЦН 400-105,  $n = 1450$  об/хв,  $D_{обт} = 434$  мм. Дощування здійснюється 7 дощувальними машинами «Фрегат» – модифікації ДМУ-Бн434-63 з подачею  $Q_{ДМ} = 0,068$  м<sup>3</sup>/с і вільним напором  $H_e = 38$  м. Мінімальна відмітка води в джерелі водозабору  $\downarrow NB_{min} = 39$  м. Труби мережі азбестоцементні.

**Розв'язок.** За допомогою програми «ZZM1.BAS» визначено максимально і мінімально необхідні напори насосів, рис. 3.5, які відповідно позначені точками  $a, b, r, c$  і  $a, e, t, f$ . Права межа поля необхідних параметрів насосної станції відповідає максимальній подачі насосної станції  $Q = Q_{max}$ , а ліва – витраті дощувальної машини  $Q = Q_{ДМ}$ .

Параметри трубопроводів ЗЗМ

Ділянка	$d$ , мм	$l$ , м	Ділянка	$d$ , мм	$l$ , м
1-2	500	519	7-10	500	908
2-3	500	691	8-11	350	457
3-4	250	606	8-12	250	957
3-5	500	708	10-13	250	938
3-6	250	595	10-14	350	945
5-7	500	903	11-15	250	1210
5-8	400	456	14-16	250	915
7-9	250	938			

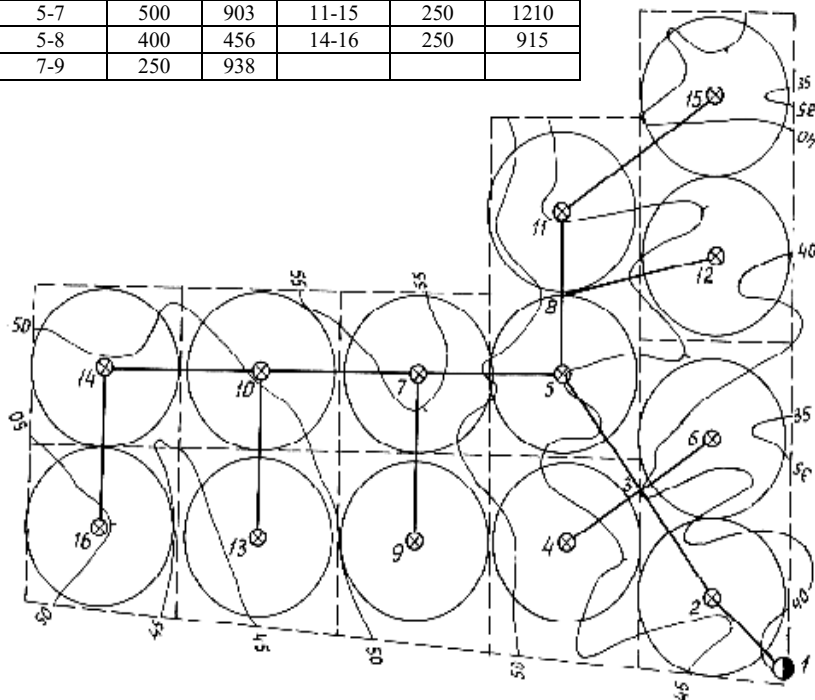


Рис. 3.4. План-схема закритої зрошувальної мережі:  
1 – насосна станція, 2, 4–7, 9–16 – гідранти

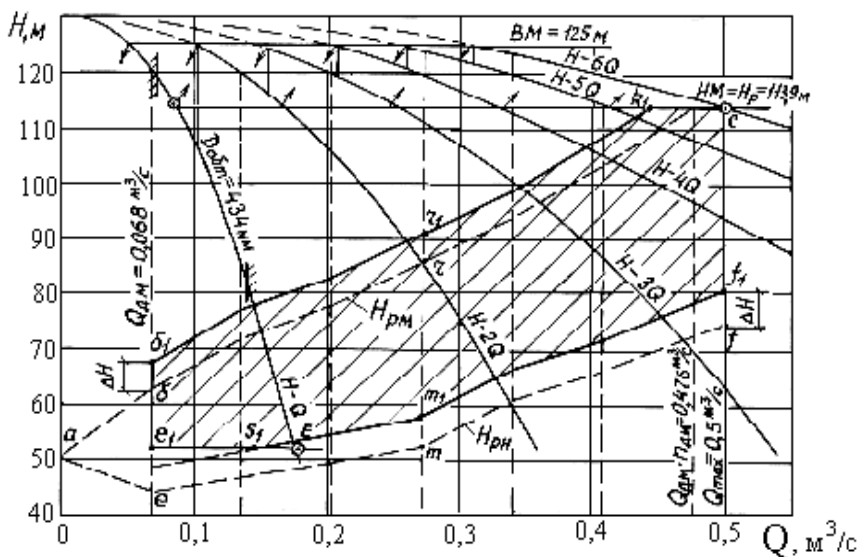


Рис. 3.5. Графік сумісної роботи відцентрових насосів і закритої зрошувальної мережі при обладнанні дощувальних машин регуляторами тиску

При використанні регуляторів тисків діафрагмового типу  $\Delta H = 5$  м, тоді верхню і нижню межі поля робочих точок необхідно підняти на значення  $\Delta H$ . При цьому зверху це поле обмежується значеннями  $H_p$ , а знизу – прийнятною зоною роботи основного насоса (точка E). Для даної мережі регулятори тиску типу РДУ-200 необхідно встановити на всіх гідрантах крім домінуючого (точка 16). На гідранті 16 встановлюється засувка з гідроприводом, а на обводі засувки розміщується гасник гідралічного удару ГУМ-100. Остаточне поле робочих режимів насосної станції буде визначатися точками  $b_1, r_1, k_1, c, f_1, m_1, s_1, e_1$ .

Визначену конфігурацію поля робочих режимів необхідно врахувати при визначенні відмітки осі насосів і потужності електродвигуна, а також при проведенні водноенергетичних розрахунків.

### 3.4. Технологічні основи способу регулювання подачі насосної станції за витратно-напірною характеристикою ЗЗМ

Існують схеми ступінчастого і плавно-ступінчастого регулювання подачі насосної станції [90; 97; 99]. При ступінчастому регулюванні подачі за рахунок зміни кількості працюючих насосних агрегатів технологічно передбачаються значні перевитрати електроенергії і значні коливання тиску у закритій зрошувальній мережі (ЗЗМ). На рис. 3.6, а, б, в показані відповідні графіки сумісної роботи насосів і ЗЗМ при вказаних способах ступінчастого регулювання подачі НС.

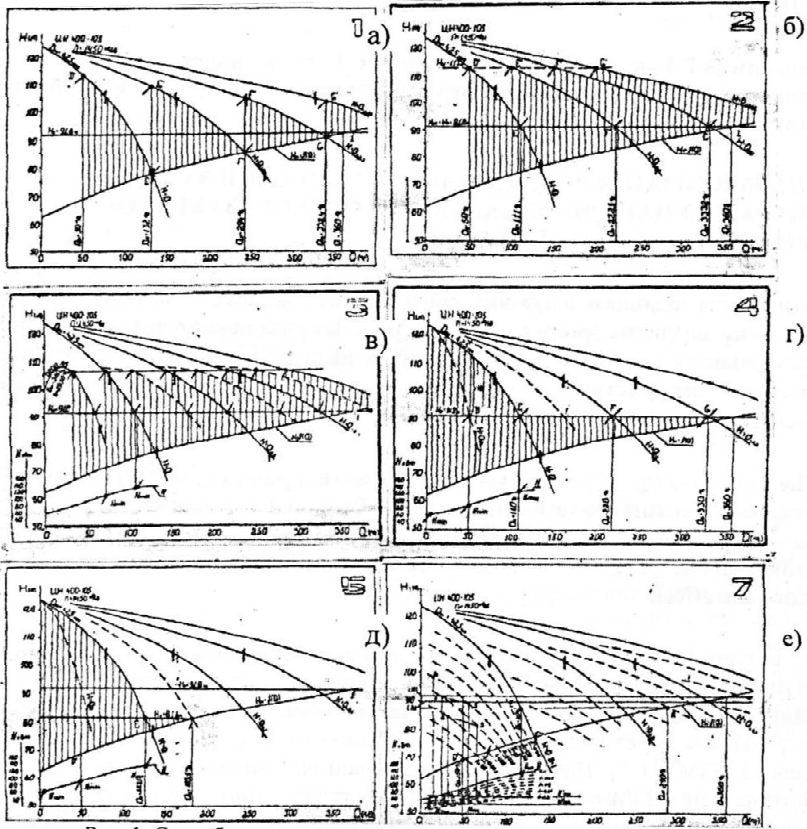


Рис. 3.6. Способи автоматизованого регулювання подачі насосної станції:

Ступінчасте регулювання: а) за витратою; б) за тиском; в) за струмом електродвигуна. Плавно-ступінчасте регулювання: г) з дроселуванням напірної лінії насоса (або зі зміною частоти обертання насоса); д) за витратно-напірною

характеристикою з дроселюванням засувкою; е) за витратно-напірною характеристикою зі змінною частотою обертання насоса

На цих графіках наведені характеристики насосів при їх паралельній роботі на ЗЗМ і витратно-напірна характеристика ЗЗМ, яка представляє геометричне місце робочих точок необхідних максимальних напорів, що забезпечують роботу дощувальної техніки із заданою витратою при будь-яких схемах її розміщення.

Потужність, яка витрачається на подолання насосом зайвої частини напору  $H_{em}$  (на рис. 3.6 позначено вертикальною штриховкою), тобто на подолання гідравлічних опорів у регуляторах тиску або прикритих засувках на гідрантах зрошувальних машин (ДМ) при подачі  $Q_{em}$  складає (кВт)

$$N_{em} = 9,81 \cdot Q_{em} \cdot H_{em} / \eta_{ny}, \quad (3.3)$$

де  $\eta_{ny}$  – коефіцієнт корисної дії насосної установки. Таким чином, чим більше значення  $N_{em}$ , тим більше електроенергії марно втрачається, що є основним недоліком розглянутих способів подачі НСП.

При плавно-ступінчастих способах регулювання подачі НС потужність  $N_{em}$  значно менша. На рис. 3.6, з наведений графік сумісної роботи насосів і ЗЗМ при плавно-ступінчастому регулюванні подачі НСП з дроселюванням напірної лінії одного з насосів (або при використанні регульованого електропривода одного насоса). В цих випадках плавне регулювання подачі досягається відслідковуванням системою автоматики розрахункового напору  $H_p$ , а ступінчасте – зміною кількості працюючих насосів. Таким чином, усі робочі точки НС розташовані на прямій Д-1.

Марні втрати енергії будуть у насосі із задросельованою напірною лінією. Наприклад, для забезпечення робочого режиму в точці 4, регульований насос з подачею  $Q_{pez}$  має характеристику а-б-с зайвий напір  $H_{mз}$  погашається дроселюванням засувкою або дисковим затвором. Використання регульованого електропривода насоса потребує великих капітальних витрат на тиристорний перетворювач, (близько 7–12 тис. грн) і ці витрати не окупаються за рахунок тільки економії електроенергії [90; 91]. Плавно-ступінчасте регулювання подачі насосної станції більш енергоощадне, проте залишає можливість подальшого вдосконалення.

З метою зменшення витрат електроенергії пропонується регулювання подачі НС здійснювати за витратно-напірною характеристикою,



(див. рис. 3.6, *д, е*). Основи автоматизації роботи насосної станції за витратно-напірною характеристикою закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) і її ефективність розглянуто в роботі [276]. При цьому способі управління роботою насосних агрегатів зменшуються значення заданих необхідних напорів насосів  $H_{зад}$ , які повинні відповідати витратно-напірній характеристиці ЗЗМ, і, таким чином, забезпечується економія електроенергії.

Проте невирішеними залишилися алгоритм управління насосними агрегатами і необхідна елементна база. Алгоритм управління насосними агрегатами включає послідовність логічно-формалізованих операцій, виконання яких призводить до отримання очікуваних результатів [280]. Тому необхідне з'ясування алгоритму управління насосними агрегатами і необхідних для цього приладів і обладнання.

Якщо насосна станція автоматизована, то алгоритм управління насосними агрегатами за витратно-напірною характеристикою ЗЗМ  $H_M = f(Q_i)$  зводиться до наступного. Кількість одночасно працюючих насосних агрегатів визначається за показом витратоміра (ультразвукового або індукційного). Уставки витратоміра, за якими змінюється кількість одночасно працюючих насосних агрегатів, визначаються за результатами гідравлічного розрахунку ЗЗМ, рис. 3.7 [53]. Стрілка вгору відповідає пуску наступного насосного агрегату, а стрілка вниз – зупинці одного з працюючих насосних агрегатів.

Наприклад, при показах витратоміра від  $Q_a = Q_{дМmin}$  до  $Q_E$  працює один регульований насосний агрегат. При зростанні поточного значення витрати, тобто при виконанні умови  $Q_E < Q_i < Q_F$  працює два насосних агрегати, причому один з них регульований. При подальшому зростанні витрати і виконання умови  $Q_F < Q_i < Q_G$  працює три насосних агрегати (один з них регульований) і так далі.

Відповідно в точках  $E, F, G$ , здійснюється зміна кількості працюючих насосних агрегатів від сигналів витратоміру в залежності від того, в який бік відбувається зміна витрати. Так здійснюється ступінчасте регулювання подачі насосної станції, яке на рис. 3.7 відображено стрілками в точках  $E, F, G$ .

Плавне регулювання подачі насосної станції виконується за допомогою одного регульованого насосного агрегату, який оснащено тиристорним перетворювачем частоти електричного струму, рис. 3.8.

Насосна станція містить зв'язані спільною магістраллю 1 насосні агрегати 2, 3, 4 з напірними лініями 5, 6, 7; які обладнані зворотними клапанами 8, 9, 10 і засувками 11, 12, 13; електродвигунами 14, 15, 16,

один з яких обладнано тиристорним перетворювачем 24 і датчиком потужності 25; блоками управління 26, 17, 18; що зв'язані з системою управління 19, яка, в свою чергу, пов'язана з контролером 20, датчиком витрати 22 з витратоміром 23 і датчиком тиску 21.

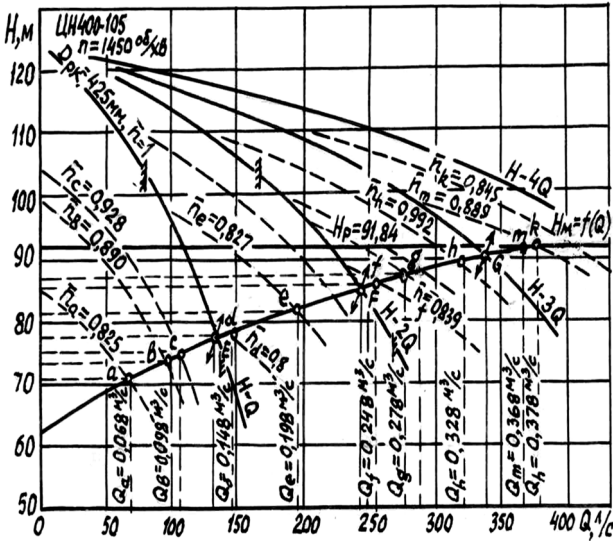


Рис. 3.7. Схема сумісної роботи насосів і 33М при регулюванні подачі насосної станції за витратно-напірною характеристикою мережі

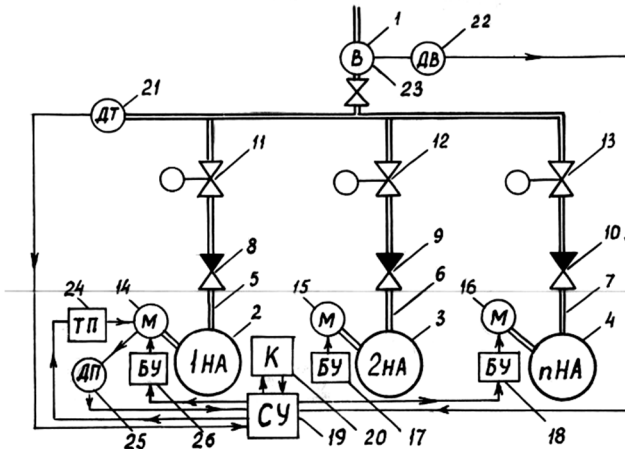


Рис. 3.8. Технологічна схема автоматизованої насосної станції за витратно-напірною характеристикою мережі

Сигналом для зміни частоти обертання регульованого насосного агрегату слугує відхилення поточного значення тиску в напірному трубопроводі  $p_i = \rho g H_i$  від розрахункового значення тиску

$$p_{розр\ i} = \rho g (H_{розр\ i} - Z_m), \quad (3.6)$$

де  $H_{розр\ i}$  – поточне значення розрахункового напору,  $Z_m$  – висота розташування датчика тиску над площиною порівняння напорів. Зазвичай за площину порівняння напорів приймають таку, яка проходить через мінімальну відмітку рівня води в джерелі водозабору, тобто  $\downarrow НБ_{min}$ .

Значення  $H_{розр\ i}$  визначається за витратно-напірною характеристикою мережі для поточного значення подачі насосної станції  $Q_i$ ;

Щоб полегшити визначення  $H_{розр\ i}$  за допомогою контролера залежність  $H_m = f(Q_i)$  апроксимують виразом

$$H_{m\ i} = A_{мо} + A_{m1}Q_i + A_{m2}Q_i^2, \quad (3.7)$$

де  $A_{мо}$ ,  $A_{m1}$ ,  $A_{m2}$  – постійні коефіцієнти залежності для заданої конфігурації ЗЗМ.

Поточне значення тиску  $p_i$  вимірюється датчиком тиску. Наприклад, датчиком тиску МП 22518 з регулятором тиску БРН-2-АИ. Датчик тиску приєднують до напірного трубопроводу насосної станції.

Якщо виконується умова  $p_i < p_{розр\ i}$ , то частоту обертання регульованого насоса необхідно збільшувати, а при виконанні умови  $p_i > p_{розр\ i}$  – відповідно зменшувати.

Уставка тиску  $p_{розр\ i}$  визначається контролером 20, див. рис. 3.8, і передається станції управління 19, яка передає її в блок порівняння і за допомогою регулятора тиску БРН-2-АИ формується сигнал на збільшення або зменшення частоти обертання регульованого насоса. Так здійснюється плавне регулювання подачі насосної станції.

Практика експлуатації насосних станцій підкачки в даний період показує, що частина з них працює при ручному управлінні насосними агрегатами, тобто з організацією чергування машиністів на насосних станціях. В цих випадках теж можливо здійснювати управління насосними агрегатами за витратно-напірною характеристикою ЗЗМ. Якщо є мобільний зв'язок між машиністами насосної станції і операторами дощувальних машин, то при кожній зміні кількості працюючих дощувальних машин, це повідомляється машиністам. Тоді, згідно з рис. 3.7, з'являється можливість вибрати відповідну кількість працюючих насосних агрегатів і встановити необхідну частоту обертання регульованого насоса

$$n_{рег} = n \sqrt{\frac{H_{зад} + S_{\phi} Q_{зад}^2}{H_{\phi}}}, \quad (3.10)$$

де  $H_{зад}$ ,  $Q_{зад}$  – відповідно задані напір і подача регульованого насоса,  $H_{\phi}$ ,  $Q_{\phi}$  – відповідно фіктивний напір і фіктивний опір насоса.

Наприклад, для точки  $a$  з рис. 3.6 відповідно  $H_{зад}=H_{рег}=H_a$  і  $Q_{зад}=Q_{рег}=Q_a$ .

Для точки  $b$  відповідно  $H_{зад}=H_{рег}=H_b$  і

$$Q_{зад}=Q_{рег}=Q_{фак}-(Z_{ни}-1)Q_{ни}, \quad (3.11)$$

де  $Z_{ни}$  – кількість працюючих насосів;  $Q_{ни}$  – подача основного насоса,  $Q_{фак}$  – фактична подача насосної станції з урахуванням витікання води через нещільності ЗЗМ у кількості

$$Q_{вум} = (0,05...0,07)Q_{max}, \quad (3.12)$$

де  $Q_{max}$  – максимальна подача насосної станції.

Визначене значення частоти обертання виставляється за тахометром. Якщо тахометр відсутній, то змінюють частоту обертання до тих пір, поки не встановиться відповідний напір (робочі точки  $a, b, c, d, \dots, k$ ), що контролюється за манометром на напірному патрубку насоса.

Якщо відсутній зв'язок з операторами дощувальних машин, то кількість працюючих дощувальних машин визначають за витратоміром. Якщо і витратомір відсутній, то ця інформація може бути орієнтовно з'ясована за тиском в напірному трубопроводі. При піднятті тиску до верхньої межі

$$p_{вм} = \rho g H_{вм} = \rho g (H_p - 2), \quad (3.13)$$

електродвигуни насосів недовантажуються і один з агрегатів необхідно зупинити. Для отримання звукового і світлового сигналу використовують електроконтактний манометр, верхня уставка якого буде постійна і відповідатиме саме такому напорові  $H_{вм}$ . Нижню уставку напору необхідно змінювати у відповідності з передбачуваною кількістю працюючих дощувальних машин, приймаючи її рівною

$$p_{нм} = \rho g H_{нм} = \rho g H_a, \quad (3.14)$$

і так далі у відповідності з робочими точками  $a, b, c, d, \dots, k$ .

Для прикладу, наведеного в [359], коефіцієнти витратно-напірної характеристики ЗЗМ підібрані так:  $A_{мо} = 62,236$ ;  $A_{м1} = 0,1234$ ;  $A_{м2} = -0,0001$ , див. рис. 3.7, а інші параметри налагодження роботи насосних агрегатів зведені в табл. 3.2.

Економічна ефективність управління насосними агрегатами за витратно-напірною характеристикою забезпечується лише за умови

оснащення кожної дощувальної машини регулятором тиску «після себе» [279]. При цьому повністю відкритим буде лише регулятор тиску дощувальної машини, яка розташована на домінуючому гідранті, що визначений для даної кількості працюючих дощувальних машин. На інших дощувальних машинах регулятори тиску будуть дещо прикритими, тому що для них напір мережі буде перевищувати вільний напір на гідранті. Проте це перевищення буде значно менше того, яке було би при звичайному плавно-ступінчастому регулюванні подачі насосної станції, коли при всіх режимах роботи підтримується постійним розрахунковий напір  $H_p$ , що відповідає точці  $k$ , див. рис. 5.4. За рахунок зменшення напору при даному способі управління насосною станцією економія електроенергії становить 4–9%.

Таблиця 3.2

Параметри регулювання подачі насосної станції при  
 $H_\phi = 121,5 \text{ м}; S_\phi = 2539,5 \text{ с}^2/\text{м}^5$ .

Робоча точка, рис. 3.7	$Q_{\text{фак}}, \text{ м}^3/\text{с}$	$H_i, \text{ м}$	$Z_{ni}, \text{ м}$	$Q_{ni}, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_{pe}, \text{ м}^3/\text{с}$	$n_i, \text{ об/хв}$	$H_{\text{нм}}, \text{ м}$
<i>a</i>	0,068	71	1	-	0,068	1196	68
<i>b</i>	0,098	74	1	-	0,098	1304	72
<i>c</i>	0,108	75	1	-	0,108	1346	73
<i>d</i>	0,148	77	2	0,131	0,017	1160	75
<i>e</i>	0,198	82	2	0,125	0,073	1286	80
<i>f</i>	0,248	85	3	0,121	0,006	1213	83
<i>g</i>	0,278	87	3	0,118	0,042	1258	85
<i>h</i>	0,328	90	3	0,113	0,108	1438	87
<i>m</i>	0,368	91,8	4	0,110	0,038	1289	89,8
<i>k</i>	0,378	91,8	4	0,110	0,048	1299	89,8

Переваги запропонованого варіанту управління роботою насосних агрегатів суттєво розширюються, якщо застосувати періодичне селекційне підключення тиристорного перетворювача частоти до кожного з основних насосних агрегатів. Ці переваги зводяться до наступного:

1. Забезпечується можливість періодичного заповнення або часткового заповнення водою закритої зрошувальної мережі за допомогою насоса зі зниженою частотою обертання. При цьому відсутні перевантаження основних насосів, покращується їх стан і зростає енергоресурс. Динамічні процеси в закритій мережі проходять при знижених тисках,

усуваються причини виникнення аварійних ситуацій, зв'язаних з поривами трубопроводів.

2. Забезпечуються плавні пуски і зупинки насосних агрегатів, що підвищує ресурс роботи обладнання і надійність закритої зрошувальної мережі.

3. Покращуються умови експлуатації як насосної станції так і закритої мережі, витрати на ремонт обладнання і мережі знижуються в 2,5 рази.

Таким чином, для здійснення автоматичного управління роботою насосної станції за витратно-напірною характеристикою мережі система управління повинна включати датчик тиску з регулятором тиску, витратомір з достатньою кількістю уставок витрати, контролер і пристрої переведення аналогового сигналу в цифровий код і навпаки. При ручному управлінні насосними агрегатами бажано мати зв'язок машиністів насосних станцій з операторами дощувальних машин.

### **3.5. Технологічні основи раціонального способу регулювання подачі насосної станції**

За допомогою програми «ZZM.BAS» [77] для закритої зрошувальної мережі, яка включає 13 ДМ типу «Фрегат» і обслуговується НСП з 6 насосами ЦН 400-105,  $n=1450$  об/хв.,  $D_{\text{рк}}=434$  мм, були знайдені верхня і нижня границі поля можливих робочих режимів НСП і 66 робочих точок у відповідності з прийнятим графіком водоспоживання [279].

Автоматизація роботи насосної станції за витратно-напірною характеристикою зрошувальної мережі [276] забезпечує економію витрати електроенергії на 4–9%, проте не вичерпує всіх можливостей гнучкого алгоритму регулювання подачі НСП при використанні автоматизованого тиристорного електроприводу (АТЕП) і ЕОМ (мікропроцесора).

Використання принципу радіоуправління роботою насосної станції передбачає розміщення на кожній дощувальній машині радіомаяка, який живиться від акумулятора, що заряджається від сонячних батарей. При підключенні ДМ до зрошувальної мережі цей маяк посилає переривчасті сигнали відповідної частоти, а на насосній станції вони сприймаються і ідентифікуються за допомогою частотоміра, що дає можливість визначити місце розташування працюючих ДМ і їх кількість. Таким чином, система автоматики НСП опитуючи радіомаяки ДМ через

певні інтервали часу, кодує отриману інформацію, перетворюючи її в цифрову форму і передає ЕОМ (мікропроцесору), яка за допомогою програми «ZZM.BAS» визначає напір  $H_{зад}$ . Зрозуміло, що всю необхідну інформацію про конфігурацію ЗЗМ, параметри трубопроводів, топографію поверхні землі, витрати дощувальних машин, характеристики насосів, параметри електродвигунів і ін. необхідно попередньо ввести в пам'ять ЕОМ. Крім того, для ступінчастого регулювання подачі НСП ЕОМ повинна визначити два граничних значення потужності:  $N_{max}$  і  $N_{min}$ .

Напірна характеристика насоса і характеристика к.к.д. представлені в ЕОМ залежностями:

$$H = H_{\phi} - S_{\phi} Q^2, \quad (3.16)$$

$$\eta = B Q - A Q^2, \quad (3.17)$$

де  $H_{\phi}$  – фіктивний напір,  $S_{\phi}$  – фіктивний опір насоса;  $B$ ,  $A$  – коефіцієнти апроксимації характеристики к.к.д аналітичною залежністю.

Подача нерегульованого насоса при визначеній уставці напору  $H_{зад}$  встановлюється ЕОМ, точка 3, рис. 3.9, за формулою

$$Q_{ni} = Q_3 = \sqrt{\frac{H_{\phi} - H_{зад}}{S_{\phi}}}. \quad (3.18)$$

Як правило, тиристорний перетворювач частоти забезпечує роботу насосного агрегату при частоті  $n_m = 60$  Гц, тобто при відносній частоті  $n_m / n = 1,2$ .

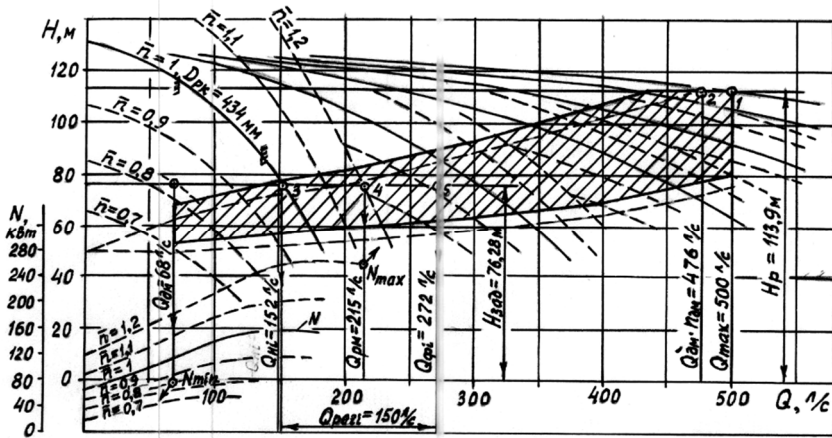


Рис. 3.9. Графік сумісної роботи насосів і ЗЗМ

Тоді як зазвичай допустимою частотою обертання насосного агрегату за умови забезпечення міцності електродвигуна є частота  $n_{дон} = 1,3n$ . Максимальна подача регульованого насоса  $Q_{рм}$ , точка 4, рис. 3.9, яка відповідає визначеній уставці напору  $H_{зад}$ , встановлюється ЕОМ за залежністю

$$Q_{рм} = Q_4 = \sqrt{\frac{H_{\phi} \left(\frac{n_m}{n}\right)^2 - H_{зад}}{S_{\phi}}}, \quad (3.19)$$

де  $n$  – номінальна частота обертання насосного агрегату.

Фактична поточна подача насосної станції становить

$$Q_{\phi i} = Q_{дм} Z_{дм i}, \quad (3.20)$$

де  $Q_{дм}$  – розрахункова витрата дощувальної машини, яка враховує витікання води через нещільності ЗЗМ. Кількість працюючих нерегульованих основних насосів

$$Z_{ni} = Q_{\phi i} / Q_{ni}. \quad (3.21)$$

Це значення заокруглюється ЕОМ до цілого числа відкиданням дрібної частини.

Подача регульованого насоса в цьому режимі роботи

$$Q_{реi} = Q_{\phi i} - Q_{ni} Z_{ni}. \quad (3.22)$$

Необхідна частота обертання регульованого насоса

$$n_{реi} = n \sqrt{\frac{H_{зад} + S_{\phi} Q_{реi}^2}{H_{\phi}}}. \quad (3.23)$$

Максимальна потужність регульованого насоса

$$N_{max} = 9,81 Q_{рм} H_{зад} / \eta_{рег}, \quad (3.24)$$

де  $\eta_{рег}$  – коефіцієнт корисної дії регульованого насоса при  $n_m = 1,2 n$

$$\eta_{рег} = B Q_{рм} (n/n_m) - A (Q_{рм} n/n_m)^2. \quad (3.25)$$

За мінімальну подачу регульованого насоса  $Q_{min}$  приймають витрату дощувальної машини  $Q_{дм}$ . Тоді мінімальна потужність регульованого насоса

$$N_{min} = 9,81 Q_{min} H_{зад} / \eta_{рег1}, \quad (3.26)$$

де  $\eta_{рег1}$  – коефіцієнт корисної дії регульованого насоса при подачі  $Q_{min}$

$$\eta_{рег1} = B Q_{min} (n/n_{рег1}) - A (Q_{min} n/n_{рег1})^2, \quad (3.27)$$

причому необхідна частота обертання регульованого насоса при подачі  $Q_{min}$



$$n_{\text{перл}} = n \sqrt{\frac{H_{\text{зад}} + S_{\phi} Q_{\text{мін}}^2}{H_{\phi}}}. \quad (3.28)$$

Спеціальні пристрої переводять числові значення  $H_{\text{зад}}$ ,  $N_{\text{max}}$  і  $N_{\text{мін}}$  в аналоговий вигляд і задають системі автоматики. Ці уставки діють до наступного опитування радіомаяків.

Регулювання подачі насосної станції здійснюється як при звичайному плавно-ступінчастому регулюванні [97]. Ступінчаста зміна подачі відбувається при зміні кількості працюючих насосних агрегатів, рис. 3.10.

Причому за допомогою перетворювача потужності (наприклад типу Е-859), який встановлено на регульованому насосному агрегаті, визначається поточне значення потужності  $N_i$  і порівнюється з граничними значеннями. Якщо  $N_i > N_{\text{max}}$ , що свідчить про перевантаження регульованого насосного агрегату, то вмикається наступний основний насос, який має найменший період напрацювання. Якщо  $N_i < N_{\text{мін}}$ , тобто регульований насос недовантажений, то вимикається один з працюючих основних насосів, який має найбільше напрацювання.

Плавне регулювання подачі насосної станції здійснюється шляхом підтримки значення поточного напору насосної станції  $H_i$  за допомогою датчика тиску, наприклад, типу МП 22518 зі стандартним аналоговим вихідним сигналом 0...5 мА.

Цей датчик працює сумісно з регулятором тиску типу БРН-2-АИ. При  $H_i < H_{\text{зад}}$  частота обертів регульованого насоса збільшується і навпаки при  $H_i > H_{\text{зад}}$  частота обертів регульованого насоса повинна зменшуватися. Такі процеси здійснюються відповідними схемами автоматики АТЕП насоса.

Дана система автоматичного управління насосною станцією забезпечує: економію електроенергії в розмірі 15–20% в порівнянні з відомими системами і може бути використана на зрошувальних мережах з дощувальними машинами, перед якими встановлені регулятори тиску «після себе»; можливість періодичного дозаповнення закритої зрошувальної мережі насосом зі зниженою частотою обертання, що усуває необхідність застосування спеціальних пристроїв для здійснення цих режимів роботи; плавні пуски і зупинки насосних агрегатів, що підвищує ресурс роботи обладнання і надійність закритої зрошувальної мережі; зниження витрат на ремонт обладнання і мережі у 2,5 рази.

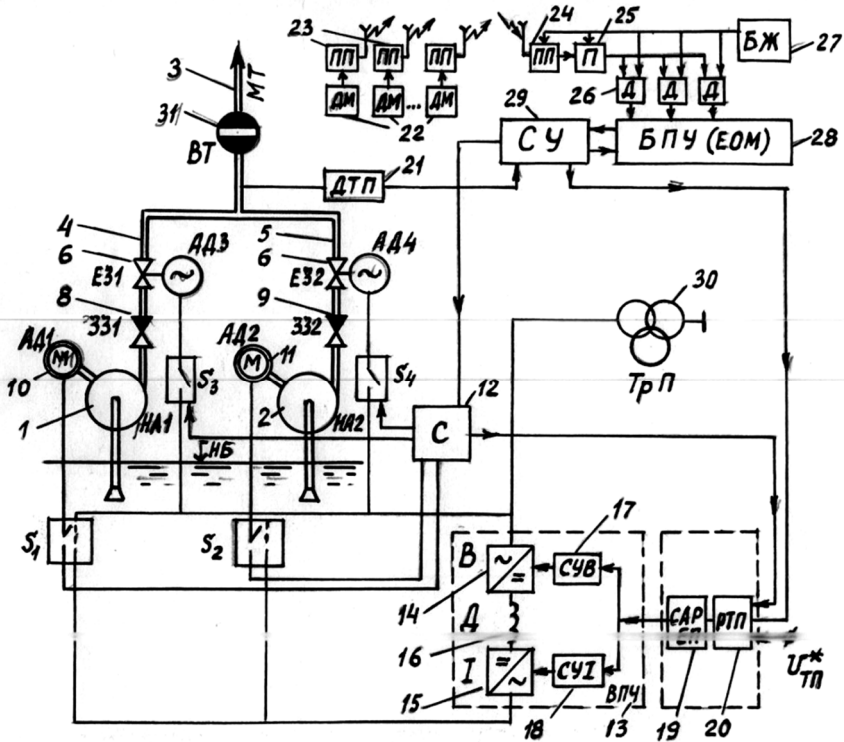


Рис. 3.10. Схема регулювання подачі насосної станції за кількістю і місцями розташування дощувальних машин:

*ТрП* – понижуюча трансформаторна підстанція; *ВП* – вентильний перетворювач частоти, який складається з керованого випрямляча *В*, автономного інвертора *І*, дроселя згладжування *Д*; *СУВ* і *СВІ* – системи автоматичного управління випрямлячем і інвертором; *САР ЕП* – система автоматичного регулювання електроприводу; *РТП* і *ДТП* – регулятор і датчик технологічного параметра; *МТ* – магістральний трубопровід; *ЗЗ* – зворотний затвор; *ЕЗ* – електрифікований затвор; *АД* – асинхронні привідні двигуни затворів і насосів; *С* – пристрій селективного підключення двигунів насосів до шин перетворювача частоти або мережі; *ДМ* – дощувальна машина; *ПП* – приймально-передавальні пристрої; *П* – підсилювач; *Д* – дешифратор; *БЖ* – блок живлення; *БПВ* – блок програмованого управління (електронно-обчислювальна машина); *СУ* – станція управління

Спосіб автоматизованого регулювання подачі насосної станції за кількістю і розташуванням дощувальних машин захищений деклараційним патентом на корисну модель [281].

Для розглянутого прикладу закритої зрошувальної мережі [276] регулювання подачі насосної станції за цією методикою за рік дає економію електроенергії – 48900 кВт·год у порівнянні з варіантом ступінчастого регулювання подачі НС за струмом електродвигуна.

### **3.6. Особливості роботи регульованих насосних агрегатів з тиристорними перетворювачами частоти**

Практика експлуатації насосних станцій підкачки (ПНС) закритих зрошувальних мереж (ЗЗМ) показує, що навіть при наявності систем автоматизації, технологія управління далека від досконалої. Існуючі схеми автоматичного управління роботою насосної станції, які базуються на підтримці сталого значення розрахункового напору  $H_p$ , приводять до значних втрат електроенергії на подолання надлишкової частини напору [97; 53; 279].

Перспективним з точки зору енергоефективності є розробка таких раціональних технологічних схем управління роботою насосної станції, які призводять до суттєвого енергозбереження при забезпеченні нормальної роботи дощувальних машин (ДМ). [276; 280; 281].

Значне збереження електроенергії досягається при використанні інформації про кількість і розташування дощувальних машин для визначення мінімального необхідного напору насосної станції  $H_{pi}$ . Якщо насосна станція забезпечує тільки мінімальний необхідний напір  $H_{pi}$ , то наявні регулятори тиску типу «після себе» перед кожною дощувальною машиною вимушені збільшувати свої відкриття і, тим самим, зменшувати втрати енергії на подолання гідравлічних опорів.

На прикладі існуючого комплексу НСП-ЗЗМ, який розглянуто в роботі [359], рис. 3.11, покажемо, що досягнення економічного ефекту можливе навіть при ручному управлінні роботою НСП, якщо один з насосів має електропривод з тиристорним перетворювачем частоти електричного струму [165].

За результатами гідравлічного розрахунку ЗЗМ при максимальній кількості працюючих насосів  $Z_{ДМ}= 4$  шт і максимальній подачі насосної станції  $Q_{max}= 0,3852$  м<sup>3</sup>/с отримано домінуючий гідрант – вузол 11 і розрахунковий напір  $H_p=93,5$  м. Закрита зрошувальна мережа виконана з азбестоцементних труб, її параметри наведені в таблиці 3.3.



Рис. 3.11. Схема закритої зрошувальної мережі з дощувальними машинами «Фрегат» трьох модифікацій: ДМУ Б 463-90; ДМУ Б 409-80; ДМУ А 362-50

Таблиця 3.3

Параметри закритої зрошувальної мережі

Номер вузла	Умовний діаметр $D_y$ , м	Внутрішній діаметр $D_6$ , м	Можливий відбір води $Q_{ДМ}$ , м <sup>3</sup> /с	Відмітка по верхній землі, м	Вільний напір ДМ $H_6$ , м	Довжина ділянки $L_j$ , м	Коефіцієнт витрати ділянки $K$ , с <sup>2</sup> /м <sup>5</sup>
1	0	0	0	138,9	0	0	0
2	0,5	0,456	0	136,0	0	250	15
3	0,5	0,456	0,086	139,6	56,8	450	31
4	0,5	0,456	0,096	136,9	61,8	540	34
5	0,3	0,279	0,086	140,4	56,8	880	766
6	0,25	0,235	0,054	140,1	52,9	840	1814
7	0,4	0,368	0,096	139,6	61,8	985	197
8	0,5	0,456	0,096	138,1	61,8	980	65
9	0,3	0,279	0,096	139,1	61,8	980	840
10	0,4	0,368	0,096	137,6	61,8	995	199
11	0,3	0,279	0,096	137,0	61,8	1100	943

На насосній станції встановлено чотири насоса ЦН-400-105 з номінальною частотою обертання  $n = 1450$  об/хв і діаметром робочого ко-

леса  $D_{pk}=425$  мм. За результатами розрахунків для забезпечення необхідної подачі одного насоса  $Q_n = Q_{max}/4=0,0963$  м<sup>3</sup>/с робочі колеса цих насосів необхідно обточити до діаметра  $D_{об}=408$  мм.

За програмою ZZM1.BAS [77] було розраховано 146 режимів роботи НСП для всіх можливих варіантів роботи дощувальних машин, а саме за кількістю машин від 1 до 4 штук при різних розташуваннях на вузлах 2–11, див. рис 3.11. При цьому враховувалося, що дві дощувальні машини обслуговують по два поля, тобто працюють гідранти 3 або 5 і 7 або 8. Крім того, дощувальні машини мають різну продуктивність  $Q_{DM}$  і вільний напір  $H_v$ , таблиця 3.3, що також враховувалося.

Таблиця 3.4

Параметри дощувальних машин «Фрегат»

Тип дощувальної машини	Радіус поливу $R$ , м	Продуктивність $Q_{DM}$ , м <sup>3</sup> /с	Вільний напір $H_v$ , м
ДМУ Б 463-90	463	0,09	52,9
ДМУ Б 409-80	409	0,08	56,8
ДМУ А 362-50	362	0,05	61,8

За результати виконаних розрахунків для всіх можливих варіантів по кількості і розташуванню дощувальних машин наведені параметри раціональних режимів управління роботою розглядуваної насосної станції. По цим даним на рис. 3.12 побудовані робочі точки для всіх 146 режимів і за допомогою огинаючих ліній визначено поле можливих робочих режимів роботи насосної станції на задану закриту зрошувальну мережу.

При ручному управлінні насосними агрегатами для відомої кількості працюючих дощувальних машин і їх розташування знаходять значення необхідної кількості працюючих основних насосів  $Z_{ni}$ , необхідний розрахунковий напір  $H_{pi}$  і частоту обертання регульованого насоса  $n_{рег i}$ . Далі вмикають необхідну кількість основних насосів  $Z_{ni}$  і, якщо є тахометр на регульованому насосі, змінюють частоту обертання регульованого насоса до значення  $n_{рег i}$ , при цьому необхідний напір насосів  $H_{pi}$  встановиться за рахунок зміни гідравлічного режиму закритої зрошувальної мережі і регуляторів тиску.

Якщо на регульованому насосному агрегаті тахометр відсутній, то після вмикання необхідної кількості основних насосів  $Z_{ni}$ , регулюють частоту обертання регульованого насоса таким чином, щоб манометр на його напірній лінії показував необхідний манометричний напір  $H_{ман i}$ , який відповідає залежності

$$H_{\text{ман } i} = H_{pi} - h_{\text{пер}} - h_{\text{ем}} + \Delta h_{pm}, \quad (3.29)$$

де  $h_{\text{пер}}$  – перевищення віссю манометра відмітки нижнього б'єфу насосної станції,  $h_{\text{ем}}$  – втрати напору у всмоктувальних трубопроводах при заданій подачі насосної станції,  $\Delta h_{pm}$  – втрати напору на повністю відкритому регуляторі тиску.

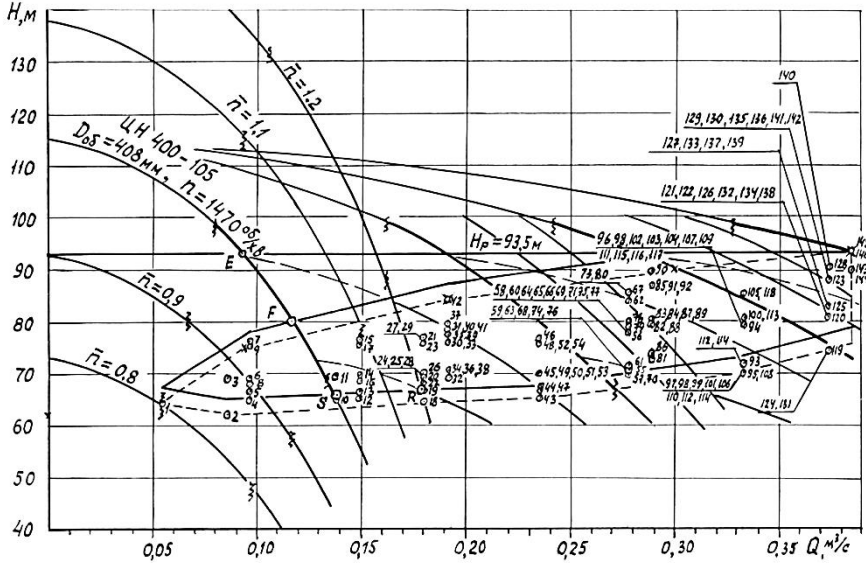


Рис. 3.12. Графік паралельної роботи насосних агрегатів на закриту зрошувальну мережу, яка представлена полем робочих режимів

Таким чином, при регулюванні подачі насосної станції за розглянутим способом практично на всіх режимах роботи (крім максимальної подачі – режими 145 і 146) спостерігається суттєве зменшення необхідної потужності, що говорить про достатню ефективність запропонованого методу.

### Висновки:

З метою підвищення енергоефективності роботи ЗЗМ доцільно розробка нових схема автоматизації заповнення і роботи мережі, та доцільність дообладнання НС засобами регулювання частоти обертання насосного агрегату.

1. На основі проведеного аналізу існуючих схем автоматизації роботи насосних станцій визначено, що з метою мінімізації втрат напору при роботі насосного агрегату доцільно встановлення регуляторів

частоти обертання насоса в комплексі із методикою визначення розрахункового напору НС.

2. Розроблена методика визначення параметрів сумісної роботи насосної станції та напірної мережі, яка відрізняється визначенням розрахункового напору для усіх можливих варіантів роботи дощувальних машин та запровадження поля необхідних напорів, що на відміну від існуючої методики в більшості випадків варіантів роботи дощувальних машин, менше розрахункового за існуючою методикою.

3. Обґрунтована можливість заповнення та періодичного поповнення водою ЗЗМ за допомогою насоса зі зниженою частотою обертання, що усуває необхідність застосування додаткових спеціальних пристроїв для виконання цих режимів роботи та відповідно зменшує непродуктивні втрати електричної енергії, дозволяє здійснювати плавні пуски і зупинки насосних агрегатів, що підвищує ресурс роботи обладнання і надійність закритої мережі та скорочує експлуатаційні витрати.

4. На основі удосконалених принципів автоматизації НС щодо врахування енергоефективних параметрів основних технічних елементів ЗЗМ та сумісної їх роботи в різних режимах, обґрунтовано енергоефективні параметри системи автоматизації ЗЗМ з урахуванням формування параметрів її основних складових технічних елементів з використанням пристроїв регулювання частоти обертання насосного агрегату. Це дає змогу обґрунтувати необхідність проведення періодичного додаткового заповнення водою ЗЗМ за допомогою насоса зі зниженою частотою обертання, внаслідок чого витрати на ремонт обладнання і мережі знижуються у 2,5 рази, а електричної енергії від 4% до 20%.

## 4. ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРУБОПРОВІДІВ ЗАКРИТОЇ ЗРОШУВАЛЬНОЇ МЕРЕЖІ

### 4.1. Вихідні передумови гідравлічного розрахунку закритих зрошувальних мереж

З метою обґрунтування ресурсоекономних режимів роботи насосної станції розглянемо особливості гідравлічного розрахунку закритих зрошувальних мереж (ЗЗМ) на прикладі, який наведений в [53].

Приклад. Визначити напір насосної станції ЗЗМ, схема якої наведена на рис. 4.1.

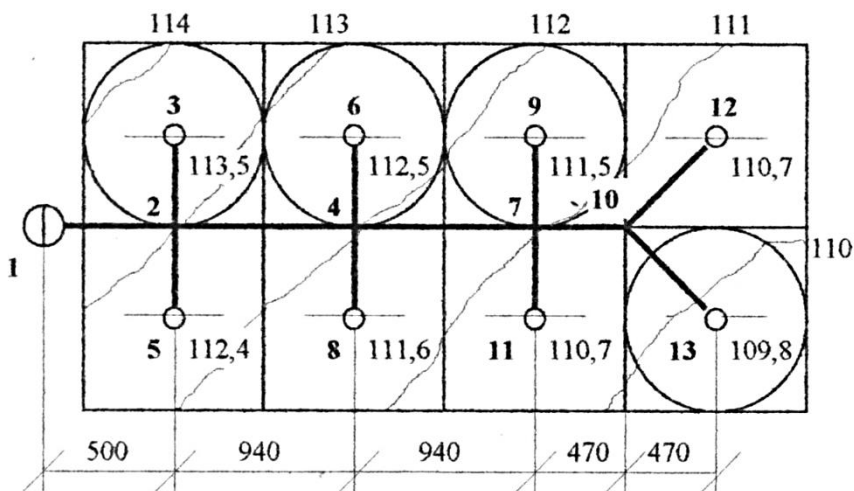


Рис. 4.1. Схема закритої зрошувальної мережі

Максимальна кількість одночасно працюючих дощувальних машин  $n_{\text{ДМ}} = 4$  шт, витрата дощувальної машини  $Q_{\text{ДМ}} = 72$  л/с, вільний напір на гідранті  $H_6 = 56$  м. Розрахункова мінімальна відмітка води у нижньому б'єфі насосної станції 110 м.

Розв'язок. За формулою (1.7) при  $k = 1,05$  знаходимо максимальну подачу насосної станції  $Q_{\text{max}} = k Q_{\text{ДМ}} n_{\text{ДМ}} = 1,05 \cdot 72 \cdot 4 = 302,4$  л/с. Для трубопроводів ЗЗМ приймаємо азбестоцементні труби марки ВТ-9. Визначення витрат води і втрат напору на ділянках ЗЗМ за формулою  $h_{Wj} = 1,1 \cdot 1000 \cdot i \cdot l_j$  зводимо в таблицю 4.1.



Повузлове порівняння положень п'езометричних ліній виконуємо у формі таблиці 4.2.

Таблиця 4.1

Визначення втрат напору на ділянках закритої зрошувальної мережі								
Ви- трата $Q$ , л/с	Діаметр трубоп- роводу $D$ , мм	Втрати напору на 1 км $1000i$ , м	Номер ділянки $j$	Дов- жина діля- нки, $l_j$ , км	Втрати на- пору на діля- нці $h_w$ , м			
75,6	300	5,11	3	0,47	2,64			
			5	0,47	2,64			
			6	0,47	2,64			
			8	0,47	2,64			
			9	0,47	2,64			
			11	0,47	2,64			
			12	0,47	3,76			
			13	0,47	3,76			
			151,2	400	4,76	10	0,47	2,46
			302,4	500	5,98	7	0,94	6,18
						4	0,94	6,18
						2	0,50	3,20

Таблиця 4.2

Визначення диктуючого гідранта					
Но- мер вуз- лів	Но- мери діля- нок	Відмітка п'езо- метрів в кінці ділянок, м	Втрата напору на діля- нці $h_w$ , м	Відмітка п'езометрів на початку діля- нки $\downarrow u$ , м	Дикту- ючий гідрант
10	12	166,7	3,76	170,46	2
	11	165,8	3,76	169,56	-
7	9	167,5	2,64	170,14	-
	10	170,46	2,46	172,92	12
	11	167,6	2,64	170,24	-
4	6	168,5	2,64	171,14	-
	7	172,92	6,18	179,10	12
	8	167,6	2,64	170,24	-
2	3	169,5	2,64	172,14	-
	4	179,1	6,18	185,28	12
	5	168,4	2,64	171,04	-
1	2	185,28	3,29	188,57	12

За даними таблиці 4.2 визначаємо, що диктуючим є гідрант 12. максимальна відмітка п'єзометричної лінії  $\downarrow ПЛ_{НС} = 188,57$  м, а розрахункова траса проходить вузлами 1-2-4-7-10-12. Розрахунковий напір насосної станції  $H_p$  визначаємо при  $h_{cm} = 2$  м

$$H_p = \downarrow ПЛ_{НС} - \downarrow НБ_{min} + h_{cm} (Q_{НС} / Q_{max})^2 = 188,5 - 110 + 2 = 80,57 \text{ м.}$$

Найбільші необхідні напори при різній кількості працюючих дощувальних машин знаходимо, зупиняючи послідовно дощувальні машини, які розташовані ближче до насосної станції, і тим самим зменшуючи витрати води на відповідних ділянках. Розрахунок зводять у таблицю 4.3.

Найменші необхідні напори насосів при різній кількості працюючих дощувальних машин можна отримати, якщо послідовно пускати в роботу ті дощувальні машини, що розміщені найближче до насосної станції і мають менші відмітки поверхні землі. Результати розрахунків також наведені в таблиці 4.3.

За даними таблиці 4.3 на рис. 4.3 побудовано поле подач і напорів, які повинні забезпечувати насоси, що подають воду у ЗЗМ.

Розглянута методика розрахунків дозволяє: визначати напір насосної станції при будь-якому розташуванні дощувальних машин. Наприклад при роботі трьох дощувальних машин на гідрантах 6, 9, 11 з витратою 226,8 л/с одержимо напір 69,42 м, див. рис. 4.3 (точка А), який знаходиться у визначеному полі змін напорів і подач насосів.

Розглянуті розрахунки полегшуються використанням розробленої програми «ZZM1 BAS», яка дозволяє також знаходити напір насосної станції при заданих кількості і місцях розташування дощувальних машин. Особливістю даної програми є те, що топологія тупикової зрошувальної мережі і всі вихідні дані подаються у вигляді одномірних масивів. З цією метою необхідно використати структурування ЗЗМ, тобто виділити рівні розгалуження трубопроводів, пронумерувати вузли мережі зліва на право, починаючи з першого вузла (насосна станція). Номер останнього вузла ЗЗМ-NM визначає розмірність масивів вихідних даних, рис. 4.4.

В вихідних даних визначають такі масиви:  $G(N)$  – ознаки вузлів розгалужень ( $G=0$  тупик,  $G=1$  одна гілка,  $G=2$  дві гілки,  $G=3$  три гілки),  $PR(N)$  – ознаки наявності відборів води з вузла ( $PR=1$  при відборі води,  $PR=0$  без відбору води),  $PZ(N)$  – відмітки поверхні ґрунту у вузлах (м),  $AK(N)$  – коефіцієнти опору ділянок водогону ( $м/[м^3/с]^2$ ).

Таблиця 4.3

Подача насосної станції	Визначення напорів насосної станції						Напір $H$ , м
	Параметри	Ділянки розрахункової траси					
$Q$ , л/с	ділянки	12	10	7	4	2	
1	2	3	4	5	6	7	8
302,4 (4 ДМ)	$l_l$ , км	0,67	0,47	0,94	0,94	0,5	
	$D_j$ , мм	300	400	500	500	500	
	$Q$ , л/с	75,6	151,2	302,4	302,4	302,4	
	1000 $i$ , м	5,11	4,76	5,98	5,98	5,98	
	$h_{vj}$ , м	3,76	2,46	6,18	6,18	3,29	
	$\downarrow y$ , м	172,92	172,92	179,10	185,98	188,57	80,57
226,8 (3 ДМ)	$Q$ , л/с	75,6	151,2	226,8	226,8	226,8	
	1000 $i$ , м	5,11	4,76	3,51	3,51	3,51	
	$h_{vj}$ , м	3,76	2,46	3,63	3,63	1,93	
	$\downarrow y$ , м	170,46	172,92	176,55	180,18	182,11	74,11
151,2 (2 ДМ)	$Q$ , л/с	75,6	151,2	151,6	151,2	151,2	
	1000 $i$ , м	5,11	4,76	1,67	1,67	1,67	
	$h_{vj}$ , м	3,76	2,46	1,72	1,72	0,92	
	$\downarrow y$ , м	170,46	172,92	174,64	176,16	177,28	69,28
75,6 (1 ДМ)	$Q$ , л/с	75,6	75,6	75,6	75,6	75,6	
	1000 $i$ , м	5,11	1,35	0,475	0,475	0,475	
	$h_{vj}$ , м	3,76	0,7	0,49	0,49	0,26	
	$\downarrow y$ , м	170,46	171,16	171,65	172,14	172,4	64,4
0	$Q$ , л/с	0	0	0	0	0	0
	$\downarrow y$ , м	166,7	166,7	166,7	166,7	166,7	56,7

продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8
75,6	$Q$ , л/с	0	0	0	0	75,6	
(1 ДМ, 5 гідрант)	$\downarrow y$ , м	-	-	-	-	171,3	64,3
151,2	$Q$ , л/с	0	0	0	0	151,2	
(2 ДМ гідранти 3, 5)	$\downarrow y$ , м	-	-	-	-	171,96	64,96
226,8	$Q$ , л/с	0	0	0	75,6	226,8	
(3 ДМ гідранти 3, 5, 8)	1000 $i$ , м	-	-	-	0,475	3,51	
	$h_{wj}$ , м	-	-	-	0,49	1,93	
	$\downarrow y$ , м	-	-	-	170,73	172,66	64,66
302,4	$Q$ , л/с	0	0	0	151,2	302,4	
(4 ДМ гідранти 3, 4, 6, 8)	1000 $i$ , м	-	-	-	1,67	5,98	
	$h_{wj}$ , м	-	-	-	1,72	3,20	
	$\downarrow y$ , м	-	-	-	171,96	175,25	67,25

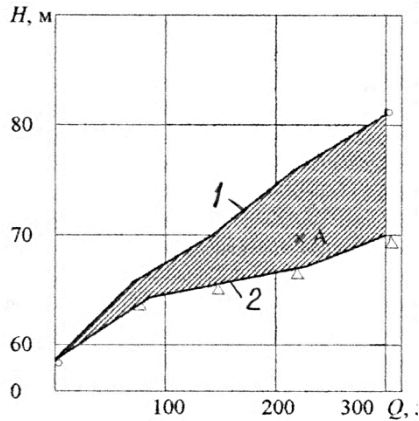


Рис. 4.3. Поле подачі і напорів, які повинні забезпечити насоси, що подають воду в ЗЗМ: 1 – характеристика ЗЗМ при віддаленому від насосної станції розташуванні ДМ; 2 – те саме при розташуванні ЗЗМ поблизу насосної станції

Коефіцієнти опору ділянок водогону  $K$  знаходять попередньо за формулами

$$K = 1.1A \cdot L, \quad (4.1)$$

або

$$K = 1,1 \cdot 1000i \cdot L / Q^2. \quad (4.2)$$

Необхідно визначити масив  $M(J)$ , який вказує кількість вузлів на кожному рівні розгалуження. Крім того в вихідних даних необхідно зазначити кількість рівнів розгалуження  $JM$ , максимальну кількість вузлів  $NM$ , максимальну подачу насосної станції  $QM$  ( $m^3/c$ ), мінімальну відмітку води в нижньому б'єфі ННВ (м), витрату дощувальної машини  $QDM$  ( $m^3/c$ ) і вільний напір гідранта  $HBL$  (м).

Результати розрахунків за програмою «ZZM1 BAS» розглянутого прикладу мало відрізняються від результатів наведених ручних розрахунків.

Таким чином, використання розробленого методу розрахунків і програми «ZZM1 BAS» дозволяє за допомогою ЕОМ обчислювати в реальному масштабі часу необхідну подачу і напір насосів за кількістю і місцем розташування дощувальних машин і створити гнучкий алгоритм автоматизації роботи насосної станції, який суттєво зменшить енерговитрати на подачу води.

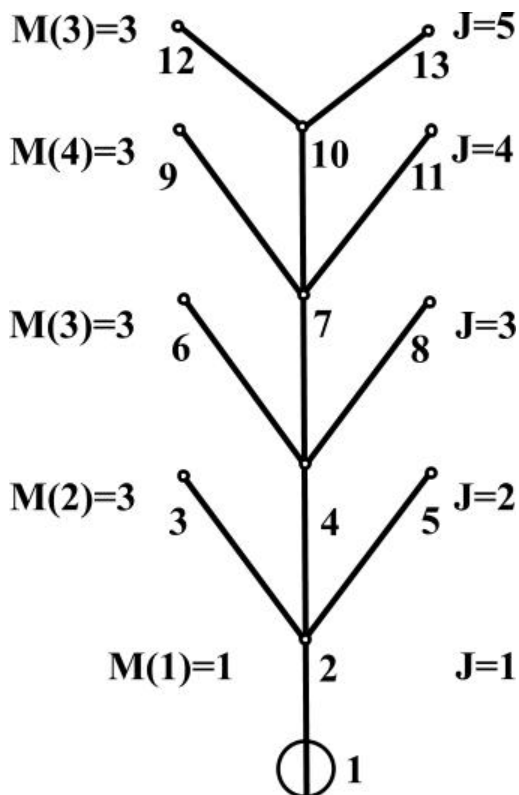


Рис. 4.4. Структурована схема закритої зрошувальної мережі

#### 4.2. Аналіз конфігурації закритих зрошувальних мереж

Закриті зрошувальні системи з широкозахватними дощувальними машинами дозволяють значно підвищити продуктивність праці. Закрита трубопровідна мережа має значні переваги над відкритими каналами. Вона дозволяє зменшити непродуктивні скиди води, економно використати земляні ділянки, поліпшити умови механізації обробки ґрунту. Трубопроводи можна прокладати за похилами рельєфу. При будіванні мережі використовують труби металеві, азбестоцементні, залізобетонні, пластмасові тощо. Нещодавно в Україні з 2,45 млн га зрошувальних земель закриту зрошувальну мережу (ЗЗМ) мали 1,9 млн тобто 78%. Досвід раціонального проектування та експлуатації закритих зрошувальних систем ще недостатній. Однією з важливих задач при дощу-

ванні широкозахватною технікою є визначення раціонального планового розташування закритої мережі, тобто її конфігурації. Аналіз матеріалів різних проектних організацій доводить, що більшість ЗЗМ не мають оптимальних схем. Вирівнювання деяких ділянок мережі дозволяє отримати економію до 7–20% за рахунок скорочення довжини труб [266].

Використовуючи метод порівняння варіантів [267], розглянуто конфігурації ЗЗМ для різної кількості позицій розташування дощувальних машин «Фрегат» від найпростіших до складних, в тому числі стандартних Т, Ш, П подібних [265; 266].

Гідравлічні розрахунки ЗЗМ виконувалися на ЕОМ за допомогою програми «ZZM1.BAS» [53], яка була доповнена трьома блоками:

Перший блок. Визначення умовних і внутрішніх діаметрів та вартості 1 п. м трубопроводу на ділянках ЗЗМ виконувалося згідно табл. 4.4 в залежності від розрахункової витрати  $Q$  [51; 53; 267].

Другий блок. Визначення втрат напору на ділянках ЗЗМ виконувалося за формулою

$$h_w = K \cdot Q^2, \quad (4.3)$$

де  $Q$  – розрахункова витрата води на ділянці ЗЗМ, м<sup>3</sup>/с;  $K$  – модуль витрати, с<sup>2</sup>/м<sup>5</sup>. Модулі витрат, згідно з рекомендаціями [74], визначалися за формулами для азбестоцементних труб

$$K = \frac{l}{Q^2} \cdot 0,000561 \cdot \frac{v^2}{d_p^{1,19}} \cdot \left(1 + \frac{3,51}{v}\right)^{0,19}, \quad (4.4)$$

для залізобетонних труб

$$K = \frac{l \cdot \varphi}{Q^2} \cdot 0,000802 \cdot \frac{v^2}{d_p^{1,19}} \cdot \left(1 + \frac{3,51}{v}\right)^{0,19}, \quad (4.5)$$

де  $l$  – довжина ділянки ЗЗМ, м;  $d_p$  – внутрішній діаметр трубопроводу, м;  $v$  – швидкість води, м/с;  $\varphi$  – коефіцієнт якості внутрішньої поверхні залізобетонних труб,  $\varphi = 0,915$ .

Швидкість води визначалась за формулою

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_p^2}. \quad (4.6)$$

Третій блок. Визначення приведених затрат виконували за формулою

$$Z_n = C + E_n \cdot K, \quad (4.7)$$

де  $C$  – річні експлуатаційні витрати,  $K$  – капіталовкладення,  $E_n$  – коефіцієнт порівняльної економічної ефективності.

Таблиця 4.4

Параметри трубопроводів на ділянках ЗЗМ			
Діапазон зміни витрати $Q$ , л/с	Умовний діаметр труби $D$ , мм	Внутрішній діаметр труби $d_p$ , мм	Вартість одного погонного метра трубопроводу $C_j$ , грн
Азбестоцементні труби (ВТ-9)			
$5,8 < Q < 9,8$	100	100	12,4
$9,8 < Q < 22$	150	140	14,2
$22 < Q < 44$	200	189	16,8
$44 < Q < 72$	250	235	19,8
$72 < Q < 106$	300	279	23,4
$106 < Q < 146$	350	322	27,5
$146 < Q < 221$	400	368	32,2
$221 < Q < 491$	500	456	42,8
Залізобетонні труби			
$491 < Q < 580$	600	600	66,83
$580 < Q < 980$	800	800	101,25
$980 < Q < 1560$	1000	1000	140,40
$1560 < Q < 1920$	1200	1200	185,63
$1920 < Q < 2720$	1400	1400	238,95
$2720 < Q < 5660$	1600	1600	303,75

Капіталовкладення для розглядуваних мереж враховують сумарну вартість труб на всіх ділянках ЗЗМ

$$C_s = \sum_{N=1}^{N=N_{\max}} C_N \cdot l_N, \quad (4.8)$$

де  $C_N$  – вартість одного погонного метра прийнятого діаметра труби,  $l_N$  – довжина ділянки, м.

Капіталовкладення з урахуванням затрат за главами 1-12 кошторису становлять [49]

$$K = 1,6 \cdot C_s. \quad (4.9)$$

Річні експлуатаційні витрати складаються з вартості електроенергії  $C_E$  і відрахувань на відновлення і ремонти  $C_a$

$$C = C_E + C_a, \quad (4.10)$$

$$C_a = 0,041 \cdot K, \quad (4.11)$$

$$C_E = a_o \cdot E, \quad (4.12)$$

де  $a_o$  – вартість 1 кВт·год електроенергії,  $E$  – кількість спожитої за рік електроенергії, яку визначають такими залежностями:

$$E = N_p \cdot T_o, \quad (4.13)$$

$$N_p = f \cdot N_{\max}, \quad (4.14)$$



$$N_{max} = \frac{9,81 \cdot Q_{max} \cdot H_p}{\eta}, \quad (4.15)$$

$$f = \alpha \cdot \beta, \quad (4.16)$$

де  $T_6$  – період можливої роботи насосної станції на протязі року;  $f$  – коефіцієнт експлуатації насосної станції;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії насоса;  $\alpha$  – коефіцієнт використання потужності;  $\beta$  – коефіцієнт використання насосної станції;  $Q_{max}$  – максимальна витрата ЗЗМ;  $H_p$  – розрахунковий напір насосної станції.

Порівняння варіантів проводилося за відносними питомими приведеними витратами, які визначалися за формулою

$$Z_F = \frac{Z_n}{F \cdot Z_{F0}}, \quad (4.17)$$

де  $Z_{F0} = \frac{Z_{n0}}{F}$  – базове значення питомих приведених затрат.

Для порівняння розрахунків за даними [267] прийнята модель дощувальної машини «Фрегат» ДМУ Б 463-60, для якої радіус поливу  $R = 463,2$  м; витрата  $Q_{dm} = 60$  л/с; вільний напір 54 м, площа зрошення  $F = 75$  га. Розміщення дощувальних машин і відмітки поверхні землі приймалися відповідно за двома варіантами схем рис. 4.5.

Мінімальна відмітка води в джерелі водозабору  $\downarrow HB_{min} = 100$  м, а максимальна  $\downarrow HB_{max} = 100,5$  м.

Кількість позицій розміщення дощувальних машин позначалася  $Z_n$ , максимальна кількість одночасно працюючих дощувальних машин  $Z_m$ .

Для визначення приведених затрат приймаються такі вихідні дані:

- коефіцієнт корисної дії насосного агрегату  $\eta = 0,8$ ;
- коефіцієнт використання потужності НС  $\alpha = 0,7$ ;
- коефіцієнт використання НС  $\beta = 0,5$ ;
- коефіцієнт експлуатації НС  $f = \alpha \cdot \beta = 0,35$ ;
- тривалість можливої роботи НС  $T_a = 3760$  год;
- вартість 1 кВт·год електроенергії  $C_o = 0,03$  грн/кВт·год;
- коефіцієнт відрахування на відновлення і ремонти  $\delta = 0,041$ ;
- коефіцієнт порівняльної економічної ефективності  $E_n = 0,08$ ;
- базове значення питомих приведених затрат  $Z_{F0} = 147$  грн/га.

Всього розглянуто і розраховано 105 схем конфігурації ЗЗМ.

Аналіз результатів розрахунків показує, що найчастіше більш економічною схемою конфігурації ЗЗМ є Х-подібна (діагональна) схема. Ефективність схем, як правило, зменшується в напрямі Х, Т, Ш, Ж, П, І-подібних схем. На рис. 4.6 приведені залежності відносних питомих приведених затрат  $Z_F$  від площі зрошення, які показують поле змін ефективності схем ЗЗМ. Цей графік підтверджує можливість удосконалення існуючих конфігурацій схем ЗЗМ з економічною ефективністю 7–20%.

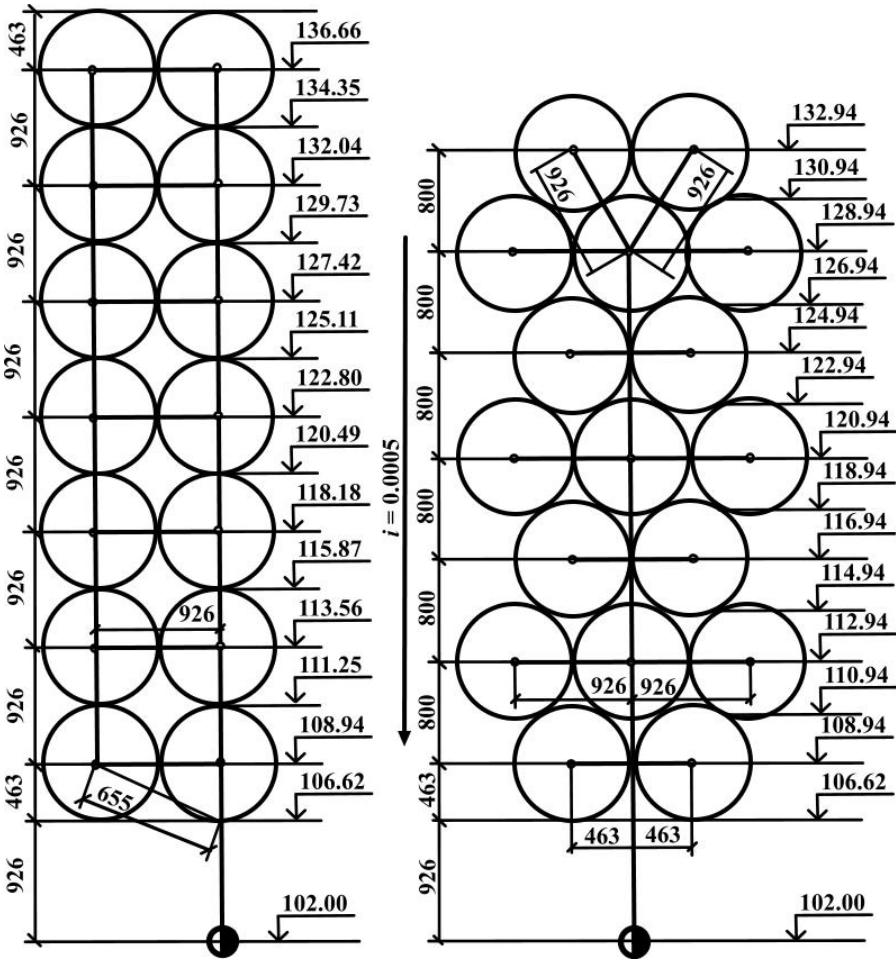


Рис. 4.5. Схеми розміщення дощувальних машин

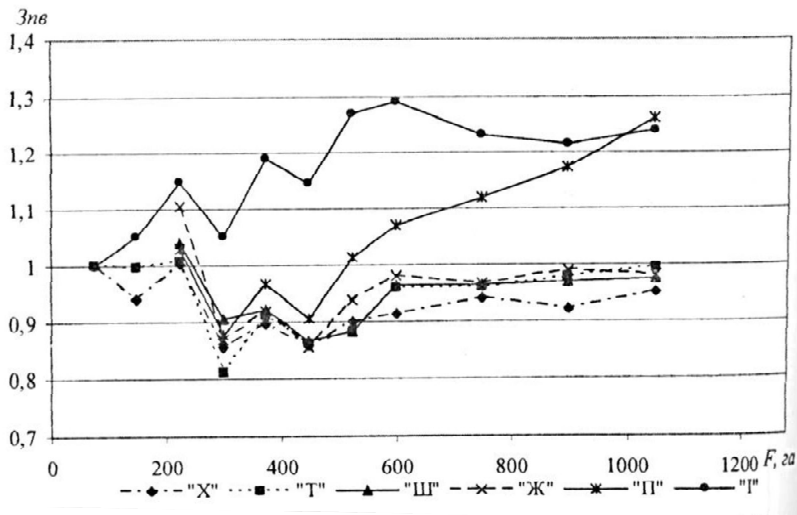


Рис. 4.6. Графіки зміни відносних питомих приведених затрат в залежності від площі зрошення для різних типів конфігурації мережі

#### 4.3. Оптимальний діаметр напірних трубопроводів насосних станцій

Для визначення оптимального діаметра напірного трубопроводу необхідно знати середньо-кубічну витрату трубопроводу  $q_{pm}$  [47; 353]. Ця витрата визначається кількістю енергії, яка споживається при підніманні води. Оскільки у всіх розглядуваних при цьому варіантах трубопроводів значення геодезичної висоти підйому буде одним і тим же, то порівнювати можливо тільки енергію  $E_T$ , яка витрачається на втрати напору в трубопроводі. В загальному вигляді

$$E_T = \int_{t=0}^T (\rho g Q h_T / 1000 \eta_{Hy}) dt = (\rho g S / 1000 \eta_{Hy}) \int_{t=0}^T Q^3 dt = (9,81 A / \eta_{Hy}) \int_{t=0}^T Q^3 dt. \quad (4.18)$$

де  $T$  – тривалість роботи трубопроводу на протязі року, год;  $\rho$  – густина води,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $Q$  – витрати води в трубопроводі,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $h_T$  – втрати напору в трубопроводі, м,  $h_T = SQ^2$ ;  $\eta_{Hy}$  – ККД насосної установки. Вважаючи, що оптимізаційні розрахунки виконуються для 1 п м трубопроводу, можливо величину  $S$  прийняти рівним питомому опору  $A$  для даного трубопроводу.

Позначив  $q_{рт}^3 = \int_{t=0}^T Q^3 dt/T$ , формулу (4.18) можливо записати в спрощеному вигляді

$$E_T = (9,81A/\eta_{\text{н\у}})q_{рт}^3 T, \quad (4.19)$$

де  $q_{рт}$  – середньо-кубічна витрата трубопроводу, м<sup>3</sup>/с.

Звичайно графіки водоподачі мають ступінчастий вигляд, тому формула для визначення  $q_{рт}$  приймає такий вигляд

$$q_{рт} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k Q_i^3 t_i/T}, \quad (4.20)$$

де  $k$  – число періодів графіка;  $i$  – порядковий номер графіка водоподачі;  $Q_i$  – расход води для  $i$  – того періоду, м<sup>3</sup>/с;  $t_i$  – тривалість  $i$ -того періоду, діб.

Необхідно наголосити, що в більшості випадків графік водоподачі не зовсім точно відповідає графіку водоспоживання. В окремі періоди подача води насосами дещо більша або дещо менша водоспоживання, проте об'єм води, який подається за весь зрошувальний період, дорівнює об'єму водоспоживання згідно з графіком.

Значення  $q_{рт}$  залежить від графіка водоподачі, числа ниток напірного трубопроводу  $n$ , насосів і схеми з'єднання. Тому в формулах при розрахунках доцільно виразити витрату води в трубопроводі через середню подачу одного насоса  $Q_n$ , причому  $Q_n = Q_{\text{max}}/Z_n \text{ max}$ , де  $Q_{\text{max}}$  – максимальна ордината графіка водоспоживання;  $Z_n \text{ max}$  – максимальна кількість основних насосів.

При подачі води в індивідуальні трубопроводи, при кількості ниток  $n$ , ступінчастому графіку водоподачі і кількості періодів  $k$ , формула (4.20) приймає вигляд

$$q_{рт} = Q_n \sqrt[3]{(\sum_{i=1}^k a_i t_i)/nT}, \quad (4.21)$$

де  $a_i$  – кількість насосів, які працюють в  $i$  – тому періоді.

При неповному включенні в роботу насосів на трубопроводі

$$q_{рт} = Q_n \sqrt[3]{[\sum_{i=1}^k (\sum_{j=1}^n a_{ij}^3) t_i]/nT}, \quad (4.22)$$

де  $a_{ij}$  – кількість насосів, які працюють в  $i$  – тому періоду на  $j$  – тий трубопровід.

Необхідно зазначити, що при виводі формул було прийнято що всі трубопроводи одного і того ж діаметра і довжини, характеристики насоса ідентичні, а ординати графіка водоподачі відрізняються на значення, які кратні  $Q_n$ .

Для полегшення розрахунків за наведеними формулами надаємо їм спрощеного вигляду

$$q_{\text{пр}} = Q_n \sqrt[3]{(\sum_{i=1}^k \beta_i t_i) / nT}, \quad (4.23)$$

де  $\beta_i$  – коефіцієнт, який залежить від схеми з'єднання насосів з трубопроводами, кількості насосів, які працюють в  $i$ -тому періоді, і приймаються відповідно таблиці 4.6.

Економічну ефективність при реалізації проектів насосних станцій в умовах ринкової економіки визначають з урахуванням фінансових потоків на основі комплексу показників, які встановлюють залежно від стадії проекту та мети оцінки [20; 42; 45]. Основним серед них є чистий дисконтований дохід ( $Ч_{\text{од}}$ ), який обчислюють за формулою

$$Ч_{\text{од}} = \sum_{t=0}^T \frac{P_i}{(1+d)^t}, \quad (4.24)$$

де  $t$  – роки реалізації проекту ( $t = 0 \dots T$ );  $d$  – норма прибутку або коефіцієнт дисконтування;  $P_i$  – чистий грошовий потік у  $t$ -тому періоді (році), який є різницею між сумою притоків (прибутків)  $\Pi_i$  і відтоків (затрат)  $B_i$ , що включають необхідні для реалізації проекту капітальні і поточні затрати.

Нульове значення чистого дисконтованого доходу показує, що надходжень від інноваційного проекту достатньо, щоб відновити вкладений капітал (кошти) і забезпечити мінімально необхідний рівень дохідності від його вкладання. Якщо чиста нинішня вартість проекту позитивна, то він прийнятний для реалізації. Чим вища величина  $Ч_{\text{од}}$ , тим кращим є технічне рішення даного проекту.

У техніко-економічних розрахунків системи подачі води необхідно розглядати як єдиний технологічний комплекс: насосна станція – водоводи. Це зв'язано з необхідністю враховувати змінну складову експлуатаційних витрат – вартість електроенергії на підняття і транспортування води. Тому в розрахунках водоподачі капітальні і поточні затрати повинні включати: будівельну вартість (капітальні затрати)  $K_t$  та витрати, що є складовими тарифу на воду  $C_m$ : амортизаційні відрахування  $Ва_t$ , вартість електроенергії на підняття та транспортування води  $Вел_t$ , витрати на заробітну плату  $Взн_t$  та інші відрахування  $Він_t$ .


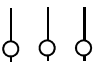

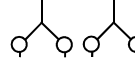
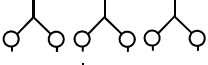

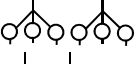
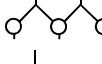
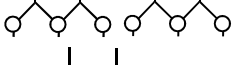


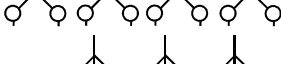

$$P_t = \Pi_t - B_t = \Pi_t - K_t - Ва_t - Вел_t - Взн_t - Він_t. \quad (4.25)$$

Тоді

$$Ч_{\text{од}} = \sum_{t=0}^T \frac{\Pi_t - K_t - Ва_t - Вел_t - Взн_t - Він_t}{(1+d)^t} = \Pi_n - B_n, \quad (4.26)$$

де  $\Pi_n$  і  $B_n$  – дисконтовані величини прибутку і сумарних витрат на початок реалізації проекту, тобто при  $t = 0$ .

Таблиця 4.6

Схема з'єднання насосів і трубопроводів	Значення коефіцієнта $\beta_i$ для визначення середньо-кубічної витрати трубопроводу								
	Значення коефіцієнтів $\beta_i$ при покритті кожного ступеня графіка водоспоживання вказаної кількістю насосів								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1	2							
	1	2	3						
	1	8							
	1	2	9	16					
	1	2	3	10	17	24			
	1	8	27						
	1	2	9	16	35	54			
	0,25	2	5,75						
	0,25	0,5	2,25	4	8,75	13,5			
	0,25	2	6,75	16	31,25				
	0,25	2	6,75	16	31,25	54	85,75		
	1	2	3	4	11	18	25	32	
	1	2	3	10	17	24	53	62	81

Величина дисконтованого прибутку визначається за формулою

$$\Pi_n = \sum_{t=0}^T \frac{\Pi_t}{(1+d)^t} = \sum_{t=0}^T \frac{W_{pt} C_{mt}}{(1+d)^t}, \quad (4.27)$$

де  $W_{pt}$  – реалізація кількості води за  $t$ -й рік;  $C_{mt}$  – тариф на воду в  $t$  – тому році, грн/м<sup>3</sup>.

Дисконтовані сумарні затрати

$$B_n = \sum_{t=0}^T \frac{Kt + Ba_t + Bel_t + Bзnt + Bінт}{(1+d)^t}. \quad (4.28)$$

Величина  $\mathbf{C}_{об}$  згідно формули (4.26) буде найбільшою при мінімумі  $B_n$ . При цьому значення прибутків  $\Pi_n$  за формулою (4.27) повинні бути однаковими при різних величинах діаметрів напірних трубопроводів насосної станції. Це означає, що економічно вигідні (оптимальні) діаметри труб водоводів будуть відповідати мінімуму функцій мети  $B_n$  для пошукового аргументу  $D_{ек}$  за умови врахування тільки тих затрат, які залежать від діаметру труб, а саме

$$B_n = \sum_{t=0}^T \frac{Kt}{(1+d)^t} + \sum_{t=0}^T \frac{Ba_t + Bel_t}{(1+d)^t} = \min. \quad (4.29)$$

Якщо капіталовкладення здійснюються тільки на протязі першого року інвестиційного проекту ( $t=0$ ), то формула (4.29) набуває такого вигляду

$$B_n = K_t + \sum_{t=0}^T \frac{Ba_t + Bel_t}{(1+d)^t} = \min, \quad (4.30)$$

що відповідає рекомендаціям [46].

При виконанні розрахунків на 1 пм трубопроводу капіталовкладення будуть відповідати вартості укладання 1 пм труби  $K$ , а втрати напору  $h_w = Aq_{pm}^2$ . Приймаємо наступний вигляд апроксимуючих залежностей для  $K$  і  $A$  від діаметру трубопроводу  $D$ .

$$K = C_D D^\alpha, \quad (4.31)$$

$$A = B/D^\varepsilon = BD^{-\varepsilon}. \quad (4.32)$$

Параметри цих залежностей отримані в результаті апроксимації даних відповідних сайтів і таблиць [51] і представлені в таблиці 4.7. Вважаючи щорічні затрати ( $Ba_t + Bel_t$ ) постійними, для спрощення виразу вводимо позначення і знаходимо суму членів цього виразу як суму геометричної прогресії

$$S_n = \sum_{t=0}^T \frac{1}{(1+d)^t} = \frac{1 - \left(\frac{1}{1+d}\right)^T}{1 - \frac{1}{1+d}}. \quad (4.32)$$

З урахуванням прийнятих позначень складові цільової функції приймають такий вигляд

$$K_t = K = C_D D^\alpha, \quad (4.33)$$

$$Ba_t = bK = b C_D D^\alpha S_n, \quad (4.34)$$

$$Bel_t = \left(a_{ел} \frac{24gBq_{рт}^3 T_{нс}}{\eta}\right) S_n D^{-\varepsilon}, \quad (4.35)$$

Таблиця 4.7

Параметри залежностей для визначення вартості труб т втрат напору						
Параметри залежності для визначення вартості труб			Параметри коефіцієнта втрат напору $A$ , $\text{с}^2/\text{м}^5$			
Тип труб	$C_D$ , грн/пм	$\alpha$	Джерело – прайси сайтів:	$B$	$\varepsilon$	Джерело-таблиці [176]
Сталеві:						
при товщині стінок						
$\delta=10$ мм	3185	1	<a href="http://kiev.zakupka.com">http://kiev.zakupka.com</a>	0,001735	5,3	с.6, ф-ла (8)
$\delta=20$ мм	6370	1				
$\delta=30$ мм	9555	1				
$\delta=40$ мм	12740	1				
з/бетонні:						
II гр., $p=15$ ат	1636	1,53	<a href="http://www.ukfreewell.com.ua">www.ukfreewell.com.ua</a>	0,001732	5,19	с.17, ф-ла (25)
III гр., $p=10$ ат	1480	1,46				
а/цементні:						
ВТ-6, $p=6$ ат	3294,5	1,67	<a href="http://www.ukfreewell.com.ua">www.ukfreewell.com.ua</a>	0,001212	5,19	с. 14, ф-ла (19)
ВТ-9, $p=9$ ат	4447,1	1,76				
Поліетиленові:						
ПЕ-80,			<a href="http://www.polyplastic.ua">www.polyplastic.ua</a>	0,00111	5,23	с. 19, ф-ла (30)
$p=0,40$ МПа	3294,4	2,0				
$p=0,63$ МПа	5219,0	1,945				
ПЕ-100,						
$p=0,63$ МПа	4447	2,07				
$p=1,00$ МПа	5219	1,945				
$p=1,60$ МПа	8594	1,98				
Чавунні	5219	1,945	<a href="http://dskb.ub.ua">http://dskb.ub.ua</a>	0,001735	5,3	с. 6, ф-ла (8)



де  $b$  – доля капіталовкладень для відрахування на амортизацію,  $\eta$  – коефіцієнт корисної (ККД) насосної установки;  $T_{нс}$  – тривалість роботи насосної станції (зрошувальний період), діб;  $a_{ел}$  – тариф на електроенергію. Національна комісія, яка здійснює державне регулювання в сфері енергетики України (НКРЕ) збільшила тарифи на електроенергію з березня 2013 року до  $a_{ел}=0,9924$  грн/(кВт·год); <http://finmonitor.com.ua/>

При зазначених припущеннях цільова функція згідно формули (4.30) набуває наступного вигляду

$$B_n = C_D D^\alpha + b C_D S_n D^\alpha + a_{ел} \frac{24gBq_{рт}^3 T_{нс}}{\eta} S_n D^{-\varepsilon} \quad (4.36)$$

або

$$B_n = (1 + b S_n) C_D D^\alpha + a_{ел} \frac{24gBq_{рт}^3 T_{нс}}{\eta} S_n D^{-\varepsilon}. \quad (4.37)$$

Визначимо мінімум цільової функції (екстремум), який відповідає оптимальному діаметру трубопроводу (економічно-найвигіднішому)  $D_{ен}$ . Для цього візьмемо похідну від цільової функції, прирівняємо її нулю і вирішимо отримане рівняння відносно діаметра трубопроводу  $D$ , м.

$$\frac{dB_n}{dD} = (1 + b S_n) C_D \alpha D^{\alpha-1} + a_{ел} \frac{24gBq_{рт}^3 T_{нс}}{\eta} S_n (-\varepsilon) D^{-\varepsilon-1} = 0. \quad (4.38)$$

Звідси

$$D_{ен} = \left( \frac{24\varepsilon a_{ел} g B q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \alpha C_D} \right)^{\frac{1}{\varepsilon + \alpha}}. \quad (4.39)$$

Якщо в цю загальну формулу підставити дані з таблиці 2 і  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>, то отримаємо спрощені формули для кожного типу труб:

- Сталеві труби

$$D_{ен} = \left( \frac{2,165 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 318,5 \cdot \delta} \right)^{0,159}. \quad (4.40)$$

- Залізобетонні труби:

II групи,  $p=15$  ат.  $D_{ен} = \left( \frac{2,116 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 2503} \right)^{0,149}. \quad (4.41)$

III групи,  $p=10$  ат.  $D_{ен} = \left( \frac{2,116 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 2160} \right)^{0,149}. \quad (4.42)$

- Азбестоцементні труби:

ВТ-6,  $p=6$  ат  $D_{ен} = \left( \frac{1,481 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 5502} \right)^{0,146}. \quad (4.43)$

ВТ-9,  $p=9$  ат  $D_{ен} = \left( \frac{1,481 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 7827} \right)^{0,144}. \quad (4.44)$

- Поліетиленові труби:

$$\text{ПЕ-80, } p = 0,4 \text{ МПа} \quad D_{ен} = \left( \frac{1,365 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 6589} \right)^{0,138} \quad (4.45)$$

$$\text{ПЕ-80, } p = 0,63 \text{ МПа} \quad D_{ен} = \left( \frac{1,365 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 10151} \right)^{0,139} \quad (4.46)$$

$$\text{ПЕ-100, } p = 0,63 \text{ МПа} \quad D_{ен} = \left( \frac{1,365 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 9205} \right)^{0,137} \quad (4.47)$$

$$\text{ПЕ-100, } p = 1,0 \text{ МПа} \quad D_{ен} = \left( \frac{1,365 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 10151} \right)^{0,139} \quad (4.48)$$

$$\text{ПЕ-100, } p = 1,6 \text{ МПа} \quad D_{ен} = \left( \frac{1,365 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 17016} \right)^{0,139} \quad (4.49)$$

- Чавунні труби

$$D_{ен} = \left( \frac{2,165 a_{ел} q_{рт}^3 T_{нс} S_n}{(1 + b S_n) \eta \cdot 10151} \right)^{0,138} \quad (4.50)$$

Наведені формули дозволяють легко знаходити економічно найвигідніші (оптимальні) діаметри трубопроводів насосних станцій і аналізувати вплив різних параметрів на їх значення.

З'ясуємо як впливає на значення  $D_{ен}$  норма дисконту і товщина стінки трубопроводу для наступних умов: труби-сталеві; строк їх служби  $T = 20$  років; коефіцієнт амортизації  $b = 0,05$ ; тривалість зрошувального періоду  $T_{нс} = 183$  діб; ККД насосної установки  $\eta = 0,8$ ; тариф на електроенергію  $a_{ел} = 0,9924$  грн/(кВт·год).

Результати розрахунків представлені графіками, рис. 4.7–рис. 4.9.

Наведені графіки показують, що зі збільшенням норми дисконтування значення оптимального діаметра трубопроводу зменшується. Зростання товщині стінки напірного трубопроводу у відповідності зі зростанням внутрішнього тиску призводить також до зменшення оптимального діаметра трубопроводу.

Таким чином, отримані залежності для визначення середньокубічної витрати трубопроводу з урахуванням схеми з'єднання насосів і трубопроводів; шляхом техніко-економічного аналізу знайдена загальна залежність і часткові залежності для визначення оптимальних діаметрів різних типів трубопроводів для насосних станцій.

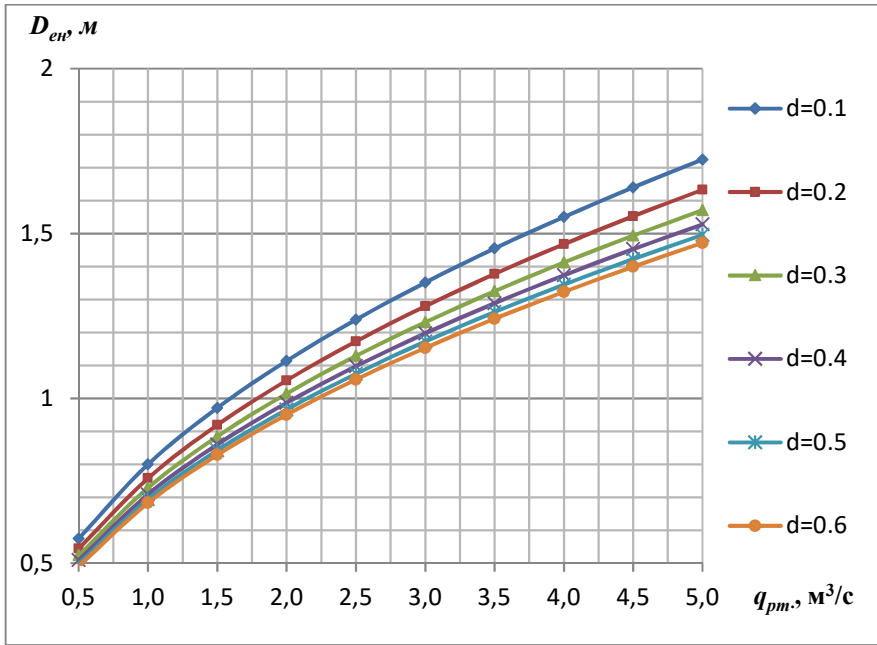


Рис. 4.7. Графіки залежностей  $D_{en} = f(q_{pm})$  при  $\delta = 10$  мм

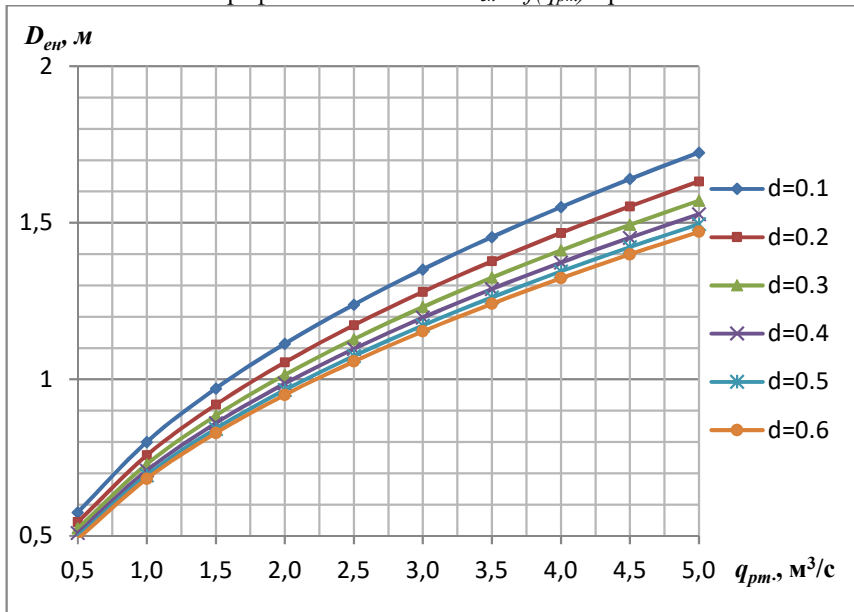


Рис. 4.8. Графіки залежностей  $D_{en} = f(q_{pm})$  при  $\delta = 20$  мм

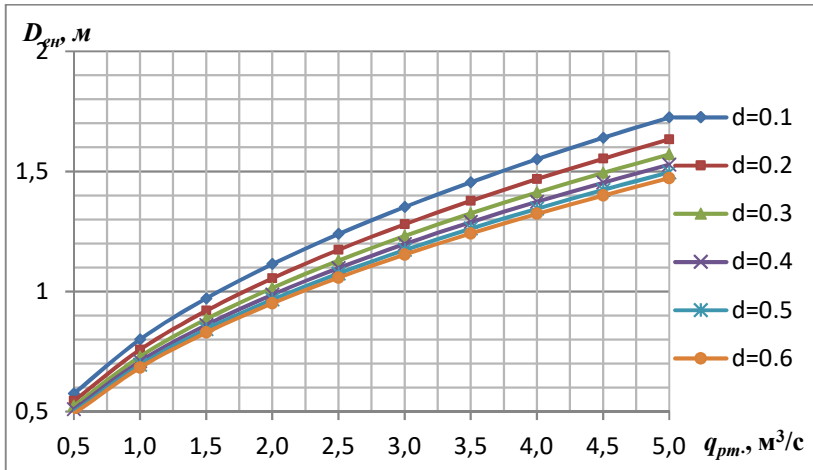


Рис. 4.9. Графіки залежностей  $D_{ен} = f(q_{pm})$  при  $\delta = 40$  мм

#### 4.4. Оптимізація закритої зрошувальної мережі

При проведенні гідравлічних розрахунків закритих зрошувальних мереж діаметри трубопроводів визначають в залежності від розрахункових витрат  $Q_{mp}$ , які кратні витраті дощувальної машини  $Q_{ом}$ , [53; 355]. Діаметри на ділянках закритої зрошувальної мережі призначають за рекомендаціями таблиць Ф.А. Шевелева [51].

З другого боку розрахункову витрату трубопроводу  $q_{рт}$  (середньокубічну витрату) знаходять з умови рівної потужності при проходження потоку з зазначеною витратою і при різних витратах  $Q_i$  в періоди роботи  $t_i$ , за формулою

$$q_{рт} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^k Q_i^3 t_i}{T}}, \quad (4.51)$$

де  $k$  – число періодів роботи ділянки трубопроводу;  $i$  – порядковий номер періоду;  $Q_i$  – витрата води для  $i$ -того періоду,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $t_i$  – тривалість  $i$ -того періоду, діб;  $T = \sum t_i$  – сумарний період роботи ділянки трубопроводу, діб. Використовуючи середньо кубічну витрату ділянки трубопроводу  $q_{рт}$ , визначають економічно найвигідніший діаметр трубопроводу на ділянці за мінімумом приведених затрат в табличній формі [57], або за мінімумом дисконтованих затрат за допомогою однієї з раніш отриманих формул [223].

Різницю результатів розрахунків з використанням наведених під-

ходів проаналізуємо на прикладі восьмипільної сівозміни, схема зрошувальної мережі для якої наведена на рис. 4.10, [278]. Приймаємо витрату дощувальної машини  $Q_{\text{ДМ}} = 100$  л/с. Максимальна кількість одночасно працюючих дощувальних машин  $n_{\text{ДМ max}} = 3$ .

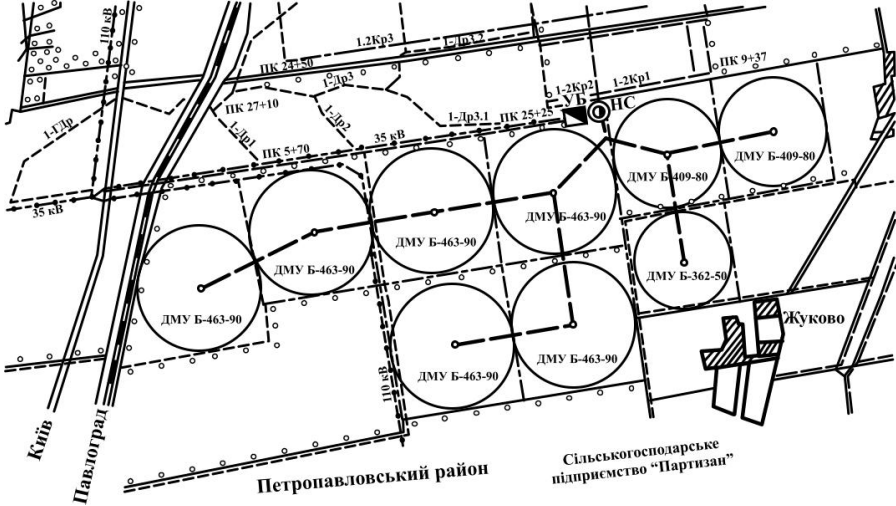


Рис. 4.10. Схема закритої зрошувальної мережі з дощувальними машинами «Фрегат»

Всього на зрошувальній мережі використовують 4 дощувальні машини, причому одна дощувальна машина обслуговує два поля сівозміни. Нумерація полів сівозміни показана в лівому верхньому кутку поля.

Періоди роботи дощувальних машин на відповідних полях сівозміни і графік роботи дощувальних машин «Фрегат» приведені в таблиці 4.8.

Згідно таблиці 4.8 визначені сумарні періоди роботи дощувальних машин  $t_i$  з відповідними витратами  $Q_i$  і наведені в таблиці 4.9. За цими значеннями знайдені значення середньокубічних витрат  $q_{\text{рт}}$  на ділянках закритої мережі. У відповідності з необхідними тисками закрита зрошувальна мережа виготовляється з азбестоцементних труб марки ВТ-9, тому діаметри труб на ділянках мережі визначають за рекомендованою формулою [353, ф-ла (28)].

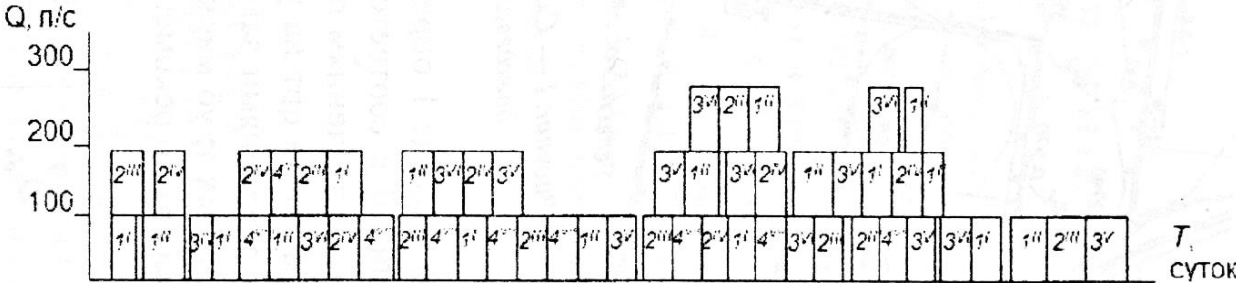
$$D_{\text{ен}} = \left( \frac{1,481 a_{\text{ел}} q_{\text{рт}}^3 T_{\text{нс}} S_{\text{л}}}{(1 + b S_{\text{л}}) \eta \cdot 7827} \right)^{0,144}, \quad (4.52)$$

Таблица 4.8

Періоди роботи дощувальних машин на відповідних полях сівозміни і графік роботи дощувальних машин «Фрегат»

№ поля	Наименование культуры	Номер машины	Площадь поля, га	Оросительная норма, м <sup>3</sup> /га	Месяцы																	
					апрель			май			июнь			июль			август			сентябрь		
					2	3		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Озимая пшеница и летний посев люцерны	1	81	1800	[График работы]																	
				1800	[График работы]																	
2	Люцерна	1	81	5800	[График работы]																	
3	Люцерна	2	81	5300	[График работы]																	
4	Озимая пшеница + кукуруза пожнивная	2	81	1800	[График работы]																	
				1800	[График работы]																	
5	Корнеплоды	3	81	4000	[График работы]																	
6	Озимая пшеница + викосмесь на корм	3	81	1300	[График работы]																	
				2000	[График работы]																	
7	Кукуруза на зерно	4	81	3200	[График работы]																	
8	Зернобобовые	4	81	2100	[График работы]																	

График работы машины "Фрегат"



де  $a_{ел}$  – тарифи на електроенергію, грн/(кВт·год);  $T_{нс}$  – тривалість роботи зрошувальної мережі, діб;  $b$  – коефіцієнт амортизації;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії насосної установки.

Таблиця 4.9

Параметри ділянок закритої зрошувальної мережі

№ ділянки	№№ полів, на які вода подається заданою ділянкою	Витрата ділянки, $Q_i$ , л/с	Тривалість роботи ДМ, $t_i$ , діб	Середньокубічна витрата ділянки, $q_{пр}$ , м <sup>3</sup> /с	Економічно найвигідніший діаметр, ф-ла (2) $D_{ен}$ , м	Рекомендований діаметр, табл. Шевелева Ф.А.
2	1-8	100 200	116 53	0,203	0,391/0,4*	0,5
3	5,6	100	63	0,1	0,3	0,3
4	4,7-11	100 200	53 53	0,165	0,389/0,4	0,4
5	6	100	29	0,1	0,3	0,3
6	-	-	-	-	-	-
7	8,9	100	41	0,1	0,3	0,3
8	1-3	100 200	87,5 20,5	0,133	0,33/0,35	0,35
9	7	100	27,5	0,1	0,3	0,3
10	1,2	100	81	0,1	0,3	0,3
11	1	100	31	0,1	0,3	0,3

\*Примітка: чисельник – оптимальний діаметр ділянки мережі, знаменник – відповідний діаметр з урахуванням стандартів на виготовлення труб.

Значення  $S_n$  знаходять за формулою

$$S_n = \sum_{t=0}^T \frac{1}{(1+d)^t} = \frac{1 - \left(\frac{1}{1+d}\right)^T}{1 - \frac{1}{1+d}}. \quad (4.53)$$

В цій формулі  $T$  – строк служби зрошувальної системи, років;  $d$  – норма прибутку або коефіцієнт дисконтування. В цій же таблиці представлені діаметри ділянок трубопроводів, які призначені за рекомендаціями таблиць Шевелева Ф.А. [51].

Для розглядуваної мережі прийняті наступні вихідні дані:

$a_{ел} = 0,9924$  грн/(кВт·год);  $T_{нс} = 183$  діб;  $b = 0,05$ ;  $\eta = 0,8$ ;  $d = 0,2$ ;

$T = 20$  років; тоді за формулою  $S_n = 5,868$ .

Аналізуючи результати розрахунків, табл. 4.9, необхідно зазначити, що оптимальні діаметри ділянок закритої зрошувальної мережі, які отримані за мінімумом дисконтованих витрат, і прийняті стандартними в межах діючого сортаменту труб, практично не відрізняються від діаметрів труб, що для заданих витрат рекомендуються в таблицях Шевелева Ф.А.

Таким чином, при проектуванні закритих зрошувальних мереж цілком доцільно користуватися більш зручним способом і призначити діаметри труб згідно даним таблиць Шевелева Ф.А., [51], що також реалізовано алгоритмом гідравлічних розрахунків на ЕОМ при визначенні напору насосної станції методом повузлового порівняння положень п'єзометричної лінії, [53].

#### **4.5. Ефективність способів заповнення водою закритих зрошувальних мереж**

##### **4.5.1. Вихідні передумови роботи насосної станції підкачки в період автоматизованого заповнення закритої зрошувальної мережі**

Автоматизація роботи насосних станцій (НС) забезпечує більш високий рівень експлуатації зрошувальних систем, дозволяє економити водні і енергетичні ресурси [50; 274].

Режим підготовки, тобто режим автоматизованого заповнення закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) водою, в системі «Струм» передбачено виконувати за наступною технологією [84]. При появі напруги НС переходить у режим підготовки (черговий режим роботи) з управлінням за тиском води у напірному трубопроводі [84]. Основний режим роботи при цьому заблокований. Весь діапазон можливих тисків поділяється на шість дискретних рівнів Р1...Р6, значення яких задаються при проведенні налагодження системи.

Розглянемо особливості режиму підготовки на прикладі насосної станції підкачки (НСП), на якій встановлено два основних насоси марки ЦНС 400-105,  $n = 1450$  об/хв,  $D_{рк} = 415$  мм; один розмінний насос марки Д 200-95,  $n = 2950$  об/хв,  $D_{рк} = 280$  мм і один допоміжний насос марки ЦНС 38-88,  $n = 2950$  об/хв,  $D_{рк} = 157$  мм. План ЗЗМ з дощувальними машинами «Фрегат» наведено на рис. 4.11. Мінімальна відмітка води в джерелі водозабору  $\downarrow НБ_{min} = 300$  м, а максимальна –  $\downarrow НБ_{max} = 304$  м.



Подача допоміжного насоса визначалася так:  $Q_{ооn} = Q_{внт} = 0,05 Q_{max} = 0,011 \text{ м}^3/\text{с}$ . Графік сумісної роботи насосів і ЗЗМ наведено на рис. 4.12.

Рівень тиску  $P_1 = 47,5 \text{ м в. ст.}$  (0,475 МПа) відповідає режиму заповнення трубопроводу (РЗТ) рівень тиску  $P_2 = 52,5 \text{ м в. ст.}$  (0,525 МПа) – відповідає нижньому блокуванню (НБ).

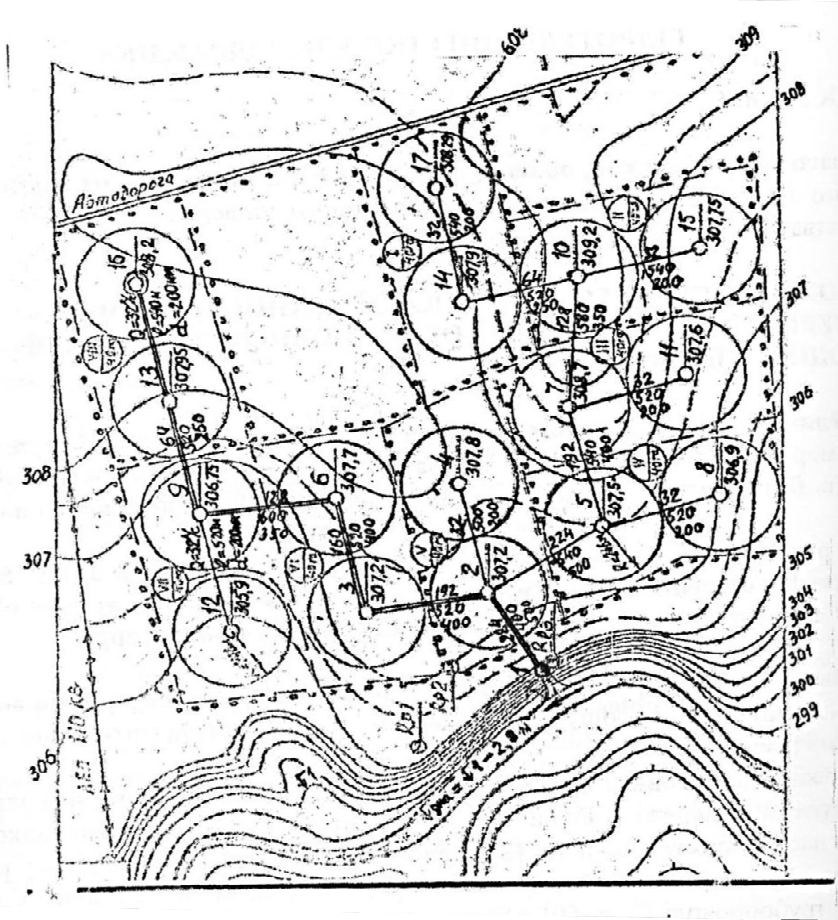


Рис. 4.11. План закритої зрошувальної мережі

Системою автоматичного управління передбачається, що при тиску в трубопроводі  $P < P_1$  здійснюється періодичне вмикання в роботу допоміжного насоса на 20 хвилин з перервою 20 хвилин. При підвищенні тиску до  $P_1$  допоміжний насос переходить у безперервний режим

роботи, який продовжується до досягнення тиску  $P > P_6 = 91$  м в. ст. (0,91 МПа). При тиску  $P > P_6$  здійснюється розблокування основного режиму роботи і зупинка допоміжного насоса з різними затримками.

Описані режими роботи не можливі без встановлення на напірній лінії насоса кавітуючої труби Вентурі, яка може працювати в режимах «запирання», тобто з обмеженим значенням витрати, що не перевищує розрахункового значення  $Q^*$ . Це попереджує недопустиме збільшення подачі насоса, а також виключає небезпеку кавітаційних зривів в роботі допоміжного насоса і перевантаження його двигуна. Розміри кавітуючої труби Вентурі визначаємо за методикою [86] при розрахунковій подачі  $Q^* = 0,016$  м<sup>3</sup>/с, яка відповідає правій границі рекомендованої зони роботи насоса.

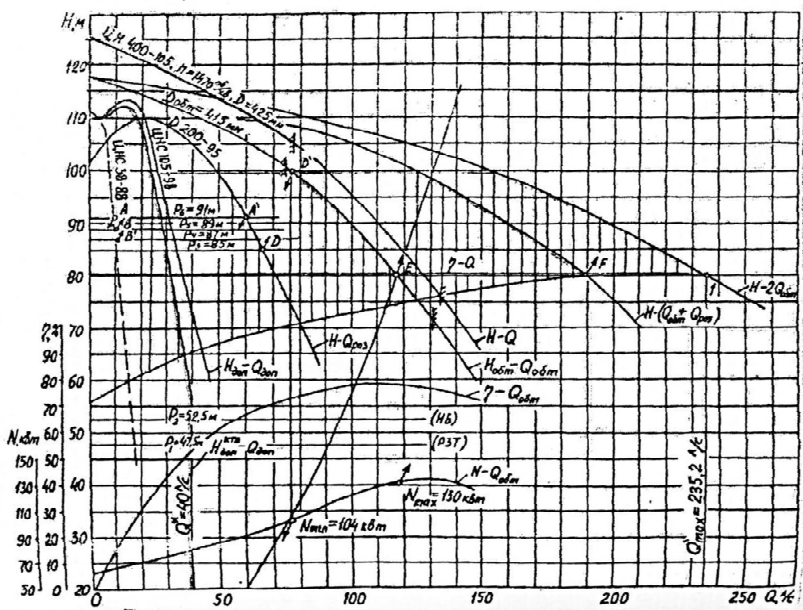


Рис. 4.12. Графік заповнення пружної ємності ЗЗМ

Діаметр горлового перерізу кавітуючої труби Вентурі при куті входу  $\alpha = 30^\circ$  становить  $d_r = 0,024$  м.

Визначення внутрішнього об'єму водогонів ЗЗМ згідно з планом (див. рис. 4.11) зводимо в таблицю 4.10.

Визначаємо тривалість наповнення мережі при подачі  $Q^* = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}$  і безперервній роботі допоміжного насоса  $t = W/Q^* = 670,91/0,016 = 41931 \text{ с} = 12 \text{ годин}$ .

Таблиця 4.10

Визначення внутрішнього об'єму водогонів ЗЗМ

Назва ділянки	Довжина ділянки $L_j$ , м	Діаметр ділянки $D_j$ , м	Площа перерізу труби $\omega_j$ , м <sup>2</sup>	Об'єм $W_j$ , м <sup>3</sup>	Швидкість хвилі гідродудару $a_j$ , м/с	Коефіцієнт пружної ємкості водогону $L_j \omega_j g / a_j^2$ , м <sup>2</sup>
2	400	0,5	0,1962	78,50	937	0,000877
3	520	0,4	0,1256	65,31	941	0,000724
4	500	0,2	0,0314	15,70	980	0,000160
5	580	0,5	0,1962	113,82	937	0,001269
6	520	0,4	0,1256	65,31	941	0,000724
7	540	0,4	0,1256	67,82	941	0,000751
8	520	0,2	0,0314	16,33	980	0,000167
9	600	0,35	0,0962	57,72	933	0,000650
10	580	0,35	0,0962	55,80	933	0,000629
11	520	0,2	0,0314	16,33	980	0,000167
12	520	0,2	0,0314	16,33	980	0,000167
13	520	0,25	0,0491	25,53	951	0,00277
14	520	0,25	0,0491	25,53	951	0,00277
15	540	0,2	0,0314	16,96	980	0,00173
16	540	0,2	0,0314	16,96	980	0,00173
17	540	0,2	0,0314	16,96	980	0,00173
Всього:				670,91		0,007558

Отже при безперервній роботі допоміжного насоса ЗЗМ заповнюється за 12 годин при напорі приблизно  $H = 8,2 \text{ м}$ . При такому напорі витоками з мережі допустимо знехтувати. А при періодичній роботі допоміжного насоса на протязі 20 хв з перервою 20 хв для заповнення ЗЗМ необхідно буде 24 години. Таким чином, періодична робота допоміжного насоса виявилася в даних умовах не раціональною.

Визначимо за який період часу тиск в мережі підніметься до значення  $P_6=91$  м в. ст. (0,91 МПа). Підвищення тиску в ЗЗМ відбувається поступово відповідно з заповненням пружної ємності трубопроводів.

Пропонується визначити зміну пружної ємності трубопроводів за допомогою диференціального рівняння [85]

$$dU = \sum \left( \frac{L_j \omega_j g}{a^2} \right) dH. \quad (4.54)$$

Перейдемо до скінчених різниць і з рівняння (4.1) отримаємо

$$\Delta H = \frac{\Delta U}{\sum (L_j \omega_j g / a_j^2)}. \quad (4.55)$$

За період часу  $\Delta t$  зміна пружної ємності  $\Delta U$  буде визначатися залежністю

$$\Delta U = (Q_{\text{доп}} - Q_{\text{вит}}) \Delta t, \quad (4.56)$$

де  $Q_{\text{доп}}$  – подача допоміжного насоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{вит}}$  – витрата витоків води із закритої зрошувальної мережі, м<sup>3</sup>/с. Подача насоса  $Q_{\text{доп}}$  визначається в залежності від напору  $H_i$  за напірною характеристикою допоміжного насоса з кавітуючою трубою Вентурі (див. рис. 4.11). При розрахунковому напорі  $H_p$  витоків води із азбестоцементних труб мережі становлять  $Q_{\text{вит}} = 0,05 Q_{\text{max}}$ . При іншому значенні напору витрати витоків води визначається так

$$Q_{\text{виты}} = Q_{\text{вит}} \sqrt{\frac{H_i}{H_p}}. \quad (4.57)$$

Для розглядуваного прикладу  $H_p = 80,13$  м;  $Q_{\text{вит}} = 0,05 \cdot 0,2352 = 0,011$  м<sup>3</sup>/с. За результатами розрахунку пружна ємність ЗЗМ в об'ємі 0,53 м<sup>3</sup> заповнюється за 120 с, при цьому напір піднімається тільки до 80,44 м. Таким чином, прийняте обладнання не забезпечує ефективного проведення режиму підготовки.

Для покращення умов проведення режиму підготовки при стабільній напірній характеристиці основного насоса необхідно збільшувати подачу допоміжного насоса хоча б до значення

$$Q_{\text{доп}} = (1,2 \dots 1,3) Q_{\text{вит}}, \quad (4.58)$$

При напорі

$$H_{\text{доп}} \geq 1,1 \frac{P_6}{\rho g}. \quad (4.59)$$

Для розглядуваного прикладу  $Q_{\text{доп}} = 1,3 \cdot 0,011 = 0,0142$  м<sup>3</sup>/с;  $H_{\text{доп}} = 1,1 \cdot 91 = 100,1$  м. Цим умовам відповідає насос марки ЦНС 60-98,

$n = 2950$  об/хв;  $D_{pk} = 184$  м з напором 105 м. Проте і в цьому випадку склад насосних агрегатів насосної станції буде ще не досить вдалих (див. рис 5.2), тому що робота однієї дощувальної машини з витратою  $Q_{DM} = 0,032$  м<sup>3</sup>/с буде не забезпечена. Цілком доцільно прийняти допоміжний насос з подачею  $Q_{дон} \geq Q_{DM}$ . Остаточню приймаємо допоміжний насос марки ЦНС 105-98,  $n=2950$  об/хв,  $D_{pk} = 220$  мм, характеристики якого наведена на рис 4.11. Для такого допоміжного насоса умови (5.5), (5.6) виконується. Якщо розрахувати кавітуючу трубу Вентурі на витрату  $Q^* = 0,04$  м<sup>3</sup>/с, то діаметр горловини труби буде  $d_r = 0,037$  м і напір  $H = 57,07$  м. Напірна характеристика допоміжного насоса при наявності труби Вентурі  $H_{дон}^{квм} - Q_{дон}$  наведена на рис. 4.12.

Тривалість наповнення водою трубопроводів ЗЗМ становить  $t = W/Q^* = 16772$  с = 4.6 годин. Розрахунок наповнення пружної ємкості ЗЗМ водою зводимо в таблицю 4.11. За результатами розрахунку пружної ємкості ЗЗМ її об'єм становить  $U = 0,63$  м<sup>3</sup>, а тривалість заповнення 22 с, рис. 4.13.

При цьому напір насоса піднявся до 92,18 м, що перевищує заданий верхній рівень  $P_6 / \rho g = 91$  м і таким чином забезпечується подальший технологічний процес автоматичного регулювання подачі насосної станції.

За результатами аналізу необхідно зазначити:

1. Для забезпечення необхідних умов заповнення ЗЗМ до верхнього рівня тиску  $P_6$  подача допоміжного насоса для систем «Струм» повинна перевищувати значення витоків з мережі на 20...30%;

2. Для запобігання роботи допоміжного насоса при заповненні ЗЗМ в межах рекомендованої зони напірної характеристики необхідно обладнати його кавітуючою трубою Вентурі;

3. З метою скорочення тривалості заповнення ЗЗМ необхідно з технологічної системи «Струм» вилучити режим періодичної роботи допоміжного насоса;

4. Тривалість заповнення пружної ємкості ЗЗМ складає всього 0,012% від тривалості заповнення трубопроводів мережі, що не впливає на час заповнення мережі, проте загальний об'єм ЗЗМ досить суттєвий, тому необхідно уникати випадків спорожнення ЗЗМ через дощувальні машини після зупинки насосної станції.

Таблиця 4.11

Розрахунок заповнення пружної ємкості ЗЗМ

$t,$ $c$	$H_i=H_{i-1}+\Delta H,$ м	$W_i=W_{i-1}+\Delta U,$ м <sup>3</sup>	$Q_{дон},$ м <sup>3</sup> /с	$Q_{вум},$ м <sup>3</sup> /с	$\Delta U,$ м <sup>3</sup>	$\Delta H,$ м	$U,$ м <sup>3</sup>
0	8,2	670,910	0,04	0,0035	0,0365	4,96	0,0365
1	13,6	670,946	0,04	0,0044	0,0355	4,83	0,0720
2	17,99	670,981	0,04	0,0052	0,0348	4,73	0,1068
3	22,72	671,016	0,04	0,0059	0,0341	4,64	0,1409
4	27,30	671,050	0,04	0,0064	0,0336	4,56	0,1745
5	31,92	671,084	0,04	0,0069	0,0320	4,48	0,3075
6	36,40	671,117	0,04	0,0074	0,0326	4,41	0,2401
7	40,82	671,149	0,04	0,0078	0,0321	4,37	0,2722
8	45,19	671,181	0,04	0,0083	0,0317	4,31	0,3019
9	49,50	671,212	0,04	0,0086	0,0313	4,24	0,3352
10	53,56	671,243	0,04	0,0090	0,0309	4,21	0,3661
11	57,97	671,274	0,0398	0,0094	0,0306	4,16	0,3967
12	62,13	671,305	0,0390	0,0097	0,0295	4,01	0,4262
13	66,14	671,334	0,0368	0,01000	0,0268	3,64	0,4530
14	69,78	671,361	0,0356	0,01027	0,0253	3,44	0,4830
15	73,22	671,386	0,0347	0,01052	0,0241	3,28	0,5024
16	76,50	671,410	0,0335	0,01076	0,0227	3,09	0,5251
17	79,59	671,433	0,0318	0,01097	0,0208	2,83	0,5459
18	82,42	671,454	0,0310	0,01117	0,0198	2,69	0,5657
19	85,11	671,474	0,0300	0,01135	0,0186	2,53	0,5843
20	87,64	671,493	0,0290	0,01151	0,0175	2,37	0,6018
21	90,02	671,510	0,0276	0,01167	0,0159	2,16	0,6177
22	92,18	671,525	0,0268	0,01181	0,0150	2,03	0,6327

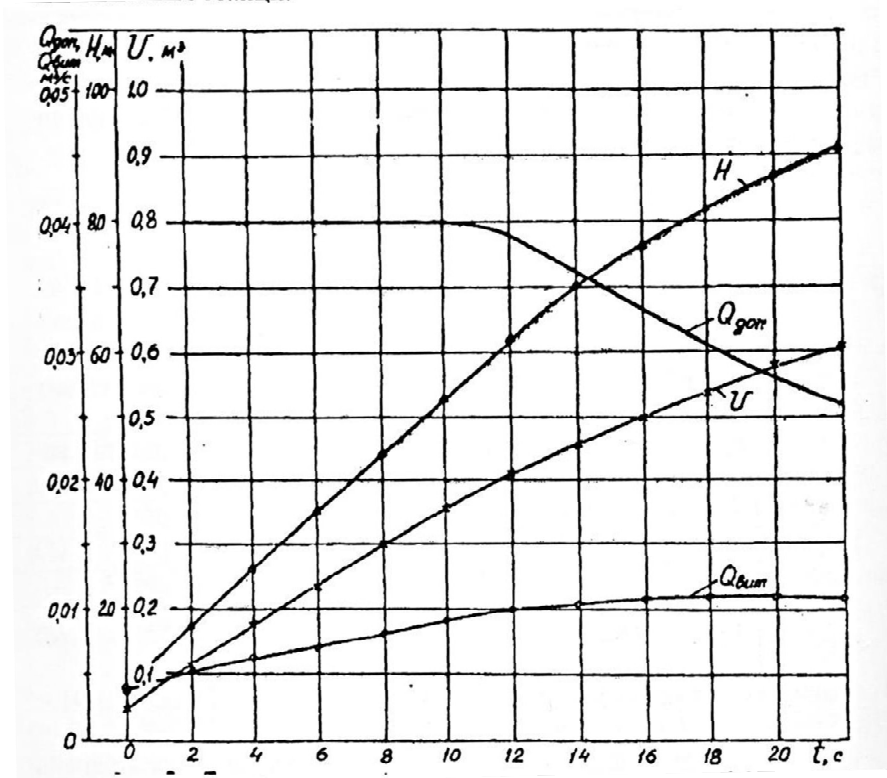


Рис. 4.13. Графік сумісної роботи насосів і ЗЗМ

#### 4.5.2. Ефективність способів заповнення водою закритих зрошувальних мереж

Ефективність експлуатації комплексу «насосна станція підкачки – закрыта зрошувальна мережа» залежить від способу організації режиму підготовки мережі до підключення дощувальних машин і оснащення мережі запірною, аераційною, і протиударною арматурою [50; 86–88; 275].

Останнім часом спостерігається тенденція відмовлятися від забезпечення безперебійної роботи насосної станції в режимі «за вимогою» на протязі зрошувального періоду, тобто в черговому режимі. Черговий режим роботи потребує такого допоміжного обладнання: двох допоміжних насосів, водоповітряного резервуару і компресора.

При цьому первинне заповнення мережі здійснюється на початку зрошувального періоду в ручному режимі, тому що мережа не пристосована до автоматизованого заповнення.

Для забезпечення циклічної роботи насосної станції необхідно її обладнати автоматизованою системою заповнення ЗЗМ і забезпечити безпечний вихід повітря з підвищених точок трубопроводів, тому в цих точках розташовують клапани впуску-випуску повітря, вантузи, запобіжні клапани і ін.

З відомих способів заповнення ЗЗМ, найбільш поширені наступні: системи автоматичного управління «Струм» (варіант 1), за допомогою основного насоса зі слідкуючим приводом дискового затвора або засувки (варіант 2), основним насосом з кавітуючою трубою Вентурі (варіант 3), основним насосом зі змінним соплом на напірній лінії насоса (варіант 4), основним частотно-регульованим насосом (застосовується тільки при наявності тиристорного перетворювача частоти обертання насоса).

Необхідно зазначити, що всі розглянуті варіанти заповнення ЗЗМ не впливають на основний режим роботи НС і тому забезпечують отримання однакової кількості сільськогосподарської продукції.

З метою визначення ефективності роботи зазначених варіантів були виконані техніко-економічні розрахунки для умов зрошувальної ділянки і за методиками, які описані в [274]. Кошторисну вартість окремих елементів насосної станції визначаємо прямим розрахунком за основними об'ємами робіт (монтажні, обладнання, металеві конструкції та інше) за кресленнями, а розцінки приймаємо за укрупненими показниками [49], табл. 4.12.

Для переходу на однорівневу систему ціноутворення застосовані коефіцієнти згідно листа Держбуду України № 7/7-1259: до обладнання  $K_{\text{пер}}=7,28$ ; до металевих конструкцій  $K_{\text{пер}}= 5,0$ ; табл. 4.13, (складена за рівнем цін 2009 р).

По всіх варіантах капіталовкладення здійснюються на протязі одного року. Для визначення річних експлуатаційних витрат приймаємо:

- відрахування на повне відновлення і капітальний ремонт: будівельна частина 4,1%; гідромеханічне і механічне обладнання 15,1%; електротехнічне обладнання 10,8%; металеві конструкції 1,87%.
- вартість електроенергії  $a_o = 0,318$  грн/(кВт·год);



Таблиця 4.12

Додаткові капіталовкладення варіантів автоматизованого заповнення закритої зрошувальної мережі

Найменування показників затрат і видатків	Варіанти			
	1	2	3	4
Вартість допоміжного насоса (ДН) ЦНС 105-98, $m = 80$ кг; грн	120			
Вартість двигуна ДН, $m = 200$ кг; грн	384			
Вартість кавітуючої труби Вентурі; грн			37	
Вартість пристрою зі змінним соплом, грн				33
Вартість з'єднувальних труб, грн				315
Вартість електроконтактного манометра, грн		200	200	200

Таблиця 4.13

Перерахунок додаткових капіталовкладень варіантів автоматизованого заповнення ЗЗМ

Найменування показників, затрат і видатків	$K_{пер}$	Варіанти			
		1	2	3	4
<i>Гідромеханічне обладнання</i> Вартість допоміжного насоса (ДН) ЦНС 105-98, $m = 80$ кг; $K_{ем}$ , грн	7,28	874			
<i>Електротехнічне обладнання</i> Вартість двигуна ДН, $m = 290$ кг, грн Вартість електроконтактного манометра, грн <i>Всього, <math>K_{ем}</math>, грн</i>	7,29	2796	1456	1456	1456
<i>Металоконструкції</i> Вартість кавітуючої труби Вентурі, грн Вартість пристрою зі змінним соплом, грн Вартість з'єднувальних труб, грн <i>Всього, <math>K_{м}</math>, грн</i>	5,00 5,00 5,00			185	165 1575 1740
<i>Всього капіталовкладень в об'єкти основного виробничого призначення, грн</i>		3670	1456	1641	3196
<i>Всього капіталовкладень з урахуванням інших капітальних затрат (<math>k=1,6</math>), грн</i>	1,6	5872	2329	2626	5114

- норму дисконту (потрібна інвесторам норма дохідності на одиницю авансованого капіталу),  $d=10\%$  [42–44, 46];

- строк служби зрошувальної системи  $T_{сл} = 20$  років.

Витрата електроенергії на заповнення 33М на протязі року (175 заповнень 33М) була визначена за методикою, яка викладена в [274].

Економічно вигідний варіант відповідає мінімуму дисконтованих затрат, які визначаються за залежністю [46]

$$Z_0 = \sum_{t=1}^{T_c} \left[ \frac{C_t}{(1+d)^t} \right] + \frac{K}{(1+d)^t}, \quad (4.60)$$

де  $C_t$  – річні експлуатаційні видатки, грн;  $K$  – капіталовкладення, грн.

Вважаючи  $C_t = C = const$ , знаходимо суму коефіцієнтів дисконтування за період служби 33М  $T_{cl} = 20$  років. Коефіцієнти дисконтування  $K_0 = 1/(1+d)^t$  наведені в [44] для різних норм дисконтування  $d$ , тому при нормі (ставці) дисконту  $d = 10\%$

$$\sum_{t=1}^{T_c} \left[ \frac{C_t}{(1+d)^t} \right] = 8,5136.$$

Таким чином, для досліджуваних умов формула (4.60) спрощується

$$Z_0 = 8,5136C + K/1,1. \quad (4.61)$$

Розрахунок дисконтованих затрат зведено в табл. 4.14.

Таблиця 4.14

Розрахунок дисконтованих затрат

Найменування показників, затрат і видатків	Варіанти			
	1	2	3	4
Капіталовкладення $K$ , грн	5872	2329	2626	5114
Кількість спожитої електроенергії, $E$ , грн	36225	34650	43583	37091
Вартість електроенергії $C_E = 1,02 \cdot 0,318 \cdot E$ , грн	11750	11239	14137	12031
Затрати на амортизацію і ремонти гідромеханічного обладнання $C_{a_{зм}} = 0,151 \cdot 1,6 \cdot K_{зм}$ , грн	211	-	-	-
Електротехнічне обладнання $C_{a_{ем}} = 0,108 \cdot 1,6 \cdot K_{ем}$ , грн	483	252	252	252
Металоконструкції $C_{a_{м}} = 0,0187 \cdot 1,6 \cdot K_{м}$ , грн	-	-	6	52
$C_a = C_{a_{зм}} + C_{a_{ем}} + C_{a_{м}}$ , грн	694	252	259	304
Експлуатаційні затрати $C = C_E + C_a$ , грн	12444	11491	14395	12335
Дисконтовані затрати $Z_0 = 8,5136 \cdot C + K/1,1$ ; грн	111282	99947	124940	109664

Таким чином, варіант заповнення закритої зрошувальної мережі за допомогою основного насоса зі слідкуючим приводом дискового затвора або засувки є найбільш економічним. Дещо більші приведені затрати у варіантів з системою струм і змінним соплом. Варіант заповнення ЗЗМ кавітуючою трубою Вентурі має дисконтні затрати значно більші, що обумовлено значними втратами тиску в трубі Вентурі в робочих режимах насосної станції.

Використання схеми автоматизованого управління роботою насосної станції з безперервним режимом роботи [54; 99; 104] характеризуються найбільшими затратами, які на порядок перевищують розглянуті. Це пояснюється необхідністю встановлення додаткового обладнання і тривалою роботою допоміжних насосів для підтримки тиску в ЗЗМ, в періоди, коли дощувальна техніка не працює. Тому схема автоматизації роботи насосної станції (при наявності чергового режиму), при сучасному технологічному облаштуванні ЗЗМ захисною арматурою, є економічно недоцільною.

#### **Висновки:**

1. На основі розробленої методики визначення поля необхідних напорів розроблена комп'ютерна програма для прискорення розрахунку варіантів роботи ЗЗМ, за допомогою якої здійснене моделювання ЗЗМ за однакових геодезичних умов та різної конфігурації розподільчої мережі, що показало що найбільш енергетично ефективними є симетричні схеми із мінімальною довжиною магістрального трубопроводу з плановою діагональною конфігурацією.

2. Розроблена методика визначення оптимальних параметрів магістрального трубопроводу та трубопроводів розподільчої мережі за мінімумом приведених затрат та мінімальним значенням втрат напору у напірній мережі, що дає змогу зменшити непродуктивні витрати електричної енергії насосною станцією.

3. Розглянуто економічна ефективність різних схем та методів заповнення ЗЗМ водою та обґрунтовано метод заповнення ЗЗМ за витратно-напірною характеристикою за допомогою основного насоса зі слідкуючим приводом дискового затвора або засувки.

4. Удосконалено підходи до побудови енергоефективних схем та режимів роботи напірної трубопровідної мережі при її заповненні основним насосним агрегатом зі змінною частотою обертання та обґрунтування їх параметрів, що дає змогу відмовитись від додаткових насосів, в разі застосування основного насосного агрегату в комплексі з пристроєм регулювання частоти обертання.

## 5. ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ І ПОКРАЩЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВОДОВИПУСКНИХ СПОРУД НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

### 5.1. Особливості роботи водовипускних споруд насосних станцій

Водовипускні споруди, які будуються в кінці напірних трубопроводів насосних станцій для з'єднання їх з каналами або напірними басейнами, повинні забезпечити [49; 241; 242]: плавне спряження потоку води, що виходить з трубопроводу, з потоком води в каналі з мінімальними гідравлічними втратами напору; міцність, стійкість і нерозмиваємість споруд; від'єднання напірних трубопроводів і попередження зворотної течії води з каналу при зупинці насосів; впуск повітря в трубопровід для попередження утворення в ньому значного вакууму при його спорожненні; поділ потоку при його подачі в два канали і більше.

Існуючі типи водовипускних споруд мають ряд недоліків: вимога надійної герметичності; висока металоємність, порівняльно більші втрати напору; необхідність встановлення клапанів зриву вакууму, що мають невисоку степінь надійності; жорсткі вимоги до коливань рівнів води в каналі; ускладнення з зарядкою сифона і ін. Ефективність роботи сифонного водовипуску повинна забезпечуватися стійким вакуумом і винесенням потоком повітря з сифона при зарядці. Втрати напору в сифонних водовипусках при роботі їх повним перерізом досягають 0,2–1 м, що є суттєвим для насосів з напором 5–16 м, [239].

При пусках насосів на спорожненій трубопроводі і недостатній площі отворів для виходу повітря воно великими об'ємами виходить з-під шелиги сифона в верхній б'єф, викликаючи коливання тиску, що досягає 20–25% від номінального значення. Ці коливання тиску викликають вібрацію насосного агрегату, напірного трубопроводу і всієї споруди [238; 239].

У випадку неспрацювання (відмови) клапана зриву вакууму сифонного водовипуску при вимиканні електродвигуна насосний агрегат розкручується в зворотну сторону з розгінною частотою обертання, що досягає 140–160% від номінального значення [243]. Таким чином, наявність сифонного водовипуску з ненадійним клапаном зриву вакууму суттєво ускладнює перебіг перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках.

Найбільша кількість ускладнень виникає із-за недостатньої пропускної здатності швидкісних (повітряних) трубок, які відсмоктують воду зі стаканів при зворотному русі води після втрати привода насосами. В процесі впровадження сифонних водовипусків з клапанами зриву вакууму рекомендації щодо площі поперечного перерізу швидкісних трубок по відношенню до площі горлового перерізу сифона поступово зростали наступним чином: 0,5–0,7%; 1,0–1,5% [241]; 1,5–2,0% і уточнення згідно формул [49]; 5,0–6,0% [390]. Проте, як показала практика, навіть найбільша рекомендована площа швидкісної трубки не забезпечує її розрахункову пропускну здатність. Хоча, як стверджується в [242], негерметичність в облицюванні сифона загальним перерізом 0,02–0,03% від площі горлового перерізу повністю порушує вакуум в сифоні при експлуатаційних умовах роботи.

Перехідні гідромеханічні процеси в насосних установках с крупними осьовими і відцентровими вертикальними насосами, які виникають при пусках і зупинках насосів, супроводжуються значними коливаннями тисків, підвищенням рівня вібрацій, значними навантаженнями на робочі колеса і деталі приводу розвороту лопатей [238]. Небезпеку представляють розгінні режими роботи насосних агрегатів, які виникають при відмові клапанів зриву вакууму в сифонах. В цих випадках сифонний водовипуск починає працювати як сифонний водоприймач і насос розвертається зі зворотною угінною швидкістю, яка може досягати 140–160% від номінальної. Така швидкість може бути небезпечною для електродвигуна насосного агрегату, тому що за рахунок відцентрових сил відбувається винос обмоток ротора і їх пошкодження. При цьому, за даними заводів-виготовників електродвигунів допустима швидкість зворотного обертання ротора становить не більше 130%, тобто повинна виконуватися умова  $n_p \leq n_{дон} = 1,3n_{ном}$  [269].

Пульсаційні навантаження, рівні вібрації, напруження в елементах насоса в цих режимах перевищують відповідні характеристики в робочих режимах в 5–8 раз, що викликає посилений знос деталей, які зазнають тертя. Наслідки розгінних режимів настільки серйозні, що після кожного випадку виходу агрегату в розгін рекомендується виконувати його ревізію.

Не зважаючи на короткочасність несприятливих режимів роботи насосів при перехідних процесах їх параметри є визначальними при розрахунках на міцність пристроїв і споруд насосної станції [239].

При пусках крупних осьових насосів на спорожнений трубопровід необхідно враховувати умови входження електродвигуна в синхронізм, тому що при значній довжині живильної лінії електропередач пониження напруження в момент пуску спостерігається до 20–30% від номінального [240]. Суттєвий вплив на перехідні процеси в період наповнення трубопроводу обумовлює конструкція повітряпропускних пристроїв сифонних водовипусків. При недостатній повітряпропускній здатності цих пристроїв спостерігається вихід повітря з-під шелиги сифона великими пухирями, що створює додаткові динамічні навантаження на напірний трубопровід і насосний агрегат. Для правильного налаштування схем автоматики необхідно достатньо точно визначити проміжок часу від начала пуску до моменту синхронізації  $T_{\text{сінхр}}$ .

## **5.2. Визначення параметрів і розробка конструкцій водовипусків насосних станцій**

Наявність сифонного водовипуску в значній мірі ускладнює протікання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках. Недоліки сифонних водовипусків обумовили розробку наступних конструкцій:

а) прямотечійний водовипуск, патент на корисну модель. Україна, № 100772, F16K 15/14. Винахідники: Герасимов Г.Г., Герасимов Є.Г. Опубл. 10.08.2015 Бюл. № 15 [290];

б) водовипуск насосної станції, патент на корисну модель. Україна, № 117827, E02B 9/06. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Панекало А.В. Опубл. 10.07.2017. Бюл. № 13 [291].

Водовипуски, що розробляються, повинні відповідати наступним вимогам:

- а) висока пропускна здатність в експлуатаційних режимах;
- б) відсутність необхідності в підйомних механізмах;
- в) простота конструкції і низька матеріалоемність;
- г) висока надійність роботи при перехідних гідромеханічних процесах [390; 463].

Для забезпечення першої властивості необхідно отримати досконали форму проточної частини і незначну швидкість на виході. Друга властивість буде забезпечена, якщо для підйому і опускання запірного елемента водовипуску використовувати енергію води, яка проходить крізь водовипуск. Необхідність виконання третьої і четвертої вимоги примушує відмовитися від звичної конструкції водовипуску у вигляді

сифона и використовувати варіанти конструкції з вертикальним переміщенням запірного елемента.

В останньому випадку підвід і видалення повітря з трубопроводу можливо здійснювати за допомогою повітряних труб найпростішої форми, що позитивно відіб'ється на перехідних процесах в насосній установці. В якості запірного елемента можна використати конусоподібні пустотілі клапани або тонкостінні тіла обертання, що мають достатню міцність, з периферійними або центральними обмежувачами переміщення.

Існуючі залежності для визначення пропускної здатності і гідродинамічних характеристик водовипускних пристроїв отримані в результаті досліджень конструкцій, які так чи інакше наближаються до запропонованої, викладені як в довідковій [75–80; 293], так і в спеціальній літературі [294–299].

Розглянемо загальні положення з визначення пропускної здатності водовипускних пристроїв. Якщо враховувати роботу водовипускного пристрою в складі короткого трубопроводу [78], то розрахункова схема при течії води з трубопроводу в басейн буде виглядати так, як показано на рис. 5.1.

Складемо рівняння Бернуллі відносно площини 0-0 для перерізу 1-1 в місці встановлення п'єзометра і перерізу 2-2 за рівнем води в басейні

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_n, \quad (5.1)$$

де  $z_1$  і  $z_2$  – перевищення розрахункових перерізів над площиною 0-0;  $p_1$  і  $p_2$  – тиск в перерізах 1-1 і 2-2;  $v_1$  – середня швидкість в трубопроводі в перерізі 0-0;  $v_2$  – середня швидкість в перерізі 2-2;  $\alpha$  – коефіцієнт Кориоліса,  $\alpha \approx 1$ ;  $\rho$  – густина води;  $g$  – прискорення сили тяжіння;  $h_n$  – сумарні гідравлічні втрати в водовипускному пристрої.

Сумарні втрати складаються з втрат на тертя по довжині ділянки трубопроводу  $h_{nm}$ , втрат в коліні  $h_{нк}$ , втрат в кільцевій в щілині  $h_{ну}$  і втрат на виході  $h_{нв}$

$$h_n = h_{nm} + h_{нк} + h_{ну} + h_{нв}. \quad (5.2)$$

Центр перерізу 1-1 співпадає з площиною порівняння 0-0, тому  $z_1 = 0$ . Надлишковий тиск на поверхні басейна відсутній, отже  $\frac{p_2}{\rho g} = 0$ .

При великій площі дзеркала басейну швидкістю води в ньому можливо знехтувати, тобто приймаємо  $v_2 = 0$ .

В цих умовах вираз (5.1) отримає більш простий вигляд

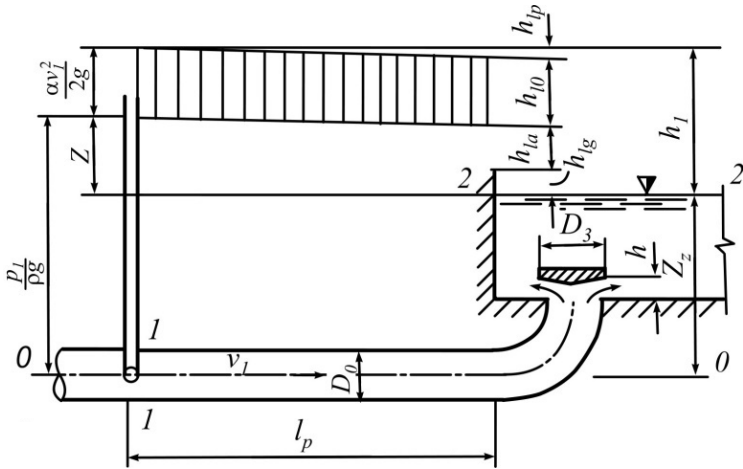


Рис. 5.1. Розрахункова схема водовипускного пристрою в складі короткого трубопроводу при подачі води в басейн (пряма течія води)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + h_n. \quad (5.3)$$

З геометричних міркувань

$$\frac{p_1}{\rho g} = z_2 + z, \quad (5.4)$$

де  $z$  – різниця рівнів води в п'єзометрі і басейні. Тоді

$$z + \frac{v_1^2}{2g} = h_n. \quad (5.5)$$

Покажемо втрати на водовипуску за загальноприйнятою методикою

$$h_n = \zeta_6 \frac{v_1^2}{2g}, \quad (5.6)$$

$\zeta_6$  – коефіцієнт опору водовипускного пристрою, який комплексно враховує всі види втрат.

Підставляючи (5.6) в вираз (5.5), отримаємо

$$z + \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_6 \frac{v_1^2}{2g}, \quad (5.7)$$



Поділивши обидві частини виразу на швидкісний напір  $\frac{v_1^2}{2g}$ ,  
отримаємо

$$\frac{z}{v_1^2 / (2g)} + 1 = \zeta_s \quad (5.8)$$

або

$$\zeta_s = 1 + \zeta, \quad (5.9)$$

де коефіцієнт водовипуску  $\zeta$  відповідає залежності

$$\zeta = \frac{z}{v_1^2 / (2g)}. \quad (5.10)$$

і знаходиться за експериментальними даними.

При відсутності зворотних клапанів на напірному трубопроводі після відключення насоса відбувається зміна напрямку течії води в трубопроводі. На протязі деякого періоду часу вода виходить з басейна в напірний трубопровід через водовипуск, що закривається. На початку течія буде підтопленою з боку напірного трубопроводу, потім можливо виникнення розриву суцільності потоку, тому що дроселювання потоку запірним елементом водовипуску зростає, що зменшує витрату в трубопроводі, в той же час випорожнення трубопроводу через насос зростає. Недостатній об'єм води в трубопроводі в цей період замінюється надходженням повітря через повітряну трубу. Витікання води з-під запірного елемента в трубопровід у випадку розривності потоку буде відбуватися як через донний отвір. Розглянута схема водовипуску приведена на рис. 5.2.

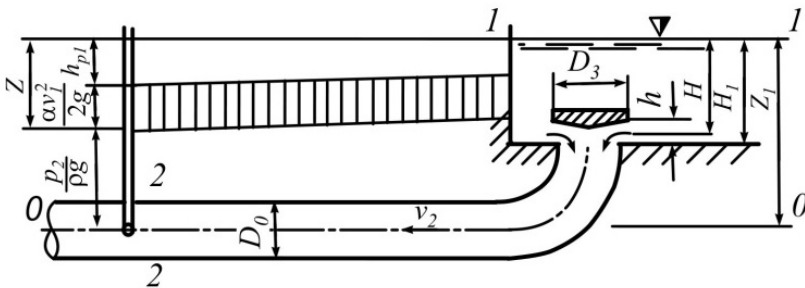


Рис. 5.2. Розрахункова схема водовипускного пристрою при витіканні води з басейна (зворотна течія води)

На рис. 5.3 і 5.4 представлені відомі залежності коефіцієнтів  $\zeta_{\epsilon}$  і  $\zeta_{\epsilon 1}$  від величини відносного відкриття запірнього елемента  $h/D_0$ , причому  $h$  – відкриття затвору;  $D_0$  – діаметр трубопроводу.

На рис. 5.5 показані графіки залежностей  $\zeta_{\epsilon} = f(h/D_0)$  при прямому русі води з трубопроводу в басейн для декількох типів пристроїв, які мають наступні аналітичні або табличні представлення:

а) конусний клапан – формула Баха [299] при  $0,125 < h/D_0 < 0,4$

$$\zeta_{\epsilon} = 0,6 + 0,15 (h / D_0)^{-2}; \quad (5.11)$$

б) конусний запобіжний клапан [294]

$h/D_0$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\zeta_{\epsilon}$	43	12,5	6,5	4,5	3,5	3,0	3,0	3,0

в) автоматичний циліндричний затвор при [300]

$0,05 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_{\epsilon} = 1,5 (h / D_0)^{0,726}; \quad (5.12)$$

г) клапан тарілчастій без нижніх напрямних [299]

$0,1 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_{\epsilon} = 0,55 + 4(b / D_0 - 0,1) + 0,155 (h / D_0)^{-2}; \quad (5.13)$$

е) шахти витяжні прямі, круглого перерізу з плоским екраном [299]. Добре збігається з цими даними формула Слисского П. М. [297]

$$\zeta_{\epsilon} = 0,92 + 0,07 (h / D_0)^{-2,6}; \quad (5.14)$$

ж) клапани прохідні судових систем [295]

$$\zeta_{\epsilon} = \zeta_0 \left[ 0,077 (h / D_0)^{-1,415} + 0,67 \right]; \quad (5.15)$$

де  $\zeta_0$  – приймається при  $h/D_0 = 0,3$ ;

з) шаровий клапан [299]

при  $0,1 < h/D_0 < 0,25$

$$\zeta_{\epsilon} = 2,65 - 0,8 (h / D_0)^{-1} + 0,4 (h / D_0)^{-2}; \quad (5.16)$$

к) конусний клапан з конічною нижньою поверхнею при куті конусності  $90^\circ$  [293]

$h/D_0$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
$\zeta_{\epsilon}$	15,6	7,27	4,35	3,00	2,27	1,82	1,54

л) конусний клапан з плоскою нижньою поверхнею при куті конусності  $90^\circ$  [76]

$h/D_0$	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,25
---------	-----	------	------	------	------	------	------

$\zeta_{\epsilon}$  8,70 5,77 4,24 3,16 2,58 1,97 1,74

На рис. 5.4 показані графіки залежностей  $\zeta_{\epsilon l} = f(h/D_0)$  при зворотньому русі води з басейна в трубопровід для наступних пристроїв:

а) шахти припливні прямі, круглого перерізу з плоским екраном [153].

$h/D_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\epsilon l}$	4,4	2,15	1,78	1,58	1,35	1,23	1,13	1,1	1,06

б) вхід в трубу при наявності перед входом плоского екрану [77], формула Идельчика Н. Е.

$$\zeta_{\epsilon l} = \zeta_{\epsilon x} + \sigma_3 (D_0 / D_1)^4. \quad (5.17)$$

Для випадку  $l/D_0 = 0,16$ ;  $D_0/D_1 = 0,8$ ;  $\alpha = 64^\circ$  має місце вираз

$$\zeta_{\epsilon l} = 0,16 + 0,41 \sigma_3; \quad (5.18)$$

$h/D_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$\sigma_3$	1,65	0,68	0,4	0,24	0,14	0,03	0
$\zeta_{\epsilon l}$	0,84	0,44	0,32	0,26	0,22	0,17	0,16

в) просторовий поворот на  $180^\circ$  (при всмоктуванні) [76].

$h/D_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
$\zeta_{\epsilon l}$	3,45	1,0	0,6	0,5	0,5	0,7	1,2	1,37	
$h/D_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\epsilon l}$	1,5	0,95	0,71	0,62	0,57	0,54	0,52	0,5	0,5

д) клапани прохідні судових систем [295]

$$\zeta_{\epsilon l} = \zeta_0 \left[ 0,0618 (h / D_0)^{-1,635} + 0,625 \right], \quad (5.19)$$

де  $\zeta_0$  приймається при  $h/D_0 = 0,3$ .

При прямій течії води з трубопроводу в басейн виникає гідродинамічна піднімаюча дія на запірний елемент водовипуску, яку можливо визначити за наступною залежністю

$$F = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \beta, \quad (5.20)$$

де  $D_0$  – діаметр трубопроводу на ділянці підходу води до водовипуску;

$\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тисків на водовипуску;

$\beta$  – коефіцієнт тиску потоку.

г) вхід в кільцевий водоприймач з плоским екраном (модель 1) [183].

Величина дії потоку на запірний елемент змінюється в процесі його відкриття і це враховується залежністю коефіцієнту тиску  $\beta$  від величини відносного відкриття  $h/D_0$ .

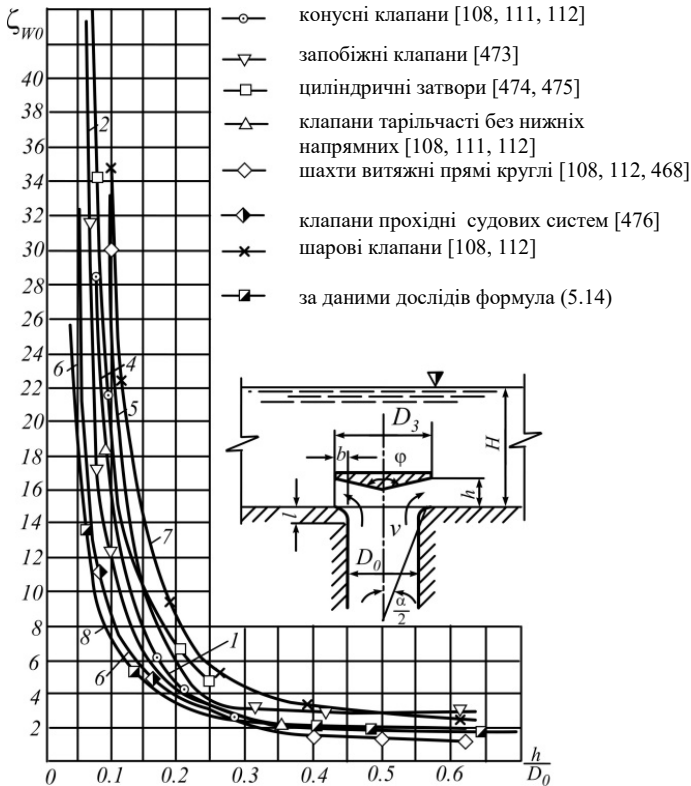


Рис. 5.3. Графіки залежностей  $\zeta_w = f(h/D_0)$  при прямій течії води

Довідникові дані по цьому питанню досить обмежені:

а) за даними Кондратьєвої Т. Ф. [294] в результаті випробувань запобіжних клапанів при  $D_3/D_0 = 1,25$  отримані наступні значення

$h/D_0$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
$\beta$	0,94	0,917	0,908	0,9	0,87

б) за даними [178] дію струменю на заслінку або екран з урахуванням реакції можна представити так

$$F = \Delta p(\pi D_0^2/4) + Q\rho v, \quad (5.21)$$

де  $Q$  – витрата рідини;  $v$  – швидкість рідини в підвідному трубопроводі;  $\rho$  – густина рідини.

Після низки перетворень, отримаємо, що

$$\beta = 1 + 2/\zeta. \quad (5.22)$$

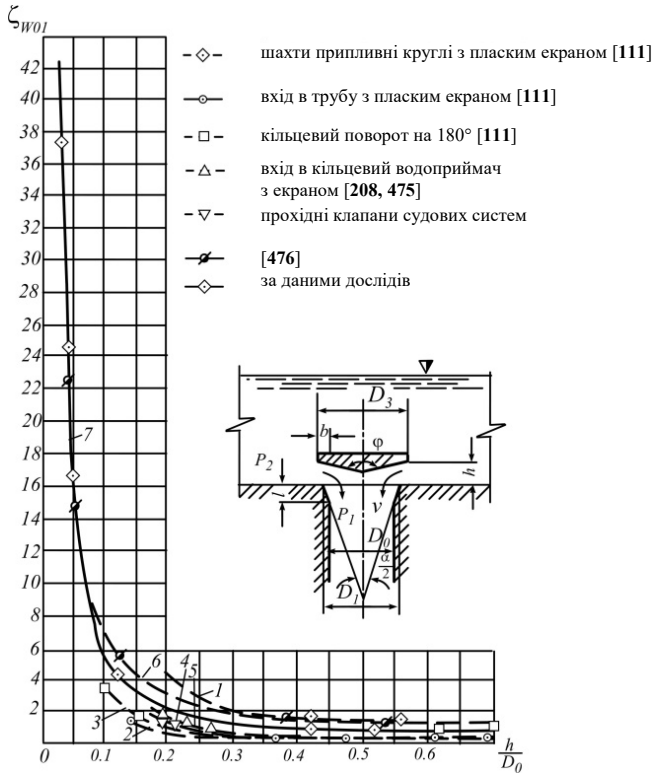


Рис. 5.4. Графіки залежностей  $\zeta_{e1} = f(h/D_0)$  різних пристроїв при зворотній течії води

Тоді для прохідних клапанів судових систем [295] отримаємо:

$h/D_0$	0,04	0,06	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\beta$	1,087	1,136	1,261	1,685	2,16	2,46	2,69	2,89	3,0

Таким чином, по різним джерелам рекомендуються різні дані для коефіцієнта тиску  $\beta$ .

При зворотному русі з басейну в трубопровід виникає гідродинамічна підсмоктувальна сила, яка намагається притиснути запірний елемент до сидла. Опускання запірного елемента на сидло в певних умовах може носити ударний характер. Нам відома тільки одна робота (Пеплов Е.Е.), яка присвячена експериментальному дослідженню явища виникнення відсмоктувальної сили, яка спостерігалася при обтіканні ремон-

тно-аварійного затвору з повітряною камерою. Результати цих досліджень показали, що величина відсмоктувальної сили може бути визначена за залежністю

$$F_n = 0,5\rho v_3^2 \omega_3, \quad (5.23)$$

де  $v_3$  – швидкість води в щілинному кільцевому отворі висотою  $h$ ;  $\omega_3$  – площа затвору за поясом ущільнення діаметром  $D_3$ .

Приймаємо залежність для визначення відсмоктувальної сили по аналогії з піднімаючою силою в вигляді:

$$F_n = \Delta p (\pi D_0^2 / 4) \cdot \beta_n, \quad (5.24)$$

де  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тисків на клапані;  $\beta_n$  – коефіцієнт відсмоктувальної сили.

Прирівнюючи праві частини виразів (5.25) і (5.26) и виконавши відповідні перетворення, отримаємо з урахуванням (5.11) і (5.12)

$$\beta_n = \frac{1}{16\zeta_{e1} (h/D_0)^2}. \quad (5.25)$$

Використовуючи дані [295], за величиною  $\zeta_{e1}$  знаходимо значення  $\beta_n$ :

$h/D_0$	0,04	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5
$\zeta_{e1}$	26,1	14,54	9,92	7,58	4,98	3,96	3,14	3	3
$\beta_n$	2,33	1,86	1,53	1,28	0,87	0,615	0,344	0,202	0,125

Необхідно зауважити, що при зменшенні відносного відкриття затвора значення  $\beta_n$  безперервно зростає, що і є причиною можливого ударного закриття затвора при запізненні його посадки на сідло. В той же час для закритого затвора коефіцієнт підсмоктувальної сили повинен рівнятися одиниці, тобто  $\beta_n=1$ . Отже, в точці, яка відповідає нульовому відкриттю затвора  $h/D_0=0$ , функція  $\beta_n = f(h/D_0)$  має розрив неперервності.

Схема поплавкового водовипуску [292] приведена на рис. 5.5.

Водовипуск складається з кінцевої ділянки напірного трубопроводу у вигляді коліна 1 з сідлом 2. Над сідлом розташований напірний клапан 3 в вигляді циліндра з конічною нижньою частиною. Клапан виконаний зварним, порожнистим, герметичним з шістьма внутрішніми вертикальними ребрами жорсткості з листової сталі 8–10 мм. Запірний клапан 3 утримується в крайніх верхньому і нижньому положеннях трьома обмежувачами відкриття 4, рис. 5.5. Обмежувачі відкриття доцільно виконувати трубчастими з кінцевими скобами.

В одному обмежувачі, який розташований вздовж потоку, скоба виконується вертикальною і подовженою. На опорах 5 і запірному клапані 3 скоби розташовуються в вертикальній площині. Ущільнення запірного клапана здійснюється за допомогою спеціальної гумової стрічки 6, яка укріплена знизу циліндричної частини.

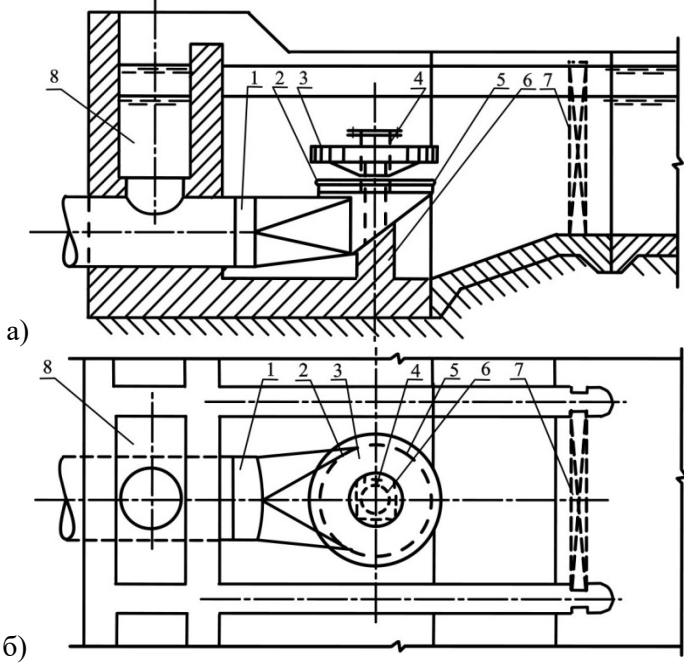


Рис. 5.5. Схема поплавкового водовипуску

Напірний трубопровід сполучається з атмосферою через повітропровідну трубу 7 і зрівнювальну камеру 8. В напірному басейні водовипуску встановлюються роздільні бики 9 і пази для ремонтних затворів 10.

При зупиненому насосі вода в напірний трубопровід 1 не подається і запірний клапан 3 притиснутий до сідла гідростатичним тиском води. В процесі пуску насоса водовід 1 заповнюється водою, витісняючи повітря через трубу 7 і камеру 8. В момент повного заповнення трубопроводу 1 рівень води у зрівнювальній камері 8 починає перевищувати рівень води в напірному басейні і за рахунок цього виникає гідродинамічна сила  $F$ , яка напрямлена вверх і намагається підняти запі-

рний клапан 3. Через те, що запірний клапан має незначну нерівноважену масу, то відкриття відбувається при невеликих перепадах рівнів  $Z$ .

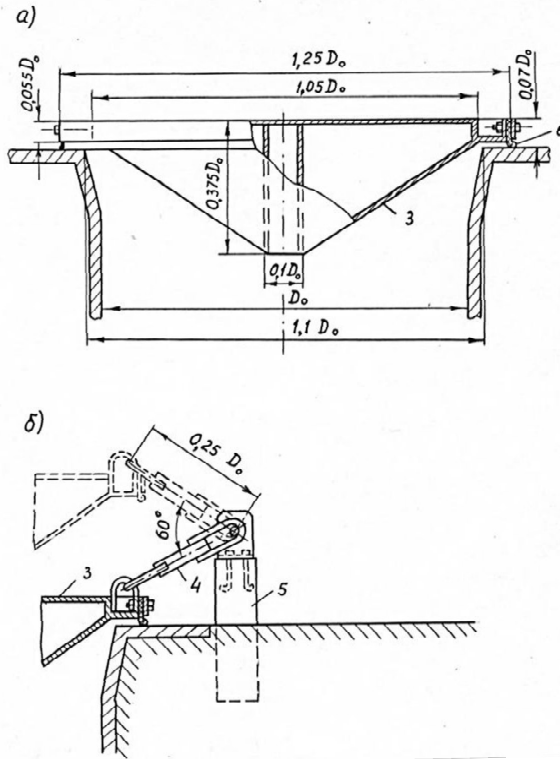


Рис. 5.6. Схема затвора з обмежувачами відкриття для поплавкового водовипуску

Після вимикання електродвигуна насосного агрегату швидкість витікання води через водовипуск зменшується, одночасно зменшується гідродинамічна дія потоку на клапан 3, і він опускається. Після появи зворотної течії води через водовипуск виникає присмоктувальна гідродинамічна сила  $F_n$ , яка прискорює посадку клапана 3 на сидло 2. Закриття клапана 3 перешкоджає спорожненню напірного басейна через насос. Наступне спорожнення трубопроводу 1 через насос не призводить до утворення в ньому вакууму, тому що повітря поступає з атмосфери в трубопровід через трубу 7 і камеру 8. Розглянутий водовипуск допустимо застосовувати при великих коливаннях води у відповідному



каналі або басейні, при цьому його відрізняє сприятливий характер перехідних гідромеханічних процесів.

Прямотечійний водовипуск (патент на корисну модель. Україна. № 100772), що містить корпус, гнучкий запірний елемент і аераційну трубу-стояк, який відрізняється тим, що корпус виконано у вигляді кінцевої ділянки напірного трубопроводу, верхня частина якого зрізана на довжині двох-трьох діаметрів, а гнучкий армований запірний елемент закріплений накладками і затискачами до верхнього півкола корпусу і до діаметрально розташованих горизонтальних полок, які приєднані до нижньої частини корпусу.

На рис. 5.7 показано поздовжній переріз прямотечійного водовипуску, а на рис. 5.8 – вигляд ПВ з боку напірного басейна.

Пристрій працює наступним чином. В умовах нормальної експлуатації потік рідини піднімає гнучкий елемент 2 і без зміни напрямку руху з мінімальним гідравлічним опором виходить в напірний басейн.

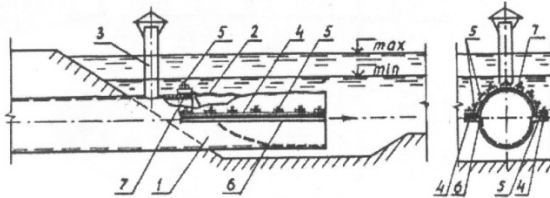


Рис. 5.7. Поздовжній переріз прямотечійного водовипуску (ПВ)

Рис. 5.8. Вигляд ПВ з боку напірного басейна

В процесі зупинки насоса зворотний потік рідини притискає гнучкий елемент до внутрішньої сторони нижньої частини корпусу 1 і тим самим припиняє потрапляння води з напірного басейна в трубопровід, а повітря поступає в трубопровід, що спорожнюється, аераційною трубою-стояком 3. Положення гнучкого елемента в закритому стані показано пунктирною лінією на рис. 5.6 [290].

При пусках насоса повітря з трубопроводу виходить в атмосферу аераційною трубою 3.

Переваги запропонованої конструкції водовипуску є те, що вона проста і дешева, з полегшеними умовами експлуатації. Відсутність просторових поворотів гідравлічного потоку суттєво зменшує її гідравлічний опір і ширину споруди, що обумовлює зниження її матеріалоемності.

сті. Крім цього застосування даної конструкції водовипуску не обмежується великими значеннями коливання рівнів води в напірному басейні, на відміну від інших типів водовипусків.

*Водовипуск насосної станції* (патент на корисну модель. Україна, № 117827), що містить кінцевий оголовок трубопроводу, запірний затвор, виконаний у вигляді порожнистого циліндра з нижньою конічною частиною, обмежувач відкриття, який відрізняється тим, що кінцевий оголовок напірного трубопроводу виконано у вигляді комбінованого переходу з круглого поперечного перерізу трубопроводу до прямокутного в поєднанні з вертикальною циліндричною частиною, при цьому діаметр сідла затвора прийнято більшим ніж діаметр трубопроводу для забезпечення допустимої вихідної швидкості потоку води, а обмежувач відкриття затвора утворено вертикальним циліндричним стояком, який жорстко з'єднаний з кінцевим оголовком трубопроводу і внутрішнім стаканом з двома напрямними антифрикційними кільцями або суцільною антифрикційною втулкою, і внутрішньою циліндричною вертикальною камерою затвора, яка герметизована верхньою кришкою з можливістю переміщення запірного затвора відносно стакана [291].

На рис. 5.9 показаний водовипуск, поздовжній переріз; на рис. 5.10 – те ж, вигляд зверху; на рис. 5.11 – затвор у відкритому положенні.

Запропонована конструкція водовипуску створює сприятливу гідравлічну структуру потоку, тому що струмини виконують плавні повороти наближені до прямотечійних і цим забезпечують зниження гідравлічних втрат напору і економію електроенергії при експлуатації насосної станції.

Водовипуск містить кінцевий оголовок трубопроводу 1 з сідлом 2; запірний затвор 3, виконаний у вигляді порожнистого циліндра з конічною нижньою частиною; обмежувач відкриття затвора 4; ущільнюючу стрічку 5; бетонну опору оголовка 6; ремонтний затвор 7; повітряну трубу 8.

Обмежувач відкриття затвора 4 складається з вертикального циліндричного стояка 9, який жорстко з'єднаний з кінцевим оголовком трубопроводу і внутрішнім стаканом 10 з двома напрямними антифрикційними кільцями або суцільною антифрикційною втулкою, і внутрішньої циліндричної вертикальної камери 12 запірного затвора 3, яка герметизується верхньою кришкою 13 з можливістю переміщення запірного затвора 3 відносно стакана 10.

Пристрій працює наступним чином. При вимкненому насосі вода

в напірний трубопровід не подається і запірний затвор 3 притиснутий до сідла 2 гідростатичним тиском води. В процесі пуску насоса напірний трубопровід заповнюється водою і повітря витісняється з нього повітряною трубою 8. В момент повного заповнення трубопроводу виникає гідродинамічна сила, яка напрямлена вверх і намагається підняти запірний затвор 3.

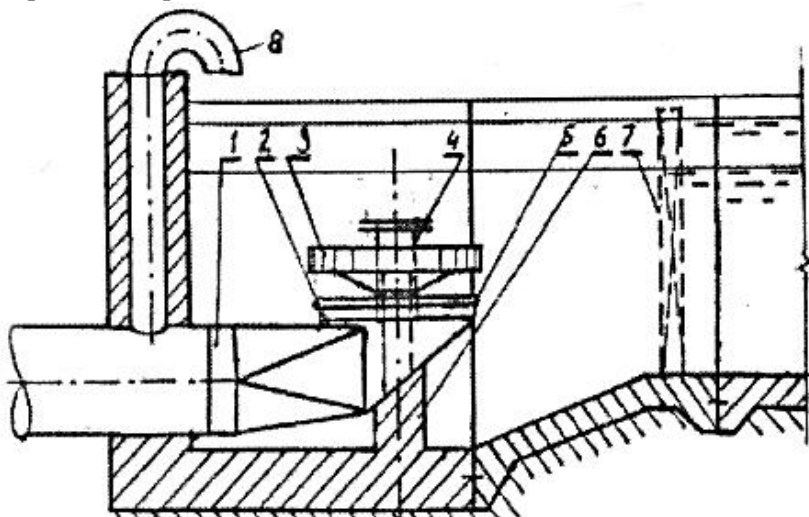


Рис. 5.9. Поздовжній переріз водовипуску

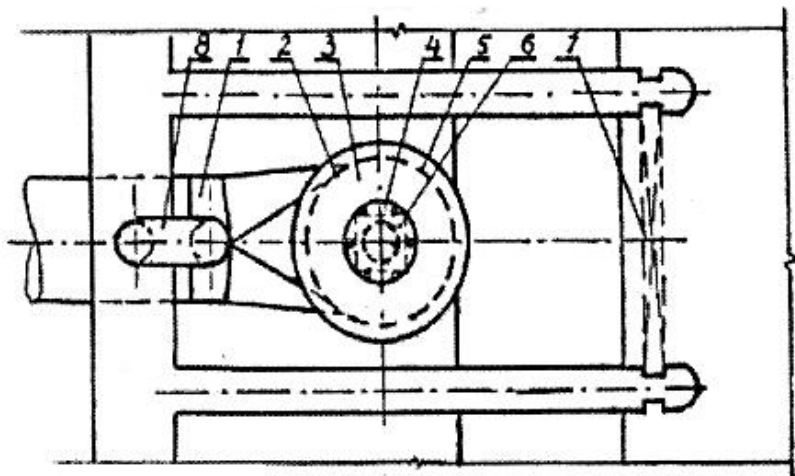


Рис. 5.10. Водовипуск насосної станції: вигляд зверху

Через те, що запірний затвор 3 має майже нульову плавучість, то відкриття відбувається при невеликих втратах напору. Дуже швидкому підняттю затвора перешкоджає зусилля, яке виникає при заповненні водою внутрішньої камери 12. Величина відкриття запірного затвора 3 визначається обмежувачем 4, причому швидкість потоку на виході з водовипуску повинна бути не вище рекомендованої, а максимальне відкриття запірного затвора 3 повинно бути не менше  $\frac{1}{4}$  діаметра сідла 2.

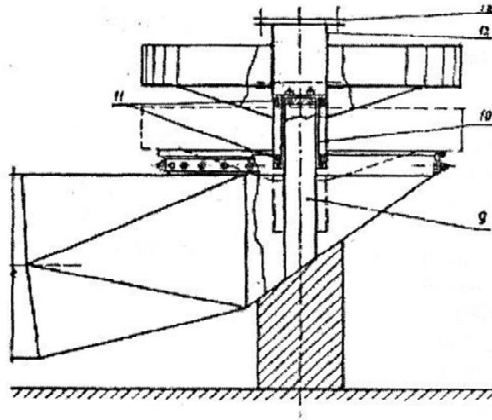


Рис. 5.11. Затвор водовипуску у відкритому положенні

Після вимикання насоса швидкість витікання води зменшується, одночасно зменшується гідродинамічна дія потоку на запірний затвор 3, і він повільно починає опускатися на сідло 2, перешкоджаючи зворотному потоку води. При цьому з одного боку виникає значне підсмоктуюче зусилля, яке прискорює закриття запірного затвора 3, а з другого боку при витісненні води з внутрішньої камери 12 виникає гальмівне зусилля, яке уповільнює закриття запірного затвора 3. Для зменшення сили тертя при переміщенні запірного затвора 3 кільця внутрішнього стакана 10 або суцільна втулка можуть бути виконані, застосовуючи будь-який антифрикційний матеріал – капрон, фторопласт, тордон, вуглепластик і ін. При опусканні запірного затвора 3 на сідло 2 зворотна течія води припиняється. При подальшому спорожненні трубопроводу вакуум в ньому не утворюється, тому що повітря заповнює трубопровід через повітряну трубу 8. При опущеному затворі ущільнення між запірним затвором з і сідлом 2 забезпечується за рахунок деякої деформації

ущільнюючої стрічки 5.

Як показують попередні дослідження водовипуск створює сприятливі впливи на характер перехідних процесів в насосній установці і може застосовуватися при значних коливаннях рівня води у відвідному каналі, водосховищі або басейні регулювання. При цьому в порівнянні з сифонним водовипуском забезпечується економія електроенергії, металевих конструкцій і будівельного бетону.

### 5.3. Гідравлічні і гідромеханічні характеристики водовипусків насосних станцій

#### *Поплавковий водовипуск*

Дослідження поплавкового водовипуску виконувалося на моделі водовипуску з діаметром напірного трубопроводу  $D_o = 200$  мм [292]. Така модель дає масштаб моделювання  $\alpha_l = 10$ , якщо напірний трубовід натурної насосної станції має діаметр 2000 мм.

Геометричні розміри проточної частини поплавкового водовипуску у відносних величинах показані на рис. 5.9 і рис. 5.10. Модель запірнього клапана виготовлялася з оцинкованої жести товщиною 0,8 мм. Деталі моделі з'єднувалися шляхом ретельного спаювання. Герметичність пайки перевірялася в водній камері за відсутністю виходу повітря з порожнин моделі.

За результатами вимірювань визначався коефіцієнт гідравлічного опору [292] формула (5.13)

$$\zeta = \frac{z}{v_l^2 / (2g)}, \quad (5.27)$$

де  $v_l$  – швидкість води в трубопроводі діаметром 200 мм.

З урахуванням швидкісного напору коефіцієнти опору відповідно для прямої і зворотної течії води:

$$\zeta_{es} = 1 + \zeta, \quad (5.28)$$

$$\zeta_{el} = \zeta_l - 1. \quad (5.29)$$

Коефіцієнти гідродинамічної дії потоку на запірний клапан поплавкового водовипуску знаходилися за наступними формулами:

при прямій течії води

$$\beta_1 = \frac{4F}{\Delta p \cdot \pi D_o^2}, \quad (5.30)$$

при зворотній течії води

$$\beta_n = \frac{4F_n}{\Delta p \cdot \pi D_3^2}. \quad (5.31)$$

Для зручності порівняння отриманих даних з результатами досліджень інших авторів результати дослідів представлені в вигляді залежностей  $\zeta_\varepsilon = f(h/D_0)$ , рис. 5.3, і  $\beta = f(h/D_0)$ .

Всього було виконано 62 досліди. Результати дослідів показують, що при  $Re > 10 \cdot 10^3$  існують умови автомодельності потоку. Аналізуючи результати досліджень прямої течії води через водовипуск, необхідно зазначити, що дослідні значення коефіцієнтів опору  $\zeta_\varepsilon$  добре збігаються з даними П. К. Плесевицюса [295], які отримані для прохідних клапанів судових систем. За результатами досліджень нами була підібрана наступна апроксимуюча залежність

$$\zeta_\varepsilon = 1,3 + 0,2 (h/D_0)^{-1,5}. \quad (5.32)$$

Координати цієї залежності

$h/D_0$	0,06	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\zeta_\varepsilon$	20,1	7,6	3,54	2,51	2,09	1,86	1,73	1,64

Як показано на рис. 5.12, крива, що відповідає дослідам і побудована за формулою (5.32), проходить нижче всіх інших кривих. Це вказує на те, що запропонована конструкція водовипускної споруди має високу пропускну здатність.

Результати дослідів графічно представлено також на рис. 5.12, [292].

При апроксимації дослідних даних одержані аналітичні вирази в такому остаточному вигляді:

$$\zeta_\varepsilon = 1,3 + 0,2 (h/D_0)^{-1,5}, \quad (5.35)$$

$$\zeta_{\varepsilon l} = 0,5 + 0,119 (h/D_0)^{-1,635}, \quad (5.36)$$

$$\beta_l = \varepsilon\beta = \left(1 + \frac{2}{\zeta_\varepsilon + 1}\right) \cdot \left(1,25 + 0,395\sqrt[3]{h/D_0}\right)^2, \quad (5.37)$$

$$\beta_n = \frac{1}{16\zeta_{\varepsilon l} (h/D_0)^2}. \quad (5.38)$$

Ці формули досить точно описують характер дослідних залежностей у розрахунковому діапазоні відносних відкриттів запірною затвора від  $h/D_0 = 0$  до  $h/D_0 = 0,3$ . На рис. 5.12 результати розрахунків за формулами (5.28) – (5.35) наведені суцільними лініями.

Підібрані апроксимуючі залежності використовують при проектуванні водовипусків і вони особливо необхідні для побудови математичної моделі роботи водовипускних пристроїв при перехідних режимах [292].

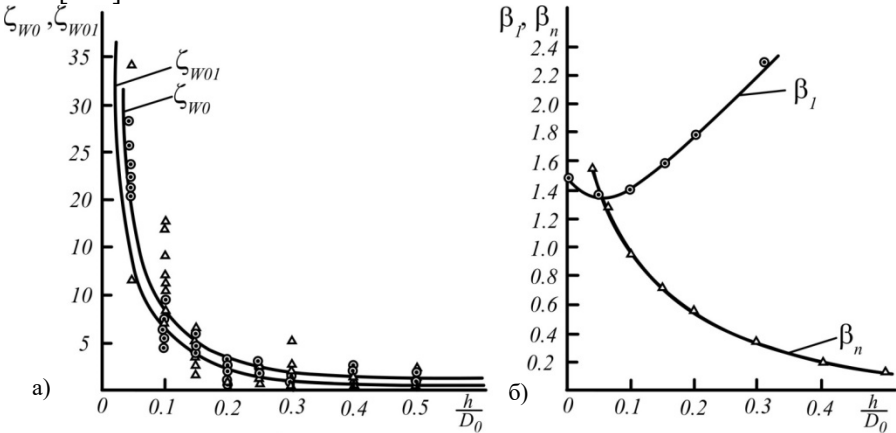


Рис. 5.12. Гідродинамічні характеристики запірнього клапана:

- а) Графіки залежностей  $\zeta_w = f(h/D_0)$ ,  $\zeta_{w1} = f(h/D_0)$ ;  
 б) Графіки залежностей  $\beta_l = f(h/D_0)$ ,  $\beta_n = f(h/D_0)$

#### 5.4. Математичне моделювання перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках з поплавковими водовипусками

Поплавковий водовипуск належить до пристроїв попередження зворотної течії середовища, що транспортується, і може знайти застосування в якості водовипускної споруди насосних станцій, у яких діаметри напірних трубопроводів не менші ніж 1,2 м. Задачею запропонованої корисної моделі є зменшення ширини камери водовипуску і зменшення об'єму бетону в нижній частині водовипуску.

Поставлена задача вирішується тим, що застосовується внутрішній обмежувач відкриття затвору і кінцевий оголовок напірного трубопроводу виконується у вигляді комбінованого переходу з круглого поперечного перерізу трубопроводу до прямокутного в поєднанні з вертикальною циліндричною частиною, при цьому діаметр сідла затвору приймається більшим ніж діаметр трубопроводу для забезпечення допустимої вихідної швидкості потоку води.

На рис. 5.13 показано водовипуск, поздовжній переріз.

Запроектуємо поплавковий водовипуск зазначеного типу для наступних умов:

Подача насосної станції  $Q_{max} = 32,3 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

Кількість насосів..... $z_n = 7$  шт;

Кількість напірних трубопроводів..... $z_{mp} = 7$  шт;

Подача насоса..... $Q_n = 4,61 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

Діаметр трубопроводу..... $D = 1,6 \text{ м}$ ;

Довжина трубопроводу..... $L = 80 \text{ м}$ ;

Насоси – ОП 3-110:

Діаметр робочого колеса..... $D_{pk} = 1,1 \text{ м}$ ;

Частота обертання вала насоса..... $n = 585 \text{ об/хв}$ ;

Електродвигун ВСДН 16-36-10:

Частота обертання..... $n_c = 600 \text{ об/хв}$ ;

Номінальна потужність..... $N_n = 1250 \text{ кВт}$ ;

Параметри розрахункового режиму:

Подача насоса..... $Q = 4,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

Геодезичний напір насоса..... $H = 18,86 \text{ м}$ ;

Приймаємо основні розміри водовипуску згідно рис.5.13.

Визначаємо основні розміри і параметри водовипуску, прийнявши зварну конструкцію і товщину прокатного металу (Ст 3) рівною  $\delta = 8 \text{ мм} = 0,008 \text{ м}$ .

Внутрішній діаметр сідла  $D_c = 1,25D = 1,25 \cdot 1,6 = 2,0 \text{ м}$ .

Максимальне відкриття затвора  $h_{max} = 0,25D = 0,25 \cdot 1,6 = 0,5 \text{ м}$ .

Перевіряємо значення швидкості води на виході з сідла водовипуску  $v_{вих}$ . Повинна виконуватися умова  $v_{вих} \leq 2 \text{ м/с}$ .

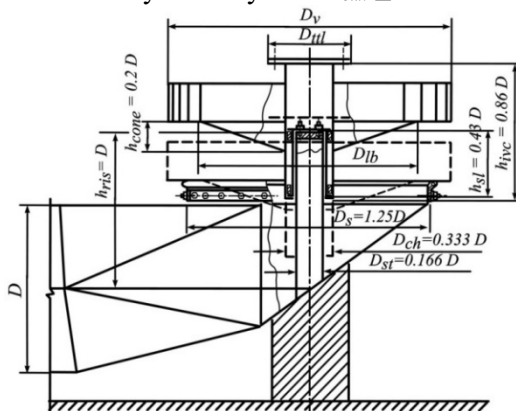


Рис. 5.13. Основні розміри поплавкового водовипуску у відносних величинах



Розрахункова швидкість води на виході з водовипуску

$$V_{вих\ p} = Q_w / \left( \frac{\pi D_c^2}{4} \right) = \frac{4,61}{0,785 \cdot 2^2} = 1,468 \text{ м/с,}$$

тобто умова виконується.

Зовнішній діаметр сідла  $D_{cз} = D_c + 2\delta + 2\delta_y + 2\delta_{нак}$ , де  $\delta_y$  – товщина гумового ущільнення,  $\delta_y = 0,01$  м;  $\delta_{нак}$  – товщина сталевієї накладки,  $\delta_{нак} = 0,006$  м.

$D_{cз} = 2,0 + 2 \cdot 0,008 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,006 = 2,048$  м. Приймаємо  $D_{cз} = 2,05$  м.

Діаметр стояка  $D_{скв} = D_{см} + 2\delta_3 = 0,166 \cdot 1,6 = 0,266$  м. Приймаємо згідно сортаменту сталевих труб  $D_{см} = 0,25$  м.

Внутрішній діаметр стакана  $D_{скв} = D_{см} + 2\delta_3$ , де  $\delta_3$  – величини зазору,  $\delta_3 = 0,01$  м, тоді  $D_{скв} = 0,25 + 2 \cdot 0,01 = 0,27$  м.

Зовнішній діаметр стакана  $D_{скз} = D_{скв} + 2\delta = 0,27 + 2 \cdot 0,008 = 0,286$  м. Діаметр труби внутрішньої камери затвора  $D_k = 0,333$  м. Діаметр труби внутрішньої камери затвора  $D_k = 0,333 \cdot 1,6 = 0,533$  м. Приймаємо згідно сортаменту сталевих труб  $D_k = 0,5$  м, тоді внутрішній діаметр цієї труби  $D_{кв} = D_k - 2\delta = 0,5 - 2 \cdot 0,008 = 0,484$  м.

Зовнішній діаметр антифрикційного кільця стакана

$D_{кк} = D_{кв} - 2\delta_k = 0,484 + 2 \cdot 0,015 = 0,454$  м, де  $\delta_k$  – ширина металевого кільця,  $\delta_k = 0,015$  м.

Зовнішній діаметр антифрикційного кільця стакана

$D_{ка} = D_{кк} + 2\delta_3 = 0,454 + 2 \cdot 0,01 = 0,474$  м, де  $\delta_3$  – ширина зазору,  $\delta_3 = 0,01$  м.

Перевіряємо зазор  $z$  між внутрішнім діаметром внутрішньої камери затвора і антифрикційним кільцем

$$z = (D_{кв} - D_{ка}) / 2 = (0,484 - 0,474) / 2 = 0,005 \text{ м, що допустимо.}$$

Діаметр отвору у нижній частині камери затвора

$$D_{от} = D_{см} + 2\delta_3 = 0,25 + 2 \cdot 0,01 = 0,27 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр затвора

$D_3 = D_{cз} + 2\delta_{зан} = 2,05 + 2 \cdot 0,1 = 2,25$  м, де  $\delta_{зан}$  – величина запасу в габаритах затвора,  $\delta_{зан} = 0,1$  м.

Висота стояка  $h_{см} = 1,0$  м.

Висота стакана  $h_{стк} = 0,4$  м.

Висота внутрішньої камери затвора без верхньої заглушки

$h_{вкз} = 0,86$  м.

Висота нижньої частини внутрішньої камери затвора (ВКЗ)

$h_{нч} = 0,3 D = 0,3 \cdot 1,6 = 48$  м. Приймаємо  $h_{нч} = 0,5$  м.

Визначаємо розміри нижнього зрізаного конуса. Розрахункова схема.

Діаметр більшої основи нижнього конуса затвора

$D_{\delta o} = D_c - 2\delta_{зан1} = 2 - 2 \cdot 0,05 = 1,9$  м, де  $\delta_{зан1}$  – величина запасу на виконання зварного шва,  $\delta_{зан1} = 0,05$  м.

Висота нижнього зрізаного конуса  $h_{кон} = 0,2D = 0,2 \cdot 1,6 = 0,32$  м.

Згідно рис. 5.26 радіуси основ дорівнюють  $R_{\delta o} = D_{\delta o} / 2 = 1,9 / 2 = 0,95$  м;  $R_k = D_k / 2 = 0,5 / 2 = 0,25$  м,  $x = R_{\delta o} - R_k = 0,95 - 0,25 = 0,7$  м.

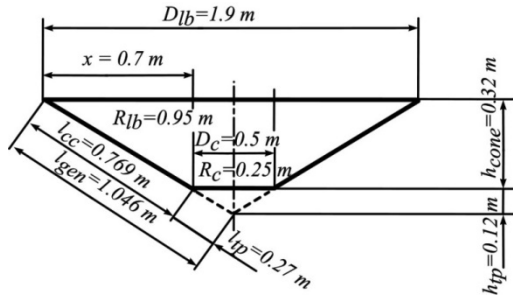


Рис. 5.14. Розрахункова схема нижнього конуса поплавкового водовипуску

Висота зрізаної частини  $h_{зч}$  з подібності трикутників

$$\frac{h_{зч}}{h_{кон}} = \frac{D_k / 2}{x}; \quad h_{зч} = h_{кон} \frac{D_k / 2}{x}; \quad h_{зч} = 0,32 \cdot \frac{0,25}{0,7} = 0,12 \text{ м.}$$

Твірна зрізаної частини конуса

$$l_{зч} = \sqrt{R_k^2 + h_{нч}^2} = \sqrt{0,25^2 + 0,12^2} = 0,277 \text{ м.}$$

Довжина загальної твірної

$$l_{заг} = l_{зч} + l_{кон} = 0,277 + 0,769 = 1,046 \text{ м.}$$

Визначаємо масу деталей затвора, приймаючи густину сталі (Ст 3) рівною  $\rho_{ст} = 7,88$  т/м<sup>3</sup>.

Верхній кільцевий диск (умовно – фактично він складається з кільця розрізаного на 6 однакових секторів, а потім зварених з забезпеченням герметичності затвора).

$$m_{кд} = \rho_{ст} V_{кд} = \rho_{ст} \frac{\pi}{4} \delta \left[ (D_3 - 2\delta)^2 - D_k^2 \right].$$

$$m_{кд} = 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 \left[ (2,25 - 2 \cdot 0,008)^2 - D_k^2 \right] = 0,234 \text{ т.}$$

Нижній кільцевий диск

$$m_{км} = \rho_{ст} V_{кн} = \rho_{ст} \frac{\pi}{4} \delta (D_3^2 - D_{\delta\delta}^2) =$$

$$= 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 (2,25^2 - 1,9^2) = 0,072 \text{ т.}$$

Площа бокової поверхні звичайного конуса знаходять за формулою  $M = \pi Rl$ , де  $R$  – радіус основи конуса,  $l$  – твірна конуса. Маса зрізаного конуса

$$m_{кон} = \rho_{ст} \delta M_{зк} = \rho_{ст} \delta (M_{зк\delta} - M_{зкм}) = \rho_{ст} \delta \pi (R_{\delta\delta} \cdot l_{з\delta} - R_k \cdot l_{зк}).$$

$$m_{кон} = 7,88 \cdot 0,008 \cdot 3,14 (0,95 \cdot 1,046 - 0,25 \cdot 0,277) = 0,14 \text{ т.}$$

Маса внутрішньої камери затвора

$$m_{вк} = \rho_{ст} \pi D_k \delta h_{вкз} = 7,88 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,008 \cdot 1,38 = 0,137 \text{ т.}$$

Маса верхньої заглушки ВКЗ  $m_{з\delta}$  при діаметрі заглушки

$D_{з\delta} = D_k + 2 \cdot b_{\phi}$ , де  $b_{\phi}$  – ширина фланця, яка визначається залежністю  $b_{\phi} = b_{нр} + b_{ом} + b_{зан}$ . Тут позначено  $b_{нр}$  – ширина гумової прокладки,  $b_{нр} = 0,03$  м;  $b_{ом}$  – діаметр отвору під болти,  $b_{ом} = 0,02$  м;  $b_{зан}$  – ширина запасу під головки болтів,  $b_{зан} = 0,02$  м.

$$b_{\phi} = 0,03 + 0,02 + 0,02 = 0,07 \text{ м; } D_{з\delta} = 0,5 + 2 \cdot 0,07 = 0,64 \text{ м.}$$

Для приєднання заглушки використовують 12 болтів М 16.

$$m_{з\delta} = \rho_{ст} \frac{\pi D_{з\delta}^2}{4} \delta = 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,64^2 \cdot 0,008 = 0,02 \text{ т.}$$

Маса болтів  $m_{\delta} = 12 \cdot 0,5 = 6 \text{ кг} = 0,006 \text{ т.}$

Маса фланця під заглушку  $m_{\phiз} = \rho_{ст} \frac{\pi}{4} \delta (D_{з\delta}^2 - D_k^2) =$

$$= 7,88 \cdot 0,785 \cdot 0,008 \cdot (0,64^2 - 0,5^2) = 0,0079 \text{ т.}$$

При наявності 6 вертикальних ребер жорсткості в середині затвора маса ребер в межах кінчної частини

$$m_{рвк} = 6 \rho_{ст} \delta \cdot \frac{1}{2} (R_{\delta\delta} + R_k) \cdot h_{кон} = 6 \cdot 7,88 \cdot 0,008 \cdot 0,5 \cdot (0,95 + 0,25) \cdot 0,32 = 0,042 \text{ т.}$$

Маса 12 полок-планок  $m_{пл}$  під зварювання між собою ребер і секторів, які виконані з кутників 20x20 мм, якщо маса 1 пм кутника з полкою товщиною 4 мм становить  $m_{пм} = 1,15$  кг

$$m_{пл} = 12 m_{пм} [(D_3 - 2\delta) - D_k / 2] =$$

$$12 \cdot 1,15 \cdot [(2,25 - 2 \cdot 0,008) / 2 - 0,5 / 2] = 12 \text{ кг} = 0,012 \text{ т.}$$

Площа перерізу зовнішнього циліндра затвора і 6 ребер жорсткості

$$f_p = [\pi D_3 + 6(D_3 - 2\delta - D_k)] \delta =$$

$$= [3,14 \cdot 2,25 + 6(2,25 - 2 \cdot 0,008 - 0,5)] \cdot 0,008 = 0,14 \text{ м}^2.$$

Умова плавучості затвора

$$1,05 \rho_v (V_{\text{кон ч}} + V_{\text{ц}} + V_{\text{загл}}) = m_{\text{заг}} + \rho_{\text{смфр}} h_{\text{ц}};$$

де  $\rho_v$  – густина води,  $\rho_v = 1 \text{ т/м}^3$ ;  $V_{\text{кон ч}}$  – об'єм конічної частини;  $V_{\text{ц}}$  – об'єм циліндричної частини;  $V_{\text{загл}}$  – об'єм заглушки. Тоді

$$1,05 \cdot \rho_v \cdot (V_{\text{кон ч}} + \frac{\pi D_{\text{з}}^2}{4} h_{\text{ц}} + \frac{\pi D_{\text{заг}}^2}{4} 2\delta) = m_{\text{заг}} + \rho_{\text{смфр}} h_{\text{ц}}.$$

З цього співвідношення знаходять висоту циліндричної частини затвора  $h_{\text{ц}}$ .

Визначимо об'єм конічної частини затвора. Об'єм конуса з висотою, яка перпендикулярно проходить через центр його основи визначається за залежністю  $V_{\text{к}} = \frac{1}{3} \pi R^2 h$ , де  $h$  – висота конуса. Повна висота незрізаного конуса  $h_n = 0,32 + 0,12 = 0,44 \text{ м}$ .

$$\text{Об'єм зрізаного конуса } V_{\text{кон ч1}} = \frac{1}{3} \pi (R_{\text{б}}^2 h_n - R_{\text{к}}^2 h_{\text{зч}}) =$$

$$= 0,333 \cdot 3,14 (0,95^2 \cdot 0,44 - 0,25^2 \cdot 0,12) = 0,408 \text{ м}^3.$$

Об'єм зрізаного конуса без внутрішньої циліндричної частини

$$V_{\text{кон ч1}} = V_{\text{кон ч1}} - \frac{\pi D_{\text{к}}^2}{4} h_{\text{кон}} = 0,408 - 0,408 \cdot 0,5^2 \cdot 0,32 = 0,345 \text{ м}^3.$$

Загальна маса затвора без циліндричної частини

$$m_{\text{заг}} = m_{\text{ез}} + m_{\text{фз}} + m_{\text{ек}} + m_{\text{кд}} + m_{\text{кн}} + m_{\text{б}} + m_{\text{пл}} + m_{\text{кон}} + m_{\text{рвк}} =$$

$$= 0,02 + 0,079 + 0,137 + 0,234 + 0,072 + 0,006 + 0,012 + 0,14 + 0,042 = 0,742 \text{ т}.$$

Умови рівноваги

$$1,05 \cdot 1 \cdot (0,345 + 0,785 \cdot 2,25^2 h_{\text{ц}} + 0,785 \cdot 0,64^2 \cdot 2 \cdot 0,008) = 0,742 + 7,88 \cdot 0,14 \cdot h_{\text{ц}},$$

або

$$0,367 + 3,967 h_{\text{ц}} = 0,723 + 1,103 h_{\text{ц}}.$$

Тоді

$$2,864 h_{\text{ц}} = 0,356.$$

Отже

$$h_{\text{ц}} = 0,356 / 2,864 = 0,124 \text{ м}.$$

Перевірка умови рівноваги

$$0,367 + 3,967 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т}.$$

$$0,723 + 1,103 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т}.$$

Умови виконуються.

Виштовхувальна сила  $(0,367 + 3,967 \cdot 0,124) / 1,05 = 0,818 \text{ т}$ .

Сила тяжіння  $0,723 + 1,103 \cdot 0,124 = 0,859 \text{ т}$ .

Недостатність плавучості  $0,859 - 0,818 = 0,041 \text{ т} = 41 \text{ кг}$ .

**Математичне моделювання перехідних процесів поплавок-ового водовипуску з внутрішнім обмежувачем при пуску і зупинці насоса**

Вихідні дані для математичного моделювання перехідних процесів наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для математичного моделювання перехідних процесів

№ з/п	Найменування параметрів	Позначення	Чисельне значення	Одиниці вим-ня
1.	Насоси відцентрові вертикальні ОП 3-110	$Z_n =$	7	шт
2.	Частота обертання вала насоса	$n =$	585	об/хв
3.	Діаметр робочого колеса	$D_{рк} =$	1100	мм
4.	Електродвигуни ВСДН -16-36-10	$Z_{дв} =$	7	шт
5.	Довжина напірного трубопроводу	$L =$	80	м
6.	Діаметр напірного трубопроводу	$D_{тр} =$	1,6	м
7.	Маса клапана	$M_k =$	0,808	т
8.	Маса баласту	$M_b =$	0	т
9.	Приєднана маса	$M_{пр} =$	1,687	т
10.	Загальна маса	$M_z =$	2,495	т
11.	Об'єм клапана	$V_k =$	0,769	м <sup>3</sup>
12.	Діаметр сідла клапана	$D_c =$	2	м
13.	Діаметр циліндра клапана	$D_{ц} =$	2,25	м
14.	Висота циліндра клапана	$V_{ц} =$	0,3	м
15.	Максимальне відкриття клапана	$h_{max} =$	0,5	м
16.	Глибина води в камері клапана	$H_k =$	3,62	м
17.	Геодезичний напір	$H_g =$	19,9	м
18.	Коефіцієнт опору трубопроводу	$S_{тр} =$	0,1028	с <sup>2</sup> /м <sup>5</sup>
19.	Фіктивний напір насоса	$H_{ф} =$	35,73	м
20.	Фіктивний опір насоса	$S_{ф} =$	0,813	с <sup>2</sup> /м <sup>5</sup>
21.	Базова подача насоса	$Q_b =$	4,57	м <sup>3</sup> /с
22.	Базовий напір насоса	$H_b =$	19	м
23.	Витрата трубопроводу	$Q_{тр} =$	4,45	м <sup>3</sup> /с
24.	Подача насоса	$Q_n =$	4,45	м <sup>3</sup> /с
25.	Напір насосів	$H_n =$	19,1	м
26.	Неврівноважене зусилля сили тяжіння на клапан	$G =$	3,82	кН

Результати розрахунків наведені в таблицях 5.2, 5.3 і на рис.5.16.

Таблица 5.2

## Розрахунок перехідного процесу при зупинці насоса

t	Q <sub>B</sub>	V	h	h/D	z <sub>e</sub>	b <sub>1</sub>	Δp	F	F-G	Δh	w	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
c	м3/с	м/с	м				кПа	кН	кН	м	м/с <sup>2</sup>	м
0	5,99	1,91	0,5	0,25	1,9	4,612	3,462	50,138	46,317	0	0	0,353
0,1	5,99	1,91	0,5	0,250	1,900	4,830	3,457	52,431	48,611	0	0	0,352
0,2	5,36	1,71	0,5	0,250	1,900	4,830	2,768	41,982	38,162	0	0	0,282
0,3	4,73	1,51	0,5	0,250	1,900	4,830	2,156	32,693	28,873	0	0	0,220
0,4	4,13	1,32	0,5	0,250	1,900	4,830	1,643	24,925	21,105	0	0	0,168
0,5	3,54	1,13	0,5	0,250	1,900	4,830	1,207	18,312	14,492	0	0	0,123
0,6	2,96	0,94	0,5	0,250	1,900	4,830	0,844	12,803	8,983	0	0	0,086
0,7	2,41	0,77	0,5	0,250	1,900	4,830	0,560	8,487	4,667	0	0	0,057
0,8	1,87	0,60	0,5	0,250	1,900	4,830	0,337	5,110	1,290	0	0	0,034
0,9	1,35	0,43	0,5	0,250	1,900	4,830	0,176	2,663	-1,157	-0,004	0	0,018
1	0,84	0,27	0,495	0,248	1,923	4,746	0,069	1,025	-2,795	-0,015	-1,120	0,007
1,1	0,35	0,11	0,479	0,240	2,004	4,476	0,012	0,175	-3,645	-0,030	-1,460	0,001
1,2	-0,12	-0,04	0,449	0,150	3,155	0,884	-0,002	-0,008	-3,828	-0,037	-0,669	0,000
1,3	-0,58	-0,18	0,411	0,137	3,558	0,932	-0,061	-0,178	-3,998	-0,044	-0,699	-0,006
1,4	-1,02	-0,32	0,367	0,123	4,180	0,995	-0,221	-0,689	-4,509	-0,052	-0,789	-0,022
1,5	-1,44	-0,46	0,315	0,105	5,223	1,080	-0,549	-1,863	-5,683	-0,061	-0,994	-0,056
1,6	-1,85	-0,59	0,253	0,085	7,251	1,205	-1,258	-4,760	-23,400	-0,102	-4,094	-0,128
1,7	-2,24	-0,71	0,150	0,050	16,302	1,516	-4,148	-19,750	-38,390	-0,170	-6,718	-0,423

Таблиця 5.3

## Результати розрахунку перехідного процесу при пуску насоса

t	H	Q <sub>H</sub>	V	h	h/D	z <sub>B</sub>	β <sub>1</sub>	Δp	F	F-G	Δh	w	ΔZ	Q <sub>y</sub>	Z
c	м	м <sup>3</sup> /с	м/с	м				кПа	кН	кН	м	м/с <sup>2</sup>	м	м <sup>3</sup> /с	м
0	20,49	4,33	0	0	0	1737	1,5	0	0	0	0	0	0	4,33	0
0,1	20,59	4,314	0,035	0,004	0,002	1736	1,70	1,06	5,002	1,18	0,004	0,47	0,108	4,204	0,108
0,2	20,70	4,299	0,238	0,039	0,019	74,78	1,89	2,09	11,18	7,36	0,034	2,95	0,105	3,551	0,213
0,3	20,79	4,286	0,687	0,128	0,064	13,57	2,30	2,96	17,62	13,80	0,089	5,53	0,089	2,130	0,302
0,4	20,84	4,279	1,377	0,303	0,151	4,67	3,30	3,48	25,21	21,39	0,175	8,57	0,053	-0,045	0,355
0,5	20,84	4,279	1,913	0,500	0,250	2,90	4,61	3,47	36,01	32,19	0,304	12,90	-0,001	-1,727	0,354
0,6	20,80	4,285	1,792	0,500	0,250	2,00	4,61	3,05	44,25	40,43	0,000	0,00	-0,043	-1,343	0,311
0,7	20,76	4,290	1,693	0,500	0,250	2,90	4,61	2,72	39,48	35,66	0,000	0,00	-0,034	-1,026	0,278
0,8	20,74	4,294	1,613	0,500	0,250	2,90	4,61	2,47	35,83	32,01	0,000	0,00	-0,026	-0,770	0,252
0,9	20,72	4,296	1,550	0,500	0,250	2,90	4,61	2,28	33,09	29,27	0,000	0,00	-0,019	-0,570	0,233
1	20,70	4,298	1,502	0,500	0,250	2,90	4,61	2,14	31,06	27,24	0,000	0,00	-0,014	-0,417	0,218
1,1	20,698	4,300	1,465	0,500	0,250	2,90	4,61	2,04	29,58	25,76	0,000	0,00	-0,010	-0,301	0,208
1,2	20,690	4,301	1,439	0,500	0,250	2,90	4,61	1,96	28,51	24,69	0,000	0,00	-0,008	-0,216	0,200
1,3	20,685	4,302	1,419	0,500	0,250	2,90	4,61	1,91	27,74	23,92	0,000	0,00	-0,005	-0,154	0,195
1,4	20,681	4,302	1,405	0,500	0,250	2,90	4,61	1,87	27,19	23,37	0,000	0,00	-0,004	-0,109	0,191
1,5	20,678	4,303	1,395	0,500	0,250	2,90	4,61	1,84	26,80	22,98	0,000	0,00	-0,003	-0,077	0,188
1,6	20,676	4,303	1,388	0,500	0,250	2,90	4,61	1,83	26,53	22,71	0,000	0,00	-0,002	-0,054	0,186
1,7	20,675	4,303	1,383	0,500	0,250	2,90	4,61	1,81	26,33	22,51	0,000	0,00	-0,001	-0,038	0,185
1,8	20,674	4,303	1,379	0,500	0,250	2,90	4,61	1,80	26,20	22,38	0,000	0,00	-0,001	-0,027	0,184
1,9	20,674	4,303	1,377	0,500	0,250	2,90	4,61	1,80	26,10	22,28	0,000	0,00	-0,001	-0,019	0,184
2	20,673	4,304	1,375	0,500	0,250	2,90	4,61	1,79	26,03	22,21	0,000	0,00	0,000	-0,013	0,183

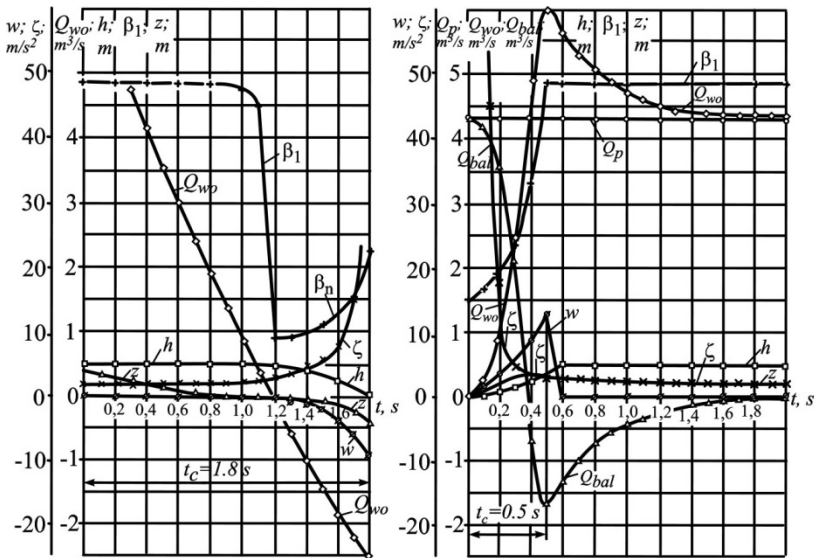


Рис. 5.15. Графіки перехідного процесу у поплавковому водовипуску з внутрішнім обмежувачем при пуску і зупинці насоса ОП 3-110,  $n = 585$  об/хв.,  $D_{pk} = 1100$  мм

З аналізу графіків видно, що клапан закривається за  $t_3=1,8$  с з кінцевим прискоренням  $|w_3| = 10$  м/с<sup>2</sup> і створює силу гідродинамічної дії на нього  $F_d = m_3 \cdot |w_3| = 2,495 \cdot 10 = 24,95$  кН. Цю силу необхідно враховувати при визначенні міцності клапана. Максимальний перепад рівнів в зрівнювальній камері і верхньому б'єфі становить  $z_{max_3} = 0,353$  м.

Відкриття клапана відбувається за  $t_n = 0,5$  с з різницею рівнів  $z_{max_n} = 0,355$  м. Максимальне прискорення при підніманні клапана  $w_n = 12,9$  м/с<sup>2</sup>, що дає гідродинамічну силу  $F_n = m_3 \cdot w_n = 2,495 \cdot 12,9 = 32,18$  кН. На це зусилля необхідно розраховувати міцність вертикального обмежувача відкриття.

Якщо припустити, що при зупинці насоса запірний клапан стискає гумове ущільнення таким чином, що утворюється поясок шириною  $s=0,01$  м з середнім діаметром сідла  $D_c=2$  м, тоді площа ущільнення сідла клапана  $\omega_{yc}=s \cdot \pi D_c=0,01 \cdot 3,14 \cdot 2=0,0628$  м<sup>2</sup>. Напруження гумового ущільнення визначається за залежністю

$$\sigma = \frac{m_3 \cdot g + F_d}{\omega_{yc}}. \quad (5.39)$$



$$\sigma = \frac{2,495 \cdot 9,81 + 24,95}{0,0628} = 787 \text{ кПа} = 0,787 \text{ МН/м}^2.$$

Допустиме значення напруження для гуми 51-1562 з каучуком типу СКУ-3 становить  $\sigma_{дон}=0,8 \text{ МН/м}^2$  [303] і для інших типів гумових ущільнень допустиме напруження  $\sigma_{дон}$  змінюється від 1,3 до 1,76 МН/м<sup>2</sup>. Умова  $\sigma < \sigma_{дон}$  виконується, тому міцність гумового ущільнення при перехідних гідродинамічних процесах забезпечується.

Результати розрахунків перехідних процесів при пуску насоса дозволяє визначити максимальне значення перепаду рівнів води в зрівнювальному резервуарі і верхньому б'єфі  $z_{max з} = 0,353 \text{ м}$ . Це дозволяє призначити відмітку верха переливної стінки за залежністю:

$$\downarrow \text{ПС} = \downarrow \text{ВБ}_{\text{max}} + z_{\text{max з}}. \quad (5.40)$$

що унеможливить перелив води через переливну стінку при розрахункових значення параметрів перехідного процесу.

### **Висновки:**

1. На основі проведеного аналізу особливості роботи водовипускних споруд насосних станцій визначені напрямки удосконалення режимів їх роботи та зменшення втрат напору на споруді.

2. Виконане експериментальне дослідження роботи поплавкового водовипуску за яким визначені коефіцієнти характеристик поплавкового водовипуску при прямій і зворотній течії води.

3. Розроблена математична модель руху води в прямому та зворотному напрямку через плаваючий водовипуск насосної станції нової конструкції, що захищена патентом України на корисну модель № 117827. За розробленою математичною моделлю проведені розрахунки перехідних процесів при прямому і зворотному русі води через водовипуск, які підтвердили ефективність його роботи.

4. Розроблена та захищена патентом Україну на корисну модель (№ 100772) конструкція прямоточного водовипуску насосної станції, яка має менші значення втрат напору на споруді в порівнянні з поплавковим.

5. Удосконалено метод обґрунтування енергоефективних параметрів водовипусків насосних станцій у разі подачі води у відкритий регулюючий басейн або верхній б'єф каскаду НС за експериментально визначеними та параметрично обґрунтованими коефіцієнтами характеристик поплавкового водовипуску при прямій та зворотній течії води.

## **6. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ РОЗРОБКИ ЕФЕКТИВНИХ ЗАХОДІВ БОРОТЬБИ З ГІДРАВЛІЧНИМ УДАРОМ В ЗЗМ**

### **6.1. Вихідні передумови щодо вирішення проблеми захисту ЗЗМ від гідравлічного удару та розрахунку перехідних процесів**

Зважаючи на те, що закрита зрошувальна мережа є технічною підсистемою та складається із насамперед технічних елементів, доцільно розглянути існуючі методики розрахунку технічних елементів ЗЗМ та технологічних схем управління та автоматизації, які спрямовані передусім на зменшення непродуктивних витрат води внаслідок пошкоджень при гідравлічному ударі.

Наведені літературні джерела [225; 231; 232; 254-264] в тій чи іншій мірі стосуються енергоефективності трубопровідних систем, а саме: проходження гідравлічних ударів при пуску і зупинці насосів, розриві суцільності потоку, прояву кавітаційних явищ, роботи водоповітряних резервуарів, характеристик запирання затворів і ін.

В роботі [254] розглядаються перехідні динамічні процеси в насосній установці при зупинці насосів для умов жорсткого гідравлічного удару.

Проходження пружного гідравлічного удару в крупних насосних установках при зупинці насоса досліджується графічним методом [225]. Запропоновані зведені графіки, які дозволяють в першому наближенні визначати напір, подачу і частоту обертання ротора насоса. В роботі [260] також досліджуються різні варіанти розрахунку гідравлічного удару графічним методом.

В роботі [260] розглядаються умови ділення трубопровідної системи на розрахункові ділянки.

В роботах [261] представлений аналіз динамічних процесів в насосному напірному трубопроводі з водоповітряною камерою.

Випадки розрахунку гідравлічного удару в насосних установках з паралельно працюючими відцентровими насосами чисельним методом показані в [262]. В статтях [254; 264] аналізується робота відцентрових насосів зі зворотними клапанами при їх зупинці. Запропоновані аналітичні залежності, які характеризують роботу зворотного клапана.

В роботах [231; 232; 255] наведені методики розрахунків гідравлічного удару методом характеристик при різних умовах в задачах: з'єднання труб, розгалуження, дроселюючи органи,

зрівнювальні елементи, випад приводу насоса і ін. Метод характеристик для розрахунку гідравлічного удару в складних розгалужених трубопроводах розглядається в [258].

Фізичні особливості явища кавітації, яка виникає в процесі розповсюдження хвилі гідравлічного удару аналізується в [260]. Розвиток кавітаційних явищ при досягненні значень вакууму 8–9 м може приводити до розриву суцільності потоку, що суттєво ускладнює проходження гідравлічних ударів і ускладнює методики їх розрахунків [214; 255]. Одним методів боротьби з гідравлічними ударами є застосування водоповітряних камер. В роботі [259] розглядається водоповітряний резервуар сферичної форми з додатковим гідравлічним опором на вході у вигляді відцентрової форсунки.

Детальний огляд методів розрахунку гідравлічного удару виконаний в [257]. Розглядається зміна швидкості хвилі гідравлічного удару при понижених тисках, вплив гідравлічного тертя на проходження гідравлічного удару. різні математичні моделі гідравлічного, в тому числі і метод характеристик.

Для розрахунку перехідних гідромеханічних процесів використовують модель пружного гідравлічного удару, яка враховує стисливість рідини і пружність стінок труби. Початком великої кількості досліджень з теорії гідравлічного удару слугують роботи М. Е. Жуковського [170], який для виводу диференційних рівнянь гідравлічного удару застосував теорему про зміну кількості руху для маси рідини, яка розміщена між двома перерізами.

Стан досліджень з теорії гідравлічного удару до 1954 р. детально викладено в статті М. А. Мосткова [171]. Сучасний стан досліджень перехідних процесів в гідравлічній системі наведено в колективній монографії [172].

В перших роботах по гідроудару М. Е. Жуковського, Л. Аллієві, а потім в дослідженнях М. А. Мосткова [171], А. А. Суріна [173], В. С. Дикаревського [174] і ін. використовується класичний метод Даламбера, який дає наочну картину розповсюдження хвиль по довжині тракту.

В монографії І. А. Чарного викладено метод аналізу неусталеного руху рідини за допомогою контурного інтегрування в площині комплексної частоти. Використовуючи запропонований ним метод лінеаризації втрат на тертя, автор вирішив ряд задач про нестационарні процеси в гідравлічних трактах. Другий інтегральний метод – за допомогою перетворень Фур'є знайшов застосування в роботах

Н. А. Картвелішвілі [175] для гідроудару в трубах з пружнопластичного матеріалу. Достатньо ретельно класичні методи розв'язання рівнянь неусталеного руху рідини описані в роботах Г. Д. Розенберга.

Крім аналітичних методів розроблено ряд графічних і чисельних методів вирішення задачі про перехідний процес. Детально графічний метод викладено в роботах Л. Б. Бержерона, М. М. Андріяшева, А. А. Сурина. Чисельні методи, до яких відноситься і класичний метод характеристик, дозволяє використовувати ЕОМ і вирішувати не тільки лінеаризовані рівняння гідромеханіки, але й нелінійні рівняння, а також детально враховувати особливості граничних умов.

Не зважаючи на велику кількість досліджень, питання про гідравлічний опір при неусталених течіях не можна вважати остаточно вирішеним [275; 176–178]. Теоретичне рішення було отримано лише для гідравлічних опорів в неусталених ламінарних течіях. Для таких течій дотичне напруження на стінці труби  $\tau_w$  пов'язане з середньою швидкістю і похідними за часом від цієї швидкості, тобто процес неусталеної течії залежить від попередньої історії свого розвитку. Такий висновок отриманий Зилке [289], який запропонував модифікацію метода характеристик, що враховує залежність напруження сили тертя від частоти, і ввів для цього спеціальну вагову функцію. Для використання цього методу на ЕОМ необхідно запом'ятовувати значення швидкості для 500 і більше інтервалів часу в кожному перерізі трубопроводу.

На базі експериментальних даних І. Г. Розенберг приходять до висновку, що гіпотеза квазістаціонарності дає суттєву похибки при розгляданні неусталених течій з крутими фронтами хвиль великої амплітуди.

На базі використання теорії пограничного шару для аналізу втрат на тертя в випадку неусталеної турбулентної течії Вуд і Франк [179] отримали графічну залежність спадів тиску від числа Рейнольдса, яка підтверджена експериментально Зауером.

Дослідження діючих водоводів [180; 181] показали, що вміст у воді нерозчиненого повітря, приведеного до атмосферному тиску, складає  $\varphi = 0,005 \dots 0,015$  от від об'єму рідини в трубопроводах. Отже, в діючих водоводах гідравлічний удар проходить в газорідинній суміші зі змінною швидкістю розповсюдження ударної хвилі  $a_\phi$ , яка залежить від повітровмісту і абсолютного тиску суміші.

Наявність у воді бульбашок повітря призводить до значних втрат енергії на їх стискання і розширення, які проявляються у вигляді другої,

тобто об'ємної в'язкості [182]. В деяких випадках об'ємна в'язкість може перевищувати звичайну поверхневу в тисячу і більше разів. Л. Вен Вейгарден [183] відмічає, що за даними Тейлора із-за наявності в рідині бульбашок появляється мінлива в'язкість, яка має величину приблизно  $\frac{4}{3} \cdot \frac{\mu_e}{\varphi_n}$ , де  $\mu_e$  – динамічний коефіцієнт в'язкості чистої рідини;  $\varphi_n$  – об'ємна концентрація бульбашок.

В роботі [184] В. М. Алишев і Н. Г. Зубкова виконали аналіз формул для визначення швидкості розповсюдження хвилі гідравлічного удару в двофазному газорідинному потоці. Всі формули в залежності від методу їх виводу можна розділити на три групи: 1 група – отримана на основі залежності Кортевега [185]; 2-група – виведена при розгляді об'ємної деформації гідросуміші [184]; 3 група – виведена в результаті розгляду зміни маси гідросуміші в елементарному об'ємі трубопроводу [181; 184–186]. З математичної точки зору більш строгими є формули третьої групи. Недоліком багатьох формул є необхідність визначення  $a_{\phi}$  методом підбору. На основі теорії розмірностей і узагальнення експериментальних даних Н. Г. Зубкова отримала формулу для визначення  $a_{\phi}$  у явному вигляді.

Пропозиції для розрахунку швидкості розповсюдження хвилі тиску в газорідинних потоках є і в більш пізніх роботах [187–188]. В деяких з них враховуються ефекти масообміну між газовим і рідким середовищем. При цьому важливо встановити чи понижується тиск нижче тиску  $p_2$ , при якому повітря починає виділятися з води.

Всі рідини розчиняють і поглинають гази. Згідно з законом Генрі-Дальтона [189] при тисках до 30 МПа і постійній температурі відносний об'єм  $w_r/w_{ж}$  розчиненого газу дорівнює постійній величині  $k_p$ , яка називається коефіцієнтом розчинності.

Процес виділення газу проходить інтенсивніше ніж розчинення. За даними [190] в результаті експериментів встановлена аномальна інтенсифікація (в десятки разів) процесів кавітації і парогазовиділення в рідині при гідроударній дії в трубі. Це проявляється в порушенні суцільності рідини і виділенні з неї пари і розчинених в ній газів при проходженні хвилі як пониженого, так і підвищеного тиску.

Для визначення швидкості розповсюдження ударної хвилі в трифазній суміші, яка включає воду, газ (повітря) і тверду фазу В. М. Алишевим запропонована [189] відповідна формула.

За експериментальними даними Н. Г. Зубкової чисельне значення показника політропи  $n_n = 1,33$ .

В загальному випадку фактична швидкість розповсюдження хвилі гідравлічного удару  $a_\phi$  залежить від значення газовмісту  $\phi$  і абсолютного тиску в трубопроводі, тому змінюється за довжиною трубопроводу і в часі. Отже, при розрахунках гідравлічного удару в газорідних потоках використання рівномірної сітки інтегрування по довжині трубопроводу і часу потребує інтерполяції значень вихідних величин на попередньому кроці розрахунків [185; 191–192].

Якщо місцевий тиск зменшується до тиску насиченої пари  $p_n$ , то рідина закипає [193]. В середині рідини з'являються бульбашки пари і подальше зменшення місцевого тиску стає неможливим. При швидкому зменшенні тиску до  $p_n$  в верхній частині труби утворюється порожнина, яка заповнена сумішшю пари і газу. Це явище називається розривом стовпа (колони) води, або розривом суцільності потоку. При змиканні водяних колон, які перед тим розійшлися і почали сходитися, виникають великі нестационарні сплески тиску з крутим фронтом хвилі.

Експериментальні і теоретичні дослідження гідравлічних ударів з розривом суцільності потоку проводили; А. М. Мостовський, Л. Ф. Мошнін [195], Д. Н. Смірнов, Л. Б. Зубов [196], В. І. Блохін [197; 198], В. Я. Гончаренко [199], Н. І. Колотіло [202–203], Н. Г. Зубкова [204–209], Л. Г. Геращенко [210–213], Болтцер [214], Уейлер, Стрітер, Ларсен [296], Сефует, Полдер [338] і ін. Історичний огляд існуючих методів розрахунку гідравлічного удару з розривом суцільності потоку наведений в статті Ц. С. Мартіна [273]. Проте, є ще багато нез'ясованих питань, які стосуються цього складного явища.

Наприклад, М. М. Андріяшев наголошує, що з води з температурою 18°C при зростанні вакууму до 4,3 м вод. ст. розчинені гази починають виділятися у вигляді мікроскопічних бульбашок, при вакуумі 6–6,5 м вод. ст. вже спостерігаються бульбашки діаметром 1,2 мм. За даними лабораторних дослідів ВНІВодгео, при зниженні тиску вакуум порівняльно швидко зростає до 4–5 м, а подальше зростання вакууму до 6–8 м іде повільно.

М. М. Андріяшев рекомендує в розрахунках приймати початок утворення розривів суцільності потоку при вакуумі  $H_{\text{вак}} = 8$  м. За експериментальними даними В. С. Дикаревського і А. Е. Татури [215] вакуум при розриві суцільності потоку доходить до 9,8 м. За результатами наших досліджень максимальне значення вакууму при розриві суцільності потоку доходило до 9 м.

В теперішній час при моделюванні самого кавітаційного розриву рідко йдуть далі моделі, яку запропонував Л. Бержерон [216; 217]:

1. розрив суцільності потоку виникає в одному або декількох розрахункових вузлах, якщо тиск в них стане менше тиску пари рідини  $p_n$  при розрахунковій температурі;

2. кавітаційні розриви виникають на границях розрахункових ділянок, рідина повністю заповнює поперечний переріз труби на ділянці між розрахунковими вузлами;

3. при замиканні кавітаційної порожнини вся пара миттєво конденсується, а газ розчинюється.

Розглянемо методи розрахунків перехідних гідромеханічних процесів в насосних установках, які враховують явище пружного гідравлічного удару.

Метод А. А. Сурина, М. М. Белявського і М. В. Позднєєва [173; 218] заснований на сумісному рішенні двох рівнянь: рівняння ланцюгового ряду гідравлічного удару і рівняння обертової системи агрегату з використанням моментної діаграми. Метод не враховує спорожнення трубопроводу і можливий розрив суцільності потоку.

В методі ВНДІВодгео, який розроблений Л. Ф. Мошніним, процес протікання гідравлічного удару, який викликаний вимиканням електроживлення насосного агрегату, визначається взаємодією хвиль зміни тиску, які виникають у насоса і відбитих хвиль зміни тиску. Розрахунок проводиться з використанням характеристик насоса  $Q - H$ , які перераховані на різні числа обертів. Методика дозволяє визначати місця розривів суцільності потоку, вибирати протиударні заходи, враховувати спорожнення трубопроводу. При ручних розрахунках метод дуже трудомісткий. Сумісно з ВО СоюзводоканалНІІпроект розроблена програма розрахунків за даним методом.

Методи, розроблені К. П. Вишневським [219–224] придатні для використання ЕОМ. Ці методи дозволяють розраховувати процеси пуску і зупинки насосних агрегатів, які працюють як на одноступінчастій трубопроводі, так і закриті трубопроводну мережу. Останні варіанти програм розрахунків враховують характеристики зворотних клапанів, вміст нерозчиненого повітря в воді. В свій час були розроблені програми розрахунків для ЕОМ типу «Урал-2», БЕСМ-3М, БЕСМ-6, Минск-22 і типу ЕС. Програма «Драгун» може і тепер використовуватися в практиці проектування водогосподарських систем.

В графоаналітичному методі Д. Пармакяна [225] побудова виконується на триквADRантній характеристиці насоса. Метод Д. Пармакяна потребує побудови сітки характеристик, може враховувати гідравлічні втрати в трубопроводі. Метод не дає можливості враховувати спорожнення трубопроводу.

Метод Г. І. Мелконяна [226–228] розроблений для багатокільцевих мереж будь-якої конфігурації, які живляться відцентровими насосами, обладнані гасниками гідравлічного удару і вантузами різних типів. До мережі можуть бути підключені резервуари з постійним і змінним рівнем. Передбачається також, що в мережі можливі розриви суцільності потоку. Динамічні процеси описуються системою рівнянь гідравлічного удару, які враховують квазістаціонарно втрати напору на тертя. Ця система рівнянь розв'язується методом характеристик в межах кожної гілки мережі з урахуванням граничних і початкових умов.

Метод Б. Ф. Лямаєва [216] розроблений на основі методу характеристик, враховує гідравлічні втрати напору, вплив газовмісту у воді і розриви суцільності потоку, але недостатньо придатний для врахування різних граничних умов при використанні протиударних пристроїв.

Метод Д. С. Беглярова [229–230] є одним з різновидів методу характеристик, розроблений для розрахунку перехідних процесів в трубопроводах насосних установок і закритих зрошувальних систем з урахуванням роботи різноманітних засобів зниження ударного тиску. Метод реалізується з використанням ЕОМ.

Метод Стрітера (V. L. Streeter) [231; 232] є класичним методом характеристик, застосовується для розрахунку на ЕОМ динамічних процесів в трубопровідних системах водоподачі при відсутності і наявності протиударних пристроїв.

Метод Д. А. Фокса [193] є методом характеристик, дозволяє виконувати розрахунки на ЕОМ перехідних процесів в трубопровідних системах водоподачі при застосуванні різних протиударних пристроїв.

В теперішній час вибір матеріалу і клас труб водоводів проводиться за умовами їх роботи в стаціонарних режимах без будь-яких запасів на підвищення тиску при перехідних процесах, які виникають в період пуску або зупинки насосів. Для зниження ударних тисків використовуються відповідні засоби захисту, вибір яких здійснюється за результатами розрахунків перехідних процесів.



В наявній технічній літературі [220; 233] приводяться рекомендації про область використання протиударних засобів. Ці засоби захисту поділяються на дві групи: 1- засоби, які попереджують утворення в водоводах великих швидкостей руху води в зворотному напрямі і 2 – заходи, які попереджують швидке зменшення цих швидкостей.

До першої групи відносяться водонапірні башти і колони, водоповітряні резервуари, клапани для впуску і защемлення повітря, а також зворотні клапани, які відсікають колони води вище місць утворення розривів суцільності потоку. До цієї групи відноситься застосування маховиків на валу насосного агрегату, які збільшують інерційність роторів і уповільнюють перехідний процес.

До другої групи відносять запобіжні клапани-гасники, протиударні клапани, розривні мембрани, скидання води через обвідні лінії зворотних клапанів і затворів, скидання води через насос (в тому числі і через загальмований насос) у зворотному напрямі.

Для попередження виникнення в водоводах вакууму понад допустимої межі використовуються різні пристрої: клапани для впуску і защемлення повітря, водонапірні башти і колони, резервуари для впуску води, водоповітряні резервуари.

Застосування ПК дозволяє виконувати розрахунки для більшої кількості варіантів захисту напірних трубопроводів від гідравлічного удару і обрати раціональний.

Для попередження гідравлічних ударів, які виникають в насосних станціях ЗЗС використовують зворотні клапани з регульованим закриттям [215].

Відновлення трубопроводів ЗЗС після аварій потребує значних матеріальних затрат, простоювання обладнання в ремонтах приносить збитки сільськогосподарському виробництву, тому що порушуються агротехнічні строки поливу сільськогосподарських культур [234]. За даними різних авторів [235–236] від 50% до 80% аварій відбувається під дією гідравлічних ударів в закритих зрошувальних мережах. Для захисту магістральних трубопроводів ЗЗС від гідравлічних ударів, які виникають при пусках і зупинках насосів, використовують водоповітряні резервуари (ВПР) об'ємом 6–10 м<sup>3</sup>, які необхідні також для автоматизації роботи насосних станцій (НС) [82; 233]. Захист ЗЗМ від гідравлічних ударів, які виникають при пуску або зупинці дощувальних машин, передбачає використання регуляторів тиску і гасників гідравлічних ударів (протиударних клапанів) [215; 234; 235;

237]. За даними зарубіжної практики вартість протиударного захисту не перевищує 1% від загальної вартості робіт.

За кількістю елементів і функціональних зв'язків системи машинного водопідйому відносяться до великих систем. Вивчення перехідних процесів в системах машинного водопідйому, як і в будь-яких реальних об'єктах, починається з їх математичного моделювання [16; 238–240]. Перехід до відповідних моделей є відповідальним етапом застосування математичного апарата. В той же час до математичної моделі пред'являється ряд загальних вимог: достатня точність, помірна простота, стандартна форма.

Забезпечити достатню точність можливо шляхом врахування тільки суттєвих властивостей і зв'язків при ідеалізації реального процесу. Описуючи реальний об'єкт з достатньою точністю, математична модель повинна бути по можливості простою, тому що подальша робота зі складною моделлю утруднена. При використанні сучасних ЕОМ математичне моделювання настільки ж наочне, як і фізичний дослід. При цьому за відносно короткий термін часу можна одержати відомості про різні варіанти досліджуваних процесів.

Математичне моделювання складається з наступних етапів: складання математичного опису процесу; створення алгоритму розрахунку моделюемого процесу, перевірка адекватності моделі процесу; використання моделі.

Перевірку адекватності (відповідності) математичної моделі досліджуваним процесам необхідно проводити з тої причини, що при складанні математичної моделі приймається ряд спрощуючих припущень. На цьому етапі встановлюється наскільки прийняті припущення правомірні, і тим самим визначається, чи прийнятна отримана модель для дослідження процесу. При необхідності математична модель корегується (ідентифікується). Для цього використовуються результати вимірювань на самому об'єкті або на його фізичній моделі.

Розроблені математичні моделі застосовуються в якості інструменту прогнозування для вдосконалення проектуємих систем водоподачі. При наявності декількох моделей можна ставити питання про ідентифікацію моделей, тобто про знаходженні в заданому класі моделей найбільш адекватної.

Таким чином, теорія подібності і математичне моделювання дозволяють за сукупністю відомих фізичних закономірностей в сполученні зі строго логічним описом процесів шляхом реалізації

математичних моделей отримати нову інформацію: тобто дозволяє виявити особливості функціонування систем і характер різних процесів.

Уточнення методів розрахунку перехідних гідромеханічних процесів в системах машинної водоподачі, розробка нових конструкцій пристроїв на трубопроводній мережі, проведення натурних досліджень перехідних процесів і гідродинамічних випробувань розроблених пристроїв для перевірки адекватності математичних моделей є актуальними в теперішній час.

## 6.2. Математична модель пружного гідравлічного удару в одноритковому трубопроводі

Запропонований метод розрахунку, який є за змістом методом характеристик, ґрунтується на застосуванні чисельного методу М. А. Мосткова [191; 299; 301].

Відомі спряжені рівняння гідравлічного для двох вузлів, тобто перерізів трубопроводу  $A, B$ , які розташовані на відстані  $\Delta L = L_{A-B}$  для

інтервалу часу  $\Delta t = \frac{L_{A-B}}{a}$  можна представити в наступному вигляді

$$Y_{A,t-\Delta t} - Y_{B,t} = \frac{a}{g} (v_{A,t-\Delta t} - v_{B,t}), \quad (6.1)$$

$$Y_{B,t-\Delta t} - Y_{A,t} = \frac{a}{g} (v_{B,t-\Delta t} - v_{A,t}), \quad (6.2)$$

де  $Y_{A,t-\Delta t}; Y_{A,t}$  – напори в точці А, відповідно в моменти  $t-\Delta t, t$ ;  $Y_{B,t-\Delta t}; Y_{B,t}$  – напори в точці В, відповідно в моменти  $t-\Delta t, t$ ;  $v_{A,t-\Delta t}; v_{A,t}$  – середні швидкості в точці А, відповідно в моменти  $t-\Delta t, t$ ;  $v_{B,t-\Delta t}; v_{B,t}$  – середні швидкості в точці В, відповідно в моменти  $t-\Delta t, t$ ;  $a$  – швидкість хвилі гідравлічного удару;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Назвемо інтервал часу  $\mu = \Delta t = \frac{L_{A-B}}{a}$  напівфазою гідравлічного удару на розрахунковій ділянці трубопроводу. Цей інтервал дорівнює часу проходження ударною хвилею розрахункової ділянки між перерізами  $A, B$ . Тоді рівняння (6.1), (6.2) можна представити у вигляді

$$Y_{A,t-\mu} - \frac{a}{g} \cdot v_{A,t-\mu} = Y_{B,t} - \frac{a}{g} v_{B,t}, \quad (6.3)$$

$$Y_{B,t-\mu} - \frac{a}{g} v_{B,t-\mu} = Y_{A,t} - \frac{a}{g} v_{A,t}. \quad (6.4)$$

Приведемо рівняння (6.3), (6.4) до безрозмірного вигляду, використавши відносний напір  $h_N = \frac{Y_N}{H_H}$  та відносну витрату  $q_N = \frac{Q_N}{Q_H}$  вузла  $N$ .

При наявності в трубопроводній системі насосів за базові величини  $H_H$  і  $Q_H$  приймають значення напору і подачі основного насоса при максимальному ККД.

Якщо у системі відсутні насоси, то за базові значення  $H_H$  та  $Q_H$  можна прийняти початкові або кінцеві значення напору та витрати при умові  $H_H \neq 0$ ;  $Q_H \neq 0$ . Відносний час отримуємо використовуючи в якості базової величини значення напівфази ділянки  $\tau = \frac{t}{\mu}$ .

Розділимо ліві та праві частини рівнянь (6.3), (6.4) на  $H_H$  і, враховуючи, що  $v = q \frac{Q_H}{f}$ , де  $f$  – площа перерізу трубопроводу, отримаємо

$$h_{A,\tau-1} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{A,\tau-1} = h_{B,\tau} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{B,\tau}, \quad (6.5)$$

$$h_{B,\tau-1} + \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{B,\tau-1} = h_{A,\tau} - \frac{a \cdot Q_H}{g \cdot f \cdot H_H} \cdot q_{A,\tau}. \quad (6.6)$$

Подібно до М. А. Мосткова, введемо поняття імпульсу гідравлічного удару. Якщо позначити

$$\varepsilon_N = \frac{g \cdot f \cdot H_H}{a \cdot Q_H}, \quad (6.7)$$

то для вузла  $N$  прямий  $\Psi_N$  та зворотний  $K_N$  імпульси можна записати так

$$\Psi_N = h_N - \frac{q_N}{\varepsilon_N}, \quad (6.8)$$

$$K_N = h_N + \frac{q_N}{\varepsilon_N}. \quad (6.9)$$

Використовуюючи поняття прямого та зворотного імпульсів, рівняння (6.5), (6.6) можна представити у такому вигляді

$$\Psi_{A,\tau} = \Psi_{B,\tau-1}, \quad (6.10)$$

$$K_{B,\tau} = K_{A,\tau-1}. \quad (6.11)$$

Ці рекурентні вирази визначають основне правило переносу імпульсів в трубопроводі.

Розглянемо найпростіші вузли розривності в розрахункових перерізах водоводу. Наприклад, для звичайного розрахункового перерізу водоводу в точці  $N$  без водовідбору (вузол типу  $P$ ) можна визначити значення напору та витрати у вузлі  $N$  в момент  $\tau$  за значенням імпульсів гідравлічного удару у сусідніх вузлах  $N-1$  та  $N+1$  у попередній момент часу  $\tau-1$  [299]. Розрахункова схема типового вузла приведена на рис. 6.1.

Відстань між вузлами  $N-1$ ,  $N$ ,  $N+1$  прийнята такою, щоб час проходження хвилі між ними дорівнював  $\mu$ . Якщо відомі значення імпульсів у вузлах  $N-1$  та  $N+1$  в момент часу  $\tau-1$ , то рівняння (6.10), (6.11) дають можливість визначити значення імпульсів у вузлі  $N$  в момент часу  $\tau$ , тобто

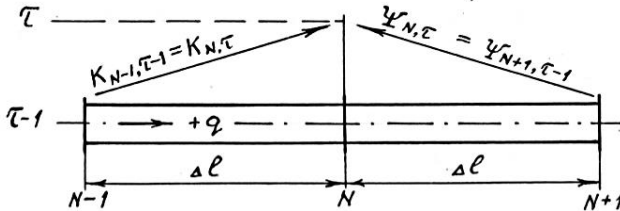


Рис. 6.1. Розрахункова схема типового вузла розривностей

$$\Psi_{N,\tau} = \Psi_{N+1,\tau-1}, \quad (6.12)$$

$$K_{N,\tau} = \Psi_{N-1,\tau-1}. \quad (6.13)$$

Ці величини однозначно визначають значення напору та витрати у вузлі  $N$ . Запишемо вирази для імпульсів у вузлі  $N$  за формулами (6.8), (6.9) для моменту часу  $\tau$ .

$$\Psi_{N,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_N}, \quad (6.14)$$

$$K_{N,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_N}. \quad (6.15)$$

Додавши ці вирази та виконуючи перетворення, отримаємо

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} + \Psi_{N,\tau}}{2}, \quad (6.16)$$

Віднімаючи рівняння (6.14) з рівняння (6.15) після перетворень отримаємо

$$q_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} - \Psi_{N,\tau}}{2} \cdot \varepsilon_N. \quad (6.17)$$

Таким чином, для вузла розривності типу  $P$  (резервуар) в точці  $N$  однониткового водоводу можна визначити напір та витрату у розрахунковий момент часу за значеннями імпульсів гідравлічного удару у сусідніх вузлах в попередній момент часу.

Розглянемо вузол розривності в місці приєднання трубопроводу к резервуару з вільною поверхнею води [299], рис. 6.2.

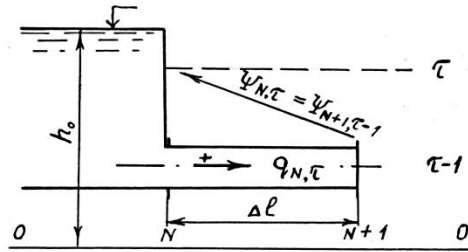


Рис. 6.2. Схема вузла розривностей типу «резервуар ліворуч»

У цьому випадку напір у вузлі  $N$  є постійною величиною  $h_0$ . Відповідно до формули (6.16)

$$h_{N,\tau} = h_0 = \frac{K_{N,\tau} + \Psi_{N,\tau}}{2}, \quad (6.18)$$

Тоді для резервуару зліва (вузол типу РЛ) відомо  $\Psi_{N,\tau}$  та

$$K_{N,\tau} = 2 \cdot h_0 - \Psi_{N,\tau}. \quad (6.19)$$

Для резервуару, який розташований справа від трубопроводу (вузол типу РП), відомо  $K_{N,\tau}$ , тоді

$$\Psi_{N,\tau} = 2 \cdot h_0 - K_{N,\tau}. \quad (6.20)$$

Витрата в цих вузлах визначається за формулою (6.17).

Для тупика (вузол типу ТП) [480], рис. 6.3 витрата у вузлі завжди дорівнює нулю, тобто

$$q_{N,\tau} = 0. \quad (6.21)$$

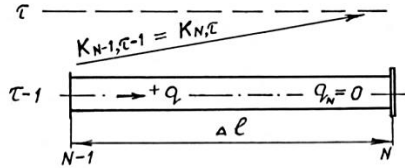


Рис. 6.3. Схема вузла розривностей з тупиком

Тоді з рівняння (6.17)

$$q_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} - \Psi_{N,\tau}}{2} \cdot \varepsilon_N = 0. \quad (6.22)$$

Звідки для тупику

$$K_{N,\tau} = \Psi_{N,\tau}. \quad (6.23)$$

Напір у вузлі визначається відповідно до формули (6.16).

Залежності (6.7)–(6.23) дозволяють проводити розрахунки гідравлічного удару в простому трубопроводі методом сітки з рівномірним

кроком за часом  $\Delta t = \mu = \frac{\Delta L}{a}$  або  $\Delta \tau = \frac{\Delta t}{\mu} = 1$ , рис. 6.4, визначаючи на-

пори та витрати у вузлах  $N = 1, 2, 3 \dots N_{\max}$ , якщо відомі граничні умови у вузлах  $N = 1$  та  $N_{\max}$ . При цьому гідравлічні втрати напору не враховують, та відповідно, дана методика може бути застосована у випадку незначних гідравлічних втрат в напірному водоводі.

Врахування гідравлічних втрат при гідравлічному ударі може бути виконане різними способами [299]. Перший варіант – шляхом встановлення у кожному вузлі розривності  $N$  двох фіктивних діафрагм, які сумісно імітують гідравлічні втрати рівномірно розподілені на

кожній ділянці трубопроводу. Коефіцієнт  $k_N$ , який враховує гідравлічні втрати у вузлі  $N$   $j$  – тої ділянки трубопроводу можна визначити за залежністю

$$k_N = 1,1 \cdot A_j \cdot a_j \cdot \mu \cdot Q_H^2 / H_H, \quad (6.24)$$

де  $A_j$  – питомий опір трубопроводу,  $\text{с}^2/\text{м}^6$ .

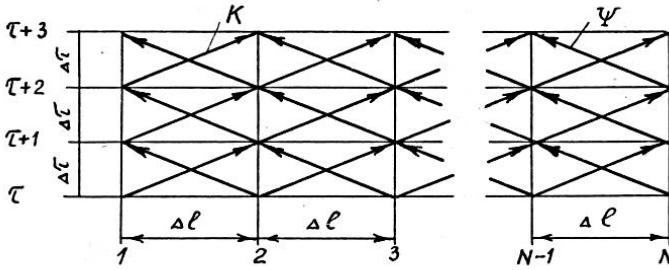


Рис. 6.4. Схема розрахунку гідравлічного удару методом «сітки»

Тут чисельним коефіцієнтом 1,1 наближено враховані місцеві гідравлічні втрати на розрахунковій ділянці трубопроводу при усталеному русі рідини. В цьому методі передбачається справжність гіпотези квазістаціонарності та вважається, що течія рідини проходить в зоні квадратичного опору. Розглянемо визначення напорів  $h_{N,l}$ ,  $h_N$  і  $h_{N,np}$  та витрати  $q_{N,l}$  і  $q_{N,np}$  в типовому вузлі з врахуванням втрат напору, рис. 6.5. Визначимо за формулою (6.7) коефіцієнти  $\varepsilon_{N,l}$  – ліворуч від фіктивної діафрагми вузла  $N$  та  $\varepsilon_{N,np}$  – праворуч від фіктивної діафрагми вузла  $N$  з врахуванням відповідних діаметрів трубопроводу.

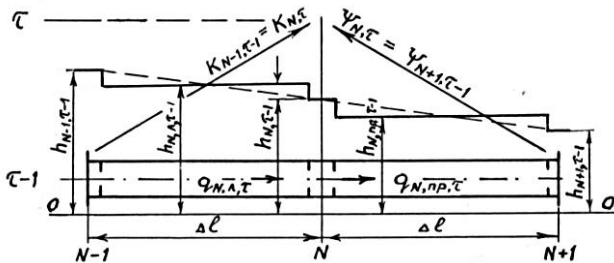


Рис. 6.5. Схема типового вузла розривностей з врахуванням втрат напору шляхом розміщення у вузлі фіктивних діафрагм



Запишемо для цього вузла рівняння імпульсів, рівняння втрат напору і, допускаючи, що відповідно до рівняння нерозривності  $q_{N,l} = q_{N,np} = q_{N,\tau}$

$$\Psi_{N,\tau} = h_{np,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (6.25)$$

$$K_{N,\tau} = h_{l,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (6.26)$$

$$h_{l,\tau} - h_{N,\tau} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau}| \cdot q_{N,\tau}, \quad (6.27)$$

$$h_{N,\tau} - h_{np,\tau} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau}| \cdot q_{N,\tau}. \quad (6.28)$$

Введемо лінеаризацію гідравлічних втрат напору, тоді рівняння (6.27), (6.28) набудуть вигляду

$$h_{l,\tau} - h_{N,\tau} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau-1}| \cdot q_{N,\tau}, \quad (6.29)$$

$$h_{N,\tau} - h_{np,\tau} = \frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau-1}| \cdot q_{N,\tau}. \quad (6.30)$$

Розв'язуючи сумісно рівняння (6.25), (6.26) та (6.29), (6.30) та вводячи позначення

$$B_5 = \frac{1}{\frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau-1}| + \frac{1}{\varepsilon_{N,l}}}, \quad (6.31)$$

$$B_6 = \frac{1}{\frac{k_N}{2} \cdot |q_{N,\tau-1}| + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}}}, \quad (6.32)$$

отримуємо

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{N,\tau} \cdot B_5 + \Psi_{N,\tau} \cdot B_6}{B_5 + B_6}, \quad (6.33)$$

$$q_{N,\tau} = (K_{N,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot B_5 = (h_{l,\tau} - \Psi_{N,\tau}) \cdot B_6. \quad (6.34)$$

Значення  $h_{l,\tau}$  та  $h_{np,\tau}$  визначаються за формулами (6.27), (6.28). Аналогічно враховуються гідравлічні втрати в фіктивних діафрагмах та при розгляді інших вузлів розривностей. Якщо для врахування гідравлічних втрат напору використовуються значення  $\lambda$ , які визначаються

за формулами для різних областей гідравлічного опору, то значення коефіцієнта  $k_{N1}$  для  $j$  – тої ділянки трубопроводу знаходиться таким чином

$$k_{N1} = \frac{\lambda \cdot a_j \cdot \mu \cdot Q_H^2}{d_{mp-j} \cdot f_j^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H_H} \quad (6.35)$$

В подальших розрахунках враховується більше з двох значень  $k_{N1}$  та  $k_N$ , яке визначається за формулою (6.24).

Відповідно до другого варіанту розглянемо яким чином можна врахувати гідравлічні втрати що обумовлюють затухання гідравлічного удару при його розрахунку методом характеристик. За рекомендаціями [174] швидкість течії рідини після збурення можна представити таким чином

$$v = v_0 \cdot e^{-\mu t} \quad (6.36)$$

Нехай для точки  $A$  напівнескінченної труби у відповідності з (6.36)

$$v_A = v_0 \cdot e^{-\mu t_A} \quad (6.37)$$

Тоді для точки  $B$  на відстані  $\Delta X = X_A - X_B$ , причому  $\Delta t = t_B - t_A = \frac{\Delta X}{a} = \mu$ , де  $\mu$  – напівфаза розрахункової ділянки.

$$v_B = v_0 \cdot e^{-\mu t_B} = v_0 \cdot e^{-\mu(t_A + \Delta t)} = v_0 \cdot e^{-\mu t_A} \cdot e^{-\mu \cdot \Delta t} = v_A \cdot e^{-\mu \cdot \mu} \quad (6.38)$$

Відповідно для зворотного імпульсу гідравлічного удару, який переходить з вузла  $N$  до вузла  $N + 1$ , можна записати у вигляді

$$K_{N+1,\tau} = h_{N,\tau-1} + \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,np}} \cdot e^{-\mu_1 \mu} \quad (6.39)$$

А для прямого імпульсу, який проходить від вузла  $N$  до вузла  $N - 1$ , відповідно

$$\Psi_{N-1,\tau} = h_{N,\tau-1} - \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,l}} \cdot e^{-\mu_1 \mu} \quad (6.40)$$

Формули (6.39) та (6.40) являють собою правила переносу імпульсів з врахуванням затухання хвилі гідравлічного удару за рахунок гідравлічного тертя і втрат енергії на гістерезис в матеріалі труб.

Для використання залежності [299] в запропонованому розрахунку гідравлічного удару методом характеристик доцільно призначати  $\lambda_{HY} = \lambda$  при визначенні  $\mu_1$  за формулою [299], а формули (6.39) та

(6.40) для зворотного та прямого імпульсів представити в такому вигляді

$$\bar{K}_{N+1,\tau} = h_{N,\tau-1} + \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,np}} \cdot \left[ 1 - (1 - e^{-\mu_l \mu}) \cdot K_\delta \right] \cdot e^{-\mu_l \mu}, \quad (6.41)$$

$$\bar{\Psi}_{N-1,\tau} = h_{N,\tau-1} - \frac{q_{N,\tau-1}}{\varepsilon_{N,l}} \cdot \left[ 1 - (1 - e^{-\mu_l \mu}) \cdot K_\delta \right] \cdot e^{-\mu_l \mu}. \quad (6.42)$$

При третьому способі врахування гідравлічних втрат напору за допомогою введення поправочних коефіцієнтів  $\varphi_\Psi$  та  $\varphi_K$ , які визначаються за формулами [299] знаходимо

$$\varepsilon_{N\Psi} = \frac{\varepsilon_N}{\varphi_\Psi}, \quad (6.43)$$

$$\varepsilon_{NK} = \frac{\varepsilon_N}{\varphi_K}. \quad (6.44)$$

Тоді імпульси гідравлічного удару

$$\Psi_N = h_N - \frac{q_N}{\varepsilon_{N\Psi}}, \quad (6.45)$$

$$K_N = h_N + \frac{q_N}{\varepsilon_{NK}}. \quad (6.46)$$

Решта розрахунку гідравлічного удару аналогічна методу М. А. Мосткова.

У газорідних потоках при достатньо малій розрахунковій ділянці  $\Delta L$  можна використовувати лінійну інтерполяцію [193; 299] для визначення імпульсів гідравлічного удару з використанням значення дійсної швидкості ударної хвилі  $a_\phi$ , рис. 6.6.

При формуванні імпульсів гідравлічного удару попередньо визначають значення  $a_\phi$  для кожного вузла  $N$ . Приймаючи  $a = a_\phi$ , за формулою (6.7) для кожної ділянки знаходимо  $\varepsilon_{N,l}$  і  $\varepsilon_{N,np}$ . Визначаємо відстань  $\Delta L_{np}$  за формулами

$$\Delta L_l = a_{\phi,N,l} \cdot \mu, \quad (6.47)$$

$$\Delta L_{np} = a_{\phi,N,np} \cdot \mu. \quad (6.48)$$

Необхідно дотримання умов

$$\Delta L_l < \Delta L \quad \text{та} \quad \Delta L_{np} < \Delta L. \quad (6.49)$$

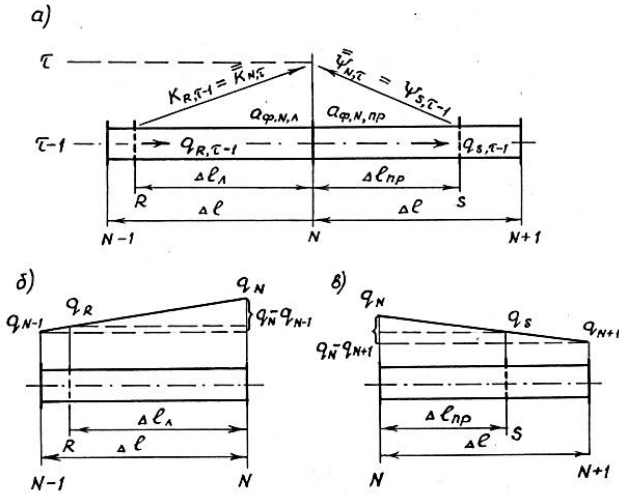


Рис. 6.6. Схема вузла розривностей в трубопроводі з газорідним потоком

Після цього обраховують відносні витрати та напори в точках  $R$  та  $S$

$$q_R = q_N - (q_N - q_{N-1}) \cdot \frac{\Delta L_l}{\Delta L}, \quad (6.50)$$

$$h_R = h_N - (h_N - h_{N-1}) \cdot \frac{\Delta L_l}{\Delta L}, \quad (6.51)$$

$$q_S = q_N - (q_N - q_{N+1}) \cdot \frac{\Delta L_{np}}{\Delta L}, \quad (6.52)$$

$$h_S = h_N - (h_N - h_{N+1}) \cdot \frac{\Delta L_{np}}{\Delta L}. \quad (6.53)$$

Враховуючи, що  $\Delta L = a_{Ж,N} \cdot \mu$  формули (6.50)–(6.53) можна представити у такому вигляді

$$q_R = q_N - (q_N - q_{N-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{Ж,N,l}}, \quad (6.54)$$

$$h_R = h_N - (h_N - h_{N-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,l}}{a_{Ж,N,l}}, \quad (6.55)$$

$$q_S = q_N - (q_N - q_{N+1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}}, \quad (6.56)$$

$$h_S = h_N - (h_N - h_{N+1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,np}}{a_{\mathcal{K},N,np}}. \quad (6.57)$$

З урахуванням формул [299], (6.39), зворотний імпульс гідравлічного удару, який виходить із вузла  $N - 1$  в момент часу  $\tau - 1$  та надходить у вузол  $N$  в момент часу  $\tau$ , можна визначити за формулою

$$\bar{K}_{N,\tau} = h_{N,\tau-1} - (h_{N,\tau-1} - h_{N-1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,\tau}}{a_{\mathcal{K},N,\tau}} + \left[ q_{N,\tau-1} - (q_{N,\tau-1} - q_{N-1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,\tau}}{a_{\mathcal{K},N,\tau}} \right] \cdot \frac{e^{-H\mu}}{\varepsilon_{N-1,\tau}}. \quad (6.58)$$

Аналогічно для прямого імпульсу, який виходить із вузла  $N - 1$  в момент часу  $\tau - 1$  та надходить у вузол  $N$  в момент часу  $\tau$ , можна записати формулу

$$\bar{\Psi}_{N,\tau} = h_{N,\tau-1} - (h_{N,\tau-1} - h_{N+1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,\tau}}{a_{\mathcal{K},N,\tau}} - \left[ q_{N,\tau-1} - (q_{N,\tau-1} - q_{N-1,\tau-1}) \cdot \frac{a_{\phi,N,\tau}}{a_{\mathcal{K},N,\tau}} \right] \cdot \frac{e^{-H\mu}}{\varepsilon_{N-1,\tau}}. \quad (6.59)$$

Пропонується наступна методика розрахунку гідравлічного удару з розривом суцільності потоку. Настання кавітаційного розриву у вузлі відбувається, якщо виконується умова

$$h_N < h_{bN}, \quad (6.60)$$

де  $h_{bN}$  – напір у вузлі  $N$ , який відповідає появі вакууму в трубопроводі,  $H_{\text{вак}} = 8 \dots 9$  м. У відносних величинах  $h_{\text{вак}} = H_{\text{вак}} / H_n$ .

Для кожного вузла знаходимо значення  $h_{bN}$  відповідно до рис. 6.7 за формулою

$$h_{bN} = Z_N - h_{\text{вак}}. \quad (6.61)$$

Імпульси гідравлічного удару відбиваються від вакуумної порожнини, як від вільної поверхні, та аналогічно до формул (6.19) та (6.20)

$$K_{N,np,\tau} = 2 \cdot h_{bN} - \Psi_{N,np,\tau}, \quad (6.62)$$

$$\Psi_{N,l,\tau} = 2 \cdot h_{bN} - K_{N,np,\tau}, \quad (6.63)$$

де

$$\Psi_{N,np,\tau} = \Psi_{N+1,l,\tau-1}, \quad (6.64)$$

$$K_{N,l,\tau} = K_{N-1,np,\tau-1}. \quad (6.65)$$

Витрати будуть різними з двох боків від вакуумної порожнини відповідно до формули (6.7), пропускаючи індекс « $\tau$ »,

$$q_{N,np,\tau}^* = \frac{K_{N,l} - \Psi_{N,l}}{2} \cdot \varepsilon_N, \quad (6.66)$$

$$q_{N,np}^* = \frac{K_{N,np} - \Psi_{N,np}}{2} \cdot \varepsilon_N. \quad (6.67)$$

Якщо розрив суцільності потоку виникає в декількох близько розташованих вузлах по місцях проходження хвилі пониженого тиску, то механізм передачі імпульсів перестає бути ефективним, тому що в цьому випадку не враховуються: втрати на тертя (діафрагми розташовуються у вузлах), вплив сили тяжіння води, похилу трубопроводу та інерції колони на швидкість води [299].

Розглянемо розрахункову ділянку трубопроводу з розривами суцільності потоку по її кінцям, представивши позначення у абсолютних величинах, рис. 6.7. Маючи на увазі, що  $Q_N = Q_{N-1} = Q$ , тому вважаємо, що рух колони плавним, коливальним, визначимо швидкість води в трубопроводі

$$v = \frac{Q}{f}. \quad (6.68)$$

Для неусталеного руху рідини в колоні можливе застосування рівняння жорсткого гідравлічного удару, тобто рівняння Бернуллі з інерційним членом [78].

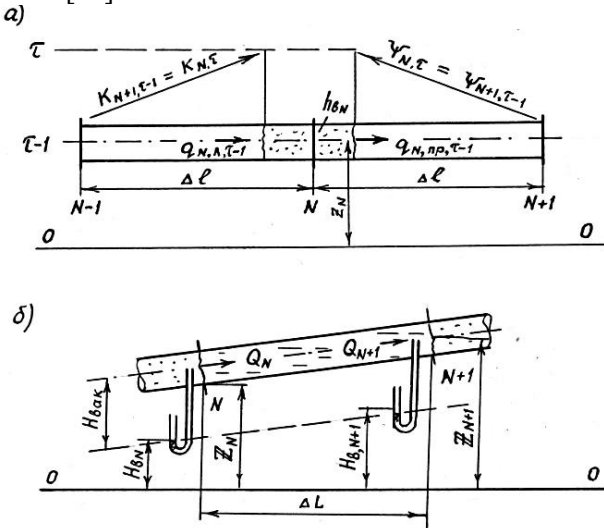


Рис. 6.7. Схема розрахункової ділянки трубопроводу з розривами суцільності потоку

Запишемо це рівняння для перерізів  $N$  та  $N+1$  відносно площини порівняння  $O-O$ .

$$Z_N - \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} = Z_{N+1} - \frac{P_{\text{вак}}}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + H_W + H_{\text{ин}}. \quad (6.69)$$

В цьому рівнянні позначено

$$H_W = H_{W,H,yч} \cdot \left( \frac{Q}{Q_H} \right)^2, \quad (6.70)$$

$$H_{\text{ин}} = \frac{\Delta L}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\Delta L}{g \cdot f_{\text{мп}}} \cdot \frac{dQ}{dt}. \quad (6.71)$$

Тому що

$$Z_N - Z_{N+1} = H_{\epsilon,N} - H_{\epsilon,N+1}. \quad (6.72)$$

Тобто рівняння (6.69) можна записати у вигляді

$$H_{\text{ин}} = H_{\epsilon,N} - H_{\epsilon,N+1} - H_W \quad (6.73)$$

або

$$\frac{\Delta L}{g \cdot f_{\text{мп}}} \cdot \frac{dQ}{dt} = H_{\epsilon,N} - H_{\epsilon,N+1} - H_W. \quad (6.74)$$

Перейдемо до безрозмірних величин. Для цього всі члени рівняння (6.74) розділимо на  $H_H$  та припускаючи що

$$k_N = k_{N+1} \quad (6.75)$$

$$q = \frac{Q}{Q_H}, \quad (6.76)$$

$$d\tau = \frac{dt}{\mu} \quad (6.77)$$

отримуємо

$$\frac{\Delta L \cdot Q_H}{g \cdot f_{\text{мп}} \cdot H_H \cdot \mu} \cdot \frac{d\left(\frac{Q}{Q_H}\right)}{dt} = \frac{H_{\epsilon,N}}{H_H} - \frac{H_{\epsilon,N+1}}{H_H} - \frac{H_{WHyч}}{H_H} \cdot \left(\frac{Q}{Q_H}\right)^2. \quad (6.78)$$

Ведемо позначення

$$T_{r,yч} = \frac{\Delta L \cdot Q_H}{g \cdot f_{\text{мп}} \cdot H_H} \quad (6.79)$$

$$S_t = \frac{\mu}{T_{r,yч}} . \quad (6.80)$$

Параметр  $T_{r,yч}$ , який має розмірність часу, має назву постійної часу розрахункової ділянки трубопроводу;  $S_t$  – безрозмірна і є критерієм одночасності.

Рівняння (6.78) у відносних величинах має вигляд

$$\frac{1}{S_t} \cdot \frac{dq}{d\tau} = h_{\theta,N} - h_{\theta,N+1} - k_N \cdot q^2 . \quad (6.81)$$

Переходячи до кінцевих різниць та враховуючи, що  $\Delta\tau = 1$ , знаходимо поправки до витрати на границях розрахункової ділянки

$$\Delta q_{\tau,np} = S_t \cdot (h_{\theta,N} - h_{\theta,N+1}) - S_t \cdot k_N \cdot q_{\tau,np}^* \cdot |q_{\tau,np}^*| , \quad (6.82)$$

$$\Delta q_{\tau,l} = S_t \cdot (h_{\theta,N-1} - h_{\theta,N}) - S_t \cdot k_N \cdot q_{\tau,l}^* \cdot |q_{\tau,l}^*| . \quad (6.83)$$

Тоді

$$q_{N,np,\tau} = q_{N,np}^* + \Delta q_{\tau,np} , \quad (6.84)$$

$$q_{N,l,\tau} = q_{N+1,l}^* + \Delta q_{\tau,l} . \quad (6.85)$$

З моменту утворення розриву суцільності потоку необхідно враховувати зміни об'єму вакуумної порожнечі у вузлі  $N$ . У відносних величинах при  $\Delta\tau = 1$  цей об'єм визначається так

$$V_{N,t} = \sum q = V_{N,\tau-1} - q_{N,np} + q_{N,l} . \quad (6.86)$$

До того поки  $V_{N,\tau} > 0$  вакуумна порожнина існує. Якщо в процесі розрахунку виконується умова  $V_{N,\tau} \leq 0$ , то це вказує на змикання порожнини. Якщо така умова відбудеться біля закритої засувки, то подальший розрахунок виконується як для тупику.

Якщо змикання вакуумної порожнини, тобто співударяння водяних колон, які розійшлись, відбувається в проміжному вузлі  $N$ , то у відповідності з рекомендаціями М. М. Андріяшева [175; 299] у абсолютних величинах

$$v_N = \frac{v_l + v_{np}}{2} + \frac{g}{a} \cdot \frac{H_l - H_{np}}{2} , \quad (6.87)$$

$$H_N = \frac{H_l + H_{np}}{2} + \frac{a}{g} \cdot \frac{v_l - v_{np}}{2} . \quad (6.88)$$



Якщо  $v_l > v_{np}$ , то направлення  $v_N$  співпадає з  $v_l$ . Так як напори в крайніх точках вакуумної порожнини рівні, тобто  $H_l = H_{np} = H_{eN}$ , то формули (6.87), (6.88) спрощуються

$$v_N = \frac{v_l + v_{np}}{2}, \quad (6.89)$$

$$H_N = H_{eN} + \frac{a}{g} \cdot \frac{v_l - v_{np}}{2}. \quad (6.90)$$

Перетворимо ці співвідношення через відомі у вузлі імпульси гідралічного удару  $K_{N,l}$  та  $\Psi_{N,np}$ . Із формул (6.8) та (6.9), які визначають прямий та зворотній імпульси, знаходимо

$$q_{N,l} = (K_{N,l} - h_{eN}) \cdot \varepsilon_N, \quad (6.91)$$

$$q_{N,np} = (h_{eN} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N. \quad (6.92)$$

Тоді відповідно до (6.89)

$$q_N = \frac{1}{2} \cdot [(K_{N,l} - h_{eN}) \cdot \varepsilon_N + (h_{eN} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N] = \frac{1}{2} (K_{N,l} - \Psi_{N,np}) \cdot \varepsilon_N. \quad (6.93)$$

Аналогічно за (6.90)

$$h_N = h_{eN} + \frac{1}{\varepsilon_N} \cdot \frac{q_{N,l} - q_{N,np}}{2}. \quad (6.94)$$

Підставляючи в цей вираз значення витрат за формулами (6.91), (6.92), отримуємо

$$h_N = \frac{K_{N,l} + \Psi_{N,np}}{2}. \quad (6.95)$$

Розроблена методика дозволяє враховувати особливості проходження гідралічного удару в напірних трубопроводах, які мають переломи профілю та різні похили на окремих ділянках. У виразі (6.82) різниця  $h_{eN} - h_{e,N+1}$  враховує вплив сили тяжіння, член  $k_N \cdot q_N^* \cdot |q_N^*|$  – сили гідралічного тертя на швидкість переміщення відірваної колони води. Для напірних трубопроводів, які мають ламаний профіль опуклістю вверх, в початковій крутій частині  $h_{eN} - h_{e,N+1}$  більше, ніж в наступній пологій частині, відповідно, і водяна колона на початковій частині трубопроводу загальмовується більше. Остання обставина приводить до появи розривів суцільності потоку в точці перелому профілю і подальшому значному тиску при ударі колон води.

### 6.3. Математичне моделювання вузлів розривностей трубопровідної мережі

Розглянемо граничні умови проходження хвиль гідравлічного удару в різних вузлах розривностей [235; 299; 303].

Для вузла  $N$  розривностей, в якому змінюється діаметр трубопроводу, рис. 6.8 необхідно визначати за формулою (6.7) два коефіцієнта  $\varepsilon_{N,l}$ ,  $\varepsilon_{N,np}$  з врахуванням відповідних діаметрів трубопроводів з лівого та правого боку від вузла  $N$ .

Напір та витрата у вузлі  $N$  визначаємо додаючи та віднімаючи вирази для імпульсів гідравлічного удару (6.25), (6.26), а саме:

$$h_{N,\tau} = \frac{K_{N,l,\tau} \cdot \varepsilon_{N,l} + \Psi_{N,np,\tau} \cdot \varepsilon_{N,np}}{\varepsilon_{N,l} + \varepsilon_{N,np}}, \quad (6.96)$$

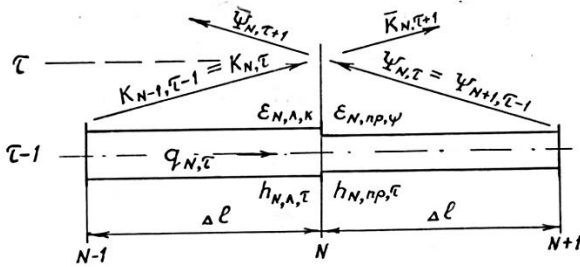


Рис. 6.8. Схема розрахункового вузла розривностей при зміні діаметра трубопроводу

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} = q_{N,\tau} = \frac{K_{N,l,\tau} + \Psi_{N,np,\tau}}{1/\varepsilon_{N,l} + 1/\varepsilon_{N,np}}. \quad (6.97)$$

Якщо не враховувати затухання гідравлічного удару, то імпульси, які йдуть від вузла  $N$  визначаються за формулами

$$\bar{K}_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (6.98)$$

$$\bar{\Psi}_{N,l,\tau} = h_{N,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}. \quad (6.99)$$

Для вузла розривностей, в якому змінюється діаметр трубопроводу та наявний регулюючий затвор, рис. 6.9 можна записати наступну систему рівнянь при  $q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} = q_{N,\tau}$ .

$$K_{N,l,\tau} = h_{N,l,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (6.100)$$

$$\Psi_{N,np,\tau} = h_{N,np,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (6.101)$$

$$h_{N,l,\tau} - h_{N,np,\tau} = k_{3N} \cdot q_{N,\tau} \cdot |q_{N,\tau}|. \quad (6.102)$$

де  $k_{3N} = f(\tau)$  – коефіцієнт, який характеризує зміни гідравлічного опору затвору в часі. Невідомими є значення  $q_{N,\tau}, h_{N,l,\tau}, h_{N,np,\tau}$ .

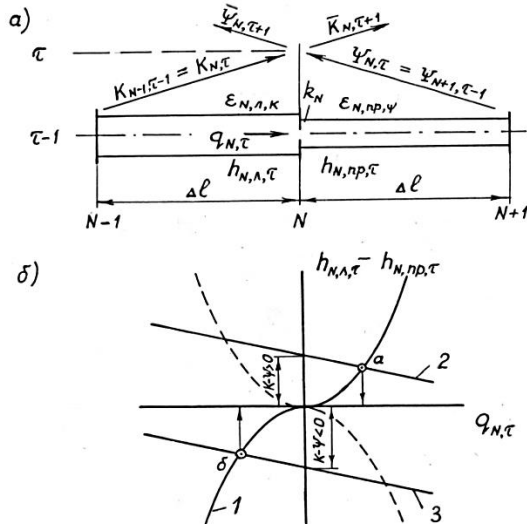


Рис. 6.9. Схема вузла розривностей при зміні діаметра трубопроводу і наявності регулюючого затвора

Віднімаючи рівняння (6.101) із рівняння (6.100) отримуємо

$$h_{N,l,\tau} - h_{N,np,\tau} = K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau} - \left( \frac{1}{\varepsilon_{N,l}} + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}} \right) \cdot q_{N,\tau}. \quad (6.103)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (6.102) та (6.103) і вводячи позначення для  $A$ ,  $B$ , отримуємо квадратне рівняння відносно  $q_{N,\tau}$

$$q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot B \cdot q_{N,\tau} - A = 0, \quad (6.104)$$

де

$$B = \frac{1}{\varepsilon_{N,l}} + \frac{1}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (6.105)$$

$$A = \frac{K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}}{k_{3N}}. \quad (6.106)$$

Рішення рівняння (6.104) можна представити у вигляді

$$q_{N,\tau} = -B + \sqrt{B^2 + A}. \quad (6.107)$$

Знак мінус перед коренем в рівнянні (6.107) не відповідає фізичній сутності процесу, що видно із графічного аналізу вихідних залежностей, рис 6.9.б. На цьому рисунку рівняння (6.102) представлене кривою 1, так як  $k_{3N} > 0$ ; а рівняння (6.103) прямою 2 при  $K_{N,l,\tau} - \Psi_{N,np,\tau} > 0$ . Точки перетину розглянутих ліній  $a$ ,  $b$  і визначають корені вихідної системи рівнянь.

Із рівнянь (6.100), (6.101) знаходимо

$$h_{N,l,\tau} = K_{N,l,\tau} - \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (6.108)$$

$$h_{N,np,\tau} = \Psi_{N,np,\tau} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}. \quad (6.109)$$

Розглянемо два окремих випадки цього вузла. Вузол розривностей з регулюючим затвором, до якого з лівого боку примикає резервуар з постійним напором  $h_0$ . Тут необхідно визначити невідомі  $q_{N,\tau}$ ,  $h_{N,np,\tau}$ .

В останніх рівняннях  $h_{N,l,\tau} = h_0$ . Рішення знаходиться аналогічно попередньому, при цьому

$$A = \frac{\Psi_{N,np,\tau}}{k_{3N}}, \quad B = \frac{1}{2 \cdot k_{3N} \cdot \varepsilon_{N,np}}. \quad \text{Значення}$$

$q_{N,\tau}$ ,  $h_{N,np,\tau}$  знаходимо за формулами (6.107), (6.109).

Вузол розривностей з регулюючим затвором, до якого з правого боку примикає резервуар з постійним напором  $h_0$ . Тут необхідно визначити невідомі  $q_{N,\tau}, h_{N,l,\tau}$ . Вихідною системою є рівняння (6.101) і (6.102). В останньому рівнянні  $h_{N,l,\tau} = h_0$ . Рішення знаходиться аналогічно попередньому, при цьому  $A = \frac{K_{N,k,\tau}}{k_{3N}}$ ,  $B = \frac{1}{2 \cdot k_{3N} \cdot \varepsilon_{N,np}}$ . Значення

$q_{N,\tau}, h_{N,np,\tau}$  знаходимо за формулами (6.107), (6.109).

Якщо відомий графік зміни відкриття затвору за часом, тоді за його характеристикою визначають графік зміни коефіцієнта опору затвору  $\zeta_3 = f(\tau)$ . В цьому випадку

$$k_{3N} = \zeta_3 \cdot C, \quad (6.110)$$

де

$$C = \frac{Q_H^2}{2 \cdot g \cdot f_\kappa^2 \cdot H_H}. \quad (6.111)$$

Для вузла розривності, в якому встановлений гідрант дощувальної машини [299], рис. 6.10, вихідною є наступна система рівнянь:

$$K_{N,l,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,l,\tau}}{\varepsilon_{N,l}}, \quad (6.112)$$

$$\Psi_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} + \frac{q_{N,np,\tau}}{\varepsilon_{N,np}}, \quad (6.113)$$

$$h_{N,\tau} - Z_N = k_{\Gamma,N,\tau} \cdot q_{\Gamma,N,\tau}^2, \quad (6.114)$$

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} + q_{\Gamma,N,\tau}. \quad (6.115)$$

Для цього вузла розривностей прийнято, що  $h_{N,l,\tau} = h_{N,np,\tau} = h_{N,\tau} \geq 0$ ,  $q_{\Gamma,N,\tau} \geq 0$ ю Невідомими величинами є  $q_{N,\tau}, q_{N,l,\tau}, q_{N,np,\tau}, q_{\Gamma,N,\tau}$ . Значення  $k_{\Gamma,N} = f(\tau)$  визначається на кожному кроці розрахунку при відомому графіку зміни відкриття гідранта  $k_{\Gamma,N,\tau} = f(\tau)$  за формулою

$$k_{\Gamma,N,\tau} = \zeta_{\Gamma,N,\tau} \cdot K_{\Gamma}, \quad (6.116)$$

де

$$K_{\Gamma} = \frac{Q_H^2}{2 \cdot g \cdot f_{\Gamma}^2 \cdot H_H}. \quad (6.117)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору гідранта включає, наприклад для ДМ «Дніпро», рис. 6.10, б, коефіцієнт опору тарілчастого клапану  $k_3 = f(\tau)$ , коефіцієнт опору стояка гідранта  $k_{cm} = 1,6$ ; коефіцієнт опору дощувальної машини  $k_{DM} = const$ .

$$\zeta_{\Gamma, N, \tau} = \zeta_3 + \zeta_{cm} + \zeta_{DM}. \quad (6.118)$$

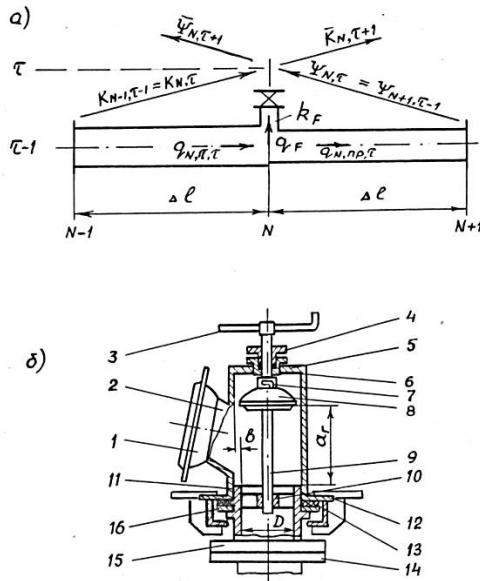


Рис. 6.10. Схема вузла розривностей з гідрантом дощувальної машини

Відповідно до рекомендацій [299] коефіцієнт опору тарілчастого клапану гідранта можна визначати наближено за формулою Баха

$$\zeta_3 = 0,55 + 4 \cdot \left( \frac{b}{D_c} - 0,1 \right) + 0,155 \cdot \left( \frac{D_c}{a_{\Gamma, \tau}} \right)^2. \quad (6.119)$$

Для опису лінійного закону зміни відкриття гідранту доцільно задати значення початкового відкриття  $a_{нач}$ , кінцевого відкриття  $a_{кон}$ , часу початку зміни відкриття  $\tau_{нач}$ , часу закінчення зміни відкриття  $\tau_{кон}$ . В період часу, коли виконується умова

$$\tau_{нач} < \tau < \tau_{кон}. \quad (6.120)$$

Закон лінійної зміни відкриття гідранта має вигляд

$$a_{\Gamma, N, \tau} = a_{нач} + \frac{a_{кон} - a_{нач}}{\tau_{кон} - \tau_{нач}} \cdot (\tau - \tau_{нач}). \quad (6.121)$$

Розв'язуємо систему рівнянь (6.112)–(6.115) методом підстановки. Вирази для витрат із перших трьох рівнянь підставимо в останнє та отримуємо одне рівняння відносно  $h_{N, \tau}$ . Опускаючи індекси  $N, \tau$  для спрощення запису, отримаємо

$$(K_{л} - h_{N, \tau}) \cdot \varepsilon_{л} = (h_{N, \tau} - \Psi_{np}) \cdot \varepsilon_{np} + \sqrt{\frac{h_{N, \tau} - Z_N}{k_{\Gamma}}}. \quad (6.122)$$

Введемо позначення  $X = \sqrt{h_{N, \tau} - Z_N}$ , тоді

$$h_{N, \tau} = X^2 + Z_N. \quad (6.123)$$

Після підстановки та перетворень отримаємо

$$X^2 + \frac{1}{(\varepsilon_{л} + \varepsilon_{np}) \cdot \sqrt{k_{\Gamma}}} \cdot X - \left( \frac{K_{л} \cdot \varepsilon_{л} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np}}{\varepsilon_{л} + \varepsilon_{np}} - Z_N \right) = 0. \quad (6.124)$$

Позначимо

$$B_{\Gamma} = \frac{1}{2 \cdot (\varepsilon_{л} + \varepsilon_{np}) \cdot \sqrt{k_{\Gamma}}}, \quad (6.125)$$

$$A_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma} \cdot \varepsilon_{л} + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np}}{\varepsilon_{л} + \varepsilon_{np}} - Z_N. \quad (6.126)$$

Тоді

$$X^2 + 2 \cdot B_{\Gamma} \cdot X - A_{\Gamma} = 0. \quad (6.127)$$

Звідси

$$X = -B_{\Gamma} + \sqrt{B_{\Gamma}^2 + A_{\Gamma}}. \quad (6.128)$$

Напір у вузлі визначається за формулою (6.123), витрати знаходять за залежностями:

$$q_{N, л, \tau} = (K_{N, л, \tau} - h_{N, \tau}) \cdot \varepsilon_{N, л}, \quad (6.129)$$

$$q_{N, np, \tau} = (h_{N, \tau} - \Psi_{N, np, \tau}) \cdot \varepsilon_{N, np}, \quad (6.130)$$

$$q_{\Gamma, N, \tau} = q_{N, л, \tau} - q_{N, np, \tau}. \quad (6.131)$$

У вузлі розривностей, який включає насосних агрегат (вузол типу

Н), рис. 6.11 [299], проходження хвиль гідравлічного удару може бути описано системою чотирьох рівнянь.

Два рівняння імпульсів гідравлічного удару (6.100), (6.101). Рівняння напорів має вигляд

$$h_{\tau} = h_{N,np,\tau} - h_{N,l,\tau}. \quad (6.132)$$

Рівняння характеристики насоса

$$h_{\tau} = v_{\tau}^2 \cdot \left[ h_{\phi} - S_{\phi} \left( \frac{q_{N,\tau}}{v_{\tau}} - q_{\phi} \right)^2 \right]. \quad (6.133)$$

Невідомі: напір насоса  $h_{\tau}$ , напори зліва та справа від вузла  $h_{N,l,\tau}$  і  $h_{N,np,\tau}$ , витрата  $q_{N,\tau}$ . Розв'язуємо систему рівнянь відносно  $q_{N,\tau}$ . Підставивши вираз для напорів в останнє рівняння і опустив індекси  $N, \tau$ , отримаємо

$$\Psi_{np} + \frac{h_{N,\tau}}{\varepsilon_{np}} - K_{\lambda} + \frac{q_{N,\tau}}{\varepsilon_{\lambda}} = v_{\tau}^2 \cdot h_{\phi} - S_{\phi} \cdot q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot S_{\phi} \cdot v_{\tau} \cdot q_{N,\tau} \cdot q_{\phi} - v_{\tau}^2 \cdot S_{\phi} \cdot q_{\phi}^2. \quad (6.134)$$

Після перетворень

$$q_{N,\tau}^2 + \frac{1}{\varepsilon_{\lambda}} + \frac{1}{\varepsilon_{np}} - 2 \cdot S_{\phi} \cdot v_{\tau} \cdot q_{\phi} \cdot q_{N,\tau} + \frac{\Psi_{np} - K_{\lambda} - v_{\tau}^2 \cdot h_{\phi} + v_{\tau}^2 \cdot S_{\phi} \cdot q_{\phi}^2}{S_{\phi}} = 0. \quad (6.135)$$

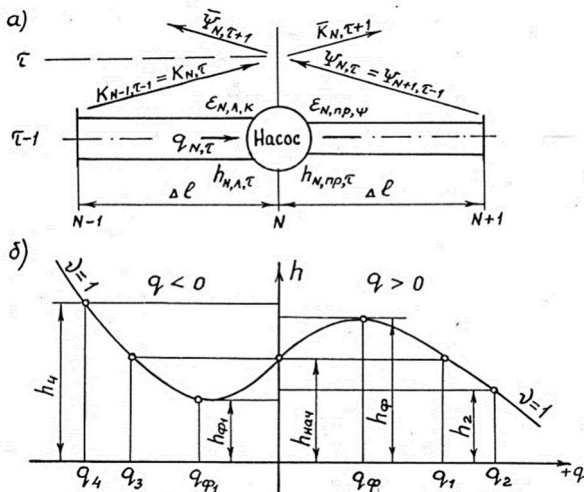


Рис. 6.11. Схема вузла розривностей з насосним агрегатом



Вводимо позначення

$$B_H = \frac{1}{2} + \frac{1}{\frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{np}} - q_\phi \cdot v_\tau}, \quad (6.136)$$

$$A_H = \left( q_\phi^2 - \frac{h_\phi}{S_\phi} \right) \cdot v_\tau^2 + \frac{\Psi_{np} - K_n}{S_\phi}. \quad (6.137)$$

Тоді

$$q_{N,\tau}^2 + 2 \cdot B_H \cdot q_{N,\tau} + A_H = 0. \quad (6.138)$$

Розв'язуючи це рівняння, отримуємо

$$q_{N,\tau} = -B_H + \sqrt{B_H^2 - A_H}. \quad (6.139)$$

Напірна характеристика насоса представлена на рис. 6.11, б у відносних величинах. Коefіцієнти залежностей, які апроксимують ці характеристики, знаходять за такими формулами:

а) насосний режим, при  $q > 0$

$$S_\phi = \frac{h_{нач} - h_2}{(q_2 - q_\phi)^2 - (q_1 - q_\phi)^2}. \quad (6.140)$$

$$h_\phi = h_{нач} + S_\phi \cdot (q_1 - q_\phi)^2. \quad (6.141)$$

б) гальмівний режим, при  $q < 0$

$$S_{\phi 1} = \frac{h_{нач} - h_4}{(q_4 - q_{\phi 1})^2 - (q_3 - q_{\phi 1})^2}. \quad (6.142)$$

$$h_{\phi 1} = h_{нач} - S_{\phi 1} \cdot (q_3 - q_{\phi 1})^2. \quad (6.143)$$

Значення величин  $h_{нач}, h_2, h_4, q_\phi, q_{\phi 1}, q_1, q_2, q_3, q_4$  визначаємо за напірною характеристикою насоса, яка представлена графічно на підставі повних чотириквadrантних характеристик насосів, отриманих у ВННІ-Гідромаші. В гальмівному режимі при  $q_{N,\tau} < 0$  необхідно використовувати коefіцієнти  $q_{\phi 1}, h_{\phi 1}, S_{\phi 1}$ .

Значення  $v_\tau$  знаходимо за залежністю

$$v_\tau = v_{\tau-1} + \Delta v_\tau, \quad (6.144)$$

$$\Delta v_\tau = -\Lambda \left[ m_{cp} + \text{sign}(v_\tau^*) \cdot m_{np} \right] \cdot \Delta \tau, \quad (6.145)$$

В даному розрахунку  $\Delta\tau = 1$ . Середній момент на валу насоса визначається за формулами

$$m_{cp} = \frac{m_{\tau-1} + m_{\tau}}{2}, \quad (6.146)$$

$$m_{\tau} = (v_{\tau}^*)^2 \cdot \left[ B_0 + B_1 \cdot \left( \frac{q^*}{v^*} \right)_{\tau} + B_2 \cdot \left( \frac{q^*}{v^*} \right)_{\tau}^2 + B_3 \cdot \left( \frac{q^*}{v^*} \right)_{\tau}^3 \right]. \quad (6.147)$$

В цих формулах  $q_{\tau}^*$  та  $v_{\tau}^*$  є прогнозними величинами, які в першому наближенні визначаються таким чином

$$v_{\tau}^* = v_{\tau-1} + \Delta v_{\tau-1}, \quad (6.148)$$

$$q_{\tau}^* = q_{\tau-1} + \Delta q_{\tau-1}. \quad (6.149)$$

Коефіцієнт  $\Lambda$  визначається за формулою

$$\Lambda = \frac{\mu}{T_a}. \quad (6.150)$$

Для вузла розривностей, в якому встановлений зворотний клапан [299], рис. 6.12, вихідні рівняння відповідають вузлу типу РЗ, в якому замість  $k_{3,N}$ , застосовується  $k_{ок,N}$ .

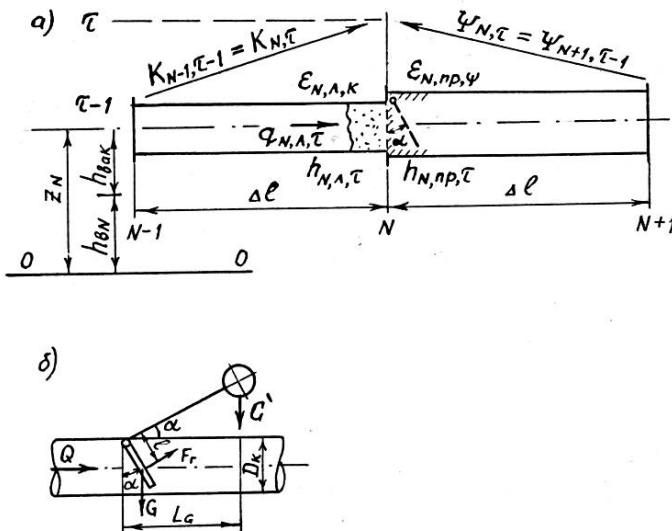


Рис. 6.12. Схема вузла розривностей зі зворотним клапаном

$$k_{\alpha_k, N} = \zeta_{\alpha_k} \cdot C_k, \quad (6.151)$$

де

$$C_k = \frac{Q_N^2}{2 \cdot g \cdot f_k^2 \cdot H_H}. \quad (6.152)$$

Значення коефіцієнту опору зворотного клапану залежить від кута його відкриття  $\alpha_\tau$ , тобто  $\zeta_{\alpha_k} = f(\alpha_\tau)$  [299]. Кут відкриття тарелі зворотного клапана можна знайти за рекурентною формулою

$$\alpha_\tau = \alpha_{\tau-1} - \Omega \cdot \frac{\beta_{\Gamma, \tau-1} + \beta_{\Gamma, \tau}}{2}. \quad (6.153)$$

У цій залежності прийнято, що відносна кутова швидкість обертання тарелі зворотного клапана

$$\beta_{\Gamma, \tau} = \frac{\omega_{\kappa, \tau} \cdot D_\kappa^2}{Q_m} \quad (6.154)$$

та безрозмірний коефіцієнт

$$\Omega = \mu \cdot \frac{Q_m}{D_\kappa^2}. \quad (6.155)$$

Значення  $\beta_{\Gamma, \tau}$  можна визначити за методикою А.Н. Рожкова [299; 329–331], використовуючи гідравлічні і гідродинамічні характеристики зворотного клапана, які отримані експериментальним шляхом

$$\beta_{\Gamma, \tau} = \beta_{\Gamma, \tau-1} + K_{\Gamma 6} \cdot \left[ m_G + m_G - K_{IM} \cdot \left( \frac{Q_H}{Q_m} \right)^2 \cdot q_{N, \tau}^* \cdot |q_{N, \tau}^*| - m_{np} - K_{\Gamma \omega} \cdot \beta_{\Gamma, \tau-1}^2 \right], \quad (6.156)$$

де

$$q_{N, \tau}^* = q_{N, \tau-1} + \Delta q_{\tau-1}, \quad (6.157)$$

$$K_{\Gamma 6} = \frac{\mu \cdot M_{Gm} \cdot D_K^2}{(J + J_{np}) \cdot Q_m}, \quad (6.158)$$

$$K_{\Gamma m} = \frac{16 \cdot Q_m^2}{\pi^2 \cdot M_{Gm} \cdot D_K^2} \cdot K_M, \quad (6.159)$$

$$K_{\Gamma \omega} = \frac{K_1^2 \cdot Q_m^2}{M_{Gm} \cdot D_K} \cdot K_\omega. \quad (6.160)$$

У зв'язку із відсутністю експериментальних даних приймаємо момент тертя в цапфах клапану  $M_{np} = 0,02 \cdot M_{Gm}$ , тоді  $m_{np} = 0,02$ . Від-

носні обертальні моменти: сила тяжіння клапану  $m_G = \frac{M_G}{M_{Gm}}$ ; додатко-

вий зовнішній обертальний момент, за рахунок вантажу  $m'_G = \frac{M'_G}{M_{Gm}}$ ;

$K_M, K_\omega$  – коефіцієнти, які отримані експериментальним шляхом [329].

Запропоновано представляти характеристики зворотного клапану у вигляді залежностей безрозмірних величин  $\zeta_K, m_G, K_{GM}, K_{G\omega}$  від кута відкриття клапану  $\alpha$ , рис. 6.13.

Безрозмірні параметри зворотного клапану утворюються на основі базових значень, які відповідають максимальному відкриттю клапану  $\alpha_{max}$ , що забезпечується при витраті через клапан  $Q_m$  та максимальній силі тяжіння  $M_{Gm}$ .

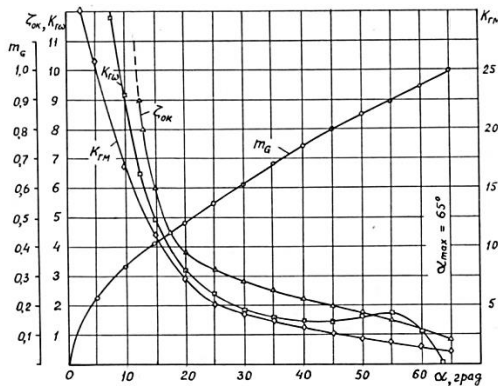


Рис. 6.13. Гідравлічні і гідродинамічні характеристики зворотного клапану

При закритті клапану крім моментів, які обумовлені дією гідродинамічної сили, сили тяжіння і сили тертя в опорах, на процес руху тарелі впливають момент інерції тарелі  $J$  та приєднаний момент інерції води  $J_{np}$ . Для диска приєднаний момент інерції відносно осі обертання  $J_{np}$  рекомендується визначати [303] за формулою

$$J_{np} = J_{np}^{0-0} + m_{np} \cdot r^2, \quad (6.161)$$

де  $J_{np}^{0-0}$  – приєднаний момент інерції відносно осі, яка проходить через середину диска, кгс  $\text{с}^2$ ;  $m_{np}$  – приєднана маса кгс  $\text{с}^2/\text{м}$ ;  $r$  – відстань від осі обертання до осі 0-0, м.

$$J_{np}^{0-0} = \frac{16}{45} \cdot \rho \cdot \left( \frac{D_{map}}{2} \right)^2, \quad (6.162)$$

$$m_{np} = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot \left( \frac{D_{map}}{2} \right)^3, \quad (6.163)$$

$$r = K_1 \cdot D_K, \quad (6.164)$$

де  $K_1$  визначається за результатами експериментальних досліджень, зазвичай за кривою опускання тарелі клапана в нерухомій воді.

За звичайних умов відкриття зворотного клапана, у випадку  $\alpha_{\min} < \alpha_\tau < \alpha_{\max}$ , розрахунок проходження гідравлічного удару визначається наведеними залежностями.

В момент закриття зворотного клапана, коли  $\alpha_\tau \leq \alpha_{\min}$  вважаємо  $q_{N,\tau} = 0$  та подальший розрахунок виконуємо як для тупика, причому повинна виконуватись умова  $h_{N,\tau} \leq h_{N,np,\tau}$ . Якщо в подальшому з'ясується, що  $h_{N,l,\tau} > h_{N,np,\tau}$ , тоді необхідно знову визначати значення  $\alpha_\tau$  та інших величин, тому що зворотний клапан з цього моменту починає відкриватися.

Якщо виходить, що  $h_{N,l,\tau} < h_{eN}$ , то перед клапаном утворюється розрив суцільності потоку і розрахунок проводиться з урахуванням цього явища.

Зазвичай, на напірних лініях горизонтальних трубопроводів встановлюють зворотні клапани, тому доцільно розглянути вузол розривностей, в якому сумісно встановлений насос та зворотний клапан, [299] рис. 6.14. В цьому випадку вихідними є рівняння імпульсів гідравлічного удару (6.100), (6.101), рівняння характеристика насоса (6.133) та рівняння напорів, які враховують втрати у зворотному клапані.

$$h_\tau = h_{N,np,\tau} - \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{ок} \cdot q_{N,\tau}^2 - h_{N,l,\tau}. \quad (6.165)$$

В системі чотирьох рівнянь невідомими є  $h_\tau$ ,  $h_{N,l,\tau}$ ,  $h_{N,np,\tau}$ ,  $q_{N,\tau}$ . Розв'язуючи цю систему рівнянь отримуємо

$$q_{N,\tau} = -B_{\text{НОК}} + \sqrt{B_{\text{НОК}}^2 - A_{\text{НОК}}}, \quad (6.166)$$

де

$$B_{\text{НОК}} = (-1) \cdot \frac{\frac{1}{\varepsilon_{\lambda}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{np}}} + 2 \cdot S_{\phi} \cdot v_{\tau} \cdot q_{\phi}}{2 \cdot [S_{\phi} + \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{\text{ок}}]}. \quad (6.167)$$

$$A_{\text{H}} = \frac{-\Psi_{\text{np}} + K_{\lambda} - v_{\tau}^2 \cdot h_{\phi} + S_{\phi} \cdot v_{\tau}^2 \cdot q_{\phi}^2}{S_{\phi} + \text{sign}(q_{N,\tau-1}) \cdot k_{\text{ок}}}. \quad (6.168)$$

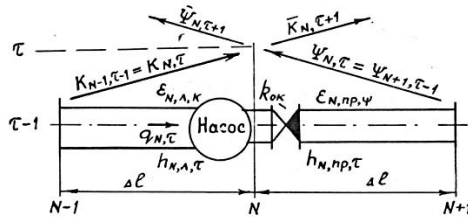


Рис. 6.14. Схема вузла розривностей з насосом та зворотним клапаном

Решта параметрів гідравлічного удару у вузлі розривностей визначаються так само як в двох попередніх випадках.

Якщо всмоктувальна лінія насоса коротка та її впливом можна знехтувати, а зліва від насоса – у джерелі напір постійний і дорівнює

$h_0$ , тоді  $h_{N,\lambda,\tau} = h_0$ , і відповідно до формули (6.167) допускаємо  $\frac{1}{\varepsilon_{\lambda}} = 0$ ,

а у формулі (6.168) приймаємо  $K_{\lambda} = h_0$ .

Далі розглянемо вузли розривностей в місці встановлення водоповітряного резервуара (ВПР), рис. 6.15 (вузол типу ВПР) [306].

Система рівнянь, які описують проходження хвиль гідравлічного удару через вузол  $N$  з ВПР, має наступний вигляд: два рівняння імпульсів гідравлічного удару (6.100), (6.101); рівняння балансу витрат

$$q_{N,\lambda,\tau} = q_{N,\text{np},\tau} + q_{F,N,\tau}. \quad (6.169)$$

Рівняння втрат напору у вузлі приєднання ВПР до трубопроводу, який має коефіцієнти опору  $k_{F1}$  при наповненні ВПР ( $q_{F,N} > 0$ ) та  $k_{F2}$  при його спорожненні ( $q_{F,N} < 0$ ).

$$h_{N,\tau} - h_{F,\tau} = \text{sign}(q_{F,N}) \cdot k_F \cdot q_F^2. \quad (6.170)$$

Припускаємо, що  $h_{N,\lambda,\tau} = h_{N,np,\tau} = h_{N,\tau}$ .

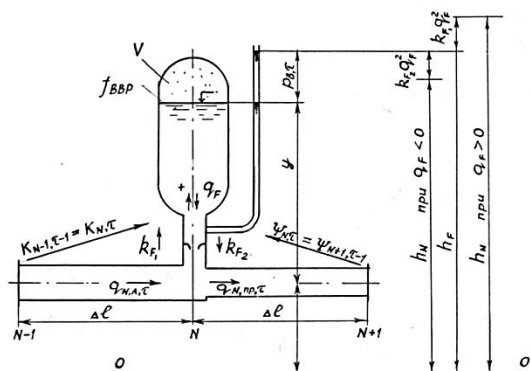


Рис. 6.15. Схема вузла розривностей з водоповітряним резервуаром

Рівняння політропічних змін тиску та об'єму повітря у ВІР

$$\frac{h_{F,\tau} + h_a - y_\tau - Z_N}{h_0 + h_a - y_0 - Z_N} = \left( \frac{V_0}{V_\tau} \right)^\alpha. \quad (6.171)$$

Рівняння зміни рівня рідини у ВІР

$$y_\tau = y_{\tau-1} + S_{ВІР} \cdot \Delta V_\tau, \quad (6.172)$$

де

$$S_{ВІР} = \frac{\mu \cdot Q_N}{f_{ВІР} \cdot H_N}, \quad (6.173)$$

$$V_\tau = V_{\tau-1} - \Delta V_\tau, \quad (6.174)$$

$$\Delta V_\tau = \frac{1}{2} (q_{F,\tau}^* + q_{F,\tau-1}). \quad (6.175)$$

Тут початкові та поточні відносні об'єми повітря у ВІР знаходяться за формулами

$$V_0 = \frac{W_0}{\mu \cdot Q_H}, \quad (6.176)$$

$$V_\tau = \frac{W_\tau}{\mu \cdot Q_H}. \quad (6.177)$$

Показник політропи приймається  $\alpha = 1,3$ .

Таким чином, система складається із семи рівнянь із сімома невідомими  $\epsilon h_{N,\tau}$ ,  $h_{F,N,\tau}$ ,  $q_{N,l,\tau}$ ,  $q_{N,np,\tau}$ ,  $q_{F,N,\tau}$ ,  $V_\tau$ ,  $y_\tau$ . Система рівнянь розв'язується методом послідових наближень Вегстейна. Перевага даного методу полягає в тому, що ітераційний процес збігається для довільного виду рівнянь які входять у систему.

Визначаючи напір у вузлі з ВПП в першому, розв'язуючи сумісно рівняння (6.100), (6.101), (6.169), опускаючи індекси  $N, \tau$ , отримуємо

$$h_N^k = \frac{K_l \cdot \epsilon_l + \Psi_{np} \cdot \epsilon_{np} - q_{F,\tau-1}}{\epsilon_l + \epsilon_{np}} \quad (6.178)$$

Приймається  $X^{k-1} = h_{N,\tau-1}$ .

$$X^k = h_N^k, \quad (6.179)$$

$$q_F^k = K_l \cdot \epsilon_l + \Psi_{np} \cdot \epsilon_{np} - X^k \cdot (\epsilon_l + \epsilon_{np}). \quad (6.180)$$

Зміна об'єму повітря у ВПП знаходиться за формулою (6.174)

$$\Delta V^k = \frac{1}{2} (q_F^k + q_{F,\tau-1}). \quad (6.181)$$

Визначається рівень води у ВПП

$$y_\tau^k = y_{\tau-1} + S_{ВПП} \cdot \Delta V^k, \quad (6.182)$$

Уточнюється напір у вузлі

$$h_i^k = (h_{N0} + h_0 - y_0 - Z_N) \cdot \left( \frac{V_0}{V_{\tau-1} - \Delta V^k} \right)^\alpha - h_a + y_\tau^k + Z_N + \text{sign}(q_F^k) \cdot k_F \cdot (q_F^k)^2. \quad (6.183)$$

Якщо нерівність

$$|h_i^k - h_N^k| > \xi \quad (6.184)$$

не виконується, то розрахунок вузла закінчений, в іншому випадку переходять до наступного наближення. Приймають  $K = K + 1$ ,  $h_N^k = h_i^k$  та знаходять значення напору за формулою, запропонованою Вегстейном

$$X^{k+1} = X^k + (h_N^k - X^k) / \left[ 1 - (h_N^k - X^k) / (X^k - X^{k-1}) \right]. \quad (6.185)$$

В подальшому розрахунок повторюють, починаючи з формули (6.180), до того поки нерівність (6.184) буде порушена, тобто поки не буде досягнута необхідна точність наближень  $\xi$ .



В останньому випадку приймають  $h_{N,\tau} = h_l^*$ ,  $y_\tau = y_\tau^K$ ,  $V_\tau = V_{\tau-1} - \Delta V_\kappa$ ,  $q_{F,\tau} = q_F^K$ , а решта невідомих знаходять у відповідності з вихідними рівняннями (6.100), (6.101), (6.170).

$$q_{N,l,\tau} = (K_{N,l,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,l} \quad (6.186)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,np} \quad (6.187)$$

$$h_{F,\tau} = h_{N,\tau} - \text{sign}(q_{F,N}) \cdot k_F \cdot q_{F,N}^2 \quad (6.188)$$

Вузол розривностей в місці встановлення стояка гідранта з ВПР [299] рис. 6.16 описується такою самою системою рівнянь, як у попередньому випадку із доповненням залежностей, які враховують витрату гідранта  $q_{\Gamma,N}$  відповідно до формул (6.114), (6.116)–(6.121), крім того, рівняння балансу витрат набуває вигляду

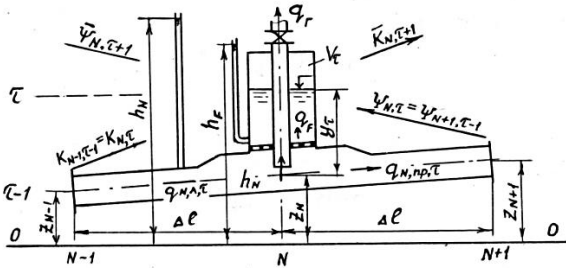


Рис. 6.16. Схема вузла розривностей зі стояком гідрантом і ВПР

$$q_{N,l,\tau} = q_{N,np,\tau} + q_{F,N,\tau} + q_{\Gamma,N,\tau} \quad (6.189)$$

До незалежних змінних додається значення  $q_{\Gamma,N,\tau}$ .

Система розв'язується аналогічно попередньому випадку. Після формули (6.179) визначається

$$q_{\Gamma}^K = C_{\Gamma} \cdot \sqrt{\frac{(h_N^K - Z_N)}{k_{\Gamma}}} \quad (6.190)$$

і тоді

$$q_F^K = K_l \cdot \varepsilon_l + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} - X^K \cdot (\varepsilon_l + \varepsilon_{np}) - q_{\Gamma}^K \quad (6.191)$$

Подальший розрахунок продовжується за тими ж формулами, що й в попередньому випадку.

В місцях можливих розривів суцільності потоку рідини можуть бути встановлені клапани впуску та заземлення повітря (КВЗП) рис. 6.17. (вузол типу ЗВ) [88; 299]. Розрахунок проходження гідравлічних ударів в такому випадку проводиться наступним чином.

У випадку, якщо  $h_{N,\tau} < Z_N$ , де  $Z_N$  – відносний напір, який відповідає осі трубопроводу в місці встановлення клапану, тоді приймають  $h_{N,\tau} = Z_N$ . При цьому втратами напору у вхідному отворі нехтують, приймаючи  $k_F = 0$ ,  $S_{BBP} = 0$ ,  $V_{N,\tau} = 0$ ,  $y_\tau = 0$ . Витрати знаходять за формулами (6.186) та (6.187), у яких  $h_{N,\tau} = Z_N$ . Об'єм повітря знаходимо за формулою (6.86)

$$V_{N,\tau} = V_{N,\tau-1} - q_{N,np,\tau} + q_{N,l,\tau} \quad (6.192)$$

В момент припинення збільшення об'єму повітря, яке надходить, коли з'ясується, що  $V_{N,\tau} - V_{N,\tau-1} < 0$ , відбувається заземлення повітря.

Об'єм повітря, який відповідає цьому моменту, позначимо  $V_0 = V_{N,\tau-1}$ , і

його тиск  $h_0 = \frac{H_a}{H_H}$ , причому  $y_0 = Z_N$ . Подальший розрахунок можна

проводити за залежностями, які отримані для вузла з ВПР (вузол типу ВР).

Вузол розривностей в місці встановлення водяної зрівнювальної колони (ВК), рис. 6.18 (вузол типу ВК) [299], описується наступною системою рівнянь. Рівняння імпульсів гідравлічного удару (6.100), (6.101), рівняння напорів (6.170), рівняння балансу витрат (6.169) і рівняння рівня у ВК

$$h_{F,N,\tau} = h_{F,N,\tau-1} + S_{BK} \cdot q_{F,\tau-1} \quad (6.193)$$

де

$$S_{BK} = \frac{\mu \cdot Q_H}{f_{BK} \cdot H_H} \quad (6.194)$$

У загальному випадку вузол приєднання може мати диференційний опір, тобто при  $q_{F,N} > 0$   $k_{F,N} = k_{F1}$ , а при  $q_{F,N} < 0$   $k_{F,N} = k_{F2}$ .

Представимо рівняння (6.170) в лінеаризованому вигляді

$$h_{N,\tau} - h_{F,N} = k_F \cdot |q_{F,\tau-1}| \cdot q_{F,\tau} \quad (6.195)$$

Розглянута система вихідних рівнянь розв'язується методом підстановки витрат в рівняння балансу витрат та зводиться до одного рівняння відносно  $h_{N,\tau}$ . Опускаючи індекси  $N, \tau$ , розв'язання цього рівняння можна представити у вигляді

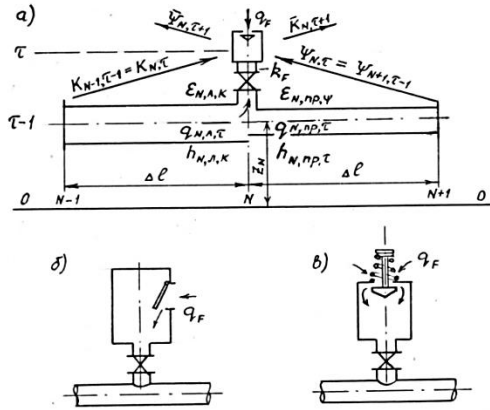


Рис. 6.17. Схема вузла розривностей з клапаном впуску і защемлення повітря

$$h_{N,\tau} = \frac{K_l \cdot \varepsilon_l + \Psi_{np} \cdot \varepsilon_{np} + B_{BK} \cdot (h_{F,\tau-1} + S_{BK} \cdot q_{F,\tau-1})}{\varepsilon_l + \varepsilon_{np} + B_{BK}}, \quad (6.196)$$

де

$$B_{BK} = \frac{1}{k_F \cdot |q_{F,\tau-1}|}. \quad (6.197)$$

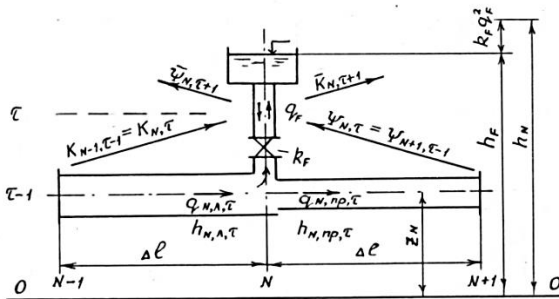


Рис. 6.18. Схема вузла розривностей з водяною зрівнювальною колоною

Решта невідомих знаходяться таким чином

$$q_{N,\lambda,\tau} = (K_\lambda - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_\lambda, \quad (6.198)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{np}) \cdot \varepsilon_{np}, \quad (6.199)$$

$$q_{F,N} = q_{N,np,\tau} - q_{N,\lambda,\tau}, \quad (6.200)$$

$$h_{F,N} = h_{N,\tau} - k_F \cdot |q_{F,N}| \cdot q_{F,N}. \quad (6.201)$$

Вузол розривностей в місці встановлення пристрою впуску води, рис. 6.19, при  $h_{N,\tau} > h_{F,\tau}$  розраховується як звичайний розрахунковий вузол, причому в початковий момент часу  $h_{F,0} = h_0$ .

При виконанні вимоги  $h_{N,\tau} < h_{F,\tau}$  починається впуск води до трубопроводу, при цьому розрахунок можна проводити за залежностями попереднього випадку.

Тому що на з'єднувальній лінії між резервуаром і трубопроводом встановлений зворотний клапан, то  $q_{F,\tau} \leq 0$ ,  $k_F = k_{F2} = const$ . Якщо під час розрахунків з'ясується, що  $q_{F,\tau} > 0$ , то слід приймати  $q_{F,\tau} = 0$  і далі розрахунок проводити до того часу поки не виконається умова  $h_{N,\tau} < h_{F,\tau}$ .

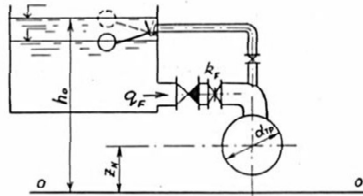


Рис. 6.19. Схема вузла розривностей з пристроєм впуску води

Вузол розривностей в місці встановлення клапану впуску і випуску повітря, рис. 6.20, характеризується двома значеннями відносного перевищення рівня  $y_{ВП} = \frac{H_{ВП}}{H_H}$  та  $y_{ВВП} = \frac{H_{ВВП}}{H_H}$  над віссю трубопро-

воду, при яких відповідно починається впуск та закінчується випуск повітря. Причому конструкція аераційного клапану повинна забезпечити безударне закінчення випуску повітря. За таких припущень умова початку впуску повітря

$$h_{N,\tau} \leq Z_N - y_{ВП} , \quad (6.202)$$

та умова закінчення впуску повітря

$$h_{N,\tau} > Z_N - y_{ВПП} . \quad (6.203)$$

У разі виконання умови (6.202) в трубопроводі відбувається розрив суцільності потоку, при цьому приймають  $V_\tau = 0$ . Напір у вузлі  $h_{N,\tau} = Z_N - y_{ВП}$  до того часу поки росте об'єм повітря в трубопроводі, тобто

$$V_\tau = V_{\tau-1} - q_{N,np,\tau} + q_{N,l,\tau} > 0 . \quad (6.204)$$

Якщо  $V_\tau < 0$ , то напір підвищується стрибком до значення

$$h_{N,\tau} = Z_N + y_{ВПП} , \quad (6.205)$$

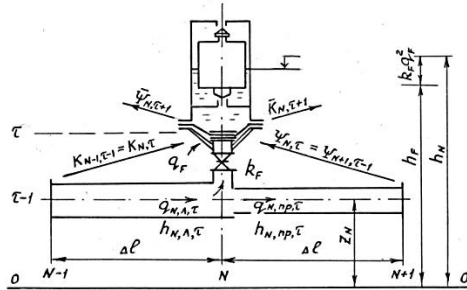


Рис. 6.20. Схема вузла розривностей з клапаном впуску і впуску повітря (КВВП)

та починається процес впуску повітря до виконання умови  $V_\tau \leq 0$  після чого приймають  $V_\tau = 0$  та розрахунок продовжується як для звичайного вузла типу Р.

За наявності повітря в трубопроводі, тобто при  $V_\tau > 0$  витрати визначають за формулами

$$q_{N,l,\tau} = (K_{N,l,\tau} - h_{N,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,l} , \quad (6.206)$$

$$q_{N,np,\tau} = (h_{N,\tau} - \Psi_{N,np,\tau}) \cdot \varepsilon_{N,np} . \quad (6.207)$$

Витрата повітря

$$q_{F,N} = q_{N,l,\tau} - q_{N,np,\tau} . \quad (6.208)$$

Вузол розривностей в місці встановлення пристрою гасіння гідравлічного удару на обвідній лінії зворотного клапану розглянуто в [299].

#### 6.4. Перевірка адекватності математичних моделей для одноступового трубопроводу

Перевірка адекватності математичних моделей здійснюється шляхом співставлення результатів розрахунків з результатами лабораторних та натурних досліджень, які виконані автором або наведені в літературних джерелах. Удосконалення математичних моделей здійснюється шляхом пофакторного ускладнення. Процес співставлення організований від найбільш простих випадків розрахунку гідравлічного удару в одноступових трубопроводах до більш складних випадків, які відповідають виробничим системам машинного водопідйому.

На початку розглянемо випадок прямого гідравлічного удару в одноступовому горизонтальному трубопроводі без розриву суцільності потоку. Для цього випадку

$$t_{\text{зак}} \leq \frac{2 \cdot L}{a_{\text{ж}}} \quad \text{та} \quad \frac{a \cdot v}{g} < H_{\text{см}}.$$

Метою співставлення розрахункових та дослідних даних у цих випадках є перевірка адекватності і ідентифікація математичних моделей, які враховують гідравлічні втрати на тертя в квазістаціонарній і нестаціонарній постановці, врахування ефекту трансформації фронту ударної хвилі.

Відповідно до запропонованих розрахункових залежностей цього розділу складена та удосконалена програма розрахунку гідравлічного удару «WHY.BAS».

При квазістаціонарних втратах на гідравлічне тертя, за програмою, яка включає залежності (6.7)–(6.40); (6.43)–(6.46) були виконані розрахунки для п'яти варіантів напірних одноступових горизонтальних трубопроводів.

Результати розрахунків для трьох взаємовиключних способів врахування втрат на гідравлічне тертя, а саме: методом розстановки в кожному розрахунковому вузлі двох фіктивних діафрагм (6.24)–(6.36), методом обліку коефіцієнта затухання хвилі гідравлічного удару (6.36)–(6.40), та методом введення поправочних коефіцієнтів (6.43)–(6.46); виявились практично однаковими.

Зіставляючи дослідні та розрахункові дані доцільно відмітити, що у розглянутих трьох випадках згасання хвилі гідравлічного удару за амплітудою співпадає задовільно. Тому в подальших розрахунках

використовуємо метод, який враховує коефіцієнти затухання, тому що він забезпечує відносно простий алгоритм розрахунку.

Проте зіставлення дослідних та розрахункових даних показує, що жоден із розглянутих методів не дає ефекту виположування фронту ударної хвилі по мірі її затухання. Тому була проведена спроба врахування нестаціонарності потоку двома способами: по-перше на основі використання теорії граничного шару за залежностями (6.41), (6.42); по-друге, визначаючи коефіцієнт  $\lambda$  в залежності від числа Рейнольдса  $Re$  за формулами [299] та використовуючи наближену апроксимацію вагової функції за залежністю [299]. Результати отриманих розрахунків дуже наближені до домлідних.

Для подальшого спрощення алгоритму розрахунку нами була використана така апроксимація вагової функції

$$W(t) = 12,5 \cdot e^{-300 \cdot t}. \quad (6.209)$$

Що дозволяє представити залежність [299] в такому вигляді

$$Y_i = (Y_{i-1} + 12,5 \cdot \Delta v) \cdot e^{-300 \cdot t}. \quad (6.210)$$

Таким чином, в кожному розрахунковому вузлі необхідно було запам'ятовувати лише одне значення  $Y_{i-1}$ . спрощена апроксимація вагової функції не погіршила розрахунки і тому в подальшому використовувались запропоновані залежності (6.209) та (6.210).

Тем не менш, врахування нестаціонарності потоку за рекомендованими методиками, дещо наблизило розрахункові та дослідні дані, проте повного ефекту виположування хвилі гідравлічного удару, як це має місце при ламінарному режимі течії [293, рис. 1], не відбулося.

В рамках розробленого алгоритму розрахунку гідравлічного удару методом характеристик, використання формули [299] для визначення швидкості хвилі  $a_\phi$  газорідинного потоку виявилось складним. При використанні формули Зубкової Є.Г. [299] довелося прийняти припущення, що  $H_c$  – це динамічний напір у водоводі на попередньому кроці розрахунку.

Нами отримана інша залежність для визначення  $a_\phi$ , яка дозволяє знаходити її чисельне значення в два та більше наближень. Повторюючи міркування, аналогічні проведеним в [312] при виведенні формули Пірсола, розглянемо рідину, яка містить в собі об'ємну частку газу  $\varepsilon$  у вигляді вільних бульбашок. Об'єм газу та рідини дорівнює  $V$  за тиску  $p$ . Об'єм рідини складає  $V_p = (1 - \varepsilon) \cdot V$ . Об'єм вільних бульбашок газу

$V_2 = \varepsilon \cdot V$ . Нехай відбувається збільшення тиску  $\Delta p$ , тоді об'єм рідини зміниться та буде дорівнювати  $V_1 = V_p + \Delta V_p$ . За визначенням модуля пружності рідини:

$$E_p = -V_p \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V_p}, \quad (6.211)$$

звідси

$$\Delta V_p = -V_p \cdot \frac{\Delta p}{E_p}, \quad (6.212)$$

тоді

$$V_1 = V_p - V_p \cdot \frac{\Delta p}{E_p} = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot V_p = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot (1 - \varepsilon)V. \quad (6.213)$$

Припускаємо, що об'єм газу розподілений в маленьких бульбашках та його температура дорівнює температурі оточуючої води, тому зміни об'єму газу відбуваються ізотермічно, тобто

$$p \cdot \varepsilon \cdot V = (p + \Delta p) - V_2', \quad (6.214)$$

звідси

$$V_2' = \frac{p}{p + \Delta p} \cdot \varepsilon \cdot V, \quad (6.215)$$

де  $V_2'$  – об'єм газу при тиску  $p + \Delta p$ .

Об'єм суміші газу та рідини (без наближеної заміни, яку вводить Пірсол [249]) становить при тиску  $p + \Delta p$

$$V_{\text{сум}} = V_1 + V_1' = \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot V + \frac{p}{p + \Delta p} \cdot \varepsilon \cdot V. \quad (6.216)$$

Розкриваючи дужки, отримуємо

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon + \frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{E_p} + \frac{\varepsilon \cdot p}{p + \Delta p}\right). \quad (6.217)$$

Оскільки член  $\frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{E_p}$  малий, то їм можна знехтувати, тоді

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon + \frac{\varepsilon \cdot p}{p + \Delta p}\right). \quad (6.218)$$



Враховуючи, що

$$1 - \frac{p}{p + \Delta p} = \frac{p + \Delta p - p}{p + \Delta p} = \frac{\Delta p}{p + \Delta p}. \quad (6.219)$$

отримуємо

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left( 1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \varepsilon \cdot \left( 1 - \frac{p}{p + \Delta p} \right) \right) \quad (6.220)$$

або

$$V_{\text{сум}} = V \cdot \left( 1 - \frac{\Delta p}{E_p} - \frac{\varepsilon \cdot \Delta p}{p + \Delta p} \right). \quad (6.221)$$

Тоді

$$\frac{V_{\text{сум}}}{V} = 1 - \Delta p \cdot \left( \frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right). \quad (6.222)$$

Об'ємна деформація

$$\frac{V - V_{\text{сум}}}{V} = 1 - \frac{V_{\text{сум}}}{V} = \Delta p \cdot \left( \frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right). \quad (6.223)$$

Звідси модуль пружності суміші рідини та газу

$$E_y = \frac{\Delta p}{1 - \frac{V_{\text{сум}}}{V}} = \frac{1}{\frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p}}. \quad (6.224)$$

З врахуванням пружності матеріалу стінок труби

$$\frac{1}{E_{np}} = \frac{1}{E_p} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} + \frac{D}{\delta \cdot E_m}, \quad (6.225)$$

де  $E_{np}$  – ефективний модуль пружності суміші рідини і газу, який враховує вплив пружності труби.

Таким чином

$$a_\phi = \frac{1}{\sqrt{\rho_{\text{сум}} \cdot \left( \frac{1}{E_p} + \frac{D}{\delta \cdot E_m} + \frac{\varepsilon}{p + \Delta p} \right)}}. \quad (6.226)$$

Нехтуючи масою вільного газу, приймаємо  $\rho_{\text{сум}} = \rho \cdot (1 - \varepsilon)$ , тоді остаточно

$$a_{\phi} = \frac{\sqrt{\frac{E_p}{\rho}}}{\sqrt{(1-\varepsilon) \cdot \left(1 + \frac{D \cdot E_p}{\delta \cdot E_m} + \frac{\varepsilon \cdot E_p}{p + \Delta p}\right)}}. \quad (6.227)$$

У цій формулі  $\varepsilon$  – вміст газу відповідає тиску  $p$ , який передусе виникненню ударного стрибка тиску  $\Delta p$ . Для води  $\sqrt{\frac{E_p}{\rho}} = 1425$  м/с.

Для визначення вмісту газу  $\varepsilon_y$  після стрибка тиску, використовуємо співвідношення (6.216), отримуємо

$$\varepsilon_y = \frac{V'_2}{V'_1 + V'_2} = \left(1 + \frac{V'_1}{V'_2}\right)^{-1} = \left[1 + \frac{\left(1 - \frac{\Delta p}{E_p}\right) \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon \cdot \frac{p}{p + \Delta p}}\right]^{-1}. \quad (6.228)$$

Враховуючи мале значення  $\varepsilon_y$  та нехтуючи впливом пружності стінок водоводу, можна прийняти наближене співвідношення

$$\varphi \cdot \rho_a = \varepsilon_y \cdot (p + \Delta p). \quad (6.229)$$

Звідси отримуємо спрощену формулу

$$\varepsilon_y = \varphi \cdot \frac{p_a}{p + \Delta p}, \quad (6.230)$$

де  $\varphi$  – природний вміст газу, тобто відносний об'єм газу в суміші при атмосферному тиску  $p_a$ .

Імпульси гідравлічного удару в газорідних потоках визначались з використанням лінійної інтерполяції за формулами (6.54)–(6.59).

За наявності розривів суцільності потоку використовувались формули (6.60)–(6.67), (6.86)–(6.95). Формули (6.68)–(6.85) не використовувались тому що отримані із міркувань врахування гідравлічних втрат методом фіктивної діафрагми.

За розглянутими залежностями були виконані розрахунки гідравлічного удару в одностовковому горизонтальному трубопроводі з врахуванням вмісту газу та можливих розривів суцільності потоку. Спочатку були виконані розрахунки з використанням формули Зубкової Н. Г.

Співставлення розрахункових та дослідних даних показує, що тільки врахування нестационарності потоку методом використання вагової функції в поєднанні з врахуванням вмісту газу дозволяє отримати задовільне співставлення. Квазістационарна постановка задачі значно розтягує графік перехідного процесу та не забезпечує необхідного затухання хвилі гідравлічного удару.

Проведені розрахунки підтверджують хороше співставлення графіків зміни тиску при гідравлічних ударах з розривом суцільності потоку, причому характерні підвищення тиску в дослідах в другій фазі гідравлічного удару, які перевищують ординати першої фази, мають місце і в даних розрахунках. Останнє вказує на адекватність прийнятої математичної моделі та дослідних даних.

Розрахунки перехідних процесів при лінійному законі закриття засувки проводились з використанням залежностей (6.121)–(6.131).

Для визначення гідравлічного опору засувки використовувалась формула

$$\zeta_3 = \zeta_0 + E_1 \cdot \left( \frac{a_3}{D} \right)^{\rho_1}. \quad (6.231)$$

Порівняння розрахункових і дослідних даних показує, що лише врахування вмісту газу дозволяє отримати суттєве затухання перехідного процесу та допустиме співставлення даних.

При цьому вміст газу  $\varepsilon$  визначався з врахуванням можливого виділення розчиненого у воді повітря [176; 313], коли тиск у трубопроводі падає нижче тиску початку виділення газу  $H_{г.поч}$ , який приймався рівним атмосферному

$$\varepsilon = \frac{\varphi \cdot h_a}{h_{від.сеп.N}} + \alpha_2 \cdot h_a \cdot \left( \frac{1}{h_{від.N}} - \frac{1}{h_{г.поч}} \right), \quad (6.232)$$

де  $\varphi$  – природній вміст газу при атмосферному тиску,  $h_a = \frac{H_a}{H_n}$  – відносний напір, який відповідає атмосферному тиску,  $h_{від.сеп.N}$  та  $h_{від.N}$  – відносні тиски, які відповідають середньому за інтервал часу та кінцевому тиску в розрахунковому вузлі  $N$  трубопроводу,  $h_{г.поч} = \frac{H_{г.поч}}{H_n}$  – відносний напір, який відповідає тиску початку виділення із води розчиненого повітря,  $\alpha_2$  – коефіцієнт, який враховує кількість розчиненого повітря

та інерційність його виділення. В подальшому усі розрахунки гідравлічних ударів, які враховують вміст газу у воді, проводились із використанням формули (6.227).

**Висновки:**

1. На основі методу характеристик розроблені залежності проходження імпульсу гідравлічного удару для основних складових елементів закритої зрошувальної мережі, що дозволяє розраховувати параметри перехідних гідромеханічних процесів в напірній трубопровідній мережі ЗЗМ.

2. Удосконалена методика розрахунку гідравлічного удару, яка дає змогу визначати необхідні характеристики та їх параметри щодо конструкцій та розташування засобів захисту від гідравлічного удару в ЗЗМ.

3. Виконане порівняння розрахунків, які виконані за допомогою розробленої математичної моделі із результатами власних лабораторних досліджень та лабораторними і натурними дослідженнями інших авторів, що підтвердило відповідність розробленої моделі реальним умовам.

4. На основі розвитку загальної теорії виникнення гідравлічного удару розроблена модель пружного гідравлічного удару в ЗЗМ на основі методу характеристик, перевірена її адекватність, та проведене комп'ютерне моделювання за удосконаленою методикою розрахунку перехідних процесів в ЗЗМ, яке дає змогу визначати необхідні характеристики та їх параметри щодо конструкцій та розташування засобів захисту від гідравлічного удару.

## 7. ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗЗМ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ ПРОТИУДАРНИХ ПРИСТРОЇВ РІЗНИХ ТИПІВ

### 7.1. Розробка конструкцій протиударних пристроїв та їх елементів

#### Стабілізатори тиску (СТ)

Для забезпечення надійності роботи трубопровідних зрошувальних мереж запропоновані три нових конструкції стабілізаторів тиску, які захищені патентами на корисні моделі:

а) Стабілізатор тиску, рис. 7.1, (Патент на корисну модель Україна. № 92422 F16L 55/04) [317].

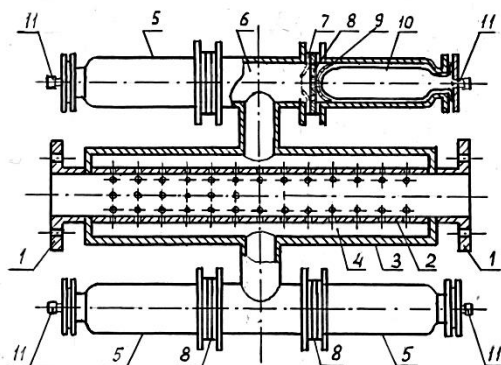


Рис. 7.1. Стабілізатор тиску [317]

- 1 – приєднувальні фланці, 2 – перфорована частина трубопроводу, 3 – корпус, 4 – передкамера, 5 – демпферні камери, 6 – середня камера, 7 – гнучка діафрагма, 8 – жорстка діафрагма, 9 – перфорована вставка, 10 – еластична роздільна оболонка, 11 – ніпель

Конструкція стабілізатора тиску (СТ) включає передкамеру, яка утворена перфорованою частиною трубопроводу і зовнішнім корпусом і камери-демпфери, що приєднані до передкамери патрубками [317].

Робота СТ базується на дисипативній і пружно-деформуючій дії на потік робочого середовища.

Стабілізатор тиску працює наступним чином. При виникненні в основному трубопроводі хвильових процесів (гідроудари, вимушені коливання і ін.) виникає перетікання рідини через отвори перфорації,

що призводить до зміни тиску у камерах-демпферах і стисканню пружних елементів.

В результаті такої послідовної взаємодії рідини з пружними елементами і дисипації енергії на отворах перфорації СТ повністю знижує до безпечного рівня гідроудари, коливання тиску і вібрацію в трубах в динамічному режимі. Запропонована нова конструкція СТ відрізняється від інших наявністю на вході в камери-демпфери диференційних гідравлічних опорів.

б) Стабілізатор тиску, рис. 7.2, (Патент на корисну модель. Україна. № 100773 F16L 55/04) [318]

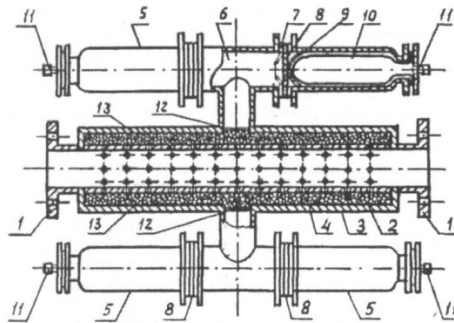


Рис. 7.2. Стабілізатор тиску [318]

Конструктивні параметри корисної моделі дозволяють інтенсифікувати дисипативні процеси при наповненні і спорожненні передкамери.

У стабілізаторі тиску передкамера відділена від середньої камери перфорованою перегородкою і заповнена елементами з некородуючого матеріалу з підвищеними дисипативними властивостями і розміри цих елементів перевищують розміри перфорації в стінках передкамери; передкамера заповнена кульками з нержавіючої сталі, титану, скла, кераміки, пластмаси; дрібною галькою або щебенем; стружкою з нержавіючої сталі, титану, пластмаси; тонкими стрічками з металу; нитками з капрону, поліетилену і ін. пластмас; передкамера заповнена гофрованими кільцями з некородуючого металу; рулонами з гофрованого плетіння; спіралями з плетених джгутів; кільцевими елементами з чарунковою структурою; пружними елементами з пробки, пористої гуми, еластичної пластмаси.

Варіація інтенсивності дисипативних процесів досягається за допомогою застосування заповнення передкамери елементами різної форми і розмірів з утворенням порожнин між елементами складної форми і з різними значеннями гідравлічного опору проходженню потоку рідини через передкамеру.

Пристрій працює наступним чином. При підвищенні тиску в трубопроводі і потраплянні рідини в стабілізатор тиску через отвори перфорованої частини трубопроводу 2 відбувається поступове заповнення простору між елементами 13 в передкамері 4, середньої камери 6 і гідравлічних порожнин демпферних камер 5. При цьому рідина, проходячи центральними дрібними отворами жорсткої діафрагми 8 і через перфорацію вставки 9, заповнює демпферну камеру, стискаючи еластичну оболонку 10, яка заповнена повітрям. При цьому за рахунок дисипації енергії в перфорації і елементах заповнення передкамери і пружності елементів демпферних камер підвищення тиску при гідроударі не перевищує допустимого, якщо гідравлічний опір перфорації і елементів заповнення і об'єм повітря в демпферних камерах відповідають розрахунковим значенням.

При зниженні тиску в магістральному трубопроводі рідина з гідравлічних частин стабілізатора повертається в трубопровід, проходячи перфорацію вставки 9 і всі отвори жорсткого диска 8, тому що гнучка діафрагма під дією зворотного потоку відкриває периферійні отвори, а також рідина проходить між заповнюючими елементами передкамери 4 і через отвори перфорованої частини трубопроводу 2. Гідравлічний опір зазначених елементів при спорожненні камер значно менший ніж при їх наповненні, тому падіння тиску в демпферних камерах відбувається швидко і розриву суцільності потоку в трубопроводі не спостерігається.

Така послідовна взаємодія рідини з пружними і дисипативними елементами стабілізатора дозволяє при невеликих масогабаритних характеристиках досягати високої ефективності роботи пристрою.

в) Стабілізатор тиску, рис. 7.3 (Патент на корисну модель України. № 101407 F16L 55/04) [319].

Завданням запропонованої корисної моделі є забезпечення ефективної роботи частини демпферних камер на протязі провалів тиску в трубопроводі.

Поставлене завдання досягається тим, що стабілізатор тиску містить ділянку магістрального перфорованого трубопроводу з приєдну-

вальними фланцями і перфорованою частиною; охоплюючи передкамеру з винесеними за її межі середніми камерами і демпферними камерами з обмежувачами переміщень пружних елементів, виконаних

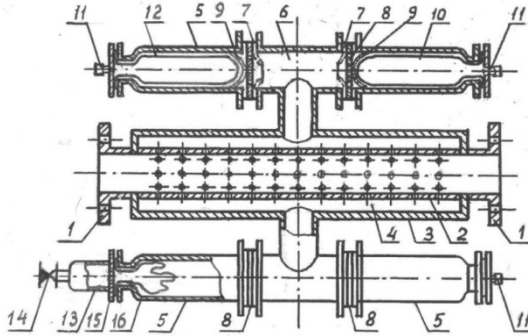


Рис. 7.3. Стабілізатор тиску [319]

у вигляді напівсферичної перфорованої вставки, і пружні елементи виконані в вигляді еластичної камери, яка приєднана до кришки демпферної камери і заповнена повітрям через спеціальний ніпельний пристрій, а гідравлічна частина демпферної камери з'єднана з середньою камерою пристроєм диференційного гідравлічного опору, який включає дві діафрагми: одну еластичну з боку середньої камери з центральним отвором і другу – жорстку з малими отворами проти центрального отвору еластичної діафрагми і більшими отворами на периферійній частині жорсткої діафрагми, останні перекриваються еластичною діафрагмою при заповненні демпферних камер і у стабілізаторі тиску застосовано три типи демпферних камер: перший тип – включає еластичні камери, заповнені попередньо повітрям при розрахунковому тиску; другий тип включає еластичні камери, заповнені попередньо повітрям при атмосферному тиску; і третій тип має додаткові повітряні камери зі зворотними клапанами замість ніпельних пристроїв, роздільні перфоровані перегородки і еластичні камери, які не заповнені попередньо повітрям і знаходяться на початку перехідного процесу в стиснутому стані.

#### **Односторонні дроселі**

Односторонній дросель для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна: № 102559 F16K 47/00. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.11.2015 Бюл. № 21) [320].



Односторонній дросель містить еластичну мембрану, яка спирається на сідло, рис. 7.4. Односторонній дросель являє собою сідло 1 з радіальними канавками 2, які виконані плоскими; мембранний еластичний клапан 3; отвори 4 в сидлі за канавками, розташовані в периферійній частині. Мембранний клапан 3 з центральним отвором 5 при дроселюванні потоку прикриває радіальні канавки 2 і перекриває отвори 4 в периферійній частині сидла 1.

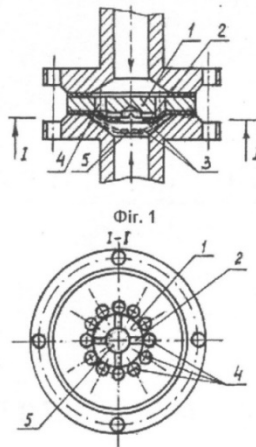


Рис. 7.4. Односторонній дросель

Односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні потоку рідини через прикриті радіальні канавки 2 і далі через периферійні отвори 4 сидла 1. При зростанні перепаду тиску витрати потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу трикутника радіальних канавок 2 при перекритті їх робочим тілом мембранного клапана 3. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск привнесе до повного перекриття радіальних канавок 2 і протікання потоку припиняється, як і припиняється при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що мембранний клапан 3 зворотним потоком відхиляється від радіальних канавок 2 і рідина з меншим гідравлічним опором проходить через пристрій, а саме через периферійні отвори 4 сидла 1 і центральний отвір 5 мембранного клапана 3.

Характеристики дроселювання потоку залежить від глибини радіальних канавок 2, їх довжини, товщини і еластичності мембранного клапана 3, а також від кількості радіальних канавок 2, яка може змінюватися від однієї до дванадцяти.

Взагалі будь-який клапан з канавками (каналами), які перекриваються еластичною мембраною допустимо розраховувати за методикою розробленою Гавазюком Д.В.

Розроблена методика розрахунку (Додаток Д), яка дозволяє обирати тип і визначати конструктивні розміри односторонніх (диференційних) дроселів, що забезпечать необхідний гідравлічний опір у вузлах протиударних клапанів або стабілізаторів тиску.

*Односторонній дросель* для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 125618 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г.Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.05.2018 Бюл. № 9) містить корпус, кришку корпусу, робочий орган з поздовжніми трикутними канавками і еластичний рукав, рис. 7.5–рис. 7.7 [321].

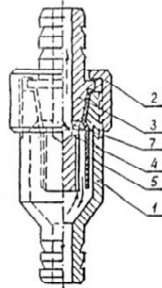


Рис. 7.5. Схема одностороннього дроселя з еластичним рукавом

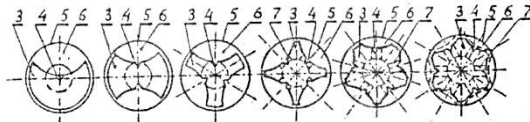


Рис. 7.6. Поперечні перерізи різних варіантів робочого органу одностороннього дроселя

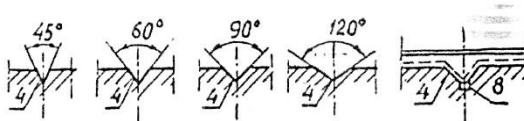


Рис. 7.7. Різні форми трикутних канавок

Односторонній дросель мстить корпус 1, кришку корпусу 2, робочий орган 3 з поздовжніми трикутними канавками 4 і еластичний рукав 5, який перекриває ці канавки, причому канавки розташовані по центру заглиблень 6, які виконані криволінійними з радіусом, що дорівнює радіусу рукава, і в кінці кожної канавки просвердлено отвір 7, який з'єднує канавку з вихідною частиною робочого органа.

Для розширення діапазону пропускної здатності пристрою при дроселюванні потоку можливо змінювати не тільки кількість заглиблень і трикутних канавок від однієї до шести, але й форму цих канавок змінюючи кут розкриття канавки. Крім того при необхідності попередження повного перекриття дросельованого потоку рідини еластичним рукавом знизу канавок виконується прямокутний виріз 8 заданого поперечного перерізу, рис. 7.41. На фіг. 2 суцільною лінією показаний рукав 5 при зворотній течії потоку, а пунктирною лінією положення еластичного рукава при прямій течії потоку, коли він перекриває дросельні канавки 4.

Односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні потоку рідини через прикриті трикутні канавки 4 і далі через кінцеві отвори 7 робочого органа 3 в вихідну частину. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу трикутних канавок 4 при перетисканні їх еластичним рукавом 5. Якщо відсутні прямокутні вирізи 8, можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного перекриття трикутних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що еластичний рукав 5 зворотним потоком відхиляється від трикутних канавок 4 і заглиблень 6, тому рідина з меншим гідравлічним опором проходить через пристрій, а саме через отвори 7 і центральний отвір корпусу 1.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини трикутних канавок 4, їх форми і довжини, товщини і еластичності мембранного рукава 5, а також від кількості радіальних канавок 4, яка може змінюватися практично від однієї до шести.

Запропонований пристрій малогабаритний і більш зручний в експлуатації тому, що забезпечує значно збільшений зворотній потік рідини і ефективне промивання канавок.

*Спіральний односторонній дросель* для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126868 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.07.2018 Бюл. № 13) містить корпус з вихідним штуцером, робочий орган зі спіральними канавками і напрямним елементом, кришку корпусу з вхідним штуцером і обмежувачем переміщення робочого органа і еластичну прокладку з центральним отвором, рис. 7.8 [322].

Спіральний односторонній дросель являє собою корпус 1 з вихідним штуцером 2, робочий орган 3 з спіральними канавками 4 і напрямним елементом 5, кришку корпусу 6 з вхідним штуцером 7 і обмежувачем переміщення 8 робочого органа 3, і еластичну ущільнюючу прокладку 9 з центральним отвором. Робочий орган дроселя з спіральними канавками може бути виконаний з пластика.

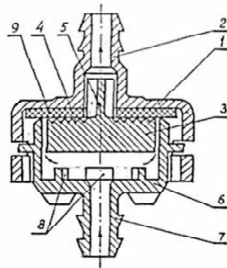


Рис. 7.8. Поздовжній переріз спірального одностороннього дроселя

Спіральний односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини через спіральні канавки 4 піднятого прямим потоком робочого органа 3 і далі через напрямний елемент 5 у вихідний штуцер 2 корпусу 1. Гідралічний опір прямому потоку складається з місцевих опорів і опору за рахунок гідралічного тертя по довжині спіральних канавок. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу спіральних канавок 4 при притисканні їх до еластичної ущільнюючої прокладки 9. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного

перекриття спіральних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що робочий орган 3 опускається і опирається на обмежувачі переміщення 8 робочого органа 3, а зворотний потік вільно проходить над робочим органом 3, промиваючи його спіральні канавки від забруднень, і далі під робочим органом виходить у вхідний штуцер 7.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини і форми спіральних канавок 4, їх довжини, товщини і еластичності ущільнюючої прокладки 9, а також від кількості спіральних канавок 4, яка може змінюватися від однієї до трьох. Тобто можливо використовувати спіраль з одним, двома або трьома входами, що призводить до розширення можливого діапазону пропускної здатності пристрою в робочому дросельному режимі.

Запропонований пристрій простий в виготовленні і більш ефективний в експлуатації тому, що дозволяє при дроселюванні потоку використовувати втрати напору по довжині спіральних канавок.

*Регульований односторонній дросель* для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126869 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. Опубл. 10.07.2018 Бюл. № 13) [323] містить корпус з вхідним штуцером, кришку корпусу з вихідним штуцером, еластичну прокладку і робочий орган з дросельними канавками, рис. 7.9–рис. 7.14.

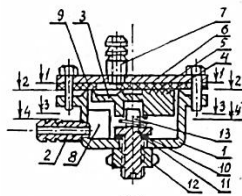


Рис. 7.9. Поздовжній переріз регульованого одностороннього дроселя

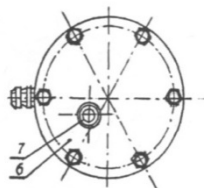


Рис. 7.10. Вигляд зверху на кришку дроселя

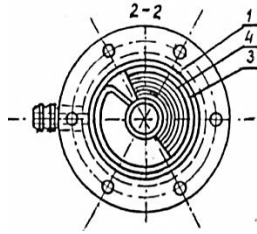


Рис. 7.11. Поперечний переріз дроселя площиною між прокладкою і робочим органом

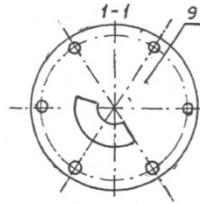


Рис. 7.12. Вид прокладки з отвором

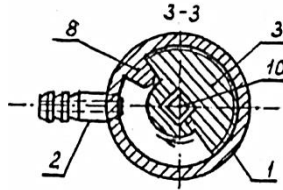


Рис. 7.13. Поперечний переріз робочого органа

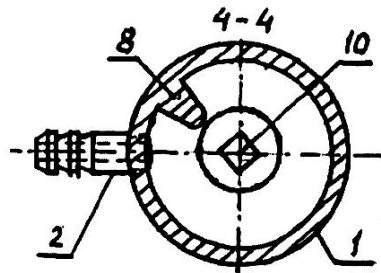


Рис. 7.14. Вид зверху напрямного елемента

Регульований односторонній дросель вміщує корпус 1 з вхідним штуцером 2, робочий орган 3 з концентричними канавками 4 і напрям-

ним квадратним вертикальним отвором 5, кришку 6 корпусу 1 з вихідним штуцером 7, обмежувач повертання робочого органа 8, і еластичну ущільнюючу прокладку 9 з фігурним отвором, напрямний елемент 10 з прокладкою 11 і фіксуючою гайкою 12; пружину 13, яка підтримує робочий орган 3 в верхньому положенні.

Регульований односторонній дросель працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини через концентричні канавки 4 притиснутого до еластичної прокладки 9 прямим потоком робочого органа 3 і далі через фігурний отвір в прокладці 9 у вихідний штуцер 7 кришки 6 корпусу 1. Гідравлічний опір прямому потоку складається з місцевих опорів і опору за рахунок гідравлічного тертя по довжині концентричних канавок. При зростанні перепаду тиску витрата потоку з одного боку зростає, а з другого зменшується за рахунок зменшення площі живого перерізу концентричних канавок 4 при притисканні їх до еластичної прокладки 9. Можливий варіант такого стану, при якому занадто великий тиск приведе до повного перекриття концентричних канавок 4 і протікання потоку припиниться, як і припиниться при цьому процес дроселювання. Для регулювання пропускної здатності дроселя при прямій течії необхідно ослабити фіксуючу гайку 12, повернути напрямний елемент 10 в нове положення і зафіксувати це положення, затягнувши гайку 12. Зміна положення робочого органа 3 при його повертанні від мінімального до максимального дроселювання визначається обмежувачем повертання 8.

В ході зниження тиску процес протікає в зворотному порядку. З моменту появи зворотної течії рідини дроселювання потоку суттєво зменшується, тому що робочий орган 3, стискаючи пружину 13, опускається і опирається на напрямний елемент 10, а зворотний потік вільно проходить над робочим органом 3, промиваючи його концентричні канавки 4 від забруднень, і далі під робочим органом 3 виходить у вхідний штуцер 2.

Характеристики дроселювання потоку залежать від глибини і форми концентричних канавок 4, їх довжини, товщини і еластичності ущільнюючої прокладки 9, а також від кількості концентричних канавок 4. При зміні положення робочого органа 3 відносно еластичної прокладки 9 змінюється і працююча довжина концентричних канавок, що суттєво розширює діапазон зміни пропускної здатності дроселя при прямій течії рідини.

Запропонований пристрій простий в виготовленні і більш ефективний в експлуатації тому, що дозволяє при дроселюванні потоку використовувати втрати напору по довжині концентричних канавок.

*Односторонній дросель гідравлічної дії* для протиударного пристрою (Патент на корисну модель. Україна. № 126867 F16K 47/10. Винахідники: Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю., Тирик М. І. Опубл. 10.07.2018, Бюл. № 13) містить корпус, кришку корпуса і робочий орган з робочою звуженою частиною [324], рис. 7.15–рис. 7.16.

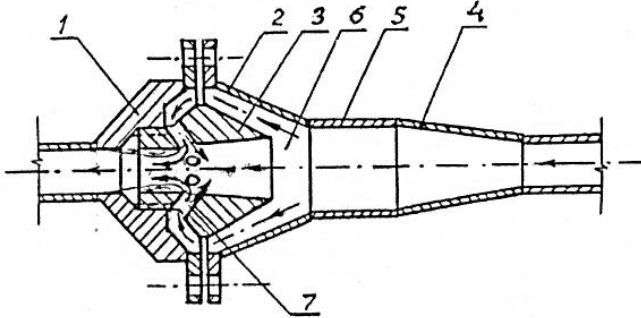


Рис. 7.15. Поздовжній переріз дроселя з проходженням прямого потоку

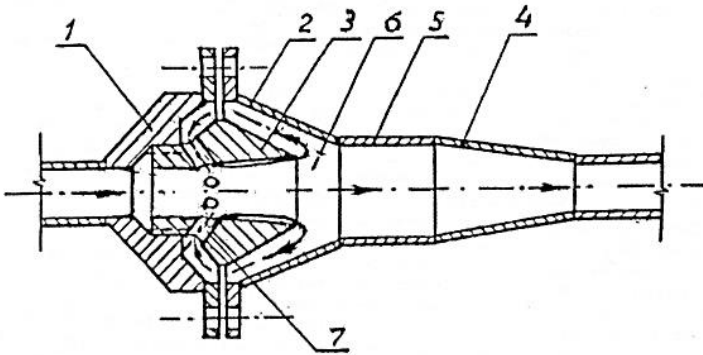


Рис. 7.16. Поздовжній переріз дроселя з проходженням зворотного потоку

Односторонній дросель гідравлічної дії мстить корпус 1, кришку корпуса 2 і робочий орган 3 з робочою звуженою частиною, до якої на зустріч основному потоку під гострим кутом підводиться збурюючий потік, причому кришка корпуса складається з дифузора 4, циліндричної



стабілізуючої частини 5 і камери розгалуження потоків 6, а робочий орган виконаний з кільцевим рядом круглих отворів 7, які розташовані під гострим кутом назустріч до основного, прямого потоку і забезпечують проходження збурюючого потоку в зазначеному напрямі.

Односторонній дросель гідравлічної дії працює наступним чином. При наявності перепаду тиску на дроселі процес дроселювання відбувається при проходженні прямого потоку рідини, рис. 7.15, через дифузор 4 кришки корпусу 2 і циліндричну стабілізуючу частину 5 до камери розгалуження потоку 6, після якої частина потоку іде прямолінійно через центральний отвір, а друга частина, оминаючи робочий орган, утворює збурюючі струмені, що проходять через кільцевий ряд круглих отворів 7 під гострим кутом до осі дроселя назустріч частині прямого потоку і забезпечує співударяння потоків. При цьому живий переріз струменя прямого потоку значно зменшується, що забезпечує підвищення гідравлічного опору прямому потоку без використання стороннього джерела енергії. При зростанні перепаду тиску швидкості потоків зростають і ефект співударяння потоків підсилюється.

При проходженні зворотного потоку, рис. 7.16, гідравлічний опір незначний, тому що плавний перехід через дифузор робочого органа, циліндричну стабілізуючу частину 5 і конфузор 4 має невеликий гідравлічний опір, а вторинна циркуляційна течія навколо робочого органу 3 не призводить до суттєвого стискання потоку.

Запропонований пристрій більш надійний в експлуатації тому, що забезпечує односторонню роботу дроселя за рахунок гідравлічних особливостей проходження потоків і не містить елементів з механічним переміщенням.

## **7.2. Експериментальні дослідження динамічних процесів в трубопроводних системах з протиударними пристроями**

### *Дослідження раціональних способів закриття кінцевої засувки трубопроводу [336]*

При реконструкції і модернізації ЗЗМ постає завдання забезпечення їх надійної та ефективної роботи при багатоваріантному режимі експлуатації. Зокрема, актуальним залишається питання захисту ЗЗМ від гідравлічних ударів (ГУ), що виникають при пуску чи зупинці як дощувальних машин (ДМ) так і насосних станцій (НС).

Трубопровідна арматура, що використовується на діючих ЗЗМ гідромеліоративного господарства направлена не на попередження виникнення ГУ в трубопроводах ЗЗМ, а на усунення вже наявних хвиль підвищеного тиску в трубопровідній мережі [82; 87]. Така трубопровідна арматура не забезпечує високої надійності та ефективної експлуатації трубопроводів ЗЗМ, крім того, мають місце холодні скиди води через різного роду розривні мембрани, скидні клапани, гасники ГУ, що в загальному негативно відбивається на енергозбереженні. При таких умовах експлуатації ЗЗМ виникають аварії на трубопровідній мережі, що супроводжується їх частими простоями, що в свою чергу порушує графік зрошення сільськогосподарських культур і як результат негативно впливає на їх врожайність.

Найбільш раціональним способом захисту трубопроводів ЗЗМ від ГУ є попередження появи хвиль підвищеного тиску в трубопровідній мережі. Даний спосіб можна реалізувати при використанні «ідеального» закону закриття кінцевої засувки трубопроводу (КЗТ). Однак «ідеальний» закон закриття – це закон, при якому тиск у трубопроводі залишається постійним до повного закриття засувки. Проте закон зміни швидкості, при такому закритті КЗТ, досить складний і практично не реалізуємий [336]. Тобто, під «ідеальним» законом закриття слід розуміти умовний закон, який при практичному застосуванні буде мати дещо іншу гідродинамічну картину, що призведе до деякого, незначного підвищення тиску над робочим, в кінцевому трубопроводі, при повному закритті КЗТ. Тому, в даному аспекті, основним завданням є визначення та узагальнення закону закриття КЗТ, який би максимально наближався до «ідеального», та розробка відповідної запірної арматури, запірний орган якої, при закритті, відтворював би даний закон.

Суть досліджень полягає у перевірці існуючих і виявленні нових, раціональних способів закриття кінцевої засувки трубопроводу (КЗТ). А саме, необхідно дослідити наступні варіанти закриття КЗТ:

1. Закриття КЗТ з однією точкою зламу [336];
2. Переривчасте закриття КЗТ [336];
3. Слідкуючий привод засувки [336].

Експериментальна установка, рис. 7.17, складається з підвідного напірного трубопроводу 1, який перекривається засувкою 2, напірного баку 3, який призначений для створення постійного напору на початку закритої трубопровідної мережі 4, а також скидного трубопроводу 5. Засувкою 2 регулюється витрата установки так, щоб в напірному баку

3 не було значного переливу при максимальній витраті закритої трубопровідної мережі, але щоб був постійний рівень води. Закрита трубопровідна мережа 4 являє собою напірний трубопровід з короткою та довгою гілками, які перекриваються відповідно засувками 6 та 7. Оскільки в даних експериментальних дослідженнях використовуються лише довга ділянка трубопроводу, то засувка 6 закрыта, а засувка 7 відкрита. На кінці закритої трубопровідної мережі встановлена кінцева засувка (гідрант) з керованим приводом 8, за допомогою якої досліджуються різні режими її закриття. Відвід води проходить через відвідний трубопровід 9 під рівень відвідного бака 10, що забезпечує постійний статичний напір на експериментальній установці та її усталений режим роботи. Для визначення величини напору в кінці і на ділянці довжини напірного трубопроводу 4 встановлені датчики тиску 11 і 12 на базі манометра з тензоелементами. Ці датчики підключені до реєструючого приладу 13 (напр. магнітоелектричного осцилографа), який фіксує в часі величину напорів в контрольних точках та положення штока кінцевої засувки з керованим приводом 8, що відповідає положенню відносного закриття заслінки. Витрата закритої трубопровідної мережі вимірюється за допомогою трикутного, мірного водозливу 14 [326], що встановлений на боковій стінці відвідного бака 10. Рівень води на трикутному водозливі вимірюється шпівмасштабом. Кінцева засувка з керованим приводом 8 закривається згідно закону закриття, який задається пристроєм управління засувкою (ПУЗ) 15.

На практиці доцільно використовувати гідравлічні ПУЗ, які живляться від напірного трубопроводу. Але гідравлічні ПУЗ, як правило, налагоджуються на один, раціональний режим закриття. Тому, для проведення досліджень на експериментальній установці, на якій необхідно перебрати ряд можливих законів закриття КЗТ, доцільно використовувати електронний ПУЗ, який дозволяє змінювати закон закриття КЗТ, за допомогою електродвигуна, в широких межах.

Структурна схема ПУЗ показана на рис. 7.18. Даний пристрій працює наступним чином [325]. Задаючими генераторами  $3Г_1 \dots 3Г_n$  задаємо необхідні частоти обертання колекторного електродвигуна (швидкості) закриття КЗТ та час дії кожного з цих циклів. Комутатор (К) у свою чергу, послідовно перемикає задаючі генератори згідно заданого часу таймерів та подає сигнал на пристрій порівняння (ПП). На даний ПП подається також підсилений сигнал з підсилювача (П), який в свою чергу знімається з лічильника імпульсів (ЛІ). ЛІ являє собою фотопару (світло і фотодіоди) та перфорований диск, що механічно з'єднаний з

ротором електродвигуна. При обертанні перфорованого диска проходить модуляція світлового потоку, що потрапляє на фотодіод [326].

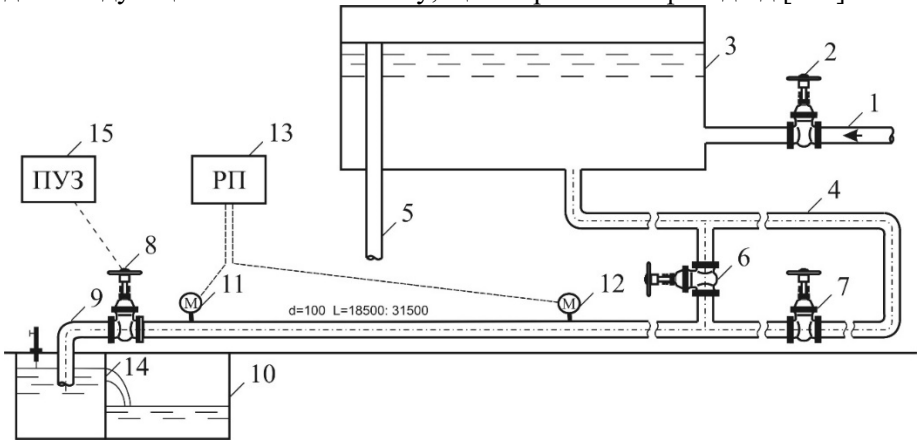


Рис. 7.17. Схема експериментальної установки:

1 – підвідний напірний трубопровід; 2, 6, 7 – засувки; 3 – напірний бак; 4 – трубопровідна мережа; 5 – скидний трубопровід; 8 – засувка з керуванням приводом; 9 – відвідний трубопровід; 10 – відвідний бак; 11, 12 – датчики тиску; 13 – реєструючий прилад; 14 – трикутний водозлив; 15 – пристрій управління засувкою

Частота змінного струму, що протікає через фотодіод, пропорційна частоті обертання електродвигуна. Сигнал, що знімається з лічильника імпульсів, виконує роль зворотного зв'язку, який забезпечує належне відслідковування електродвигуном частоти, що задана задаючими генераторами. При порівнянні сигналів на ПП відбувається формування сигналу відхилення, який подається на пристрій управління (ПУ) регулятора потужності (РП). РП відповідно збільшує чи зменшує потужність колекторного електродвигуна в залежності від знака сигналу відхилення, що забезпечує відслідковування електродвигуном заданої частоти обертання. Блок живлення (БЖ) використовується для живлення всіх каскадів ПУЗ.

В результаті проведення експериментальних досліджень по перевірці ефективності комбінованого закриття КЗТ були отримані дані на основі яких виконаний порівняльний аналіз отриманих трьох різних законів закриття КЗТ. На основі аналізу сформульовано наступні попередні висновки щодо їх ефективності та доцільності:

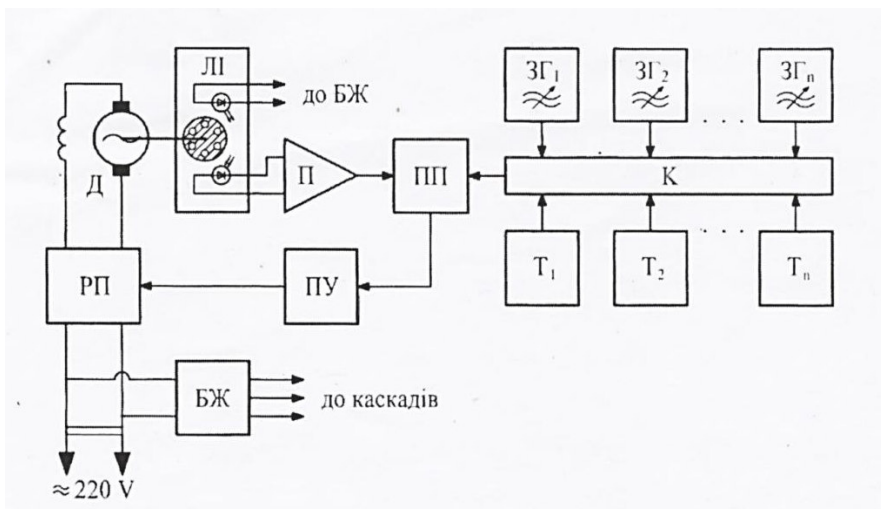


Рис. 7.18. Структурна схема ПУЗ:

$ЗГ_1 \dots ЗГ_n$  – задаючі генератори;  $T_1 \dots T_n$  – таймери; К – комутатор; ЛП – лічильник імпульсів; П – підсилювач; ПП – пристрій порівняння; ПУ – пристрій управління; РП – регулятор потужності; БЖ – блок живлення; Д – електродвигун

1. Для порівняння подальших значень ударного напору були проведені досліди з лінійним законом закриття, при якому маємо максимальний ударний напір в трубопроводі перед засувкою, що закривається. Тобто для порівняння обираємо найгірший випадок в якості якого виступає дослід 1/2. При цьому максимальний ударний напір становить  $H_{\max, \text{лін.}} = 8,796$  м.

2. Були проведені досліди із законом закриття КЗТ з однією точкою зламу при різних її координатах відносного закриття ( $a/D$ ) та відносного часу ( $t_m/t_3$ ). За результатами дослідів виявлено, що закриття КЗТ з однією точкою зламу (дослід 9/2) при координатах точки зламу  $a/D = 0,29$  і  $t_m/t_3 = 0,46$  забезпечує зменшення ГУ у порівнянні з лінійним на 53,2% ( $H_{\max, \text{т.з.}} = 4,113$  м). Крім того, слід відмітити, що закриття КЗТ з однією точкою зламу з координатами  $a/D = 0,17$  і  $t_m/t_3 = 0,61$  забезпечує майже подібний, дещо більший, ударний напір  $H_{\max, \text{т.з.}} = 4,209$  м. Оскільки ці напори попадають в зону практично однакових значень, то такі закони закриття КЗТ з однією точкою зламу слід вважати ефективними, що підтверджено експериментально.

3. Також були проведені досліді з переривчастим законом закриття КЗТ. Даний закон закриття характеризується кількістю ділянок-зупинок ( $Z$ ). Умовно прийнято (з незначним відсотком відхилення), що  $t_{\text{закр.}} = t_{\text{зуп.}}$ . За результатами дослідів виявлено, що закриття КЗТ з переривчастим законом закриття (дослід 16/1) з кількістю зупинок  $Z = 7$  забезпечує зменшення ГУ у порівнянні з лінійним на 50,0% ( $H_{\text{max, пер.}} = 4,400$  м). Отже, такий закон закриття також слід вважати ефективним, що підтверджено експериментально.

Виконаємо аналіз результатів експериментальних досліджень з точки зору можливості розрахунків максимального ударного напору при закритті кінцевої засувки. Для можливості порівняння результатів всі досліді виконувалися при постійній витраті води  $Q = 0,00743$  м<sup>3</sup>/с. Знаходимо середню швидкість води в трубопроводі експериментальної установки діаметром  $D = 0,1$  м.

$$v = Q/f = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (7.1)$$

$$v = \frac{4 \cdot 0,00743}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,946 \text{ м/с.}$$

Для води при температурі  $t = 20^\circ\text{C}$  згідно [75] коефіцієнт кінематичної в'язкості дорівнює  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Тоді число Рейнольдса дорівнює

$$Re = \frac{vD}{\nu}, \quad (7.2)$$

$$Re = \frac{0,946 \cdot 0,1}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 94000 > 10000,$$

що свідчить про турбулентний режим течії води. Якщо прийняти за результатами аналізу осцилограм швидкість хвилі гідравлічного удару  $a$  рівною 380 м/с, то фаза гідравлічного удару при довжині трубопроводу  $L = 31,5$  м визначиться так

$$t_\phi = \frac{2L}{a}. \quad (7.3)$$

$$t_\phi = \frac{2 \cdot 31,5}{380} = 0,192 \text{ с.}$$

Розглядаючи дані таблиці 7.1, необхідно зазначити, що реалізовані періоди закриття засувки значно перевищують фазу гідравлічного удару, тому в експериментах мали місце непрямі гідравлічні удари. При

прямому гідравлічному ударі максимальний ударний напір визначається згідно формули М. Є. Жуковського

$$H_{max} = \frac{av}{g}, \quad (7.4)$$

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

$$H_{max} = \frac{380 \cdot 0,946}{9,81} = 36,64 \text{ м},$$

що значно більше ударних напорів, які отримані експериментально при непрямих гідравлічних ударах. Це підтверджує ефективність збільшення часу закриття засувки в порівнянні з фазою гідравлічного удару для зменшення ударного напору.

Проте для умов комбінованого закриття засувки суттєвим впливом на зменшення ударного напору є не значення періоду закриття засувки  $t_3$ , а швидкість зміни відносного закриття засувки на останні частині періоду, а саме  $d(a/D)/dt$ . Виходячи з прийнятих позначень і використовуючи кінцеві різниці, отримаємо:

для лінійного закриття засувки  $\Delta(a/D)/\Delta t = 1/t_3$ ;

для комбінованого закриття засувки  $\Delta(a/D)/\Delta t = \frac{(a/D)_m}{t_3 - t_m}$ .

Використовуючи подібність трикутників, можливо визначити період лінійного закриття засувки  $t_{3,л}$ , який буде еквівалентний комбінованому за значенням максимального ударного напору,

$$t_{3,л} = \frac{t_3 - t_m}{(a/D)_m}. \quad (7.5)$$

Максимальний ударний напір при непрямому гідравлічному ударі і лінійній зміні швидкості потоку звичайно визначають за формулою Мішо [327; 336]

$$\Delta H_m = \frac{2vL}{gt_3} = \frac{av}{g} \cdot \frac{t_\phi}{t_3}. \quad (7.6)$$

Розглянемо методику розрахунку непрямого гідравлічного удару, розроблену А. М. Рудь на базі закриття кінцевої засувки в умовах закритих зрошувальних мереж [328]. Формула має вигляд

$$\Delta H = m \frac{av}{g} \left( 0,87e^{-0,076 \frac{t_{3л} a}{2L}} + 0,16 \right), \quad (7.7)$$

де  $m$  – коефіцієнт умов роботи засувки, приймаємо  $m = 1$ .

Результати розрахунків за цими формулами зведені в табл. Д.1 і показані на рис. 7.19.

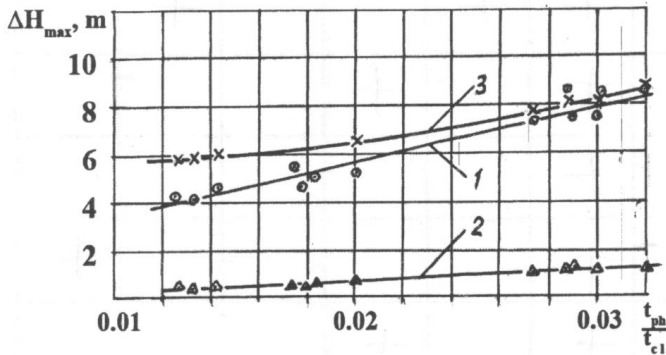


Рис. 7.19. Залежність максимального напору від періоду лінійного закриття засувки  $\Delta H = f(t_{\phi} / t_{z.l.})$

Як показують розрахунки, табл. 7.1, максимальний напір за формулою Мішо в разі менший ніж дослідні дані, тому в умовах проведених дослідів формула Мішо непридатна.

Як свідчать дані таблиці 7.1, максимальний ударний напір за формулою Рудь А.М. дещо перевищує дослідні дані, тобто в розрахунках забезпечує деякий запас.

Відомо, що активне дроселювання потоку засувкою при її закритті відбувається починаючи зі значень відносного закриття  $(a/D) = 0,1 \dots 0,2$ . Крім того, результати математичного моделювання закриття кінцевої засувки, показали, що найбільш прийнятним варіантом є комбіноване лінійне закриття з однією точкою зламу, координати якої  $t_m = 0,25t_z$  при  $(a/D)_m = 0,1$ .



Таблиця 7.1

## Результати розрахунків за даними дослідів

№ досліду	Виграга Q, л/с	Закон закриття КЗТ					Максимальний ударний напір за формулою Мішо $\Delta H_m$	Максимальний напір за формулою Рудь А.М., формула (9)	Похибка визначення максимального напіру за формулою (9), %
		лінійний	з точкою зламу		преривчастий				
		Загальний час закриття засувки $t_3$ , с	Час закриття до точки зламу $t_m$ , с	Відносне закриття засувки в точці зламу $(a/D)_m$	Максимальний напір, м (датчик 1, кінцевий, поз. 11)	Період лінійного закриття засувки $t_l$			
Лінійний закон закриття КЗТ									
1/1	7,43	6,6	–	–	7,649	6,6	1,066	8,19	-7,07
2/1	7,43	7,0	–	–	7,267	7,0	1,005	7,85	-8,02
1/2	7,43	6,0	–	–	8,796	6,0	1,172	8,82	-2,73
3/2	7,43	6,4	–	–	7,553	6,4	1,099	8,39	-16,77
11/2	7,43	9,6	–	–	5,164	9,6	0,733	6,57	-27,07
12/2	7,43	10,8	–	–	4,687	10,8	0,650	6,3	-34,4
Закон закриття КЗТ з однією точкою зламу									
5/2	7,43	5,6	3,2	0,36	8,796	6,66	1,056	8,14	+7,46
6/2	7,43	6,8	3,6	0,29	5,451	11,03	0,638	6,86	-14,84
7/2	7,43	8,8	3,0	0,43	4,782	13,5	0,521	6,01	-12,28
8/2	7,43	7,2	3,4	0,36	5,069	10,5	0,670	6,36	-25,48
9/2	7,43	7,8	3,6	0,29	4,113	14,5	0,485	5,96	-36,43
10/2	7,43	6,6	4,0	0,17	4,209	15,3	0,459	5,93	-40,88

Узагальнюючи наведені матеріали, можливо рекомендувати приймати комбіноване лінійне закриття засувки з однією точкою зламу, координати якої знаходяться в прямокутнику 1-2-3-4 з координатами  $t_m = (0,1 \dots 0,25)t_3$  при  $(a/D)_m = 0,1 \dots 0,2$ ; рис. 7.55; а всі рекомендовані графіки закриття засувки повинні розташовуватися в межах фігури, яка окреслена пунктирними лініями.

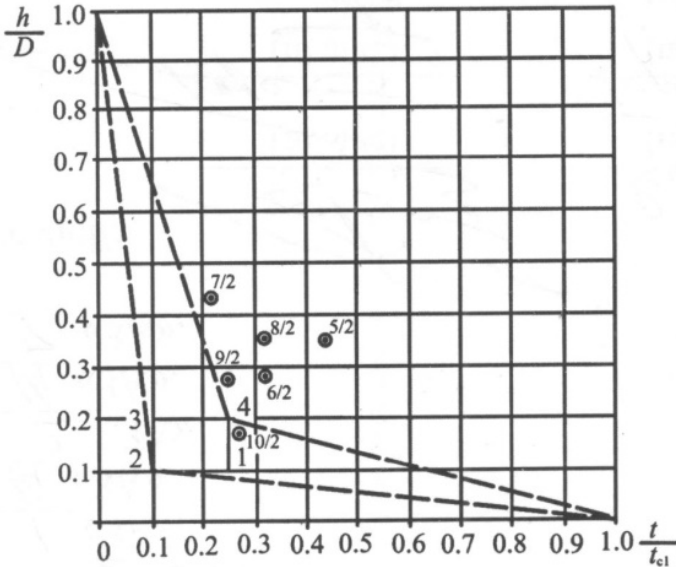


Рис. 7.20. Рекомендовані графіки зміни відносного відкриття кінцевої засувки трубопроводу

### 7.3. Математичне моделювання динамічних процесів в трубопровідних системах водоподачі

#### *Математичне моделювання динамічних процесів в високонапірних трубопроводах насосної станції*

Основні положення розрахунку гідравлічного удару в одноступеневому трубопроводі викладені в [326]. Результати пізніших досліджень [128; 129; 219; 329–331] дозволяють дещо доповнити вказану методику. Так з урахуванням розробок і експериментальних досліджень Рожкова А. Н. [329; 331] в прийнятих позначеннях [326] відносна кутова швидкість тарелі клапана для моменту відносного часу  $\tau$  визначається за наступною рекурентною формулою

$$\beta_\tau = \beta_{\tau-1} + K_6 \left( M_G - K_7 K_M |q| q - K_8 \beta_{\tau-1}^2 K_\omega \right), \quad (7.8)$$

де постійні коефіцієнти

$$K_6 = \frac{\mu}{J_\kappa \omega_n}, \quad (7.9)$$

$$K_7 = 1,02 D^3 \frac{Q_n^2}{f_n^2}, \quad (7.10)$$

$$K_8 = K_{1e}^5 D^5 \omega_n^2, \quad (7.11)$$

а  $K_M$  і  $K_\omega$  – коефіцієнти гідродинамічного моменту і положення тарелі, які визначаються експериментально для кожного типорозміру клапана.

В залежностях (7.8)–(7.11) прийняти наступні позначення:

$\tau = t/\mu$  – відносний час;

$\beta = \omega/\omega_n$  – відносна кутова швидкість обертання тарелі;

$M_G$  – крутячий момент від сили тяжіння тарелі;

$q = Q/Q_n$  – відносна витрата, яка проходить через зворотний клапан;

$\mu$  – напівфаза гідравлічного удару для розрахункової ділянки трубопроводу;

$J_\kappa$  – момент інерції тарелі зворотного клапана;

$\omega_n$  – базова кутова частота обертання;

$D$  – умовний діаметр зворотного клапана;

$Q_n$  – базова витрата;

$f_\kappa = \pi D^2/4$  – площа круга діаметром  $D$ ,

$K_{1e}$  – ексцентриситет осі обертання клапана, відносно осі трубопроводу, який приймається в долях  $D$ .

Момент інерції тарелі зворотного клапана  $J_\kappa$ , визначається в відповідності з методикою [331].

В зв'язку з необхідністю врахування розриву суцільності потоку в типовому вузлі методика [303] була доповнена наступними положеннями. Поява розриву суцільності потоку в середині трубопроводу необхідно враховувати з моменту, коли відносний напір у вузлі  $h_N$  падає нижче відносного напору  $h_{eN}$ , а витрати визначаються за формулами: ліворуч від вузла

$$q_{1N} = (K - h_{eN}) \varepsilon_N, \quad (7.12)$$

праворуч від вузла

$$q_{2N} = (h_{eN} - \Psi) \varepsilon_N, \quad (7.13)$$

де  $K$  і  $\Psi$  – відповідно зворотний і прямий імпульси гідравлічного удару, які підходять до даного вузла  $N$ ,  $\varepsilon_N$  – коефіцієнт ударної характеристики у вузлі  $N$  [303].

Об'єм вакуумної порожнини у вузлі  $N$  в розрахунковий момент часу  $\tau$  буде рівним

$$\Sigma q_{N,\tau} = \Sigma q_{N,\tau-1} - q_{1N} + q_{2N}. \quad (7.14)$$

Змикання вакуумної порожнини і різке підвищення тиску в трубопроводі виникне в той момент, коли виконається умова  $\Sigma q_{N,\tau} \leq 0$ .

При цьому залишкова витрата у вузлі буде дорівнювати

$$q_N = \frac{\varepsilon_N}{2} (K - \Psi). \quad (7.15)$$

Відносний напір у вузлі в момент змикання вакуумної порожнини буде пропорційний величині погашеної швидкості і знаходиться за залежністю

$$h_N = h_{\varepsilon N} + \frac{|\Sigma q_{N,\tau}|}{\varepsilon_N}. \quad (7.16)$$

За запропонованою методикою здійснений розрахунок перехідних гідромеханічних процесів для насосної станції С-1 Каушанського масиву, який показав, що відсутність засобів запобігання виникненню гідравлічного прихвотить до значних підвищень тиску в трубопроводі і це обумовлює необхідність застосування відповідних заходів для захисту трубопроводів від гідравлічних ударів.

За розробленою математичною моделлю пружного гідравлічного удару здійснено математичне моделювання наступних перехідних процесів:

1. *В трубопроводній мережі при комбінованому закритті засувки гідранта* [299; 330];

2. *Роботи пристрою безударного закриття засувки в кінці напірного трубопроводу* [326; 336; 339];

3. *Гідродинамічних процесів в розгалуженому трубопроводі.*

Результати математичного моделювання підтверджують адекватність розробленої математичної моделі пружного гідравлічного удару та дозволяють визначати характеристики гідравлічного удару та на їх основі визначити конструктивні параметри протиударних заходів та засобів.

#### 7.4. Оцінка надійності стабілізаторів тиску в трубопровідних системах

Експлуатаційна надійність меліоративних трубопровідних систем залежить від надійності технологічного обладнання, основними показниками якого є напрацювання на відмову, імовірність безвідмовної роботи і параметр потоку відмов [142]. Відмови, які зустрічаються при експлуатації трубопровідних систем, можливо умовно поділити на чотири види:

- відмови в результаті помилок при проектуванні;
- відмови, що пов'язані з низькою якістю виготовлення і будівництва;
- відмови з вини служби експлуатації;
- відмови, які обумовлені зношуванням і виходом з ладу елементів конструкцій.

Відмови з вини проектувальників складають 1–3% загальної кількості відмов і є найбільш важкими при їх усуненні, тому що потребують великих додаткових витрат. Відмови в результаті низької якості виготовлення і будівництва становлять 2–5%. Ці відмови виникають на початку процесу експлуатації систем і після усунення на подальшу їх роботу не впливають. Відмови з вини служби експлуатації становлять 10–25%. Ці відмови виникають в результаті несвоєчасного і некваліфікованого проведення технічного обслуговування, а також при засміченні водопропускних частин споруд. Основна кількість відмов (більше 70%) відноситься до четвертого виду – відмови зношування і мають випадковий характер з визначеним законом розподілу. Практика експлуатації споруд доводить, що характеристики міцності елементів споруд і параметри напружень, які вони сприймають, мають нормальний розподіл.

Таким чином, надійність трубопровідних систем – проблема комплексна і її вирішення можливе тільки в результаті багатопланового вивчення надійності усіх основних елементів системи на етапах проектування, будівництва і експлуатації [44].

Найважливішим етапом створення надійних та ефективних систем є етап проектування [28]. Тут вибирають методи розрахунків, матеріали, технологію будівництва, методи експлуатації, що забезпечують ефективність функціонування системи протягом терміну її використання. Розробка пристроїв для стабілізації тиску в трубопровідних си-

стемах для пом'якшення проходження гідравлічних ударів в трубопроводах закритих зрошувальних систем були розроблені три конструкції удосконалених стабілізаторів тиску [317–319; 332–334]. Одна з конструкцій наведена на рис. 7.1.

Стабілізатори тиску призначені для зниження динамічного навантаження, яке діє на трубопроводи та інше гідравлічне обладнання в умовах експлуатації, і є достатньою мірою, яка забезпечує гашення пульсацій тиску, вібраційної дії перекачуваного робочого середовища і гідроударів, які виникають у наслідок помилок обслуговуючого персоналу, вимикання електропостачання, при закритті клапанів і засувок, аварійному відключенні насосів і інших змінах в режимі експлуатації [351]. Визначення параметрів надійності трубопровідної апаратури досить обмежене. В теперішній час накопичені дані про співвідношення розподілення міцності діючого напруження на елементі різних конструкцій трубопровідної арматури. Так встановлено, що межа міцності на розрив, межа текучості і межа втомлення міцності різних матеріалів мають нормальний розподіл. Можливо припустити, що близьке до цього розподілу мають і діючі на пристрої в різних режимах роботи навантаження, які обумовлені дією води, тому що вони характеризуються середнім значенням і середньоквадратичним відхиленням. Разом з тим, в процесі експлуатації трубопровідних систем вирішальне значення набуває технічне обслуговування і ремонт, регулярне проведення яких дозволяє наблизити закон розподілення параметрів потоку відмов системи за часом до експоненціального. В результаті технічного обслуговування конструкції практично відновлюються до початкового рівня безвідмовності, і чим частіше воно проводиться, тим ближче  $\lambda = \text{const}$  [28; 142]. Як відомо, надійність будь-якої системи або об'єкта може бути відображена значеннями показників безвідмовності, довговічності, ремонтоздатності, збережаності і комплексними показниками надійності. Аналіз показує, що надійність споруд і пристроїв не визначається показами довговічності завдяки тому, що після проведення чергового ремонту відновлюються або замінюються новими елементи, які вийшли з ладу. Це припускає утворення технічно не старіючої системи. Використання комплексних показників надійності також мало ефективного, тому основними показниками, які характеризують надійність трубопровідної арматури є показники безвідмовності. На стадії проектування необхідно зробити глибокий поелементний аналіз конструкції і побудувати надійнісно-функціональну схему. Як відмічалось в аналізі

конструкцій пристроїв трубопровідної системи, зміна їх експлуатаційних характеристик за часом при умові якісного і регулярного проведення технічного обслуговування наближається до експоненціального закону розподілення. Це означає, що імовірність безвідмовної роботи конструкції протягом заданого періоду напрацювання може бути визначена за відомою залежністю [28; 142]

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (7.17)$$

де  $\lambda$  – параметр потоку відмов конструкції;  $t$  – заданий період напрацювання.

В початковий момент часу ( $t = 1$  добу=24 годин) можливо вважати, що  $P = P_{\text{вих}}$ . Звідси

$$P_{\text{вих}} = e^{-\lambda t}. \quad (7.18)$$

Логарифмуванням цього виразу отримують значення проектного потоку відмов

$$\lambda = -\frac{1}{t} \ln P_{\text{вих}}. \quad (7.19)$$

Маючи значення параметра потоку відмов, визначають імовірність безвідмовної роботи конструкції протягом будь-якого відтинка часу і значення середнього напрацювання на відмову ( $T_c$ ):

$$T_c = 1 / \lambda. \quad (7.20)$$

Наведена методика дозволяє на стадії проектування визначати достовірні показники безвідмовної роботи механічного обладнання і трубопровідної арматури з імовірністю до 85%. Для прикладу показано розрахунок показників безвідмовної роботи стабілізатора тиску з чотирма демпферними камерами, рис. 7.1. Надійнісно-функціональна схема стабілізатора тиску наведена на рис. 7.21. Визначається імовірність безвідмовної роботи стабілізатора тиску протягом гарантованого строку 5 років при гарантованому напрацюванні 100000 циклів за методикою [306]. Тривалість проходження одного циклу становить 10 секунд. При проведенні розрахунків відмови елементів вважаються випадковими і незалежними. Імовірність безвідмовної роботи елементів визначається експоненціальним законом. Всі елементи одного і того ж типу рівнонадійні, тобто інтенсивність відмов однотипних елементів однакова. З розгляду виключаються періоди приробітки і зносу, тобто інтенсивність відмов приймається постійною. При розрахунку враховуються тільки ті елементи, вихід з ладу яких призводить до відмови всього виробу. Надійність елементів, які безперервно знаходяться під навантаженням, незалежно від того, здійснюється робочий цикл погашення гідроудару чи

ні, розраховується на гарантований термін, що вказаний в завданні, тобто на період  $t = 5$  років  $= 43800$  годин. Надійність елементів, які знаходяться під навантаженням тільки протягом робочого циклу, розраховуються на повний період здійснення загального числа циклів, які вказані в завданні (гарантоване напрацювання), визначається за формулою

$$t' = t'_1 = T \cdot t_u, \quad (7.21)$$

де  $T$  – гарантоване напрацювання;  $t_u$  – час здійснення одного циклу,  $t_u = 10$  секунд.

$$t' = t'_1 = 100000 \cdot 10 = 1000000 \text{ секунд} = 280 \text{ годин.}$$

Період роботи ненавантажених елементів

$$t'' = t - t' = 43800 - 280 = 43520 \text{ годин.}$$

Інтенсивність відмов навантаженого елемента визначається за формулою

$$\lambda' = a_1 \cdot \lambda_o, \quad (7.22)$$

де  $\lambda_o$  – номінальна інтенсивність відмов працюючого під навантаженням елемента;  $a_1$  – коефіцієнт, який враховує умови експлуатації. Інтенсивність відмов ненавантаженого елемента визначається за формулою

$$\lambda'' = a_2 \cdot \lambda', \quad (7.23)$$

де  $a_2$  – поправочний коефіцієнт, який враховує зменшення інтенсивності відмов ненавантаженого елемента,  $a_2 = 1 \cdot 10^{-3}$ .

Імовірність безвідмовної роботи елемента визначається за формулою: а) для елементів, які знаходяться під навантаженням протягом часу  $t'$ ,

$$P(t) = e^{-\sum_{i=1}^k \lambda' \cdot m \cdot t}, \quad (7.24)$$

де  $m$  – число елементів  $i$ -того типу. б) для елементів, які знаходяться під навантаженням в період  $t'$  і не знаходяться під навантаженням в період  $t''$

$$P(t) = e^{-\sum_{i=1}^k m(\lambda' \cdot t' + \lambda'' \cdot t'')} \quad (7.25)$$

При простій послідовній схемі з'єднання елементів розрахунок імовірності безвідмовної роботи проводять за формулою

$$P_c = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdots P_n = \prod_{j=1}^n P_j. \quad (7.26)$$

При простій паралельній схемі з'єднання елементів розрахунок імовірності безвідмовної роботи проводять за формулою



$$P_c = 1 - (1 - P_1)(1 - P_2)(1 - P_3) \cdots (1 - P_n) = 1 - \prod_{j=1}^n (1 - P_j). \quad (7.27)$$

Згідно комбінованої схеми з'єднання елементів стабілізатора тиску, рисунок 7.21, загальна імовірність безвідмовної роботи стабілізатора визначається за формулою

$$P(t) = \left[ 1 - \prod_{k=1}^{k=4} (1 - P_A \cdot P_B \cdot P_C) \right] \cdot \left[ 1 - \prod_{k=1}^{k=2} (1 - P_D) \right] \cdot P_E, \quad (7.28)$$

де  $P_A, P_B, P_C, P_D, P_E$  – відповідно імовірність безвідмовної роботи вузлів А, В, С, D, E.

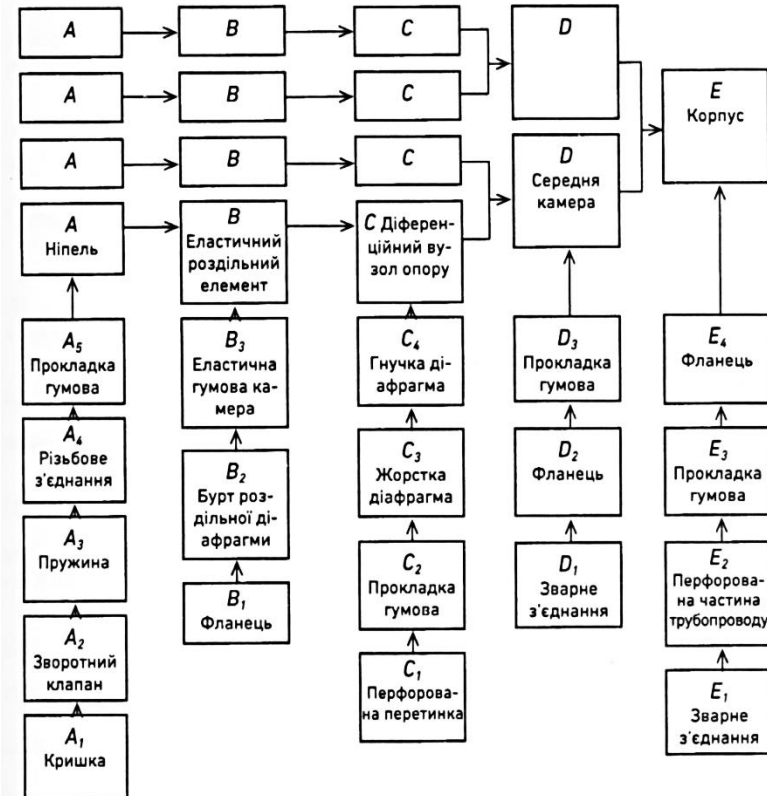


Рис. 7.21. Надійнісно-функціональна схема стабілізатора тиску з демпферними камерами

Для розрахунку імовірності безвідмовної роботи стабілізатора тиску за методикою визначається імовірність безвідмовної роботи вузлів стабілізатора тиску.

Вузол А

$$P_A(t) = P_{A1}(t) \cdot P_{A2}(t) \cdot P_{A3}(t) \cdot P_{A4}(t) \cdot P_{A5}(t). \\ P_A(t) = 0,9995 \cdot 0,9895 \cdot 0,9999 \cdot 0,988 \cdot 0,998 = 0,975.$$

Вузол В

$$P_B(t) = P_{B1}(t) \cdot P_{B2}(t) \cdot P_{B3}(t). P_B(t) = 0,999 \cdot 0,998 \cdot 0,9999 = 0,9875.$$

Вузол С

$$P_C(t) = P_{C1}(t) \cdot P_{C2}(t) \cdot P_{C3}(t) \cdot P_{C4}(t). \\ P_C(t) = 0,9995 \cdot 0,998 \cdot 0,9993 \cdot 0,9999 = 0,9967.$$

Вузол D

$$P_D(t) = P_{D1}(t) \cdot P_{D2}(t) \cdot P_{D3}(t). P_D(t) = 0,998 \cdot 0,999 \cdot 0,998 = 0,995.$$

Вузол Е

$$P_E(t) = P_{E1}(t) \cdot P_{E2}(t) \cdot P_{E3}(t) \cdot P_{E4}(t). \\ P_E(t) = 0,998 \cdot 0,9993 \cdot 0,998 \cdot 0,999 = 0,9943.$$

Згідно формули (7.28) знаходимо очікувану імовірність безвідмовної роботи стабілізатора тиску

$P(t) = [1 - (1 - 0,975 \cdot 0,9875 \cdot 0,9957)4] \cdot [1 - (1 - 0,995)2] \cdot 0,9943 = 0,99427$ . Тоді інтенсивність потоку відмов для періоду  $t = 1$  доба = 24 години визначається формулою (7.29)

$$\lambda = -\frac{1}{t} \ln P(t). \quad (7.29)$$

$$\lambda = - (1/24) \cdot \ln 0,99427 = 0,0002394,$$

а значення середнього напрацювання стабілізатора тиску на відмову ( $T_c$ ) за формулою  $T_c = 1/\lambda = 1/0,0002394 = 4177$  годин.

Таким чином, очікувана імовірність безвідмовної роботи стабілізатора тиску з чотирма демпферними камерами протягом гарантованого напрацювання 100000 циклів при гарантованому терміні роботи 5 років становить  $P(t) = 0,99427$ . Розрахунок є наближеним і повинен бути уточненим наступними дослідженнями на надійність або збиранням статистичних даних про надійність виробів під час експлуатації.

## 7.5. Підвищення рівня технічної експлуатації закритих зрошувальних мереж застосуванням протиударних пристроїв різних типів [333]

Однією з головних проблем зрошувального землеробства в Україні є зменшення енерго- та ресурсовитрат, що витрачаються на механічну подачу води. Вважаючи за постійне значення величину електричної енергії на подачу заданої кількості води на поле, однією із задач зменшення ресурсоемності є зменшення експлуатаційних витрат, пов'язаних з відновленням зрошувальних трубопроводів, які пошкоджені внаслідок аварій. Згідно досвіду експлуатації причинами розриву трубопроводів у 60% випадків є гідравлічні удари, перепади тиску і вібрації, біля 25% приходить на корозійні процеси, 15% на природні процеси і форс-мажорні обставини. При цьому існуючі на зрошувальних системах засоби захисту не завжди відповідають сучасним вимогам. Доцільне застосування нової технології протиаварійного захисту трубопроводів і обладнання – стабілізаторів тиску (СТ), які призначені для використання в трубопровідних системах діаметром від 10 до 1500 мм і робочим тиском від 0,01 до 250 бар.

Застосування СТ забезпечує:

1. зниження хвильових і вібраційних процесів до допустимого рівня;
2. збільшення терміну служби навіть зношених трубопроводів в 1,5–2,0 рази;
3. зниження загальної аварійності трубопроводів і обладнання на 70–80%;

Порівняно з відомими протиударними засобами СТ мають такі переваги:

1. миттєва швидкодія (0,005 с);
2. енергонезалежність;
3. легкість монтажу і зручність експлуатації;
4. відсутність регулюючих механізмів керування;
5. відсутність втрат робочого середовища.

Стабілізатори тиску повинні відповідати наступним основним вимогам:

- амплітуди гідравлічних ударів в трубопроводі при встановленні стабілізатора тиску повинні зменшуватися до безпечного тиску, що має виключити можливість руйнування трубопроводу;

- СТ виконуються у вигляді вставок в трубопроводи, що виключає додаткові гідравлічні опори.

Розроблені нами та захищені патентами України конструкції СТ включають передкамери, які утворюються перфорованими частинами трубопроводів і зовнішніми корпусами і камери-демпфери, що приєднані до передкамер парубками (патенти на корисні моделі № 92422, № 100773, № 101407). Робота СТ ґрунтуються на дисипативній і пружно-демпфуючій дії на потік води в трубопроводі.

При виникненні в основному трубопроводі хвильових процесів (гідроудари, вимушені коливання пульсації тиску і ін.) виникає перетікання рідини через отвори перфорації, що призводить до зміни тиску у камерах демпферах і стисненню пружних елементів. В результаті такої послідовної взаємодії рідини з пружними елементами і дисипації енергії на отворах перфорації СТ повністю знижує до безпечного рівня гідроудари, коливання тиску і вібрації в трубах в динамічному режимі.

Запропоновані нові конструкції стабілізаторів тиску відрізняються від інших наявністю на вході в камери-демпфери диференціальних гідравлічних опорів.

За результатами математичного моделювання перехідного процесу в напірному трубопроводі при закритті кінцевої засувки при наявності СТ і без СТ підтверджено, що в наведених умовах застосування СТ знижує максимальний тиск в трубопроводі майже у два рази.

Таким чином, застосування СТ дає змогу зменшувати максимальний тиск в трубопроводах при нестаціонарних процесах, що забезпечує зниження експлуатаційних витрат, які пов'язані з ремонтами та відновленням трубопроводів закритих зрошувальних систем.

### ***Рекомендації з використання пристроїв захисту трубопровідних систем від гідравлічних ударів***

Гідравлічний удар виникає при порівняльно швидкій зміні режиму руху води – зміні подачі чи відбору води з трубопроводу. Причини появи гідравлічного удару: пуск і зупинка насосів, пуск і зупинка дощувальних машин, заповнення спороженого трубопроводу, при закінченні якого витікання повітря змінюється витіканням води, що призводить до різкої зміни швидкості течії води і наступного підвищення тиску, тобто виникнення гідравлічного удару. Аварійні наслідки в водоводах спостерігаються в основному в результаті раптового припинення електроживлення насосних агрегатів.

При виборі засобів боротьби з гідравлічними ударами необхідно враховувати їх простоту, надійність і вартість. Засоби боротьби з гідравлічними ударами умовно поділяються на дві групи: до *першої групи* відносяться пристрої, які попереджують різкі зміни швидкості води в трубопроводі і тим самим попереджують появу різких гідравлічних ударів; до *другої групи* відносяться пристрої, які борються з наслідками гідравлічного удару, спрацьовують з запізненням обумовленим їх інерційністю і потребують для свого спрацювання підвищення тиску не менше як на  $(0,05-0,1)$  МПа [220; 377], тому при доборі труб в розрахунковий тиск повинна входити і ця величина.

Вибір засобів боротьби з гідравлічними ударами залежить також від призначення водоводів: магістральні водоводи насосних станцій водопостачання і зрошення, господарчі, розподільні і польові водоводи. Кожен тип водоводів має свої особливості в застосуванні протиударних пристроїв.

До першої групи відносяться такі засоби боротьби з гідравлічним ударом: пропуск води в зворотному напрямі через насос або обвідні лінії; впуск і защемлення повітря в трубопроводі при розривах суцільності потоку; впуск води в тих же умовах; розділення зворотного потоку води на частини зворотними клапанами в сукупності з впуском повітря; встановлення водоповітряних резервуарів або переливних водонапірних колон; застосування комбінованого, переривчастого, або регульованого закриття запірною пристроєм або зворотного клапана; застосування стабілізаторів тиску з демпферними і дисипативними елементами.

До другої групи відносяться такі засоби боротьби з гідравлічним ударом: скидання води через гасники гідравлічних ударів і протиударні пристрої різних конструкцій, в тому числі і пристрої діафрагмового типу; застосування розривних мембран.

Обирати той чи інший засіб боротьби з гідравлічним ударом необхідно після проведення відповідних розрахунків перехідних процесів в водоводах з урахуванням впливу прийнятих засобів і після проведення техніко-економічного порівняння різних варіантів.

**Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопровідній мережі (протиударні пристрої першої групи)**

***Скидання води через насос***

В магістральних водоводах насосних станцій, які обладнані осьовими або відцентровими вертикальними насосами, боротьба з гідравлічними ударами здійснюється скиданням води через насос. В цьому випадку, використовуючи повні чотириквADRантні характеристики насоса, необхідно виконати розрахунки перехідних гідромеханічних процесів і переконатися в тому, що максимальні зворотні швидкості обертання ротора насоса не перевищують допустимих для електродвигуна, тобто перевірити виконання умови  $v_{зв\ max} < v_{доп}$ . Якщо ця умова не виконується, то необхідно застосовувати додаткові заходи, наприклад, електричне гальмування електродвигуна, використання додаткового диференційного опору в напірному трубопроводі за допомогою спеціальних пристроїв [286] та ін. Проте скидання води через насос не завжди забезпечує необхідне зниження тиску, тому його поєднують з іншими засобами захисту: впуском повітря в місця можливих розривів суцільності потоку або впуском води, які усувають ці розриви.

Для насосних станцій, обладнаних відцентровими насосами зі зворотними клапанами, скидання води через насос має рід переваг, тому що не потребує додаткових скидних ліній і відповідає вимогам санітарних норм. Для здійснення цього засобу необхідно зворотні клапани обладнати обвідними лініями (байпасами) з діаметром не менше третини діаметру напірного трубопроводу. При цьому необхідно перевіряти байпасну лінію на можливість появи кавітації, що значно збільшує опір байпаса. Крім того для здійснення скидання води через насоси необхідно закріплення робочих коліс насосів на валу, яке дає можливість їх зворотного обертання. Для багатьох відцентрових насосів зворотне обертання вала не передбачено, тому заводи закріплення робочих коліс насосів на валах не виконують.

Обмежене скидання води через обвідні лінії зворотних клапанів при вільному обертанні насосів необхідно застосовувати в тих випадках, якщо необмежене скидання води через насос призводить до недопустимого реверсу, а встановлення зворотного клапана без обвідної лінії – до недопустимого підвищення тиску [215].

Застосовується також пропуск води по обвідній лінії поза насосом і зворотним клапаном [215]. Варіант автоматизації скидання води

обвідною лінією за допомогою спеціального зворотного клапана подвійної дії запропоновано Л. І. Махарадзе [215] або за допомогою автоматичного гасника гідравлічного удару В. М. Папіна [345].

Після проходження перехідного процесу бажане автоматичне перекриття обвідної лінії, щоб не було скидання води через насос при відкритому двигуні насоса. Для цього можливо використати запропоновані пристрої на обводі зворотного клапана, авторські свідоцтва СРСР № 1124151 і № 1086288 [308; 309].

Обмежене скидання води через насос зручно використовувати за допомогою зворотних клапанів з регульованим закриттям [89], або кільцевої засувки з регульованим закриттям [88; 215; 82].

Експериментально було встановлено [346], що при використанні гальм, які виключають обертання робочого колеса в зворотному напрямі, гасіння гідравлічного удару при раптовій зупинці насоса проходить більш ефективно. Це пояснюється тим, що пропускна здатність насоса зменшується при зростанні швидкості обертання насоса в зворотному напрямі [215]. Попередити зворотне обертання робочого колеса насоса при скиданні води через насос можливо за допомогою спеціальних гальм, наприклад, за авторським свідоцтвом СРСР № 1476200 [306].

### ***Впуск і защемлення повітря***

Впуск і защемлення повітря для зменшення гідравлічного удару застосовувати особливо ефективно в місцях можливого розриву суцільності потоку. В звичайних умовах після заповнення каверн (розривів) в результаті удару колон води, що розійшлися, виникає значне різке підвищення тиску. Повітря, що впущене в місця розриву суцільності потоку, грає роль амортизатора, пом'якшує гідравлічний удар, тому значного підвищення тиску в трубах не виникає [215].

Для впуску у водовод повітря і його наступного защемлення доцільно застосовувати пристрої зі зворотними клапанами, що діють автоматично [82; 88; 215; 220].

Проектне рішення з використання впуску і защемлення повітря вибирають після проведення розрахунків з різними варіантами розміщення аераційних пристроїв. Протиударні аераційні пристрої, як правило, розташовують на підвищених місцях профілю трубопроводу, при цьому забезпечується і впуск повітря цими пристроями у разі спороження трубопроводу [306].

При розташуванні протиударного пристрою в точці, яка розташована вище кінцевої точки трубопроводу, після впуску повітря його заземлення не відбувається, тому що після точки впуску повітря вода витікає трубопроводом через кінцевий отвір, а пружні хвилі гідравлічного удару розповсюджуються тільки до точки впуску повітря [306].

### ***Впуск води***

Для попередження утворення розривів суцільності потоку в трубопроводах використовують спеціальні резервуари для впуску води.

Впуск води з спеціального резервуару у питний водовід не застосовується за санітарними умовами, які вимагають змінності води в резервуарі і обмеження доступу до нього. Резервуар – відкрита ємність, мінімальний рівень води в якому знаходиться вище верху трубопроводу. Живлення такого резервуара з водоводу відбувається трубопроводом, який закінчується в резервуарі поплавковим клапаном, а трубопровід, який живить водовід з резервуару, оснащується зворотним клапаном. Такі пристрої належить розміщувати на початку ділянки трубопроводу, в якій при гідравлічному ударі утворюється вакуум [306].

### ***Розділення потоку в трубопроводі зворотними клапанами на окремі частини сумісно з впуском повітря***

Швидкість води у зворотному напрямі після зупинки насосів залежить від геодезичного напору. Тому, якщо зменшити геодезичні напори, під якими вода рухається в зворотному напрямі, то і швидкість цього зворотного руху зменшиться [224].

Встановлення на трубопроводі зворотних клапанів для розділення потоку на ряд колон доцільна при великій висоті нагнітання. Кількість і місця розташування зворотних клапанів визначається за результатами варіантного проектування [306]. В межах кожної ділянки статичні напори повинні бути невеликими. Посадка тарелі зворотного клапана на сідло потребує деякого часу і відбувається при обтіканні його зворотним потоком води.

Бажано передбачати таку конструкцію зворотного клапана, яка забезпечує його повне відкриття і попереджує коливання тарелі клапана. Якщо розрахунок перехідних процесів покаже, що при гідравлічному ударі перед клапаном утворюється вакуум, то доцільно перед клапаном встановити пристрій для впуску і заземлення повітря [306]. Відстань між цими пристроями можна приймати на 10–15 м більшою ніж відстань між колонами води, що розійшлися при утворенні вакууму [307].



Спосіб цей простий, але його недолік – додаткові втрати напору в зворотних клапанах [220].

Застосування відсічних зворотних клапанів є надійним захистом від недопустимого підвищення тиску, дає можливість зменшити скидання води при пошкодженнях трубопроводу. При наявності відсічних клапанів полегшується пуск насосів на відкриті засувки. Тому при діаметрах труб до 1000–1200 мм застосування зворотних клапанів вважається доцільним.

### ***Встановлення водоповітряних резервуарів***

Водоповітряні резервуари – це сталеві ємності, які встановлюються вертикально або горизонтально і приєднуються до напірних трубопроводів. При робочому тиску ці резервуари повинні бути заповнені на третину стиснутим повітрям, а на дві третини водою [215; 220].

В меліоративному будівництві водоповітряні резервуари застосовують для насосних станцій ЗЗС з метою забезпечення автоматизації роботи насосів [82].

ВПП оказує пом'якшувальний вплив на зміну тиску при перехідних процесах. При правильно обраному об'ємі резервуара і діаметрі з'єднувальної лінії, він може знизити як підвищення так і пониження тиску, і тим самим попередити утворення розривів суцільності потоку у трубопроводах мережі. Проте на перехідні процеси в комунікаціях насосної станції (до ВПП) він може вплинути негативно, прискорюючи зміну зворотної швидкості і силу гідравлічного удару при закритті звичайних зворотних клапанів. Застосування зворотних клапанів з регульованим закриттям забезпечує прийнятний характер перехідних процесів при зупинках насосів [82; 88; 220].

Водоповітряні резервуари у всіх випадках позитивно впливають на перехідні процеси при пусках насосних агрегатів [220].

При розташуванні водоповітряних резервуарів біля насосної станції внаслідок підвищення тиску розчинність повітря у воді підвищується в порівнянні з тою, що була до насосів при атмосферному тиску. Це призводить до швидкого зменшення кількості повітря в ВПП. Для забезпечення наявності в ВПП постійної масової кількості повітря може бути застосовано автоматичне поповнення резервуара повітрям [88; 215], що ускладнює його експлуатацію; або герметизація повітря в резервуарі за допомогою гумових балонів, що мають форму кульок, торів або шлангів.

Для боротьби з гідравлічним ударом в закритих зрошувальних мережах використовують стояки-гідранти [306].

Визначення параметрів водоповітряних резервуарів детально розглянуто в монографії, яка написана з участю автора [306].

### *Переливні водонапірні колони*

Якщо на профілі трубопроводу є точка, яка наближується до п'єзометричної лінії, то можливе спорудження аераційного відгалуження (водонапірної колони), висота якого доводиться до найвищого положення робочої п'єзометричної відмітки. Таке відгалуження, що будується без зворотного клапана, називається розвантажувальним. Воно обмежує найбільший ударний напір рівнем кінця відгалуження (верхом водонапірної колони), по якому здійснюється вільне скидання води (переливання).

З цією ж метою використовують подвійні водонапірні колони у вигляді сифону з клапаном зриву вакууму [347]. Такі колони є регуляторами подачі насосу і допомагають покращити перехідні процеси при пуску насоса на спорожнений трубопровід, не дозволяючи насосу працювати з малими геодезичними напорами і великою подачею за межами рекомендованої зони роботи насоса.

Водонапірна колона автоматично підтримує роботу одного насоса в робочій зоні за рахунок того, що при малих подачах вода піднімається в лівій частині колони і потім переливається через її гребінь. Тобто при малих подачах водонапірна колона працює як водоскид. При великих подачах водонапірна колона повністю заповнюється водою і працює в режимі сифона – споруди з малим гідравлічним опором [26].

При проектуванні водонапірних колон необхідно враховувати можливість замерзання води в відгалуженні.

### ***Застосування комбінованого, переривчастого, або регульованого закриття запірною пристроєм або зворотного клапана***

Для насосних станцій з відцентровими насосами рекомендуються до застосування зворотні клапани з регульованим закриттям [82; 88]. Графік закриття зворотних клапанів комбінований. Наприклад, для клапанів діаметрами 300, 400, 500, 600, 800, 1000 мм час закриття: прискорене (від повного відкриття до 20–30°) становить 0,5–1 с; а далі – сповільнене (від 20–30° до повного закриття) становить 10–60 с [88].

За аналогією зі зворотними клапанами застосовується комбіноване закриття трубопровідних засувок. З цією метою Кошкіним М.М. розроблений комплекс технічних заходів, який підвищує ефективність роботи закритих зрошувальних мереж і дощувальних машин. Комплекс вміщує багаточисельну кількість пристроїв з різними конструктивними

особливостями, які реалізують комбіноване закриття трубопровідних засувок з гідравлічними приводами [338].

Для існуючих закритих трубопровідних мереж, в яких гідранти дощувальних машин обладнані тільки засувками з гідроприводом, рекомендуються найпростіші і найдешевші протиударні пристрої:

- пристрій для безударного (слідкуючого) закриття засувки: (Патент № 28098), [348], який не потребує будь якої переробки обладнання; (Деклараційний патент № 17130), і гідропривід засувки [339];

- для комбінованого закриття засувки – запірний пристрій [Патент № 28094], який потребує незначного переобладнання циліндра гідроприводу.

Інші протиударні пристрої застосовують при належному техніко-економічному обґрунтуванні.

### ***Застосування стабілізаторів тиску з демпферними і дисипативними елементами***

Для проектуємих закритих зрошувальних мереж і реконструкціях існуючих доцільно використовувати запропоновані стабілізатори тисків, патенти № 92422, № 100773, № 101407, [317–319] і стабілізатори тисків інших конструкцій [349]. Стабілізатори тиску призначені для використання в трубопровідних системах діаметром від 10 до 1500 мм і робочим тиском від 0,01 до 250 бар.

Застосування стабілізаторів тиску забезпечує:

1. фазовий зсув и погашення хвильових і вібраційних процесів до допустимого рівня, як в аварійному, так і в штатному режимах роботи;

2. збільшення корозійно-стомленісної довговічності труб, що продовжує строк служби навіть зношених трубопроводів в 1,5–2 рази;

3. зниження загальної аварійності трубопроводів на 70-80%;

4. виключення фінансових витрат, які пов'язані з ліквідацією наслідків аварій, що обумовлені гідродарами, вібраціями і пульсаціями тиску;

5. зниження експлуатаційних затрат при здійсненні заміни зношених трубопроводів і обладнання в гідросистемах в планово-передбачувальному режимі, що значно дешевше екстреної заміни аварійних ділянок труб.

Протиударні пристрої розташовують на початку розподільчих трубопроводів, в понижених точках мережі і в кінці тупикових трубопроводів, перед гідрантами дощувальних машин із розрахунку один гасник на 1000 м трубопроводу, що захищається [237; 251].

**Засоби боротьби з гідравлічним ударом в магістральних трубопроводах насосних станцій і трубопровідній мережі (протиударні пристрої другої групи)**

***Скидання води через гасники гідравлічних ударів і протиударні пристрої різних конструкцій***

Скидання води через протиударні пристрої, які відкриваються при підвищенні тиску, застосовуються з давніх часів. Спочатку для цього використовували важільні і пружинні клапани. Перші не підходять через те, що відкриваються з великим запізненням, у других запізнення значно менше, але недостатнє для своєчасного відкриття, тому останні використовують при повільному підвищенні тиску [220].

Тому були створені захисні пристрої різних конструкцій, які часто називають гасниками гідравлічних ударів [82; 88; 215; 308; 329], в тому числі і запропоновані конструкції [309; 311; 350].

Принципово відрізняється від усіх пристроїв гасник гідравлічного удару УкрВОДГЕО, який призначений для скидання води з напірних ліній насосів або з початкових ділянок трубопроводів при гідравлічних ударах, які виникають при зупинках насосів. Особливістю його є те, що він відкривається ще до появи підвищеного тиску, тому його можливо віднести до першої групи протиударних пристроїв. Гасник приєднують до вертикального патрубку, який приварений після зворотного клапана (за напрямом нормального руху води). Гасники УкрВОДГЕО серійно випускають діаметром 200 і 350 мм [88; 220]. Маса гасника ГУ-200 становить 516 кг; ГУ-350 – 850 кг.

Недоліками цього гасника є його значна маса, необхідність проведення систематичної (раз у 2–3 місяці) перевірки і налагодження і необхідність побудови спеціального колодязя для його розміщення [88].

Трубопровідна арматура мембранного типу, яка розроблена інститутами УкрНДГіМ, Укрводбуд, Укрдіпроводгосп, призначена для застосування на внутрішньогосподарських закритих зрошувальних системах, виконаних в основному з азбестоцементних, залізобетонних і тонкостінних сталевих з захисним покриттям труб, які більш економічні ніж сталеві, але поступаються ним за міцністю в умовах підвищеного тиску, що періодично змінюється [82; 238, 350].

***Регулятори тиску***

Серійно випускають регулятори тиску таких типів РДУ-100, РДУ-150, РДУ-200 відповідно на умовні діаметри 100, 150, 200 мм; з мембранним приводом і гідропідсилювачем «до себе» або «після себе».

Регулятори призначені для зниження і стабілізації тиску в живильних трубопроводах внутрішньогосподарської зрошувальної мережі, дощувальних машин позиційної і неперервної дії; обмеження тиску у трубопровідній мережі при плавному зростанні тиску; ділення статичного напору в трубопроводах, які укладені на місцевості з великими геодезичними ухилами; можуть слугувати запірною арматурою з ручним, дистанційним управлінням і використовуватися в системі аварійного захисту дощувальної машини «Фрегат» в режимі безударного закриття при вимиканні останньої [82; 237; 350].

### ***Гасники гідравлічних ударів***

Гасники гідравлічних ударів призначені для захисту трубопроводів зрошувальних мереж від ударного і підвищеного тисків.

Гасники випускають прохідними і з елементами розсіювання скидного струменя. Останні застосовуються для внутрішньогосподарської зрошувальної мережі, а прохідні – для захисту насосних станцій і магистральних трубопроводів. Гасники мембранного типу виготовляють на діаметри умовного проходу 100 і 200 мм [237; 350].

### ***Вантузи і клапани для впуску та заземлення повітря***

Вантузи призначені для автоматичного видалення повітря з трубопровідної мережі зрошувальних систем в період її заповнення, в період експлуатації, а також впуску повітря в трубопровідну мережу при утворенні в останній вакууму. Вантузи мембранні ВМ 50ЛЩ і ВМ 100Л з діаметрами патрубків відповідно Ду-50 і Ду-100 являють собою пристрої непрямої дії, які складається з мембранного виконавчого механізму і поплавкового датчика. Крім того випускають клапан впуску і заземлення повітря КГ-100 і запобіжні клапани-вантузи типу КВ-50 і КВ-100.

Вантузи встановлюють на трубопроводах закритої зрошувальної мережі, яка відрізняється періодичним характером роботи, розташуванням на місцевості зі складним рельєфом, виготовленням з труб з великою кількістю стикових з'єднань.

Клапани для впуску і заземлення повітря КВЗП призначені для автоматичного впуску і заземлення повітря в місцях розриву суцільності потоку з метою пом'якшення гідравлічних ударів [82].

З інших протиударних пристроїв в першу чергу необхідно відзначити клапан захисний гідравлічний КЗГ-120 і запобіжний скидний пристрій ПСУ-100, які розроблені ВНПО «Радуга» і випускаються серійно. Вони мають розприскувачі відбивачі. Клапан КЗГ 120 спрацьовує тільки при різкому підвищенні тиску в трубопроводі і має найменшу

інерційність спрацювання, тому що в ньому сидло перекривається тільки гумовою армованою мембраною [215; 220].

Для зрощувальних трубопровідних мереж можна використовувати скидні пристрої, які розроблені в ЛПЗТі і Донецькому політехнічному інституті [220].

Також представляє інтерес використання запропонованих пристроїв після зворотних клапанів насосних станцій [309] і протиударних пристроїв на зрощувальній трубопровідній мережі [350].

### ***Запобіжні розривні мембрани***

Запобіжні розривні мембрани – це диски, які виготовлені зі сталі, чавуну, титану, нікелю, алюмінію, міді, бронзи, текстоліту і інших матеріалів. Вони руйнуються при тиску води, який перевищує розрахунковий, при цьому частина рідини скидається і тиск в трубопроводі зменшується. На автоматизованих системах розривні мембрани необхідно встановлювати на пристроях, які самі закриваються після руйнування мембрани. Для подальшого захисту розірвані мембрани необхідно замінити [215].

### **Висновки:**

1. На основі розробленої моделі пружного гідравлічного удару та виконаних експериментальних досліджень, проведене математичне моделювання роботи ЗЗМ при перехідних процесах, показало ефективність комбінованого або слідкуючого закриття кінцевої засувки з гідравлічним приводом. Обґрунтовані графіки комбінованого закриття кінцевої засувки з однією точкою зламу.

2. З метою зменшення максимального тиску при гідравлічному удару та попередження пошкодження ЗЗМ розроблені нові конструкції протиударних пристроїв та їх елементів, які захищені патентами України на корисну модель.

3. За допомогою розробленої методики розрахунку пружного гідравлічного удару проведено комп'ютерне моделювання перехідних гідромеханічних процесів, яке підтвердило що результати моделювання дозволяють прослідкувати зміни напору, витрати, об'єму порожнин розриву в усіх розрахункових точках по довжині трубопроводу та визначити характер запирання зворотного клапана і зміни частоти обертання ротора насоса.

4. Розроблені методи розрахунку необхідних параметрів пристроїв стабілізації динамічних процесів – односторонніх дроселів і стабілізаторів тиску.

## **8. ОЦІНЮВАННЯ РЕСУРСНОЇ, ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК**

### **8.1. Загальна характеристика об'єкта впровадження**

Актуальним та важливим завданням на сьогодні є підвищення енергоефективності та загальної ефективності функціонування закритої зрошувальної мережі (ЗЗМ) закритих зрошувальних систем (ЗЗС) з дотриманням сучасних еколого-економічних та ресурсозберігаючих вимог.

У зв'язку з цим, було розроблено науково-методичні підходи до оптимізації проектних рішень (ПР) при створенні і функціонуванні водогосподарсько-меліоративних об'єктів, включаючи ЗЗС, за відповідною технічною, технологічною, екологічною та ресурсною оцінкою їх ефективності, обґрунтовано комплекс ресурсоекономних заходів і засобів, направлений на підвищення ефективності використання енергетичних, водних та інших ресурсів при зрошенні ЗЗС у їхньому взаємозв'язку.

Наступним етапом досліджень є порівняльне оцінювання енергетичної та загальної ефективності ЗЗМ на основі комплексу ресурсоекономних заходів і засобів для організаційно-технологічного, технічного та ресурсоекономного удосконалення ЗЗС на прикладі реального об'єкта.

Дослідження виконано нами на базі науково-дослідної лабораторії «Оптимізація та автоматизація управління у водній інженерії та водних технологіях» з використанням методичного та інформаційне забезпечення реалізації на ЕОМ, розроблених на кафедрі водної інженерії та водних технологій НУВГП та регламентованих відповідними галузевими нормативами Держводагенства України [18; 24; 26; 363; 364 та ін.]. Щодо оцінювання економічної та інвестиційної ефективності, то дослідження виконано за спільно розробленою на кафедрі водної інженерії та водних технологій і кафедрі менеджменту НУВГП методикою економічного обґрунтування меліоративних проектів з урахуванням сучасних вимог до проектного та інвестиційного аналізу й особливостей сільськогосподарського виробництва на меліорованих землях [12; 330; 347].

Об'єктом дослідження, на прикладі якого нами виконано оцінювання загальної технологічної (ресурсної), економічної, екологічної та ін-

вестиційної ефективності науково-технічних розробок є сільськогосподарське підприємство, розташоване у Петропавлівському районі Дніпропетровської області з площею зрошуваних земель 614,7 га (рис. 8.1).

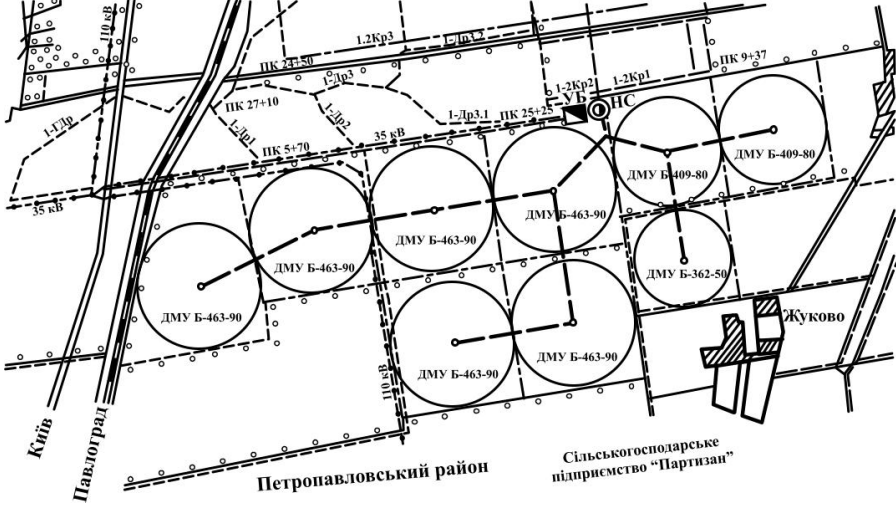


Рис. 8.1. Схема ділянки зрошувальної системи на землях сільгоспідприємства Петропавлівського району Дніпропетровської області

Основний фонд ґрунтового покриву тут складають чорноземи звичайні різної глибини гумусового шару та гранулометричного складу від легкосуглинкових до легкоглинистих. Рівень ґрунтових вод у заплавах не перевищує глибину 3–4 м. У водорозділах ґрунтові води знаходяться на глибині 20–30 м і в ґрунтоутворенні участі не приймають.

Основними напрямками виробничої діяльності сільгоспідприємства є вирощування зернових, у тому числі високоякісного продовольчого зерна, технічних і овочевих культур. Згідно виробничих даних, станом на 2017 р. середня врожайність озимої пшениці на об'єкті становила 34,0 ц/га, озимого ячменю – 23,5 ц/га, озимого ріпаку – 24,3 ц/га, ярого ячменю – 18,5 ц/га, кукурудзи – 30,0 ц/га та соняшнику – 17,0 ц/га.

Для подачі води на системі облаштована насосна станція (НС), яка обладнана чотирма насосами ЦН-400-105 з номінальною частотою обертання  $n=1450$  об/хв і діаметром робочого колеса  $D_{рк}=425$  мм. Зрошення вирощуваних сільськогосподарських культур здійснюється дощуванням з використанням дощувальних машин ДМФ «Фрегат».



До впровадження передбачений такий комплекс організаційно-технологічних та технічних заходів і засобів щодо модернізації та реконструкції об'єкта:

- заміна дощувальних машин «Фрегат» серії ДМУ, які підібрані за конфігурацією існуючої розподільчої мережі, модифікацій ДМУ-А362-50, ДМУ-Б409-80 та ДМУ-Б463-90 – до реконструкції системи, на модифікації ДМУ-А<sub>нм</sub>337-30-01, ДМУ-Б<sub>нм</sub>409-57-01 та ДМУ-Б<sub>нм</sub>463-57-01 – після реконструкції;

- встановлення нової конструкції конусного фільтру для зменшення втрат напору та підвищення терміну його роботи (Конусний фільтр для очищення води, Патент України на корисну модель № 100840: МПК В01Д 35/02, Е03В 5/00);

- встановлення тиристорних перетворювачів частоти обертання насосів для організації автоматизації роботи НС, обґрунтування енергоефективних режимів її роботи;

- впровадження комплексної автоматизації роботи системи *НС – розподільча мережа – ДМ* (Система автоматичного керування насосною станцією: Деклараційний пат. на корисну модель. 16447 Україна: F04D 15/00);

- обґрунтування параметрів та дообладнання ЗЗМ засобами запобігання утворенню гідравлічного удару нової конструкції (Стабілізатор тиску: патент на корисну модель. 100773 Україна: МПК F16L55/04. № 201501474, Стабілізатор тиску: патент на корисну модель. 92422 Україна: F16L55/04, Стабілізатор тиску: патент на корисну модель. 101407 Україна: F16L 55/04. № 201502510, Протиударний пристрій: деклараційний патент на корисну модель. 33438. Україна: F16L55/02; Пристрій для боротьби з гідравлічним ударом: деклараційний патент на корисну модель. 33436. Україна: МПК F16L 55/02);

- зменшення непродуктивних втрат зрошувальної води при аваріях на магістральному та розподільчих трубопроводах, а також заповненні й дозаповненні мережі внаслідок поривів та пошкоджень.

## **8.2. Методи оцінювання ефективності комплексу заходів та засобів із підвищення енергетичної ефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС**

Згідно з [12; 18 та ін.], порівняльна оцінка ефективності варіантів проектних рішень при модернізації та реконструкції водогосподарсько-меліоративних об'єктів за комплексом різнорідних ресурсоекономних

заходів та засобів на основі оцінювання загальної технічної, технологічної, економічної, екологічної та ресурсної ефективності його функціонування може бути виконана за такою комплексною оптимізаційною моделлю

$$\begin{cases} ZP^0 = \min_{\{i\}} \sum_{p=1}^{n_p} [(C_{pi} + E_n K_i) + R_{pi}] \alpha_p / W_{pi}, & i = \overline{1, n_i}; \\ R_j^0 = \min_{\{i\}} \sum_{p=1}^{n_p} |R_{jpi} - \hat{R}_j| \alpha_p, & j = \overline{1, n_j}, \quad i = \overline{1, n_i}, \end{cases} \quad (8.1)$$

де  $ZP^0$  – мінімальне значення показника приведених витрат за прийнятою умовою обраного критерію економічної оптимальності, що відповідає оптимальному ПР із сукупності можливих варіантів  $I = \{i\}$ ,

$i = \overline{1, n_i}$ ;

$C_i$  – поточні витрати на отримання вирощуваної сільськогосподарської продукції за варіантами ПР, що включають в себе сільськогосподарські  $C^{cs}$ , меліоративні  $C^m$  та витрати на зрошувальну воду  $C^e$ ;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень  $K_i$  за відповідними варіантами ПР;

$R_i$  – погодно-кліматичний ризик за відповідними варіантами ПР;

$\alpha_p$  – відомі (встановлені або задані) значення повторюваності чи часток можливого стану типових метеорологічних режимів у розрахункові періоди вегетації сукупності  $\{p\}$ ,  $p = \overline{1, n_p}$  у межах проектного терміну функціонування об'єкта,  $\sum_{p=1}^{n_p} \alpha_p = 1$ ;

$W_i$  – обсяг (вартість) отриманої продукції за відповідними варіантами режимних, технологічних та технічних рішень сукупності  $\{i\}$ ,  $i = \overline{1, n_i}$ ;

$R_j^0$  – мінімальні значення відхилень фактичних об'ємів фізичних показників використаних ресурсів  $R_{jpi}$  сукупності  $\{j\}$ ,  $j = \overline{1, n_j}$  стосовно відповідних їх науково обґрунтованих (раціональних) значень  $\hat{R}_j$ .

Прогнозні розрахунки з визначення загальної технологічної (ресурсної), економічної та інвестиційної ефективності запропонованих комплексних заходів виконані за такими вихідними умовами: *область* – Дніпропетровська; *природно-кліматична зона* – Степ; *розрахункові за умовами тепло- й вологозабезпеченості періоду вегетації* (дуже вологий –  $p=10\%$ , вологий –  $p=30\%$ , середній –  $p=50\%$ , сухий –  $p=70\%$ , дуже сухий –  $p=10\%$ ); *розрахункові параметри основних метеорологічних характеристик періоду вегетації з квітня по жовтень* (сума опадів – 293 мм; середня температура повітря –  $17,4^{\circ}\text{C}$ ; середня відносна вологість повітря –  $63\%$ ; сума дефіциту вологості повітря – 1247 мм); *грунти* (чорноземи звичайні, за гранулометричним складом переважають легкі суглинки та легкі глини); *технології водорегулювання* – зрошення дощуванням з використанням відповідних модифікацій ДМФ «Фрегат» до та після реконструкції.

Як основні варіанти дослідження розглянуті варіанти функціонування об'єкта до та після реконструкції, в тому числі з урахуванням можливої зміни напряму та змісту господарської діяльності землекористувача:

- *B1* – вирощування сукупності сільськогосподарських культур (озима пшениця з часткою посівної площі 0,25; озимий ячмінь – 0,20; озимий ріпак – 0,05; ярий ячмінь – 0,10; кукурудза – 0,15; соняшник – 0,25) до реконструкції системи;

- *B2* – вирощування сукупності сільськогосподарських культур (озима пшениця – 0,25; кукурудза – 0,25; соя – 0,25; соняшник – 0,25) після реконструкції системи;

- *B3* – вирощування монокультури озимої пшениці після реконструкції системи;

- *B4* – вирощування монокультури кукурудзи після реконструкції системи;

- *B5* – вирощування монокультури сої після реконструкції системи;

- *B6* – вирощування монокультури соняшнику після реконструкції системи).

Для врахування у дослідженні особливостей зміни метеорологічних характеристик періоду вегетації в зоні розташування об'єкту дослідження, згідно з [3], нами виконано оцінювання ретроспективних, сучасних та прогнозованих змін погодно-кліматичних умов:

- за такими основними метеорологічними характеристиками: температура повітря, опади, відносна вологість і дефіцит вологості повітря;

- для п'яти груп розрахункових років щодо умов загальної теплої вологозабезпеченості періодів вегетації: дуже вологий – 10%; вологий – 30%; середній – 50%; сухий – 70%; дуже сухий – 90%;

- для наступних рівнів і відповідних періодів оцінювання: ретроспективний – (retrospective – 1945-1990 рр.); сучасний – (recent-1991–2020 рр.); прогнозний – (forecast по кліматичної моделі УКМО – модель Метеорологічного бюро Об'єднаного Королівства, передбачає підвищення середньорічної температури повітря на 6° С при подвоєнні змісту CO<sub>2</sub> в атмосфері). Дана модель при прогнозних режимних розрахунках враховує більш критичні сценарії змін погодно-кліматичних умов і краще узгоджується з моделями, які використані нами для прогнозу оцінки нормованого розподілу основних метеорологічних характеристик у багаторічному і внутривегетаційному розрізі.

Узагальнені результати встановлених середньобагаторічних норм вегетаційних значень показників основних метеорологічних характеристик, а також можливий характер їх зміни по розглянутих рівнях і періодах оцінювання за останні фактичні роки (2015–2020 рр.) для умов зони розташування об'єкту дослідження, наведено на рис. 8.2.

Отримані результати переконливо свідчать про те, що прогнозовані значення майже всіх основних метеорологічних показників у зоні розташування об'єкту дослідження, крім температури повітря, вже знаходяться в межах їх сучасних коливань і навіть перевищують їх по окремих позиціях, що свідчить про стійку тенденцію зміни кліматичних умов у даному регіоні.

Оцінювання ефективності виконувалось на основі машинного експерименту, який ґрунтується на використанні комплексу оптимізаційних, економіко-математичних та прогнозно-імітаційних методів і моделей, в тому числі моделі кліматичних умов місцевості, моделі водного режиму та технологій водорегулювання, а також моделі врожайності вирощуваних культур на меліорованих землях, для прогнозу оцінки на довготерміновій основі показників та їх параметрів технологічної (ресурсної), економічної, екологічної й інвестиційної ефективності функціонування об'єкта.

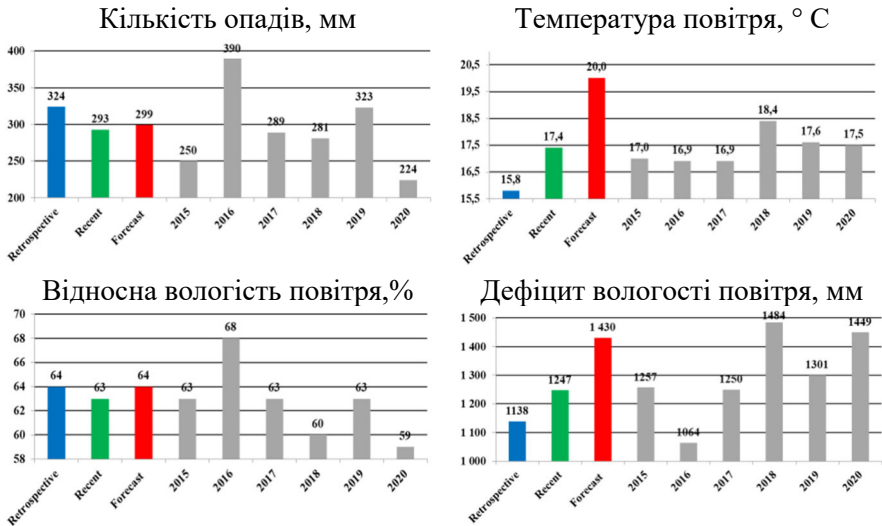


Рис. 8.2. Порівняльне оцінювання середньобагаторічних норм вегетаційних значень показників основних метеорологічних характеристик для умов зони розташування об'єкту дослідження за розглянутими рівнями і періодам

Модель параметрів кліматичних умов місцевості є першою визначальною ланкою в ланцюзі реалізації інженерних прогнозно-оптимізаційних розрахунків та невід'ємною умовою реалізації кліматологічно оптимальної стратегії управління водогосподарсько-меліоративними об'єктами на довготерміновій основі.

За наявності багаторічних (35–50 років) ретроспективних спостережень по метеостанціях і постах, що розташовані поряд (до 50 км) з досліджуваним об'єктом, модель ґрунтується на дослідженні мінливості метеофакторів у часі за допомогою багатомірного статистичного аналізу з використанням ЕОМ, схематизації метеорологічних режимів за комплексною сумісною оцінкою метеофакторів і побудованих на їхній основі комплексів, визначенні та формалізації закономірностей формування їх у багаторічному та внутрішньовегетаційному перерізі. Вона дає змогу на відміну від наявних отримати типовий розподіл основних метеофакторів (сум опадів; середніх значень температури, дефіциту та відносної вологості повітря) сукупності  $\{f\}$ ,  $f = \overline{1, n_f}$  для прийнятого за основу декадного перерізу в характерні (розрахункові) щодо умов тепло- й вологозабезпеченості періоди вегетації сукупності

$\{p\}$ ,  $p = \overline{1, n_p}$  ( $n_p = 5$ ): дуже вологий – 10%; вологий – 30%; середній – 50%; сухий – 70%; дуже сухий – 90%. Така кількість типових схем метеорологічних режимів є достатньою для інженерної практики виконання прогнозно-оптимізаційних розрахунків на довготерміновій основі. Тут же визначаються реальні значення часток  $\alpha_p$ ,  $p = \overline{1, n_p}$  для реалізації кліматологічно оптимальної стратегії управління об'єктом на стадії його проектування.

При відсутності багаторічних спостережень така модель ґрунтується на сумісній реалізації біноміального закону розподілу вегетаційних норм метеофакторів у багаторічному перерізі та апроксимації, з достатньою для інженерної практики точністю, нормованого розподілу їхніх середньодекадних значень всередині розрахункових періодів вегетації періодичними кривими Фур'є 2-го порядку.

Щодо моделі прогновної оцінки параметрів водного режиму та технологій водорегулювання, то вони традиційно ґрунтуються на теоретично обґрунтованих й достатньо апробованих на практиці методах моделювання ґрунтової вологи за рівнянням водного балансу. Але, як показав аналіз і практика, вони не можуть бути ефективно використані в прогнозно-оптимізаційних розрахунках.

Тому на підставі узагальнення результатів теоретичних і експериментальних досліджень така модель для меліорованих земель стосовно рівнів задач, що розглядаються, ґрунтується на використанні звичайного «простого» рівняння водного балансу в інтегральній формі для розрахункового шару ґрунту за прийнятих схеми, структури розрахунків і кроку дискретизації за  $\{\tau\}$ ,  $\tau = \overline{1, n_\tau}$  (пентада, тиждень, декада - відповідно до результатів попередньої реалізації моделі метеорологічних режимів). Вона описує квазістаціонарний процес і дає змогу оцінювати режимні та технологічні параметри ПР з водорегулювання для можливих змінних множинних схематизованих умов їхньої реалізації.

Виходячи з особливої актуальності і складності створення моделей врожайності вирощуваних культур, необхідно відмітити, що зараз існує значна кількість різних за характером і рівнем розробок як в нашій країні, так і за її межами, орієнтованих на можливість їхнього використання у виробничих умовах. Але всі вони в тій чи іншій мірі не відповідають вимогам практичності використання їх у прогнозно-оптимізаційних розрахунках.

Тому в основу даної моделі врожайності вирощуваних культур на

меліорованих землях покладений найбільш поширений та апробований на практиці підхід до оцінки зміни величини заданого або визначеного потенційно можливого (кліматично й агротехнічно забезпеченого) врожаю  $Y^0$  певної вирощуваної культури до дійсно можливого (фактичного або ефективного) його значення  $Y$  за комплексним показником  $\beta$ , що враховує всі основні природно-агро-меліоративні умови розвитку посіву впродовж періоду вегетації.

За загальноприйнятим підходом модель розвитку культур в онтогенезі реалізована через чергування відповідних фаз  $\varphi_m$ ,  $m = \overline{1, n_\varphi}$  сукупності  $\{\varphi\}$ ,  $\varphi = \overline{1, n_\varphi}$ , тривалість проходження яких визначається за нормованими значеннями постійних сум середніх за крок дискретизації моделі позитивних температур.

Що стосується моделі формування врожаю, то вона реалізовується за інтегральною оцінкою зміни по фазах розвитку  $\{\varphi\}$ ,  $\varphi = \overline{1, n_\varphi}$  за розрахункові інтервали часу  $\{\tau\}$ ,  $\tau = \overline{1, n_\tau}$  відносного водоспоживання культур, коли  $\beta = ET/ETV$  (де  $ET$ ,  $ETV$  – відповідно фактичне та потенційно можливе за наявних метеорологічних умов його значення). Всі режимні і технологічні складові моделі врожайності вирощуваних культур на меліорованих землях визначаються за даними попередньої реалізації моделей кліматичних умов місцевості чи метеорологічних режимів і водного режиму та технологій водорегулювання щодо схематизованих природно-меліоративних умов.

Дані моделі, їхнє методичне та інформаційне забезпечення реалізації на ЕОМ, розроблені у науково-дослідній лабораторії «Оптимізація та автоматизація управління у водній інженерії та водних технологіях» при кафедрі водної інженерії та водних технологій НУВГП, застосування яких регламентовано відповідними галузевими нормативами Держводагенства України [12; 15; 18 та ін.].

### **8.3. Технологічна (ресурсна) ефективність варіантів проектних рішень**

Оцінювання технологічної (ресурсної) ефективності функціонування ЗЗС за розглянутими варіантами дослідження виконані шляхом аналізу фактичних та прогнозованих значень затрат зрошувальної води та електроенергії на її перекачку до та після реконструкції системи на

основі впровадження обґрунтованого комплексу взаємопов'язаних ресурсоекономних заходів та засобів. Основні узагальнені результати виконаних розрахунків представлені на рис. 8.3 та в табл. 8.1.

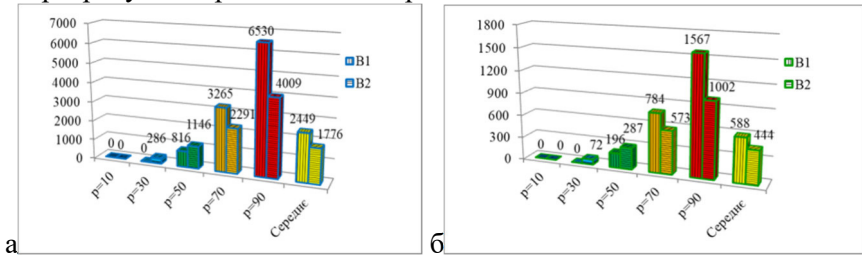


Рис. 8.3. Затрати зрошувальної води, м³/га (а) та електроенергії, кВт год (б) на її перекачку на прикладі зрошення кукурудзи як найбільш водо- та енергоміткої культури за варіантами дослідження:

B1 – до реконструкції системи; B2 – після реконструкції системи

Отримані результати наочно показують, як зміниться кількісна характеристика використання водних та енергетичних ресурсів при реконструкції системи на основі впровадження обґрунтованого комплексу взаємопов'язаних ресурсоекономних заходів та засобів різних варіантів щодо напрямку й змісту господарської діяльності землекористувача на зрошуваних землях.

## 8.4. Еколого-економічна ефективність варіантів проектних рішень

### 8.4.1. Економічна ефективність варіантів проектних рішень

Щодо економічної та інвестиційної ефективності модернізації та реконструкції ЗЗС, то її доцільно здійснювати за спільно розробленою на кафедрі водної інженерії та водних технологій і кафедрі менеджменту НУВГП методикою економічного обґрунтування меліоративних проектів з урахуванням сучасних вимог до проектного та інвестиційного аналізу й особливостей сільськогосподарського виробництва на меліорованих землях [6].



Таблиця 8.1

Показники технологічної (ресурсної) ефективності за варіантами дослідження

№ з/п	Розрахункові періоди вегетації, р, %	Показники технологічної (ресурсної) ефективності за варіантами дослідження											
		В1		В2		В3		В4		В5		В6	
		затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га	затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га	затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га	затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га	затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га	затрати води на зрошення, м <sup>3</sup> /га	затрати електроенергії на перекачку, кВт год/га
1	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	30	-	-	243	61	573	143	286	72	-	-	-	-
3	50	816	228	888	222	859	215	1146	287	859	215	528	132
4	70	2531	709	1947	487	1718	430	2291	573	2004	501	1718	430
5	90	4490	1257	3107	777	2291	573	4009	1002	3150	788	3150	788
6	Середньо- зважене	1820	510	1432	358	1260	315	1776	444	1403	351	1260	315

Згідно з даною методикою, при модернізації та реконструкції ЗЗС як складних метеоролого-економічних об'єктів на багатоваріантній основі, необхідно застосовувати поетапну економічну оцінку з використанням на різних її етапах підходів і методів розрахунку ефективності здійснення вкладень для підвищення достовірності одержуваних результатів.

Для оцінювання економічної ефективності варіантів ПР доцільно використовувати модифікований з урахуванням ризику *показник мінімуму приведених витрат*. Даний критерій, виходячи зі специфіки його розрахунку, дає змогу привести всі альтернативні варіанти ПР до співставного вигляду за всіма ознаками крім тієї, за якою порівнюються варіанти. При цьому забезпечується уніфікований підхід щодо об'єктивного порівняння різних варіантів ПР. Загальна модель критерію вибору оптимальних варіантів ПР ( $S_O$ ) серед альтернативних за модифікованим показником приведених витрат ( $ПВ$ ) має вигляд

$$ПВ(s_o) = \min_{\{i\}} \left[ (C_i + E_n \cdot K_i + \bar{R}_i) / ВП_i \right], \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.2)$$

де  $C_i$  – поточні витрати за  $i$ -м варіантом ПР (складаються з сільськогосподарських ( $C_i^{cz}$ ) та експлуатаційних витрат ( $C_i^e$ )), грн/га;  $K_i$  – капітальні вкладення за  $i$ -м варіантом проекту, грн/га;  $E_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;  $ВП_i$  – обсяг виробленої продукції за  $i$ -м варіантом ПР, грн/га;  $\bar{R}_i$  – середній ризик за  $i$ -м варіантом ПР, грн/га;  $n$  – кількість альтернативних варіантів ПР.

На даній стадії всі складові моделі (8.2) визначаються за нормативними та укрупненими показниками. Причому об'єктивним, постійно діючим та особливим видом ризику, який може бути розрахований для будь-якого ПР, є погодно-кліматичний.

Основні складові загальної моделі економічної ефективності визначаються за формулами:

*Валова продукція:*

$$ВП_i = \sum_{j=1}^m ВП_{ij} \cdot \alpha_{pj}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.3)$$

*Поточні сільськогосподарські витрати:*

$$C_i^{cz} = \sum_{j=1}^m C_{ij}^{cz} \cdot \alpha_{pj}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.4)$$

*Поточні меліоративні витрати:*

$$C_i^M = \sum_{j=1}^m C_{ij}^M \cdot \alpha_{pj}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.5)$$

де  $ВП_{ij}$ ,  $C_{ij}^{cc}$ ,  $C_{ij}^M$  – відповідно середньорічна валова продукція, поточні сільськогосподарські витрати та поточні меліоративні витрати за  $i$ -м варіантом у  $j$ -й щодо умов тепло- і вологозабезпеченості розрахунковій групі років, грн/га.

З урахуванням кліматологічної стратегії управління об'єктом *погодно-кліматичний ризик* визначається за формулою

$$\overline{R}_i = \sqrt{\sum_{j=1}^m (ВП_{ij} - \overline{ВП}_{nm})^2 \cdot \alpha_{pj}} = \sqrt{\sum_{j=1}^m R_{ij}^2 \cdot \alpha_{pj}}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.6)$$

а його відносна міра ( $f_i$ ) за окремим варіантом проекту може бути визначена як

$$f_i = \frac{\sqrt{\sum_{j=1}^m (ВП_{ij} - \overline{ВП}_{nm})^2 \cdot \alpha_{pj}}}{\overline{ВП}_{nm}} = \frac{\overline{R}_i}{\overline{ВП}_{nm}}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.7)$$

Отже, модель попередньої порівняльної оцінки альтернативних варіантів меліоративного проекту та вибору найкращого за критерієм мінімуму приведених витрат з урахуванням погодно-кліматичного ризику має вигляд

$$ПВ(s_o) = \min_{\{i\}} \left[ \frac{\sum_{j=1}^m (C_{ij}^{cc} + C_{ij}^M) \cdot \alpha_{pj} + E_n \cdot K_i + \sqrt{\sum_{j=1}^m R_{ij}^2 \cdot \alpha_{pj}}}{\sum_{j=1}^m ВП_{ij} \cdot \alpha_{pj}} \right], \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.8)$$

Застосування такого підходу дає змогу визначати найкращий варіант меліоративного проекту з урахуванням всіх основних визначальних чинників формування його економічної ефективності.

#### 8.4.2. Екологічна ефективність варіантів проектних рішень

Що стосується оцінювання *екологічної ефективності* варіантів ПР, то взагалі урахування екологічних факторів має виключне значення при виборі оптимального варіанту ПР, що забезпечує мінімум природоохоронних витрат та нанесення мінімальних збитків навколишньому природному середовищу.

Для врахування екологічного фактору при оцінюванні ефективності ПР доцільно використовувати векторний підхід. За таким підходом характеристику екологічної надійності варіанту ПР можна представити у вигляді вектора – строки  $H$  з компонентами  $H_z$  [6]

$$\begin{aligned} H &= H_z / z; \\ z &= 1, 2, \dots, N, \end{aligned} \quad (8.9)$$

де  $N$  – кількість елементів, які характеризують екологічну надійність ПР.

Тут компоненти  $H_z$  приймають відповідні значення за умови, що

$$H_z = \begin{cases} 1, & \text{якщо } H_z \leq H_{nz}; \\ 0, & \text{якщо } H_z > H_{nz}, \end{cases} \quad (8.10)$$

де  $H_{nz}$  – нормативне, критичне або допустиме значення  $z$ -го елементу.

У розвиток та на відміну від розглянутого підходу використано більш гнучкий інструмент визначення компоненти  $H_z$ , коли вона приймає значення в інтервалі від 0 до 1 за умови, що

$$H_z = \begin{cases} H_z = 1 - \left( \frac{H_{nz} - H_{\phi z}}{H_{nz}} \right), & \text{якщо } H_{\phi z} \leq H_{nz}; \\ H_z = 1 + \left( \frac{H_{nz} - H_{\phi z}}{H_{nz}} \right), & \text{якщо } H_{\phi z} \geq H_{nz}, \end{cases} \quad (8.11)$$

де  $H_{\phi z}$  – фактичне значення  $z$ -го показника екологічної ефективності;  $H_{nz}$  – відповідно нормативне, критичне або допустиме його значення.

Даний підхід до оцінювання екологічної надійності проекту відрізняється від класичної теорії надійності, де фігурують імовірнісні величини, проте він є досить простим та універсальним за своєю суттю, оскільки дає змогу залежно від постановки завдання використовувати різні, переважно експертні методи оцінки та будь-який комплекс різних показників.

При допущенні, що в системі екологічних факторів всі вони є однаково важливими, можна відсутність певного елементу вважати як відповідне зменшення міри екологічної надійності.

*Коефіцієнт екологічної надійності*  $K_n$  будь-якого варіанту ПР можна визначити за формулою

$$k_n = \frac{\sum_{z=1}^N H_z}{N}. \quad (8.12)$$

Такий коефіцієнт дає змогу отримати наближену оцінку екологічної стійкості через ступінь урахування факторів екологічної надійності. Шкала ранжування екологічної надійності меліоративних проєктів подана у табл. 8.2.

Таблиця 8.2

Шкала коефіцієнту екологічної надійності  $k_n$

№ з/п	Значення коефіцієнту екологічної надійності	Найменування градацій рівня екологічної надійності системи
1	0,0–0,25	<i>ненадійна</i>
2	0,26–0,50	<i>недостатньо надійна</i>
3	0,51–0,75	<i>достатньо надійна</i>
4	0,76–1,0	<i>надійна</i>

Екологічні наслідки від реалізації ПР можна оцінювати за групами фізичних показників, які вибрані в якості критеріїв екологічної ефективності. В якості таких критеріїв можуть виступати: глибина рівня ґрунтових вод, вологість, ступінь засоленості та надійність підтримання сприятливого водного режиму розрахункового шару ґрунту, вологообмін, зрошувальні норми, фільтрація, скиди, рівень техногенного навантаження та ін.

Необхідні значення показників екологічної ефективності для визначення  $k_n$  за варіантами ПР, що розглядаються, знаходяться за структурою відповідних розрахунків, аналогічною до знаходження як складових, так і критерію економічної ефективності у цілому.

Таким чином, оцінювання екологічної ефективності реалізації запропонованого комплексу ресурсоекономних заходів та засобів здійснюється на основі розрахунку значень коефіцієнту екологічної надійності ( $k_n$ ) функціонування ЗЗС за сукупністю відповідних фізичних показників екологічної ефективності (показники водного режиму, показники сольового режиму та продуктивності зрошуваних земель). Такий коефіцієнт дає наближену оцінку екологічної стійкості проєкту, ступінь урахування факторів екологічної надійності його функціонування, в першу чергу з точки зору підтримання сприятливих природно-меліорати-

вних та ґрунтових режимів у межах проектного терміну. Екологічно оптимальним варіантом проектного рішення є той, для якого забезпечується дотримання умови, що коефіцієнт екологічної надійності знаходиться в інтервалі значень  $5 < k_n \leq 1,0$ .

### 8.4.3. Основні узагальнені результати

Основні узагальнені результати щодо економічної та екологічної ефективності функціонування ЗЗС до та після проведення її реконструкції на основі обґрунтованого комплексу взаємопов'язаних ресурсоекономічних заходів та засобів за відповідними варіантами дослідження представлені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3

Показники економічної та екологічної ефективності за варіантами дослідження

№ з/п	Показники економічної та екологічної ефективності	Варіанти дослідження					
		до реконструкції	після реконструкції				
		залишкова балансова вартість об'єкту, $K_0=3000$ грн/га	сумарні капітальні вкладення після реконструкції, $K=42000$ грн/га				
		B1	B2	B3	B4	B5	B6
1	Вартість води на зрошення, грн/га	2184	1718	1512	1512	2131	1684
2	Вартість електроенергії на перекачку, грн/га	1529	1074	945	945	1332	1052
3	Поточні витрати, грн/га	17287	32984	35680	26087	31547	29206
4	Частка вартості води від поточних витрат, %	12,6	5,2	4,2	5,8	6,8	5,8
5	Частка вартості електроенергії від поточних витрат, %	8,8	3,3	2,6	3,6	4,2	3,6
6	Вартість валової продукції, грн/га	17338	38979	43518	33264	37519	38513
7	Чистий дохід, грн/га	201	8095	8426	5942	9724	7765
8	Показник приведених витрат	1,631	1,382	1,322	1,445	1,471	1,392
9	Коефіцієнт екологічної надійності	0,36	0,42	0,40	0,40	0,39	0,38

Отримані результати розрахунку показників технологічної (ресурсної), економічної та екологічної ефективності свідчать, що після проведення реконструкції в цілому має місце підвищення ефективності функціонування ЗЗС, міра якого різниться за розглянутими варіантами дослідження.

Узагальнююча кількісна характеристика зміни показників технологічної (ресурсної), економічної та екологічної ефективності за варіантами дослідження після проведення реконструкції системи порівняно з базовим варіантом дослідження до проведення реконструкції представлена в табл. 8.4.

Таблиця 8.4

Порівняльна характеристика зміни показників технологічної (ресурсної), економічної та екологічної ефективності до та після реконструкції за відповідними варіантами дослідження

№ з/п	Зміна показників технологічної (ресурсної), економічної та екологічної ефективності	Варіанти дослідження				
		B2	B3	B4	B5	B6
1	Зменшення затрат води після реконструкції, %	21,3	30,8	2,2	22,9	30,7
2	Зменшення затрат електроенергії після реконструкції, %	29,8	38,2	12,9	31,2	38,2
3	Збільшення поточних витрат, грн/га	15697	18393	8800	14260	11919
4	Зменшення частки вартості води від поточних витрат, %	58,7	66,7	54,0	46,0	54,0
5	Зменшення частки вартості електроенергії від поточних витрат, %	62,5	70,5	59,1	52,3	59,1
6	Збільшення вартості валової продукції, грн/га	21641	26180	15926	20181	21175
7	Збільшення чистого доходу, грн/га	7894	8225	5741	9523	7564
8	Підвищення коефіцієнта екологічної надійності, %	16,7	11,1	11,1	8,3	5,6

Отримані результати свідчать, що впровадження комплексу взаємопов'язаних ресурсоекономних заходів та засобів в природно-агро-мелі-

оративних умовах реального об'єкту за розглянутими варіантами дослідження забезпечує зменшення затрат зрошувальної води від 2,2 до 30,7% та затрат електроенергії від 12,9 до 38,2%.

При цьому показник приведених витрат порівняно з базовим варіантом дослідження до проведення реконструкції зменшується з 1,6 до 1,47-1,32, а коефіцієнт екологічної надійності підвищується на 5,6-16,7%, що свідчить про економічну та екологічну ефективність розглянутого комплексу ресурсоекономних заходів та засобів.

### 8.5. Інвестиційна ефективність варіантів проектних рішень

Щодо оцінювання інвестиційної ефективності, то основними показниками, що використовуються при розрахунку інвестиційної привабливості ПР є *індекс доходності інвестицій (ІДІ), чистий дисконтований доход (ЧДД), дисконтований термін окупності (ДТО) та внутрішня норма доходності (ВНД) інвестицій* [12; 330; 347].

У загальному випадку модель вибору оптимального для реалізації варіанту ПР та обґрунтування його ефективності на стадії інвестиційної оцінки має вигляд

$$ІДІ(s_o) = \max_{\{i\}} (ІДІ_i), \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.13)$$

за умови, що

$$\begin{cases} ЧДД_i \geq 0; \\ ВНД_i \geq d_i; \\ ДТО_i \geq T_{np}; \\ k_n \geq 0,51 \end{cases} \quad (8.14)$$

де  $d_i$  – норма дисконту за варіантом ПР;  $T_{np}$  – прийнятний для інвестора дисконтований термін окупності інвестицій.

Показники інвестиційної ефективності, що входять до загальної моделі визначаються за відповідними формулами згідно [12; 330; 347]

*Індекс доходності інвестицій:*

$$ІДІ_i = \left[ \frac{\sum_{t=0}^T (\overline{\Delta ЧД}_{it} + \Delta A_{it} - I_{it}) \cdot \alpha_{it}}{\sum_{t=0}^T I_{it} \cdot \alpha_{it}} \right] + 1, \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.15)$$

де  $\overline{\Delta ЧД}_i$  – приріст річного прогнозного чистого доходу у результаті реалізації  $i$ -го варіанту ПР, тис. грн;  $\Delta A_i$  – приріст річних амортизаційних



відрахувань, пов'язаний з уведенням у дію нових основних меліоративних та сільськогосподарських фондів за результатами реалізації  $i$ -го варіанту ПР, тис. грн;  $I_i$  – річна сума інвестицій на реалізацію  $i$ -го варіанту ПР, тис. грн;  $T$  – горизонт розрахунку, роки.

*Чистий дисконтований дохід:*

$$\text{ЧДД}_i = \sum_{t=0}^T (\overline{\Delta\text{ЧД}}_{it} + \Delta A_{it} - I_{it}) \cdot \alpha_{it}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.16)$$

*Внутрішня норма дохідності:*

$$\sum_{t=0}^T [\overline{\Delta\text{ЧД}}_{it} + \Delta A_{it} - I_{it} / (1 + \text{ВНД}_i)^t] = 0, \quad i = \overline{1, n}, \quad (8.17)$$

*Дисконтований термін окупності інвестицій  $T_\delta$ :*

$$\sum_{t=0}^{T_\delta} (\overline{\Delta\text{ЧД}}_{it} + \Delta A_{it} - I_{it}) \cdot \alpha_{it} = \sum_{t=0}^T I_{it} \cdot \alpha_{it}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.18)$$

У виразах (8.13–8.18) прогнозний річний чистий дохід є середньозваженим значенням за групами років у межах проектного терміну функціонування об'єкта і може бути визначений у вигляді

$$\overline{\text{ЧД}}_i = \sum_{j=1}^m \text{ЧД}_{ij} \cdot \alpha_{pj}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (8.19)$$

Основні узагальнені результати щодо інвестиційної ефективності варіантів ПР представлені в табл. 8.5.

Таблиця 8.5

Показники інвестиційної ефективності за варіантами дослідження

№ з/п	Показники інвестиційної ефективності	Варіанти дослідження					
		В1	В2	В3	В4	В5	В6
1	Індекс доходності інвестицій	1,07	2,22	2,29	1,75	2,57	2,14
2	Чистий дисконтований дохід, грн/га	3618	51066	54090	3140 7	65932	48051
3	Дисконтований термін окупності, роки	18	6	6	8	5	6

За результатами оцінювання інвестиційної ефективності впровадження розглянутого комплексу ресурсоекономних заходів та засобів за варіантами дослідження встановлено, що порівняно з базовим варіа-

нтом дослідження до проведення реконструкції індекс доходності інвестицій зростає з 1,07 до 1,75–2,57, значно зростає дисконтований чистий дохід, а дисконтований термін окупності зменшується з 18 до 8–5 років.

Слід зауважити, що, оскільки при виконанні прогнозно-оптимізаційних розрахунків враховуються не всі можливі чинники, які формують загальну ефективність, а отримані за ними результати мають виражений відносний характер, то остаточне рішення щодо вибору кращого варіанту проекту залишається за інвестором або аграрієм-замовником.

Таким чином результати проведеного дослідження щодо підвищення енергоефективності ЗЗМ та зрошувальної системи в цілому на основі комплексу взаємопов'язаних ресурсоекономних заходів та засобів з їх технічного, технологічного та ресурсоекономного удосконалення переконливо свідчать про їх достатню ефективність.

### **Висновки:**

1. Параметри енергоефективності визначально залежать насамперед від кількості та ефективності використання зрошувальної води, конструктивних, технологічних та режимних параметрів напірної трубопроводної мережі, а також множинних змінних природно-агро-меліоративних умов функціонування реального об'єкта.

2. Модернізація й реконструкція діючих зрошувальних систем зі зрошенням дощуванням в зоні Степу України на основі запровадження комплексу ресурсоекономних заходів та засобів за всім спектром відповідних організаційних, технічних, режимно-технологічних рішень забезпечують енергоефективне використання зрошувальної води, підвищення економічної та екологічної ефективності використання зрошуваних земель, а також інвестиційну привабливість застосування зрошення взагалі у змінних сучасних умовах.

3. Підвищення енергоефективності ЗЗМ та загальної ефективності ЗЗС за комплексом ресурсощадних заходів та засобів є ефективним адаптивним заходом при зрошенні у змінних кліматичних умовах.

4. Впровадження розробленого комплексу заходів та засобів для різних варіантів рівня (низького до та високого після реконструкції об'єкта) та напряму використання (як в структурі сівозміни, так і вирощування окремих монокультур) зрошуваних земель забезпечує зниження витрат зрошувальної води та електроенергії до 30–38% та скорочення дисконтованого терміну окупності інвестицій до 5–8 років.

## ВИСНОВКИ

В монографії наведене теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової проблеми – підвищення енергоефективності трубопровідних систем водо подачі, що полягає у вдосконаленні конструкцій, методів проектування і режимів експлуатації трубопровідних мереж, водозабірних і водовипускних споруд, сміттєзатримувальних пристроїв, режимів роботи насосних станцій, вдосконаленні трубопровідної арматури і систем автоматизації виробничих процесів, які пов'язані з трубопровідними системами водоподачі:

1. Розроблена методика підвищення загальної ефективності закритої зрошувальної мережі та енергетичної ефективності закритої зрошувальної мережі на основі мінімізації непродуктивних витрат та втрат напору та електричної енергії.

2. Обґрунтований комплекс першочергових технічних, технологічних та управлінських заходів та засобів, щодо підвищення загальної ефективності закритої зрошувальної мережі та енергетичної ефективності закритої зрошувальної мережі.

3. Зниження напору насосної станції підкачки за рахунок більш раціонального добору схем розміщення ділянок трубопроводів закритих зрошувальних мереж дозволяє зменшити витрату електроенергії практично у всіх режимах роботи насосної станції. Покращити структуру закритої зрошувальної мережі можна шляхом розміщення насосної станції підкачки поблизу центра зрошувальної ділянки, скороченням магістрального трубопроводу, прийняттям симетричного структурованого дерева мережі, відмовою від довгих поодиноких гілок дерева, особливо на високих рівнях розгалуження, застосуванням *m*-подібних і хрестоподібних схем розгалуження мережі.

4. Покращення систем очищення води від механічних забруднень, що зменшить кількість відмов протиударних пристроїв і дощувальних машин, які спричинені забиванням дросельних елементів цих пристроїв, досягається застосуванням фільтрів-циклонів, які не мають рухомих механічних елементів і використовують циклонний потік суміщений з ефектом Коанда, а також застосуванням конусних сітчастих фільтрів, у яких крім внутрішньої промивної флейти працює зовнішній потокоутворювач, що створює закручений зовнішній потік і відцентрову силу, яка відкидає забруднення від сітки до корпусу фільтра. По-

кращення ефективності промивки сітчастого фільтра зменшує тривалість промивки і тому зменшується витрата електроенергії на роботу допоміжних насосів, які забезпечують промивку сітки.

5. Обґрунтування найбільш економічних автоматизованих способів заповнення закритих зрошувальних мереж, що дозволить спростити умови експлуатації насосних станцій; зводиться до наступного:

- варіант заповнення закритої зрошувальної мережі за допомогою основного насоса зі слідкуючим приводом дискового затвора або засувки є найбільш економічним. Дещо більші приведені затрати у варіантів з системою «струм» і змінним соплом.
- варіант заповнення ЗЗМ основним насосом з частотно-регульованим електроприводом доцільно застосовувати, коли частотно-регульований електропривод приймається для забезпечення автоматизованого регулювання подачі насосної станції в основному режимі роботи.
- схема автоматизації роботи насосної станції з використанням чергового режиму, при сучасному технологічному облаштуванні ЗЗМ аераційною, регулюючою і захисною арматурою, є економічно недоцільною.

6. Розробка способів ефективної автоматизації роботи насосної станції підкачки з виключенням непродуктивного перевищення напору, що має місце в усіх існуючих способах автоматизації, і їх застосування забезпечують:

- можливість періодичного додаткового заповнення водою ЗЗМ за допомогою насоса зі зниженою частотою обертання, що усуває необхідність застосування додаткових спеціальних пристроїв для виконання цих режимів роботи.
- плавні пуски і зупинки насосних агрегатів, що підвищує ресурс роботи обладнання і надійність закритої мережі.
- зниження витрат на ремонт обладнання і мережі у 2,5 рази.
- економію витрати електроенергії на 4–20%.

7. Покращення роботи клапанів зриву вакууму сифонних водовипусків, а для умов насосних станцій з великим коливанням води в верхньому б'єфі розробка поплавкової конструкції водовипуску з використанням експериментально визначених коефіцієнтів його характеристик при прямій і зворотній течії води і результатів математичного моделювання перехідних гідромеханічних процесів дозволяють обґрунтовано призначати геометричні розміри запропонованого поплавкового водовипуску і перевіряти параметри міцності його елементів.

8. Розробка ефективних заходів боротьби з гідравлічними ударами в трубопроводах включає:

- а) уточнення математичної моделі пружного гідравлічного удару у відносних величинах з урахуванням гідравлічних втрат напорю, розривів суцільності потоку і кавітаційних явищ дозволило отримати порівняно прості рішення для розглянутих вузлів розривностей, коефіцієнти яких являють собою безрозмірні комплекси.
- б) математичне моделювання більш складних вузлів розривностей, яке вимагає застосування розв'язання квадратних рівнянь, методів поступового наближення або методу Вегстейна в залежності від складності граничних умов.
- в) проведення математичного моделювання для різних умов проходження гідравлічного удару, яке підтвердило адекватність запропонованих моделей. Розрахунки перехідних динамічних процесів, які супроводжуються гідравлічними ударами, необхідні для обґрунтування ефективних протиударних пристроїв.
- г) новизна розроблених конструкцій стабілізаторів тиску і односторонніх дроселів підтверджена отриманими патентами на корисні моделі.
- д) запропоновані односторонні дроселі, які мають властивість самопромивання і дозволяють в широких межах змінювати їх параметри, знайдуть застосування при розробці різних протиударних пристроїв, де виникає необхідність диференційного дроселювання регулюючих потоків речовини.
- е) експериментальні дослідження і математичне моделювання протиударних пристроїв показало ефективність комбінованого або слідкуючого закриття кінцевої засувки з гідравлічним приводом і дозволило обґрунтувати графіки комбінованого закриття кінцевої засувки з однією точкою зламу.
- ж) математичне моделювання перехідного гідромеханічного процесу в високонапірній насосній установці, яка облаштована відцентровими насосами зі зворотними клапанами з ексцентричною підвіскою, яке показало, що результати розрахунку дозволяють прослідкувати зміни напорю, витрати, об'єми порожнин розриву в усіх розрахункових точках по довжині трубопроводу та визначити характер запирання зворотного клапана і зміни частоти обертання ротора насоса.

- з) розроблені методи розрахунку необхідних параметрів пристроїв стабілізації динамічних процесів – гідроприводів засувки, односторонніх дроселів і стабілізаторів тиску.
- к) виконане математичне моделювання перехідних процесів в трубопроводах при комбінованому закритті засувки, при роботі пристрою безударного закриття засувки (слідкуючий пристрій), в розгалуженому трубопроводі і при наявності стабілізатора тиску.
- л) розроблені загальні рекомендації захисту трубопровідних систем від гідравлічних ударів.
- м) теоретичним розрахунком встановлено, що очікувана імовірність безвідмовної роботи стабілізатора тиску з чотирма демпферними камерами протягом гарантованого напрацювання 100000 циклів при гарантованому терміні роботи 5 років становить  $P(t) = 0,99427$ . Розрахунок є наближеним і повинен бути уточненим наступними дослідженнями на надійність або збиранням статистичних даних про надійність виробів під час експлуатації
- н) покращення методів розрахунку пружного гідравлічного удару в трубопровідних системах і розробку нових протиударних засобів і пристроїв, що суттєво підвищує надійність трубопровідної мережі, зменшує кількість поривів труб, покращує умови їх експлуатації і забезпечує підвищення врожайності сільськогосподарських культур.

9. Розглянуті методики оптимізаційних розрахунків берегових водозаборів і трубопроводів НС і ГЕС показали, що:

- а) розглянута методика одержання узагальнених змінних для інженерних оптимізаційних задач, яка називається методом базової точки, може бути застосована для будь якого інженерного рішення при належному врахуванні його особливостей.
- в) отримані формули на основі використання мінімуму дисконтованих витрат дозволяють в першому наближенні визначати оптимальні діаметри напірних трубопроводів як насосних станцій, так і гідроелектростанцій при використанні різних матеріалів труб і врахуванні нерівномірності роботи обладнання станцій.

10. На конкретних прикладах прийняття сучасних технічних рішень доведено можливість ефективної експлуатації об'єктів водного господарства, а саме:

- а) водні ресурси є вирішальним чинником економічного розвитку і екологічної безпеки України. Реалізація основних напрямків розвитку водного господарства має відбуватися за такими принципами: басейнове управління має розглядатися як єдиний об'єкт управління, покриття затрат на реалізацію екологічно і соціально обґрунтованих заходів мають відбуватися через платежі за водокористування. Доцільно впровадити в практику управління водогосподарським комплексом сучасні методи, способи технології, що дозволить піднести на рівень сучасних вимог управління використанням, охороною і відтворенням водних ресурсів України.
- б) наукове забезпечення реалізації програм енергозбереження на сьогодні є нагальним, воно потребує негайного та кардинального поліпшення та всебічної державної підтримки щодо впровадження передових технологій та забезпечення фінансування розробки нових прогресивних технологій, особливо в зрошуваному землеробстві України.
- в) осушувальні меліорації на сільськогосподарських угіддях призначені активно і нормовано регулювати водний режим ґрунтів, створюючи в них оптимальний водний і пов'язані з ним повітряний, тепловий і поживний режими з метою підвищення родючості ґрунтів і раціонального ведення сільського господарства. Наведені методики розрахунку дренажних систем, дослідження роботи існуючих дренажних систем, удосконалення експлуатаційних заходів сприяють підвищенню ефективності роботи осушувальних систем.

11. На основі імітаційного моделювання визначена економічна ефективність впровадження комплексу енергозберігаючих заходів та засобів та доведена її ефективність.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фізико-хімічні методи очищення води. Керування водними ресурсами : підручник / Астрелін І., Герасімов Є., Гіроль А. та ін. ; за ред. І. М. Астреліна та Х. Ратнавіри. Проект «Водна гармонія», 2015. 577 с.
2. Павлов В. І., Сташук А. В. Басейнове управління водними ресурсами: досвід та пріоритети. Рівне : НУВГП, 2013. 334 с.
3. Директива 2000/60/ЄС. Європейського Парламенту і Ради «Про встановлення рамок діяльності Співтовариства в галузі водної політики» від 23 жовтня 2000 року.
4. Пінчук О. Л., Герасімов Є. Г., Куницький С. О. Директиви ЄС у сфері управління водними ресурсами : довідник. Рівне : Волинські обереги, 2019. 232 с.
5. Стратегія зрошення та дренажу в Україні на період до 2030 року : затв. розпорядженням КМУ від 14 серпня 2019 р. № 688-р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/688-2019-%D1%80#Text> (дата звернення: 15.07.2020).
6. ГЕВР, 2015 р. Водні ресурси і забезпечення продовольчої безпеки і харчування. Доповідь Групи експертів високого рівня з питань продовольчої безпеки та харчування Комітету з всесвітньої продовольчої безпеки Продовольчої та сільськогосподарської організації ООН, Рим, 2015 р.
7. Яцик А. В. Горизонти водного господарства України. *Урядовий кур'єр*. № 194 16 жовтня 2003 року. 9 с.
8. Ромащенко М. І., Балюк С. А. Зрошення земель в Україні. Стан та шляхи поліпшення. К. : Видавництво «Світ», 2000. 114 с.
9. Ромащенко М. І., Собко О. О., Калантиренко І. І. Сучасний стан, основні проблеми водних меліорацій та шляхи їх вирішення / за ред. акад. УААН та РАСГН, д.т.н., професора П. І. Коваленка. К. : Аграрна наука, 2001. 214 с.
10. Рисові зрошувальні системи : навч. посіб. для вищих навчальних закладів / Сташук В. А., Рокочинський А. М., Мендусь П. І., Турченко В. О. та ін. ; за ред. чл.-кор. НААН Сташука В. А., проф. Рокочинського А. М., доцента Мендуся П. І., доцента Турченюка В. О. Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2018. 435 с.
11. Краплинне зрошення : навч. посіб. / Ромащенко М. І., Рокочинський А. М., Корюшенко В. М. та ін. ; за ред. академіка М. І. Ромащенка та професора А. М. Рокочинського. Херсон : ОЛДІ ПЛЮС, 2015. 300 с.



12. Фроленкова Н. А., Кожушко Л. Ф., Рокочинський А. М. Еколого-економічне оцінювання в управлінні меліоративними проектами : монографія. Рівне : НУВГП, 2007. 257 с.

13. Научно-технический обзор. Ресурсосбережение как важнейший фактор повышения конкурентноспособности мелиоративного сектора АПК / составитель Картвелишвили Л. Н. М. : ФГНУ ЦНТИ Мелиоводинформ, 2008. 68 с.

14. Коваленко П. І., Михайлов Ю. О. Раціональне використання води при зрошенні. Київ : Аграрна наука, 2000. 154 с.

15. Ковальчук П. І., Пендяк Н. В., Ковальчук В. П., Волошин М. М. Система оптимізації водокористування при зрошенні : монографія. Рівне : НУВГП, 2008. 204 с.

16. Попов В. М., Таргоній М. М. Математична модель автоматизованого управлінням водоподачею на зрошувальній системі. *Вісник НУВГП. Технічні науки* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2019. Вип. 3(87). С. 28–38.

17. Гринь Ю. І., Вельбік А. Г. Аналіз енергоефективності сучасних багатоопорних дощувальних машин. *Меліорація і водне господарство*. 2013. Вип. 100. С. 198–212.

18. Рокочинський А. М. Наукові та практичні аспекти оптимізації водорегулювання осушуваних земель на еколого-економічних засадах : монографія / за ред. акад. УААН М. І. Ромащенко. Рівне : НУВГП, 2010. 351 с.

19. Турченко В. О., Фроленкова Н. А., Рокочинський А. М. Системна оптимізація режимних, технологічних та конструктивних параметрів рисових зрошувальних систем на еколого-економічних засадах. *Вісник Житомирського національного агроекологічного університету*. 2017. Вип. 1 (1). С. 302–313, 17–19.

20. Політика підвищення енергоефективності: передовий досвід. Аналіз існуючих оптимальних підходів до підвищення енергоефективності з метою пом'якшення зміни клімату та сталого розвитку. Видання ООН : Женева, 2015. 85 с. eISBN 978-92-1-362846-1. URL: [https://unece.org/DAM/energy/se/pdfs/geee/pub/ECE\\_ENERGY\\_100\\_Rev.1\\_R.pdf](https://unece.org/DAM/energy/se/pdfs/geee/pub/ECE_ENERGY_100_Rev.1_R.pdf) (дата звернення: 15.07.2020).

21. Rokochinskiy, A., Jeznach, J., Volk, P., Turcheniuk, V., Frolenkova, N. & Koptiuk, R. Reclamation projects development improvement technology considering optimization of drained lands water regulation based on BIM. *Scientific Review Engineering and Environmental Sciences*. 2019. Vol. 28, Issue 3(85). Pp. 432–443. DOI: 10.22630/PNIKS.2019.28.3.40

URL: [http://iks\\_pn.sggw.pl/PN85/A11/zeszyt85art11en.html](http://iks_pn.sggw.pl/PN85/A11/zeszyt85art11en.html) (дата звернення: 15.07.2020).

22. Рис Придунав'я : колективна монографія / за ред. В. А. Сташука, А. М. Рокочинського, П. І. Мендуся, В. О. Турченюка. Херсон : Гринь Д.С., 2016. 620 с.

23. Підвищення ефективності функціонування рисових зрошувальних систем України : науково-методичні рекомендації / за заг. ред. Сташука В. А., Вожегової Р. А., Дудченка В. В., Рокочинського А. М., Морозова В. В. Вид. 2-ге, перероб. та доповн. [Електронне видання]. Київ-Херсон-Рівне : НУВГП, 2020. 203 с.

24. Тимчасові рекомендації з прогнозування водного режиму та технологій водорегулювання осушуваних земель у проектах будівництва й реконструкції меліоративних систем / А. М. Рокочинський, В. А. Сташук, В. Д. Дупляк, Н. А. Фроленкова та ін. Рівне : НУВГП, 2011. 54 с.

25. Мирцхулава Ц. Е. Надежность гидромелиоративных сооружений. М. : Колос, 1974. 280 с.

26. Посібник до ДБН В.2.4-1-99 «Меліоративні системи та споруди». Розділ 3. Осушувальні системи. *Метеорологічне забезпечення інженерно-меліоративних розрахунків у проектах будівництва й реконструкції осушувальних систем* / А. М. Рокочинський, О. І. Галік, В. А. Сташук, Н. А. Фроленкова та ін. Рівне : НУВГП, 2008. 64 с.

27. Науменко І. І. Гідравлічні розрахунки і оцінки надійності гідротехнічних вузлів насосних станцій гідромеліоративних систем : навч. посіб. Рівне : УДАВГ, 1996. 180 с.

28. Науменко І. І. Оцінки надійності водогосподарських об'єктів : монографія. Рівне : НУВГП, 2006. 183 с.

29. Greaves, G. E.; Wang, Y. Identifying Irrigation Strategies for improved Agricultural water productivity in Irrigation Maize Production through Crop simulation Modelling. Sustainability, 2017. № 9. P. 630.

30. Rodriguez J. A.; López R.; Carrillo M. T.; Montesinos, P.; Camacho, E. Exploring energy saving scenarios for on-demand pressurised irrigation networks. Biosyst. Eng. 2009, 104, 552–561.

31. Ильин Ю. А. Надежность водопроводных сооружений и оборудования. М.: Стройиздат, 1985. 240 с.

32. Солнышков В. А. Оптимизация надежности конструкций и механического оборудования водопропускных трактов гидротехнических сооружений : автореф. дисс. ... д-р техн. наук : 08.486. Ленинград, 1972. 40 с.

33. Желтоухов В. В., Богорад С. Е., Петряшин Л. Ф. Надежность водозаборных сооружений; строительство и эксплуатация. К. : Будивельник, 1989. 216 с.

34. Обеспечение экологической надежности мелиоративных объектов / под ред. Б. П. Карука. К. : Урожай, 1987. 222 с.

35. Проектирование и строительство оросительных систем и их экологическая надежность / Л. П. Фильчагов, В. Д. Дупляк, Б. А. Мусиенко, Б. Б. Смиян. К. : Будівельник, 1983. 72 с.

36. Шавин А. Ф., Померанец В. Н., Хорев В. М. Эксплуатационная надежность оросительных систем. Киев : Будівельник, 1982. 64 с.

37. РД 24-207-06-90. Арматура трубопроводная. Расчет показателей надежности на этапе проектирования: Центральное конструкторское бюро арматуростроения (ЦКБА). Введен 0.1.07.91. Утверждено Указанием Минтяжмаша СССР № АВ-002-1-8993 от 20.09.90.

38. Clark W. Gellings. Energy efficiency in pumping and irrigation systems. Efficient use and conservation of energy. Vol. II. USA, Electric Power Research Institute (EPRI). 6 p. URL: <https://www.eolss.net/Sample-Chapters/C08/E3-18-04-01.pdf> (дата звернення: 15.07.2020).

39. Белан А. Е., Хоружий П. Д. Техничко-економические расчеты водопроводных систем на ЭВМ. Киев : Вища школа, 1979. 192 с.

40. Справочник по экономике водохозяйственного строительства / Л. З. Андреева, В. Ф. Долгов, В. А. Кищенко и др. М. : Колос, 1982. 192 с.

41. Гордійчук А. С., Стахів О. А. Економіка водного господарства : навч. посіб. Рівне : РДТУ, 2000. 160 с.

42. Методика визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впровадження в виробництво : затв. Наказ Міністерства економіки та з питань європейської інтеграції та Міністерства фінансів України. 26.09.01. № 218/446. 32 с.

43. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов (вторая редакция). Официальное издание. М. : Экономика, 2000. 421 с.

44. Тимчасові рекомендації з економічного обґрунтування інвестицій в проекти зрошувальних систем. Рівне : УДУВГП, 2004. 37 с.

45. Ткачук О. А. Удосконалення систем подачі та розподілення води населених пунктів : монографія. Рівне : НУВГП, 2008. 301 с.

46. Буркова Ю. Г. Оптимизация технико-экономических параметров крупных насосных станций : автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 06.01.02. М. : МГУП, 2000. 24 с.

47.Петрик А. Д., Подласов А. В., Євреєнко Ю. П. Насосы и мелиоративные насосные станции / под ред. Петрика А. Д. Львов : Вища школа. Изд-во Львов. Ун-та, 1987. 187 с.

48.Насосы и насосные станции / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, Н. Н. Накладнов, В. В. Кондратьев ; под. ред. В. Ф. Чебаевского. М. : Агропромиздат, 1989. 416 с.

49.Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В. В. Рычагов, В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, А. А. Третьяков и др. ; под ред. В. Ф. Чебаевского. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Колос, 1982. 320 с.

50.Вишнеvский К. П., Подласов А. В. Проектирование насосных станций закрытых оросительных систем : справочник. М. : Агропромиздат, 1990. 93 с.

51.Шевелев Ф. А., Шевелев А. Ф. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб: справ. пособие. 6-е изд. доп. и перераб. М. : Стройиздат, 1984. 116 с.

52.Енергосбережение при работе насосных станций оросительных и осушительных систем Украины : пособие / под ред. Акад. Укр. Акад. екологических наук В. М. Хорева. Киев : Світ, 1999. 144 с.

53.Герасимов Г. Г., Радченко Р. О. Гідравлічні розрахунки закритих зрошувальних мереж. *Вісник РДТУ. Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Спецвипуск. Рівне : РДТУ, 1999. С. 114–124.

54.Руководство по проектированию водохозяйственной оросительной сети для дождевальных машин «Фрегат» и «Волжанка» : утверждено приказом Минводхоза СССР от 24 января 1973 г. № 34. М. : Минводхоз СССР, 1973. 88 с.

55.Назаров М. Т., Петрик О. Д. Дослідження швидкості обертання для сміттязтримувальних сіток водозабірних споруд. *Актуальні проблеми меліоративного і водногосподарського будівництва*. Львів : Вища школа, 1973. С. 122–126.

56.Солодкий О. Д. Водозабірно-очишувальні засоби фільтрувальної дії. *Водне господарство України*. Київ : 1999. № 3–4. С. 32–34.

57.Петрик А. Д. Гидравлические исследования сетчатых барабанов, ограждающих вход во всасывающие линии насосных станций : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.10. Ровно, 1975. 23 с.

58.ВДН 33-3.3-06-01. Інструкція з вибору модульних самоочисних водозабірних засобів для підготовки води, що подається на дощувальну техніку / розробники: О. Д. Солодкий, В. А. Гурин, В. В. Лесявський.

[Чинний від 2001-10-01]. Київ : Державний комітет України по водному господарству, 2001. 13 с.

59.Луцкий В. Г., Копий А. Ф., Роньшин Н. Г. Влияние качества оросительной воды на работу ДМ «Фрегат». *Гидротехника и мелиорация*. М. : Колос, 1978. № 7. С. 56–58.

60.Солодкий О. Д. Втрати води на сітчастому фільтрі, встановленому на всмоктувальній лінії насоса. *Меліорація і водне господарство*. Київ : Аграрна наука, 1996. С. 167–173.

61.Мусиенко Б. А., Подласов А. В., Фильчагов Л. П. Водозаборы оросительных систем и охрана природы. Киев : Будивэльник, 1982. 116 с.

62.Справочник по рыбохозяйственной гидротехнике / Г. С. Боркин, Э. В. Граневский, А. Д. Лунько, Н. Н. Соловьев ; под ред. З. М. Киппера. М. : Легкая пищевая пром-сть, 1983. 280 с.

63.Малеванчик Б. С. Рыбопропускные и рыбозащитные сооружения. Л. : Легкая и пищевая пром-сть, 1984. 256 с.

64.Фильчагов Л. П. Охрана рыбы при интенсификации водопотребления. Киев : Урожай, 1990. 168 с.

65.СНИП 2.06.07.-87. Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения. Госстрой СССР. М. : ЦИТП Госстроя СССР, 1989. 40 с.

66.ВДН 33-2.3-04-01. Рыбозахисні та рыбопропускні споруди / розробники: В. Д. Дупляк, В. І. Голованя. [Чинний від 2001-08-20]. Київ : Державний комітет України по водному господарству, 2001. 40 с.

67.Павлов Д. С., Скоробагатов М. А. Миграции рыб в зарегулированных реках. М. : Товарищество научных изданий КМК, 2014. 413 с.

68.Косиченко Ю. М., Хещуриани Е. Д., Селецкий С. А., Балакай С. Г. Эксплуатация рыбозащитных сооружений головных водозаборов магистральных каналов мелиоративных систем : научный обзор. Новочеркасск : Минсельхоз РФ, 2014. 40 с.

69.Яковлев А. Е. Разработка способов и сооружений для защиты рыб на крупных водозаборах : автореф. дис. ... д-р техн. наук : 05.23.07. Тверь, 1997. 33 с.

70.Дмитриева А. В. Применение струереактивных барабанных рыбозаградителей. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев, 1989. № 8. С. 49–51.

71.Иванов А. В. Совершенствование конструкций рыбозащитных устройств с применением потокоформирующих элементов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.07. М., 1999. 30 с.

72. Головня Е. В. Совершенствование конструкций водовоздушных промывных устройств сетчатых рыбозащитных сооружений : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.07. Новочеркасск, 2003. 30 с.

73. Петрашкевич В. В. Разработка и обоснование новых рыбозащитных конструкций мелиоративных водозаборов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.07. М., 2009. 50 с.

74. Забавин Е. Ю. Совершенствование процесса работы конусных рыбозащитных устройств в водозаборных сооружениях : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.16. Саратов, 1999. 30 с.

75. Справочник по гидравлическим расчетам / П. Г. Киселев, А. Д. Альтшуль, Н. В. Даниленко и др. ; под ред. П. Г. Киселева. Изд. 4-е, перераб. и доп. М. : Энергия, 1972. 312 с.

76. Степанов П. М., Овчаренко И. Х., Скобельцин Ю. А. Справочник по гидравлике для мелиораторов. М. : Колос, 1984. 207 с.

77. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. ; под ред. Т. М. Башты. М. : Машиностроение, 1970. 504 с.

78. Чугаев Р. Р. Гидравлика: техническая механика жидкости. Изд. 3-е, дол. и испр. Л. : Энергия, 1975. 600 с.

79. Штеренлихт Д. В. Гидравлика : учеб. для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1984. 640 с.

80. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика: основы механики жидкости : учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М. : Стройиздат, 1975. 323 с.

81. Науменко І. І. Гідравліка : підручник. Вид. 2-е, перероб. та доп. Рівне : НУВГП, 2005. 475 с.

82. Герасимов Г. Г. Проектування автоматизованих насосних станцій підкачки : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2007. 552 с.

83. Автоматизация производственных процессов в гидротехнике и мелиорации / П. К. Семенов, Б. А. Баховец, Я. В. Ткачук и др. К. : Урожай, 1981. 96 с.

84. Баховец Б. А., Ткачук Я. В. Основы автоматики и автоматизация производственных процессов в гидромелиорации : учеб. для вузов. Львов : Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 336 с.

85. Дикаревский В. С. Определение емкости воздушных колпаков-гасителей гидравлических уларов при пуске насосов. *Известия ВУЗов. Строительство и архитектура*. 1969. С. 94–98.

86. Чебаевский В. Ф. Авторматизация работы в пусковой период. *Гидротехника и мелиорация*. М. : Колос, 1984. № 8. С. 26–29.

87.Руководство по применению гидротехнической трубопроводной арматуры на внутривоздушной сети. М. : В/О СОЮЗВОДПРОЕКТ, 1983. 171 с.

88.Устройство закрытых оросительных систем. Трубы, арматура, оборудование : справочник / Дикаревский В. С., Татура А. Е., Фрмин Г. Е., Якубчик П. П. ; под редакцией д.т.н. В. С. Дикаревского. М. : Агропромиздат, 1986. 255 с.

89.НТД 33.63-084-88. Рекомендации по снижению энергоёмкости насосных станций подкачки за счет уменьшения сопротивлений пристанционных коммуникаций. Киев, 1988. 25 с.

90.Технические указания по проектированию, монтажу, наладке и эксплуатации автоматизированных электроприводов подкачивающих насосных станций. Кишинев, 1988. 66 с. (Препр. / АН Молдавской ССР. Отдел энергетической кибернетики).

91.Дмитренко Ю. А. Регулируемый электропривод для подкачивающих насосных станций. *Минводхоз СССР. Мелиорация и водное хозяйство. Экспрессинформация. Автоматизация и телемеханизация гидромелиоративных систем.* М., 1985. Вып. 8. С. 2–8.

92.Капелевич Л. М. Постановка задачи гидравлического расчета закрытой тупиковой оросительной сети с подбором диаметра и определением расходно-напорных параметров насосной станции. *Создание автоматизированных систем проектирования закрытых оросительных сетей.* М. : РОСГИПРОВОДХОЗ, 1977. С. 40–43.

93.Агрегативный комплекс автоматизации подкачивающих насосных станций АКА ПНС. *Технические условия.* Т. 33. М. : Минводхоз СССР, 1987. С. 2–8.

94.Евдокимов Б. Ф. Исследование следящей системы для плавного регулирования производительности насосной станции. *Вопросы строительства и эксплуатации мелиоративных систем.* Киев, 1979. С. 142–148.

95.Субботин М. А., Палишкин Н. А., Евдокимов Б. Ф. Анализ регулируемых электроприводов для автоматизации насосных агрегатов, *Мелиорация и водное хозяйство.* Киев : Урожай, 1973. Вып. 25. С. 21–32.

96.Субботин М. А., Палишкин Н. А., Гришай В. К., Венгренюк В. Г., Евдокимов Б. Ф. Выбор экономичных схем регулирования производительности насосных станций. *Мелиорация и водное хозяйство.* Киев : Урожай, 1974. Вып. 31. С. 75–79.

97. Венгренок В. Г. Насосная станция подкачки с плавно-ступенчатым регулированием производительности. *Гидротехника и мелиорация*. 1981. № 5. С. 28–30.

98. Чебаевский В. Ф. Автоматизированная насосная станция для закрытой оросительной сети. *Гидротехника и мелиорация*. 1984. № 3. С. 55–57.

99. Ремпель Г. Д., Пак П. Б. Актуальные вопросы автоматизации подкачивающих насосных станций. *Гидротехника и мелиорация*. 1981. № 2. С. 48–52.

100. Губина Н. И., Хореев В. М., Гарник В. К. Обеспечение надежности оросительных трубопроводов. *Гидротехника и мелиорация*. 1984. № 9. С. 28–30.

101. Гарник В. К., Костомаров А. Е., Куделя Н. А. Повышение надежности оросительных систем с чугунными и асбестоцементными трубопроводами. *Гидротехника и мелиорация*. 1977. № 3. С. 55–61.

102. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Татура А. Е. Противоударная защита закрытых оросительных сетей. М. : Колос, 1981. 80 с.

103. Бочаров С. Ю. Устройства автоматики на гидромелиоративных системах. М. : Агропромиздат, 1988. 64 с.

104. Лысов К. И., Чаюк И. А., Мускевич Г. Е. Эксплуатация мелиоративных насосных станций : учебн. для вузов. М. : Агропромиздат, 1988. 255 с.

105. Кошкин Н. М. Обоснование и разработка комплекса технических средств, повышающих эффективность работы закрытых оросительных сетей и дождевальных машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 06.01.02. Новочеркасск, 2000. 49 с.

106. Старова Н. П., Бацман В. И. Обеспечить долговечную и надежную работу закрытых напорных систем. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 11. С. 22–25.

107. Просветов Ю. С. Влияние изменения давления воды в сети на показатели работы ДМ «Фрегат». *Гидротехника и мелиорация*. 1983. № 3. С. 44–46.

108. Коваленко П. И., Гринь Ю. И., Шевченко А. В., Фишер Э. В., Штангей А. И., Лелявский В. В. Дождевальная машина «Фрегат» низконапорной модификации. *Гидротехника и мелиорация*. 1987. № 9. С. 45–47.

109. Шевченко А. В., Гищенко В. Е., Конаков Б. И., Лелявский В. В., Ивженко Ю. С. Бондаренко А. Н. Влияние типа дождевальной техники



на выбор оборудования насосных станций. *Гидротехника и мелиорация*. 1983. № 6. С. 40–43.

110. Шевченко А. В. О причинах отказов закрытых оросительных систем в период эксплуатации. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 9. С. 46–49.

111. Гарник В. К., Гринь Ю. И. Влияние переходных процессов на герметичность стыковых соединений асбестоцементных трубопроводов. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1982. Вып. 56. С. 50–53.

112. Пак Э. Н., Ремпель Г. Д. Система автоматического заполнения напорной сети дождевальных комплексов. *Гидротехника и водное хозяйство*. 1988. № 12. С. 37–38.

113. Чебаевский В. Ф., Байрамуков А. М., Померанцев О. Н. и др. Реконструкция систем автоматики насосной станции. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1991. № 3. С. 44–45.

114. Вишневский К. П., Али М. С. Математическое моделирование процессов в напорных системах при автоматическом регулировании работы насосных станций. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1992. № 2. С. 12–15.

115. Фрей В. И. Автоматизация оросительных насосных станций, работающих на закрытую сеть, в функции расхода. *Материалы всесоюзного семинара по автоматизации ирригационных систем*. 1967. М. : Минводхоз СССР, 1969. Том 1. С. 181–187.

116. Крохин В. А. Автоматизация по расходу подкачной насосной станции, работающей на закрытую оросительную сеть. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1971. Вып. 19. С. 117–124.

117. Зюликов Г. М., Шалина Г. В. Закрытая оросительная сеть при групповом использовании дождевальных машин “Фрегат”. *Сб. научн. трудов ВНИИГиМ*. 1972. № 2. С. 76–81.

118. Баев А. Г., Брайнин А. Л., Грудин Э. С., Новиков Б. П., Просветов Ю. С. Яненко Ю. А. Комплекс средств автоматизации оросительных систем с ШДМ «Фрегат» и «Волжанка». *Проектирование оросительных систем с широкозахватной дождевальной техникой*. М. : В/О «Союзводпроект», 1979. № 50. С. 93–97.

119. Вакало В. Я., Тянь Г. Н. Методические указания по применению и эксплуатации противогидроударного клапана для закрытых систем дождевания «Фрегат», «Волжанка», «Днепр». Фрунзе, 1985. 21 с.

120. Конаков Б. И. Разработка и экспериментальные исследования мембранного регулятора расхода для дождевальной машины ДФ-120

«Днепр». *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1979. № 46. С. 50–54.

121. Гарник В. К. Система аварийной защиты дождевальной машины «Фрегат». *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1973. Вып. 25. С. 61–67.

122. Яковлев Н. П., Сяткин С. С. Характер гидравлического удара, возникающего в закрытой сети, при различном времени закрытия (открытия) задвижки. *Мелиорация земель Поволжья* : сб. научных трудов ВНИИГиМ. М., 1979. С. 115–119.

123. Гарник В. К. Разработка и исследование автоматических средств стабилизации давления в трубопроводах закрытых оросительных систем : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 06.01.02. Киев, 1978. 24 с.

124. Филиппов Н. О., Рудь А. М., Холодов Д. В. Система аварийной защиты многоопорной дождевальной машины и оросительных трубопроводов. *Совершенствование технологических процессов на мелиоративных системах*. Кишинев : КСХИ, 1981. С. 17–21.

125. Рожков А. Н. Трубопроводная арматура для закрытых оросительных систем. В/О «Союзводпроект». 1981. № 53. С. 106–109.

126. Фомин Г. Е., Алдошкин А. А., Евсеева Л. В. Опыт применения асбестоцементных трубопроводов для подачи воды к машинам «Фрегат» и «Волжанка». *Гидротехника и мелиорация*. 1973. № 11. С. 59–62.

127. Настенко Н. Н., Гарник В. К. Методика расчета и экспериментальные исследования регулятора давления для дождевальных машин «Фрегат». *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1973. № 25. С. 122–129.

128. Рожков А. Н., Половец А. Л., Корненко В. И., Козлова Е. Г. Обратные клапаны для автоматизированных насосных станций закрытых оросительных сетей с дождевальными машинами «Фрегат» и «Волжанка». *Проектирование оросительных систем с широкозахватной дождевальной техникой*. М. : В/О «Союзводпроект». 1979. № 50. С. 64–70.

129. Рожков А. Н., Половец А. Л., Козлова Е. Г., Данников Ю. И. Кольцевые задвижки для насосных станций оросительных систем. *Проектирование оросительных систем с широкозахватной дождевальной техникой*. М. : В/О «Союзводпроект», 1979. № 50. С. 71–76.

130. Вишневский К. П., Бегляров Д. С. Переходные процессы в насосных станциях закрытых оросительных систем. *Проектирование*

оросительных систем с широкозахватной дождевальнoй техникой. М. : В/О «Союзводпроект», 1979. № 50. С. 145–152.

131. Куделя Н. А. О равновесии воздушного скопления в наклонном трубопроводе. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1981. № 53. С. 45–48.

132. Куделя Н. А., Гринь Ю. И., Бойчук А. В., Борщ А. П. Уберечь от «порывов». *Мелиоратор. Приложение к журналу «Гидротехника и мелиорация»*. 1986. № 1. С. 18–19.

133. Таратин Р. А. Исследование работы вакуумсрывных устройств. *Труды ин-та ВОДГЕО*. 1972. Вып. 39. С. 249–254.

134. Старинский В. Л. Гидравлический расчет водовыпусков и воздухопускных устройств водопроводных линий. *Водное хозяйство и гидротехническое строительство*. Минск, 1984. № 13. С. 34–39.

135. Комб Г. Анализ гидравлических ударов в закрытых сетях орошения дождеванием / пер. с франц. Киев : Укргипроводхоз, 1972. Перевод № 72/113. 11 с.

136. Сурин А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним. М. : Трансжелдориздат, 1946. 371 с.

137. ВСН-01-81. Руководство по защите напорных гидротранспортных систем от гидравлических ударов. Тбилиси : Мецниереба, 1981. 152 с.

138. Дикаревский В. С. Основные рекомендации по выбору противоударных устройств и экономическая эффективность их применения. *Сб. трудов ЛИИЖТа. Гидравлический удар в трубопроводах*. Л., 1971. Вып. 321. С. 131–151.

139. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Ростов Б. М., Татура А. Е. Комбинированная защита трубопроводов от гидравлического удара. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. Л., 1976. Вып. 393. С. 79–85.

140. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Ростов Б. М., Татура А. Е. Исследования гидравлического удара в оросительной сети: противоударная защита. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск: НИМИ, 1976. том XV. вып. 9. С. 32–40.

141. Мошнин Л. Ф., Никольская А. А., Тырсин И. С. Защита закрытых оросительных сетей от повышения давления. *Проектирование оросительных систем с широкозахватной дождевальнoй техникой*. М. : В/О «Союзводпроект», 1979. № 50. С. 17–24.

142. Коваленко П. И., Чалый Б. И., Тышенко Л. И. Реконструкция мелиоративных систем. Киев : Урожай, 1991. 168 с.

143. Вишнеvский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. М. : Агропромиздат, 1986. 135 с
144. Куделя Н. А. Исследования свойств неподвижного воздушного скопления в наклонном трубопроводе. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1981. Вып. 52. С. 25–29.
145. Алтунин В. С., Белавцева Т. М. Приборы и устройства в гидро-мелиорации : справочник. М. : Агропромиздат, 1989. 303 с.
146. Колосов Л. В. Основы автоматики. М. : Колос, 1984.
147. Бородин И. Ф. Технические средства автоматики. М. : Колос, 1982. 303 с.
148. Мартыненко И. И. Проектирование, монтаж и эксплуатация систем автоматики. М. : Колос, 1981. 304 с.
149. Наладка средств автоматизации и автоматических систем регулирования : справочное пособие / А. С. Клюев, А. Г. Лебедев, С. А. Клюев, А. Г. Тарнов ; под ред. А. С. Клюева. М. : Энергоатомиздат, 1989. 368 с.
150. ДБН В.2.4.-1-99. Меліоративні системи та споруди. Державні будівельні норми України. Київ : Держбуд України, 1999. 182 с.
151. Лезнов Б. С., Лезнов С. И. Справочник молодого машиниста насосных станций. М. : Агропромиздат, 1985. 208 с.
152. Ремпель Г. Д., Пак Э. Н., Шарапов Н. П., Дорман П. С. Автоматизация работы подкачивающих насосных станций. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 10. С. 22–26.
153. Каталог выпускаемых технических средств учета воды на водохозяйственных объектах. Государственный комитет Украины по водному хозяйству. Государственное отраслевое объединение «Укрводэксплуатация». Киев, 1998. 49 с.
154. Измерение параметров газообразных и жидких сред при эксплуатации инженерного оборудования зданий : справочное пособие / А. А. Поляков, В. А. Канава, Г. Н. Бобровниклв, А. В. Архипов. М. : Стройиздат, 1987. 352 с.
155. Бочаров С. Ю. Автоматизация водорегулирующих комплексов. Ровно : Издательство РДТУ, 2000. 110 с.
156. Гонек Н.Ф. Манометры. Л. : Машиностроение, 1979. 179 с.
157. Тензометрия в машиностроении : справочное пособие / Р. А. Макаров, А. Б. Ренский, Г. Х. Боркунский и др. М. : Машиностроение, 1975. 288 с.
158. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии. Минск : Вишэйш. школа, 1975. 352 с.

159. Подласов А. В., Герасимов Г. Г. К определению основных параметров насосных агрегатов. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техника, 1975. № 20. С. 35–42.
160. Романько Н. И., Герасимов Г. Г. Моделирование неустановившегося движения жидкости в водоводе при остановке насоса. *Автоматизация закрытых оросительных сетей*. Новочеркасск : НИМИ, 1973. С. 149–154.
161. Справочник по гидравлике / под ред. Большакова В. А. Киев : Выща школа, 1977. 280 с.
162. Ильинский Н. Ф., Москаленко В. В. Электропривод. Энерго- и ресурсосбережение. М. : Академия, 2008. 105 с.
163. Закладный О. М., Праховик, А. В., Соловей О. И. Энергоэкономия засобами промислового електропривода. К. : Кондор, 2005. 408 с.
164. Горбань Р. Н., Янукович А. Т. Современный частотно-регулируемый электропривод. Санкт-Петербург : Санкт-Петербургская электротехническая компания, 2002. 94 с.
165. Лезнов Б. С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок. М. : Машиностроение, 2013. 176 с.
166. Соколовский Г. Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием : учебник. М. : АСАДЕМА, 2006. 265 с.
167. Фашиленко В. Н. Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий. М. : Изд-во Горная книга, 2011. 260 с.
168. ВРД 39-1.10-052-2001. Методические указания по выбору и применению асинхронного частотно-регулируемого привода мощностью до 500 кВт. ВНИИГАЗ, ОАО ГАЗПРОМ. Введен в действие 22.11.2001. 40 с.
169. Грабко В. В., Кучерук В. Ю., Возняк О. М. Мікропроцесорні системи керування електроприводами : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2009. 146 с.
170. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.-Л. : Гостехиздат, 1949. 104 с.
171. Мостков М. А. Современное состояние и дальнейшие задачи исследования гидравлического удара. *Изв. АН СССР. Отд. техн. наук*. 1954. № 6. С. 121–136.
172. Гидродинамические процессы в сложных системах / М. А. Гусейнзаде, Л. И. Другина, О. П. Петрова, М. Ф. Степанова. М. : Недра, 164 с.

173. Сурин А. А. Гидравлический удар в водоводах и борьба с ним. М. : Трансжелдориздат, 1946. 371 с.
174. Дикаревский В. С. Гидравлический удар и противоударная защита напорных водоводов : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Л. : ЛИИЖТ, 1972. 29 с.
175. Картвелишвили Н. АК. Динамика напорных трубопроводов. М. : Энергия, 1979. 224 с.
176. Мелконян Г. И. Некоторые теоретические и прикладные вопросы неустановившегося напорного движения жидкости : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. 1971. 43 с.
177. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М. : Машиностроение, 1982. 240 с.
178. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М. : Машиностроение, 1977. 434 с.
179. Вуд Д. Ж., Фанк Ж. Е. Использование теории пограничного слоя для анализа потерь на трение в случае неустановившегося турбулентного движения. *ТОИР*. 1970. № 4. С. 170–179.
180. Джваршейшвили А Г., Кирмелашвили Г. И. Нестационарные режимы работы систем, подающих двухфазную жидкость. Тбилиси : изд-во Минциереба, 1965.
181. Дикаревский В. С., Маркин А. А. Скорости распространения волны гидравлического удара в водоводах. *Водоснабжение и санитарная техника*. 1967. № 2. С. 17–19.
182. Татура А. Е. Потери энергии при перемещении волны гидравлического удара по трубопроводу. *Сб. тр. ЛИИЖТ*. 1970. Вып. 310. С. 76–82.
183. Ван-Вейнгарден Л. Одномерные течения жидкости с пузырьками газа. *Реология суспензий*. М., 1976. С. 68–103.
184. Алышев В. М., Зубкова Н. Г. Анализ формул для определения скорости распространения волны гидравлического удара в двухфазном газожидкостном потоке. *Вопросы гидравлики* : сб. науч. трудов. МГМИ, 1969. С. 245–268.
185. Джваршейшвили А Г., Кирмелашвили Г. И., Махарадзе Л. И. Гидравлический удар при разрыве потока в трубопроводе гидротранспортной установки и мероприятия для его предотвращения. *Гидромеханика* : респ. межвед. сб. 1973. Вып. 25. С. 63–68.
186. Дикаревский В. С. Скорость распространения ударной волны в напорных водоводах с учетом нерастворенного воздуха. *Известия ВУЗов. Строит. и архит.* 1967. Вып. 5. С. 107–112.

187. Соколов Б. А., Арефьев Н. В. Расчёт гидравлического удара в жидкости насыщенной газом. *Водопроводные сети и сооружения* : сборник / Ленинград. Инж. строит. ин-т. межвузов. тем. 1979. С. 62–68.
188. Чумак Г. А. О влиянии нерастворенного газа на величину гидроудара при заполнении трубопровода. *Космические исследования на Украине. АН УССР*. Киев : Наукова думка, 1932. С. 13–17.
189. Штеренлихт Л. В. Гидравлика : учеб. для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1984. 640 с.
190. Фишгал Г. В., Исследования расширения парогазовой полости при гидравлическом ударе. *Заводская лаборатория*. 1975. Вып. 41, № 4. С. 448–450.
191. Аршеневский Н. Н., Середа И. Численные методы расчетов динамических процессов в напорных системах. *Сб. трудов МИСИ*. 1933. № 189. С. 126–134.
192. Герасимов Г. Г. Гидравлический удар в газожидкостных потоках. *Пути дальнейшей интенсификации сельского хозяйства Молдавской ССР*. Тезисы докл. респ. н.-пр. конференции. (март 1981 г.), ч. II. Кишинев : КСХИ, 1981. С. 122–123.
193. Фокс Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / пер. с англ. М. : Энергоиздат, 1981. 248 с.
194. Мошнин Л. Ф., Тимофеева Е. Т. Повышение давления при гидравлических ударах, сопровождающихся разрывами сплошности потока. *Водоснабж. и сан. техника*. 1965. № 7. С. 3–5.
195. Смирнов Д. Н., Зубов Л. В. Гидравлический удар в напорных водоводах. М. : Стройиздат, 1975. 125 с.
196. Блохин В. И. К вопросу о расчете гидравлического удара, сопровождающегося разрывом сплошности потока. *Труды НИИМИ*. Новочеркасск, 1975. Вып. 16. № 5. С. 181–207.
197. Блохин В. И., Богомолов Н. Е. Защита закрытых оросительных систем от опасных давлений при гидравлических ударах. Теоретические и экспериментальные исследования. НИИМИ. Новочеркасск, 1978. 90 с. Деп. в ВИНТИ 15 сент. 1979 г. № 3037-78.
198. Гончаренко В. Я. Експериментальні дослідження засобів захисту водоводів від гідравлічного удару. *Наука і техн. в міськ. Господ* : респ. міжвід. н.-т. зб. 1973. Вип. 22. С. 81–84.
199. Гончаренко В. Я. Исследование защиты водоводов от гидравлического удара впуском воды. *Межотраслевые вопросы строительства. ЦНИИС Госстроя СССР*. 1972. № 7. С. 66–70.

200. Гончаренко В. Я. О гашении гидравлического удара сбросом воды в начале водовода. *Наука и техника в горном хозяйстве*. 1976. Т. 32. С. 14–15.

201. Колотило Н. И. Экспериментальные исследования гидравлического удара с разрывом сплошности потока. *Гидравлика сооружений оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1974. Вып. 5. С. 281–284.

202. Колотило Н. И., Стоев М. А. Измерение скорости движения воды при гидравлическом ударе с разрывом сплошности потока в водоводах различного профиля. *Автоматизация закрытых оросительных систем*. Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 132–139.

203. Зубкова Н. Г. Исследования распространения волны гидравлического удара в двухфазном газожидкостном потоке : автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М. : МГМИ, 1971. 21 с.

204. Зубкова Н. Г. К вопросу об определении показателя политропы при гидравлическом ударе в газожидкостном потоке. *Труды МГМИ*. М. : 1973. Вып. 35. С. 63–66.

205. Зубкова Н. Г. Об изменении характера затухания волны гидравлического удара при введении в водовод воздуха. *Сб. научн. трудов МГМИ*. М. : 1970. Вып. 2. С. 201–204.

206. Зубкова Н. Г. Особенности гидравлического удара в двухфазных газожидкостных потоках. *Гидротехническое строительство*. 1978. № 7. С. 29–33.

207. Зубкова Н. Г. Формула для определения скорости распространения волны гидравлического удара в газожидкостных потоках. *Труды МГМИ*. М., 1973. Вып. 35. С. 57–62.

208. Зубкова Н. Г. Экспериментальные исследования гидравлического удара в водовоздушной смеси. *Сб. научн. трудов МГМИ*. М. : 1970. Вып. 2. С. 187–200.

209. Геращенко Л. С. Влияние водовоздушного резервуара на неустановившееся напорное движение жидкости. *Гидравлические исследования гидротехнических сооружений оросительных систем*. Киев, 1975. С. 88–98.

210. Геращенко Л.С. Исследование гидравлического удара в закрытых оросительных системах : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1981. 16 с.

211. Геращенко Л. С. К вопросу о снижении ударного давления водовоздушными резервуарами. *Мелиорация и водное хозяйство* : респ. межвед. темат. научно-технический сборник. 1975. Вып. 35. С. 56–62.



212. Геращенко Л. С. О гидравлическом ударе с разрывами сплошности жидкости. *Гидравлика и гидротехника* : республик. межвед. н.-т. сборник. Киев : 1977. № 25. С. 60–65.
213. Геращенко Л. С. Расчет максимального давления при потере привода насосами с обратными клапанами. *Гидравлика и гидротехника* : республик. межвед. н.-т. сборник. Киев : 1983. № 36. С. 74–78.
214. Baltzer R. A. Column separation accompanying liquid transients in pipes. *Trans / ASME*, 1967, D89, № 4. P. 837–846.
215. Дикаревский В. С., Зырянов В. П., Татура А. Е. Противоударная защита закрытых зрощувальных сетей. М. : Колос, 1981. 80 с.
216. Лямаев Б. Ф., Нелюбов В. А., Небольсин Г. П. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Л. : Машиностроение, 1978. 192 с.
217. Подласов А. В. Защита напорных трубопроводов от гидравлического удара. Киев : Изд. Укргипроводхоз, 1955.
218. Сурин А. А., Дикаревский В. С. Конструкции и расчёт вантузов и воздушных клапанов для напорных водоводов. *Тр. ЛИИЖТа*. 1964. Вып. 22. С. 30–44.
219. Вишневский К. П. Особенности расчета переходных процессов в насосных станциях закрытых оросительных систем. *Труды МГМИ, Гидравлика*. 1980. № 68. С. 36–42.
220. Вишневский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. М. : Агропромиздат, 1986. 135 с.
221. Вишневский К. П. Расчет гидравлического удара в закрытых оросительных сетях. *Труды МГМИ*. 1979. № 88. С. 185–142.
222. Вишневский К. П. Расчеты нестационарных процессов движения воды в напорных трубопроводах с учетом нерастворенного в воде воздуха. *Исследования гидротехнических сооружений*. М., 1982. С. 52–57.
223. Вишневский К. П., Бегляров Д. С. Переходные процессы в насосных станциях закрытых оросительных систем. *Союзводпроект*. 1979. № 50. С. 145–152.
224. Вишневский К. П., Подласов А. В. Проектирование насосных станций закрытых оросительных систем. М. : Агропромиздат, 1990. 93 с.
225. Parmakian J. Pressure surges at larges at pump installations. *Trans. ASME*, 1953, v. 75, № 6. P. 995–1006.

226. Мелконян Г. И. Об уравнениях одномерного неустановившегося движения жидкости. *Тр. Ленингр. ин-та вод. трансп.* 1975. Вып. 151. С. 27–39.

227. Мелконян Г. И. Потери на трение в нестационарных турбулентных потоках : материалы н.-т. конф. Ленингр. инст. инж. вод. трансп. 1975. С. 142–144.

228. Мелконян Г. И. Расчёт гидравлического удара возникающего в сложной водопроводной системе. *Автоматизация закрытых оросительных систем.* Новочеркасск : НИМИ, 1975. С. 106–112.

229. Бегляров Д. С. Защита напорных коммуникаций насосных станций от гидравлического удара. *Гидротехника и мелиорация.* 1981. № 10. С. 55–57.

230. Бегляров Д. С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподачи с насосными станциями : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук : 05.23.16. М., 2007. 50 с.

231. Streeter V. L. Water hammer analysis. *Journal of the hydraulics division Proceedings of the American Society of Civil Engineers.* November, 1969. Т. 95. S. 1959–1971.

232. Streeter V. L. Water hammer analysis with nonlinear frictional resistance. *The University of Michigan Ann Arbor.* Michigan : U.S.A. P. 431–453.

233. Дикаревский В. С., Татура А. Е. Диаграмма для расчета противоударных воздушно-гидравлических колпаков. *Труды НИМИ.* Новочеркасск : НИМИ, 1973. Вып. 8. Т. 15. С. 22–33.

234. Дикаревский В. С. и др. Исследование гидравлического удара в оросительной сети и противоударная защита. *Автоматиз. закрыт. орос. систем.* Новочеркасск : НИМИ, 1976. Вып. 9. Том 15. С. 32–40.

235. Гарник В. К., Костомаров А. Е., Куделя Н. А. Повышение надежности оросительных систем с чугунными и асбестоцементными трубопроводами. *Гидротехника и мелиорация.* 1977. № 3. С. 55–61.

236. Филипов Н. О., Рудь А. М., Филипова Г. А. Универсальный гаситель гидравлических ударов для закрытых оросительных систем. *Совершенствование технологичных процессов на мелиоративных системах.* Кишинев : КСХИ, 1981. С. 12–17.

237. ВСН-01-81. Правила применения регулирующей и предохранительной арматуры мембранного типа при проектировании закрытых оросительных систем / Минводхоз УССР. Киев, 1984. 65 с.

238. Аршеневский Н. Н., Поспелов Б. Б. Переходные процессы крупных насосных станций. *Библиотека гидротехника и гидроэнергетика*. М. : Энергия, 1990. Вып. 66. 112 с.

239. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции с центробежными насосами. М. : Стройиздат, 1983. 224 с.

240. Переходные процессы в крупных осевых насосах / Аршеневский Н.Н. і ін. *Лопастные насосы*. Л. : Машиностроение, 1975. С. 234–240.

241. Некрасов В. М., Подласов А. В. К расчету клапанов срыва вакуума в сифонах. *Гидравлика и гидротехника*. Киев : Техніка, 1970. № 9. С. 87–93.

242. Кондратьев Е. И. и др. Проектирование сифонных водовыпусков насосных станций. *Гидротехническое строительство*. М. : Энергия, 1976. № 1. С. 54–56.

243. Захаров О. В., Карелин В. Я. Опыт эксплуатации осевых насосов на магистральных каналах. *Гидротехническое строительство*. 1976. № 8. С. 20–24.

244. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М. : Наука, 1967. 428 с.

245. Алабушев П. М., Геронимус В. Б., Минкевич Л. М., Шеховцев Б. А. Теория подобия и размерностей. Моделирование : учеб. пособие для вузов. М. : Высшая школа, 1968. 208 с.

246. Эксплуатация гидромелиоративных систем. М. : Колос, 1983. 275 с.

247. Багров М. Н., Кружилин И. П. Оросительные системы и их эксплуатация. М. : Колос, 1971. 208 с.

248. Войтович І. В., Герасімов Є. Г. Аналіз технологічних гідравлічних параметрів поверхневого поливу по борознам при використанні поліетиленових трубопроводів. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2012. Вип. 1(57). С. 19–24.

249. Войтович І. В., Ковтунович І. В., Герасімов Є. Г., Пінчук О. Л. Перспективи відновлення сталевих трубопроводів систем зрошення безтраншейним способом. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2012. Вип. 4(60). С. 27–32.

250. Романюк І. В., Пінчук О. Л., Герасімов Є. Г., Демянчук В. В. Особливості конструкції системи крапельного поливу малини сорту «GLEN AMPLE» на землях ТзОВ «ХАРЕС». *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2018. Вип. 1(81). С. 23–32.

251. Сапсай Г. І., Герасімов Є. Г., Кухарчук А. С., Бадинський Л. О. Ефективність дренавання дерново-підзолистих глеевих ґрунтів Полісся України. *Вісник українського державного університету водного господарства та природокористування*. Рівне : УДУВГП, 2002. Вип. 5(18). Частина 2. С. 132–138.

252. Романюк І. В., Пінчук О. Л., Герасімов Є. Г. Розрахунок рівня антропогенного навантаження на басейн річки Гапа. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2016. Вип. 4(76). С. 79–88.

253. Герасімов Є. Г. Правова основа енергозбереження на зрошувальних системах. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2011. Вип. 2(54). С. 50–55.

254. Sheer T. J., Baash R. J., Gibbs M. S. Computer Analysis of Water Hammer in Pumping Systems. *The South African Mechanical Engineer*. 1973. Vol. 23. № 7. P. 130–151.

255. Batta I. Calculation of water hammer phenomena by automatic sequence controlled digital computers. P. 1. *Acta Technica. Academiae scientiarum hungaricae*. Budapest, 1965. № 1–2. Т. 51. P. 3–29.

256. Brown R. J. Water-column separation at two pumping plants. *Trans. ASME*. 1969. d 90, № 4. P. 521–531.

257. A Review of Water Hammer Theory and Practice / Mohamed S. Chidaoul, Ming Shao, Duncan A. Mcinnis, David H. Axworthy. *Applied Mechanics Reviews*. Copyright by ASME; January 2005. Vol. 58. P. 49–76.

258. Ellis J. Method of characteristics applied to water hammer problems in undergraduate teaching. *Int. J. Mech. Eng. Educ.* 1975. V. 3, № 3. P. 241–248.

259. Everett W. S. A fall-safe method of water hammer elimination. *Irrigation Engineering and Maintenance*. 1967. March. P. 22–24.

260. Kalkwijk I. P., Kranenburg C. Cavitation in horizontal pipelines due to water hammer. 1. *Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng.* 1971. V. 97, № 10. P. 1585–1605.

261. Ludewig D. Beitrag zur energetischen Betrachtung der Druckstobererscheinungen in Rohrleitungen. *Wasserwirtschaft-Wassertechnik*. 1969. Bd 19, № 6. S. 203–209.

262. Pejovic S., Grozdanic S. Waterhammer in installations with general pumps. *Proc. 3<sup>rd</sup> Conf. Fluid. Mech and Fluid Mach.* Budapest, 1969. P. 462–468.

263. Sairia M. D., Sarma A. K. Simulation of Water Hammer Flows with Unsteady Friction Factor. *ARPJN Journal of Engineering and Applied Sciences*. December, 2006. Vol. 1, № 4. P. 35–40.

264. Tanahashi T., Ando N. On the theoretical formulas for calculating the valve and the quantity of reverse flow. *Pros. Fujihira Met. Fac. Eng. Koto. Univ.* 1970. V. 23, № 1. P. 1–20.

265. Зюликов Г. М., Шалина Г. В. Закрытая оросительная сеть при групповом использовании дождевальных машин «Фрегат». *Сб. научн. Трудов ВНИИГиМ.* 1978. № 2. С. 76–81.

266. Гурин В. А., Евреенко Ю. П. Обоснование схем оросительной сети с учетом надежности. *Гидромелиорация и водное хозяйство.* Львов : Вища школа, 1982. Вып. 10. С. 5–8.

267. Герасимов Є. Г. Аналіз конфігурації закритих зрошувальних мереж. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2004. Вип. 3(27). С. 113–122.

268. Мартинов А. К. Экспериментальная аэродинамика. М. : Оборонгиз, 1958. 479 с.

269. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М. : Физматгиз, 1960. 720 с.

270. Фільтр-циклон для очищення води : пат. на корисну модель 101365 Україна : МПК В04С 3/06, Е02В 8/00, Е02В 9/02 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201502039; заявл. 06.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17. 4 с.

271. Конусний фільтр для очищення води: пат. на корисну модель 100840 Україна : МПК В01D 35/02, Е03В 5/00 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201502027; заявл. 06.03.2015; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 15. 4 с.

272. РД 34.30.403-93. Методические указания по наладке и эксплуатации систем шариковой очистки конденсаторов паровых турбин. М. : Служба передового опыта ОРГРЭС, 1994. 32 с.

273. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. Розрахунок конусного фільтра для попереднього очищення води. *Вісник НУВГП. Технічні науки.* Рівне : НУВГП, 2019. Вип. 2(86). С. 92–111.

274. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. Особливості роботи насосної станції підкачки в період автоматизованого заповнення закритої зрошувальної мережі. *Вісник УДУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : УДУВГП, 2003. Вип. 2(21). С. 63–69.

275. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. Ефективність способів заповнення водою закритих зрошувальних мереж. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2009. Вип. 4(48). С. 237–244.

276. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Радченко Р. О. Автоматизація роботи насосної станції за витратно-напірною характеристикою закритої зрошувальної мережі. *Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Рівне : УДУВГП, 2003. Вип. 28. С. 9–15.

277. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Радченко Р. О. Енергоощадний спосіб управління роботою насосної станції підкачки. *Меліорація і водне господарство* : міжвідомчий тематичний збірник. Київ : Аграрна наука, 2006. С. 93–96 (Спеціальний випуск за матеріалами конференції). С. 225–230.

278. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Радченко Р. О. Раціональне управління насосною станцією підкачки. *Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2007. Вип. 31. С. 3–13.

279. Герасимов Г. Г., Радченко Р. О. Вплив регуляторів тиску на режими роботи автоматизованої насосної станції підкачки. *Вісник РДТУ* : зб. наук. праць. Рівне : РДТУ, 2000. Вип. 2000. С. 80–85.

280. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Радченко Р. О. Управління роботою насосних агрегатів за витратно-напірною характеристикою закритої зрошувальної мережі. *Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2005. Вип. 30. С. 58–63.

281. Система автоматичного керування насосною станцією: деклараційний : пат. на корисну модель. 16447 Україна: F04D 15/00 / Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Радченко Р. О. № 200600758, заявл. 27.01.2006; опубл. 15.08.2006. Бюл. № 8. 4 с.

282. Герасимов Г. Г., Тотар С. П. Особливості роботи гідравлічного клапана зриву вакууму сифонного водовипуску. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2011. Вип. 1 (53). С. 102–110.

283. А. с. 1109492 СССР, МКИ E02B 7/18. Гидравлический клапан срыва вакуума в сифонных водовыпусках насосных станций / Ю. П. Евреенко, О. И. Шпартак, В. А. Гурин. № 3594023 ; заявл. 20.05.83; опубл. 23.08.84, Бюл. № 31.

284. Євреєнко Ю. П. Раціональний режим роботи та експлуатація насосних станцій. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 2 (62). С. 318–326.

285. Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Федорук Н. В. Перехідні режими роботи сифонних водовипусків насосних станцій. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2014. Вип. 3(67). С. 52–63.

286. Герасимов Г. Г. Расчет и исследования переходных процессов в насосных установках с короткими водоводами : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ровно, 1973. 37 с.

287. Методические указания по определению условий работы насосных агрегатов при пусках и остановах / Д. Н. Изотов, В. В. Кондратьев и др. Союзгипроводхоз, МИСИ. М., 1986. 65 с.

288. Мамаев В. А. Гидродинамика газожидкостных смесей в трубах. М. : Недра, 1969. 208 с.

289. Гідравлічний клапан зриву вакууму сифонного водовипуску : пат. на корисну модель. 98954 Україна : МПК E02B 7/18 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Федорук Н. В. № 201413275 ; заявл. 11.12.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9. 4 с.

290. Прямотечийний водовипуск : пат. на корисну модель. 100772 Україна : МПК F16K 15/14; E02B 13/02 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. № 201501473 ; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 15. 4 с.

291. Водовипуск насосної станції : пат. на корисну модель. 117827 Україна : МПК E02B 9/06 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Панекало А. В. № 201700694 ; заявл. 26.01.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13. 4 с.

292. Герасимов Г. Г. Перехідні процеси в насосних установках з поплавковими водовипусками. *Гідромеліорація і гідротехнічне будівництво* : республ. міжвід. н.-т. збірник. Львів : Світ, 1993. № 20. С. 57–63.

293. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А. С. Юрьева. С-Пб: АНО НПО Мир и семья, 2001. 1154 с.

294. Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны. Л. : Машиностроение, Л. Отд., 1976. 232 с.

295. Плесявичус П. И. Влияние высоты подъема тарели на гидравлическое сопротивление клапанов трубопроводов судовых систем. *Труды Ленинградского кораблестроительного института*. 1974. Вып. 94. С. 74–84.

296. Сергеев М. П. О работе пружинных и рычажных предохранительных клапанов. *Исследование по гидравлике водопроводных сетей и насосных станций*. М. : Гос. изд-во по строит. и арх., 1954. С. 133–160.

297. Слисский П. М. Гидравлические расчеты напорных оросительных систем с регулированием по нижнему бьефу. *Труды Московского энергетического института*. 1974. Вып. 203. С. 134–139.

298. Цуканова Е. А., Баржанский Е. Е., Рахманов Ж. Р. Определены коэффициенты потерь цилиндрических клапанов. *Сб. Механика машиностроения*. М. : Наука, 1975. Вып. 49. С. 77–84.

299. Герасимов Є. Г., Герасимов Г. Г., Иванов С. Ю. Динамічні процеси в трубопровідних системах : монографія. Рівне : НУВГП, 2020. 585 с.

300. Коваленко П. И., Тугай А. М. Мелиоративные гидротехнические сооружения. Киев : Будивельник, 1974. 123 с.

301. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Гашение гидравлического удара путем сброса воды через заторможенный насос. *Совершенствование мелиоративных с.-х. систем* : межвузовский сборник научных статей. Кишинев : КСХИ, 1983. С. 22–26.

302. Кривченко Г. И., Аршеневский Н. Н., Квятковская Е. В., Клабуков В. М. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. М. : Энергия, 1975. 367 с.

303. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Численный метод расчета гидравлического удара в коммуникациях автоматизированных насосных станций. *Гидравлика и гидротехника* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 11–17.

304. Герасимов Г. Г. Основы математического моделирования гидравлических ударов в закрытых оросительных системах. *Гидравлика и гидротехника* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 7–11.

305. Герасимов Г. Г., Тиндару Л. И. Численный метод расчета гидравлического удара в узлах закрытой оросительной сети. *Гидравлика и гидротехника* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1977. С. 17–23.

306. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. Трубопровідні системи з водоповітряними резервуарами : монографія. Рівне : НУВГП, 2005. 328 с.

307. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л. : Машиностроение, 1969. 888 с.

308. Гавазюк Д. В., Герасимов Г. Г., Данич В. А., Уткина Р. С. Гаситель гидравлических ударов ГГУ-200 для насосных агрегатов и напорных водоводов. *Информационный листок МолдНИИНТИ*. 1988. № 221. 3 с.

309. А. с. 1086288 СССР: МПК F16L55/02. Гаситель гидравлического удара / Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. № 3481640 ; заявл. 17.08.82; опубл. 15.04.84. Бюл. № 14. 3 с.



310. Холмбоу Е. Л., Руло В. Т. Влияние вязкого трения на распространение сигнала в гидравлических линиях. *ТОИР*. 1967. № 1. С. 202–209.

311. Дикаревский В. С. Коэффициент гидравлического сопротивления, потери энергии на внутреннее трение в материале труб, интерференция волн при гидравлических ударах. *Сб. трудов ЛИИЖТа*. 1971. вып. 321. С. 73–110.

312. Ашиянц Э. П. К вопросу об отрицательном гидравлическом ударе в нагнетательном трубопроводе насосной станции. *Изв. АН Арм. ССР. Сер. Технические науки*. 1974. Вып. 27, № 1. С. 48–54.

313. Эпштейн Л. А. Кавитация и возможность её теоретического изучения как сверхзвукового течения гипотетической жидкости. *Труды ЦАГИ*. 1946. № 584. 24 с.

314. Герасимов Г. Г., Тиндару Л. И. Экспериментальные исследования прямого гидравлического удара в однониточном водоводе. *Совершенствование сельскохозяйственного водоснабжения, гидротехнических сооружений и гидравлических расчетов мелиоративных систем* : межвузовский сборник. Кишинев : КСХИ, 1978. С. 36–40.

315. Герасимов Г. Г. Математичне моделювання роботи пристроїв захисту водогонів від гідравлічних ударів. *Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво* : зб. наук. праць. Рівне : РДТУ, 2001. Вип. 26. С. 138–146.

316. Герасимов Г. Г. Особливості гідравлічного удару в трубопроводах при наявності у воді нерозчиненого і розчиненого повітря. *Вісник Рівненського державного технічного університету* : зб. наук. праць. Рівне : РДТУ, 1999. Вип. 2. Частина 1. С. 119–123.

317. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 92422 Україна : F16L55/04 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201403401 ; заявл. 03.04.2014; опубл. 11.08.2014. Бюл. № 15.

318. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 100773 Україна : МПК F16L55/04 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201501474 ; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.08.2015. Бюл. № 15.

319. Стабілізатор тиску : пат. на корисну модель. 101407 Україна : F16L 55/04. / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201502510 ; заявл. 20.03.2015; опубл. 10.09.2015. Бюл. № 17.

320. Односторонній дросель : пат. на корисну модель. 102559 Україна : МПК F16K 47/00 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. № 201503165 ; заявл. 06.04.2015; опубл. 10.11.2015. Бюл. № 21. 4 с.

321. Односторонній дросель : пат. на корисну модель. 125618 Україна : МПК F16K 47/10 / Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. № 201800683 ; заявл. 24.01.2018; опубл. 10.05.2018. Бюл. № 9. 4 с.

322. Спіральний односторонній дросель : пат. на корисну модель. 126868 Україна : МПК F16K 47/10 / Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. № 201800665 ; заявл. 24.01.2018; опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13. 4 с.

323. Регульований односторонній дросель : пат. на корисну модель. 126869 Україна : МПК F16K 47/10 / Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю. № 201800679 ; заявл. 24.01.2018; опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13. 4 с.

324. Односторонній дросель гідравлічної дії : пат. на корисну модель. 126867 Україна : МПК F16K 47/10 / Герасимов Г. Г., Герасімов Є. Г., Іванов С. Ю., Тирик М. І. № 201800661 ; заявл. 24.01.2018; опубл. 10.07.2018. Бюл. № 13. 4 с.

325. Герасимов Г. Г., Іванов С. Ю. Комбіноване закриття кінцевої засувки трубопроводу. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2005. Вип. 4 (32). Ч. 1. С. 110–118.

326. Іванов С. Ю. Експериментальна перевірка ефективності слідкуючого закриття кінцевої засувки трубопроводу. *Вісник НУВГП* : зб. наук. праць. Рівне : НУВГП, 2009. Вип. 3 (47). Ч. 1. С. 303–309.

327. Kodura A. An Analysis of the impact of Valve Closure Time on the Cause of Water Hammer. *Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics*. 2016. Vol. 63. № 1. Pp. 35–45.

328. Рудь А. М. Волновые процессы в оросительных трубопроводах при поливе дождевальными машинами «Фрегат». *Труды КСХИ. Гидравлика и гидротехника*. Кишинев, 1976. Том 166. С. 64–68.

329. Рожков А. Н. Гидравлические и гидродинамические характеристики однодисковых обратных клапанов трубопроводов крупного диаметра и их работа в системах водоподачи. *Интенсификация и оптимизация городских и промышленных водоводов. Общество Знание*. 1973. С. 152–161.

330. Тимчасові рекомендації з оцінки інвестиційних проектів будівництва і реконструкції водогосподарських об'єктів та меліоративних систем / А. М. Рокочинський, В. А. Сташук, В. Д. Дупляк, Н. А. Фроленкова та ін. Рівне, 2013. 43 с.

331. Рожков А. Н. Методика расчёта гидравлического удара с учетом срабатывания обратных клапанов. *Труды ВНИИ ВОДГЕО*. 1976. Т. 60. С. 135–140.

332. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2015. Вип. 3 (71). Ч. 2. С. 47–52.

333. Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю., Рокочинський А. М. Покращення умов експлуатації закритих зрошувальних мереж при застосуванні удосконалених стабілізаторів тиску. *Геодезія. Землеустрій. Природокористування: присвячується пам'яті П. Г. Черняги* : всеукраїнська науково-практична конференція : зб. тез. 5–6 листопада 2014 року. Рівне : НУВГП, 2014. С. 137–139.

334. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. Визначення основних параметрів стабілізаторів тиску аналітичним методом. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2014. Вип. 4 (68). С. 22–27.

335. Henrikh Herasymov, Ievgenii Gerasimov, Sergii Ivanov Researching of woter flow rate through metal-plastic pipes. *EUREKA 2019 7<sup>th</sup> Collogum and Working Within the frame of the International Program EU-REKA*. Projekt №: E17614. P. 101–104.

336. Henrikh H. Herasymov, Ievgenii G. Gerasimov, Sergiy Y. Ivanov, Oleg L. Pinchuk. Experimental Study of the Effectiveness of a Combined Closure of the End Gate Pipeline Valve. *Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics*. 2019. Vol. 66 No. 1–2. Pp. 3–13. DOI: 10.1515/heem-2019-0001, ISSN 1231–3726

337. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. Математичне моделювання пристрою безударного закриття засувки в кінці напірного трубопроводу. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 2 (62). С. 97–107.

338. Кошкин Н. М. Обоснование и разработка комплекса технических средств, повышающих эффективность работы закрытых оросительных сетей и дождевальных машин : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук : 06.01.02. Новочеркасск, 2000. 49 с.

339. А. с. 1420293 СССР: МПК F16L47/02 / Гидропривод задвижки / Герасимов Г. Г., Гурин В. А., Евреенко Ю. П., Веремчук А. И., Вербов А. А. № 4190784 ; заявл. 02.02.87; опубл. 30.08.88. Бюл. № 32. 2 с.

340. Пристрій для безударного закриття трубопровідної засувки : пат. на корисну модель. 17130 Україна : МПК F16K 47/00. / Герасимов Г. Г., Иванов С. Ю. № 200602651 ; заявл. 13.03.2006; опубл. 15.09.2006. Бюл. 9. 4 с.

341. Шевченко А. В. О причинах отказов закрытых оросительных систем в период эксплуатации. *Гидротехника и мелиорация*. 1986. № 9. С. 46–49.

342. Гринь Ю.И. Устройства для повышения эффективности работы закрытой сети и дождевальных машин. *Мелиорация и водное хозяйство*. 1989. № 3. С. 38–40.

343. Ольгаренко В. И., Есин А. И., Кошкин Н. М. Технические средства защиты от гидравлического удара закрытых оросительных сетей. *Мелиорация и водное хозяйство*. Киев : Урожай, 1997. № 5. С. 56–57.

344. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г. Математичне моделювання гідродинамічних процесів в розгалуженому трубопроводі. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2017. Вип. 3(79). С. 12–20.

345. Папин В. М. Защита магистральных водоводов от гидравлических ударов : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Л., 1980. 23 с.

346. Протиударний пристрій : пат. на корисну модель. 33438. Україна : F16L55/02 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Гурин В. А. № 99021027 ; заявл. 23.02.1999; опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1. 3 с.

347. Тимчасові рекомендації з економічного обґрунтування інвестицій в проектах зрошувальних систем / Н. А. Рокочинська, Л. Ф. Кожушко, А. М. Рокочинський, С. Р. Стасюк. Рівне : НУВГП, 2004. 37 с.

348. Подвійна водоповітряна колона : пат. на корисну модель. 33435. Україна : МПК F16L55/02 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Гурин В. А. № 99021024 ; заявл. 23.02.1999; опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1. 2 с.

349. Пристрій для безударного закриття засувки : пат. на корисну модель. 28098 Україна: F16K 47/00 / Іванов С. Ю., Герасимов Г. Г. № 200707866 ; заявл. 12.07.2007; опубл. 26.11.2007. Бюл. № 19.

350. ГОСТ Р 54086-2010. Стабилизаторы давления. Общие технические условия. Введён 2011.06.01. М. : Стандартинформ, 2011. 19 с.

351. Рекомендации по применению арматуры мембранного типа на закрытых оросительных системах. Одобрена секцією «Организация и экономика водохозяйственного строительства и новая техника» НТС Минводхоза УССР 22 октября 1981 года / составители: Гарник В. К., Гринь Ю. И., Куде-ля Н. А. К. : УкрНИИГиМ, 1981. 77 с.

352. Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е. Нелинейная волновая механика и технологии. Волновые и колебательные явления в основе высоких технологий. М. : Институт компьютерных исследований; Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2011. 780 с.

353. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Иванов С. Ю. Оптимізація параметрів одноярусного берегового водозабору насосної станції. *Вісник УДУВГП. Технічні науки*. Рівне, 2003. Вип. 3 (22). С. 79–88.

354. Герасимов Є. Г. Оптимальний діаметр напірних трубопроводів насосних станцій. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 4(64). С. 12–22.

355. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Галкина Д. А. Оптимальний діаметр напірних трубопроводів гідроелектростанцій. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2016. Вип. 1(73). С. 41–49.

356. Герасимов Е. Г. Оптимизация закрытой оросительной сети. *Мелиорация и актуальные проблемы инновационного развития АПК* : материалы международной научно-практической конференции, Минск, 2–4 октября 2013 г. РУП «Институт мелиорации», 2013. С. 38–42.

357. Романюк І. В., Герасимов Є. Г., Пінчук О. Л. Аналіз стану та напрямки удосконалення технічної експлуатації осушувальних систем (на прикладі Рівненського міжрайонного управління водного господарства). *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2013. Вип. 4(64). С. 45–52.

358. Пінчук О. Л., Романюк І. В., Герасимов Є. Г. Комп'ютерне моделювання розподілу температури в ґрунті на приземному шарі повітря за умов поверхневого обігріву широкою оболонкою-рукавом. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2019. Вип. 1(85). С. 56–64.

359. Екологічні основи управління водними ресурсами: навчальний посібник / А. І. Томільцева, А. В. Яцик, В. Б. Мокін та ін.. К.: Інститут екологічного управління та збалансованого природокористування, 2017. 200 с. (Бібліотека екологічних знань).

360. Основні засади управління якістю водних ресурсів і їх охорона : навч. посіб. / В. К. Хільчевський, М. Р. Забокрицька, Р. Л. Кравчинський, О. В. Чунарьов ; за ред. В. Г. Хільчевського. К. : ВПЦ «Київський університет», 2015. 155 с.

361. Gopchak I., Basiuk T., Bialyk I., Pinchuk O., Gerasimov I. Dynamics of changes in surface water quality indicators of the Western Bug basin within Ukraine using GIS technologies. *Journal of Water and Land Development*. № 42 (VII-IX). Р. 67–75. DOI: 10.2478/jwld-2019-0046.

362. Knox J. W., Weatherhead E. K. Trickle Irrigation in England and Wales. *Environment Agency*. Bristol : Rio House, 2003. 53 p.

363. Тимчасові рекомендації з оптимізації водорегулювання осушуваних земель у проектах будівництва й реконструкції водогосподарсько-меліоративних об'єктів / А. М. Рокочинський, В. А. Сташук, В. Д. Дупляк, Н. А. Фроленкова та ін. Рівне : НУВГП, 2010. 52 с.

364. Обґрунтування ефективної проектної врожайності на осушуваних землях при будівництві й реконструкції меліоративних систем. Посібник до ДБН В.2.4.-1-99 «Меліоративні системи та споруди». *Осушувальні системи*. Розділ 3. К., 2006. 49 с.

365. Hud V., Pinchuk O., Martyniuk P., Gerasimov I., Volk P. Mathematical modeling of heat transfer in a greenhouse with surface soil heating system. *Scientific Review – Engineering and Environmental Sciences*. 2019. Vol. 28(4). P. 569–583.

366. Rokochynskiy A., Volk P., Frolenkova N., Prykhodko N., Gerasimov I. & Pinchuk O. Evaluation of climate changes and their accounting for developing the reclamation measures in western Ukraine. *Scientific Review Engineering and Environmental Sciences*. 2019. Vol. 28(1). Pp. 3–13. URL: <https://doi.org/10.22630/PNIKS.2019.28.1.1>. (дата звернення: 02.02.2023).

367. Rokochynskiy A., Volk P., Pinchuk O., Turcheniuk V., Frolenkova N. & Gerasimov I. Forecasted estimation of the efficiency of agricultural drainage on drained lands. *Journal of Water and Land Development*. 2019. Vol. 40(1-3). P. 149–153. URL: <https://doi.org/10.2478/jwld-2019-0016>. (дата звернення: 02.02.2023).

368. Rokochynskiy A., Turcheniuk V., Prykhodko N., Volk P., Gerasimov I., Koc C. Evaluation of Climate Change in the Rice-Growing Zone and Ways of Adaptation to the Predicted Changes. *Agricultural Research*. 2020. Published: 16 March 2020. 14:28. URL: <https://doi.org/10.1007/s40003-020-00473-4>. (дата звернення: 02.02.2023).

369. Ковалько М. П., Денисюк С. П. Енергозбереження – пріоритетний напрямок державної політики України / відпов. ред. Шидловський А. К. Київ : УЕЗ, 1998. 506 с.

370. Bomba A., Tkachuk M., Havryliuk V., Kyrysha R., Gerasimov I., Pinchuk O. Mathematical modelling of filtration processes in drainage systems using conformal mapping. *Journal of Water and Land Development*. 2018. No. 39. P. 11–15. DOI: 10.2478/jwld-2018-0054.

371. Kovacs M., Moshynskiy V., Gerasimov I., Pinchuk O., Kunytskyi S. ESTIMATION OF UKRAINE'S LAND RESOURCE BY THE EROSION PROCESSES DYNAMICS. *Management Theory and Studies for Rural*

*Business and Infrastructure Development*. 2020. Vol. 42(1). P. 60–79. URL: <https://ejournals/vdu.lt/index.php/mtsrbid/article/view/772> (дата звернення: 02.02.2023).

372. Пристрій для боротьби з гідравлічним ударом : пат. на корисну модель. 33436. Україна : МПК F16L 55/02 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Гурин В. А. № 99021025 ; заявл. 23.02.1999; опубл. 15.08.2001. Бюл. № 7. 2 с.

373. Гідравлічний односторонній дросель : пат. на корисну модель 140647 Україна : МКИ F16K 47/10 / Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Іванов С. Ю. № 201907832 ; заявл. 10.07.2019; опубл. 10.03.2020. Бюл. № 5. 4 с.

374. Герасимов Г. Г., Герасимов Є. Г., Пінчук О. І., Герасимова А. Є. Лабораторні дослідження ефективності захисту трубопроводу від гідравлічного удару. *Вода для всіх* : матеріали міжнародної науково-практичної конференції присвяченої Всесвітньому дню водних ресурсів. 21 березня 2019 р. Київ. С. 264–265.

375. Попов В. М. Нормування питомих витрат електроенергії на перекачування води насосними станціями : методичні вказівки / ВНД 33-3.1-08-2004. Київ : Держводгосп України, 2004. 30 с.

376. Попов В. М. Методика визначення норм витрат електроенергії та палива на подачу води для зрошення. Київ : Мін. АП України, 2008. 25 с.

377. Попов В. М. Методика проведення енергоаудиту на об'єктах водогосподарських систем : НД 33-6.2-01-2006. Київ : Держводгосп України, 2006. 48 с.

Наукове видання

*Герасімов Євгеній Генріхович  
Приходько Наталія Володимирівна  
Рокочинський Анаталій Миколайович*

**НАУКОВО-ПРАКТИЧНІ ЗАСАДИ  
ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ  
ЗАКРИТИХ ЗРОШУВАЛЬНИХ СИСТЕМ**

*Монографія*

*За загальною редакцією академіка НААН України В. А. Сташука*

*Технічний редактор*

*Г.Ф. Сімчук*

*Видавець і виготовлювач  
Національний університет  
водного господарства та природокористування,  
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до  
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів  
видавничої продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*