

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Машинобудування, екології та хімічних технологій

(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра Прикладної механіки

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

С. О. Вірич

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ” 20__ р.

Випускна кваліфікаційна робота

Магістр

(освітній ступінь)

на тему «Вплив конструкції елементів високонапорних насосних установок на підвищення ефективності безпеки їх експлуатації»

Виконав: студент 2 курсу, групи МСМзм-19

(шифр групи)

спеціальності (напряму підготовки) 131 Прикладна механіка

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Коваль А.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник Доцент кафедри ПМ, к.т.н., Оверко М.В.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

(підпис)

Покровськ – 2020 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
 Факультет Машинобудування, екології та хімічних технологій
 (повне найменування інституту, назва факультету)
Кафедра прикладної механіки
 (повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ С. О. Вірич
 (підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 20__ р.

Пояснювальна записка

до випускної кваліфікаційної роботи

Магістра

(освітній ступінь)

на тему «Вплив конструкції елементів високонапорних насосних установок на підвищення ефективності безпеки їх експлуатації»

Виконав: студент 2 курсу, групи МСМзм-19
 (шифр групи)

спеціальності (напряму підготовки) 131 Прикладна механіка
 (шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Коваль А. А.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник Доцент кафедри ПМ, к.т.н., Оверко М.В.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

*Засвідчую, що у цьому дипломному проекті не-
має запозичень з праць інших авторів без відпо-
відних посилань.*

Студент _____
 (підпис)

Покровськ – 2020 р.

АНОТАЦІЯ

Коваль А.А. Вплив конструкції елементів високонапорних насосних установок на підвищення ефективності безпеки їх експлуатації»

/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 131 «Механічна інженерія» (спеціалізація «Мехатронні системи та комплекси в технології машинобудування»). – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2020.

Несанкціоноване відключення або насосів високонапорних гідросистем визиває різке підвищення тиску, що в свою чергу веде до поривів труб, та розгерметизація з'єднань яке в свою чергу веде до аварій і травм. Щоб зменшити ризики експлуатації та можливість створення аварійно закриття виробництв треба підвищувати надійність експлуатації високронапірних установок, а саме елементів їх конструкції. Таким чином, тема роботи вплив конструкції елементів високонапорних насосних установок на підвищення ефективності безпеки їх експлуатації» є актуальною науково-практичною задачею.

Мета дослідження -. Розробка ефективного засобу захисту, високонапорних установок від гідравлічного удару

Наукова новина і практичне значення отриманих результатів: Виконані розробки дозволяють перейти до експериментальної перевірки ефективності дії захисту від гідравлічного удару на лабораторній установці водовідливу.

Ключові слова: ВОДОВІДЛИВНА УСТАНОВКА, НАСОС, МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ, ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР, КОЛИВАННЯ, ВИХРОВИЙ ДІОД, , ТРУБОПРОВІД, ФЛАНЕЦЬ

ANNOTATION

Koval AA Influence of a design of elements of high-pressure pump installations on increase of efficiency of safety of their operation »

Graduation qualification work for the degree of "Master" in the specialty 131 "Mechanical Engineering" (specialization "Mechatronic systems and complexes in mechanical engineering"). - SHEI DonNTU, Pokrovsk, 2020.

Unauthorized shutdown or pumping of high-pressure hydraulic systems causes a sharp increase in pressure, which in turn leads to bursts of pipes, and depressurization of connections, which in turn leads to accidents and injuries. In order to reduce the risks of operation and the possibility of creating an emergency closure of production, it is necessary to increase the reliability of operation of high-pressure installations, namely the elements of their construction. Thus, the topic of the work is the impact of the design of the elements of high-pressure pumping units to increase the efficiency of safety of their operation "is an urgent scientific and practical task.

The aim of the study -. Development of an effective means of protection, high-pressure installations against hydraulic shock

Scientific news and practical significance of the obtained results: The performed developments allow to pass to experimental check of efficiency of action of protection against hydraulic shock on laboratory installation of drainage.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 Аналіз конструкцій великогабаритних діодів	9
2. Загальні відомості про об'єкт.....	16
3. Розрахунок гідравлічного удару	42
4. Розробка засобу захисту від гідравлічного удару	48
5 Математична модель робочого процесу вихрової діода.....	51
5.1 Обґрунтування області раціональних значень факторів, що визначають ефективність робочого процесу у вихровому діоді	54
5.2 Фізичні особливості протікання перехідного процесу в трубо- проводі зі збільшеним зворотним опором	61
5.3 Вплив інерції ротора насосного агрегату на максимальний тиск в напірному трубопроводі	65
5.2 Дослідження ступеня впливу на підвищення тиску різних ділянок трубопроводу.....	66
ВИСНОВКИ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	70
ДОДАТОК А	76
Додаток Б.....	80

ВСТУП

При експлуатації водовідливних установок шахт не дивлячись на усі запобіжні заходи досить часто трапляються непланові перехідні процеси внаслідок виходу зі строю двигунів, відключень електричної енергії і т. ін., а як наслідок виникнення гідравлічних ударів і поширення масштабів аварії і руйнування обладнання. При цьому гідравлічні удари і супровідні їм коливальні процеси часто стають причиною руйнування трубопроводів чи інших порушень нормальної експлуатації установок. Утрати герметичності напірних трубопроводів унаслідок гідравлічних ударів спостерігалися на шахтах ім. А.А.Скочинського, "Глибока", "Бутовка-Донецкая", ім. А.Ф.Засядько й ін. В умовах збільшення глибин шахт підсилюється негативний вплив хвильових процесів на стійкість трубопроводів, прокладених у вертикальних стволах.

Подальше збільшення потужності і довжин водовідливних установок обумовлює збільшення небезпеки гідравлічних ударів, величина яких, у зв'язку зі збільшенням швидкостей потоків у трубах, має тенденцію до зростання.

У той же час треба відзначити, що проблема захисту від гідравлічного удару в багатьох випадках вирішується неекономічно, шляхом підвищення запасу міцності труб. Це значною мірою порозумівається недосконалою конструкцією пристроїв, запропонованих для захисту трубопроводів від періодичних підвищень тиску.

Одним з важливих резервів підвищення безпеки експлуатації водовідливної установки є захист її від гідравлічних ударів. Але якщо для захисту водовідливних установок на поверхні де немає обмежень по розмірам, питання боротьби з гідравлічними ударами вирішені, то питання захисту в стиснених умовах шахтного водовідливу з великими значеннями робочого тиску ще остається відкритим. І досі немає загальноприйнятого рішення по такому захисту до дійсного часу.

Захистити гідравлічні системи від гідравлічних ударів у загальному випадку можна двома шляхами: безпосереднім впливом на пристрій, що викликає зміну швидкості потоку в перехідному процесі, і застосуванням спеціальних пристроїв, що викликають штучне зниження модуля прискорення руху рідини.

Захист шахтних гідравлічних систем шляхом скиду частки рідини з напірного трубопроводу є найбільш поширеним і універсальним прийомом штучного зниження значення гідравлічного удару, існують досить гарні гасії розробки ДОННТУ непрямої дії з ланкою підсилювання ущільнюючого зусилля, також є шлях поліпшення конструкції гасіїв такого типу, але є сенс пошуку інших не менш ефективних, відзначених по принципу дії, способів зниження значення гідравлічного удару водовідливних установок шахт.

1 Аналіз конструкцій великогабаритних діодів

За класичним визначенням струменевим діодом називаються проточні елементи, що не містять рухомих механічних частин і мають при протилежних напрямках потоків, через них істотно різні витрати при однаковій втраті напорі [5]. Напрямок з великою витратою називають прямим, з меншим - зворотним.

Зазвичай струменеві діоди застосовуються в системах автоматики, виконаних на пневматичній чи гідравлічній основі. Ділять струменеві діоди за способом зменшення зворотного витрати на резисторні (в них зменшення витрат пов'язане з підвищенням гідравлічного опору при зворотному струмі рідини) і дефлекторні, в яких зменшення витрат відбувається за рахунок повного або часткового відхилення струменя в канал скидання.

Якість струминного діода визначається відносною величиною прямого $Q_{\text{пр}}$ і зворотного $Q_{\text{зв}}$ витрат при однаковій втраті напорі. Це відношення є діодність по витраті : $d_Q = Q_{\text{пр}} / Q_{\text{про}}$. Для резисторних діодів зазвичай користуються поняттям діодність по опору d - відношенням коефіцієнта гідравлічного опору при зворотному перебігу $\zeta_{\text{зв}}$ до коефіцієнта гідравлічного опору при прямому перебігу $\zeta_{\text{пр}}$.

$$d = \zeta_{\text{зв}} / \zeta_{\text{пр}}. \text{ При турбулентному плинні } d_Q = d^{0,5}.$$

Як великогабаритні використовують резисторні діоди і крім геометричних розмірів, ніяких принципових відмінностей вони не мають. Тим більше, що їх основне завдання - захист від гідравлічних ударів, по суті може розглядатися як управління потоком, тобто відповідає діодам, застосовуваним в системах струменевої автоматики.

Перший великогабаритний діод для захисту дериваційного тунелю від гідравлічних ударів був використаний на гідроелектростанції в США [1].

Як показує аналіз літературних джерел [8 Найбільший ефект, отже, діодність мають струменеві діоди, використовують закручений потік . Важливе значення при цьому мають способи створення обертального руху потоку. Виділимо три способи створення обертального руху: за допомогою тангенціального входу в циліндричну (вихрову) камеру, - найбільш поширений і простий спосіб; 2-й спосіб - за допомогою профільованих лопатей, розміщених всередині труби; 3-й спосіб - за допомогою гвинтових поверхонь різної природи , що розміщуються по ходу потоку . Класичний вихровий діод працює наступним чином:

На рисунку 1.1 наведена схема вихрового діода . Він складається з трубки, яка підводить 3 , розміщеної в центрі так званої вихрової камери 2 циліндричної форми постійної висоти з тангенціальним соплом 3 . При перебігу рідини через діод в прямому напрямку через трубку яка підводить потік 1 рідина надходить в камеру 2 і виходить з камери через тангенціальне сопло 3. У цьому випадку опір потоку виявляється мінімальним .

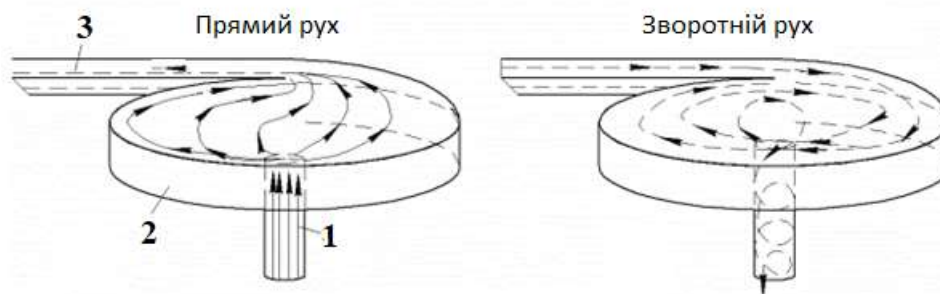


Рисунок 1.1 Класичний вихровий діод.

При зворотньому напрямку течії потоку рідина через тангенціальне сопло 3 надходить у вихрову камеру, де закручується і виходить з камери через трубку 3. У цьому випадку загальний опір складається з опору вихрової камери і опору виходу закрученого потоку в трубку з камери. При цьому гідравлічний опір буде найбільшим.

Вихрові гідравлічні діоди використовують для водозниження в гористій місцевості.

В останні роки спостерігається помітне зростання повеней, наприклад, в Ірландії, що пов'язано з глобальною зміною клімату і штучним збільшенням площ міст, які не дозволяють дощовій воді вбиратися в землю, як це було колись. Ця дощова вода потім подається по трубопроводу в найближчий водотік або зливову каналізацію, сприяючи повені в періоди сильних дощів. Цей проект розглядає проектування, розробку і тестування радіального вихрового пристрою управління потоком, яке використовується для обмеження швидкості, з якою дощова вода залишає певну ділянку або розробку, щоб допомогти звести до мінімуму повінь нижче за течією. Був розроблений ряд конструкторських рішень, а також випробувальний стенд для перевірки працездатності остаточної конструкції і дослідження впливу зміни геометричних параметрів на експлуатаційні характеристики пристрою.

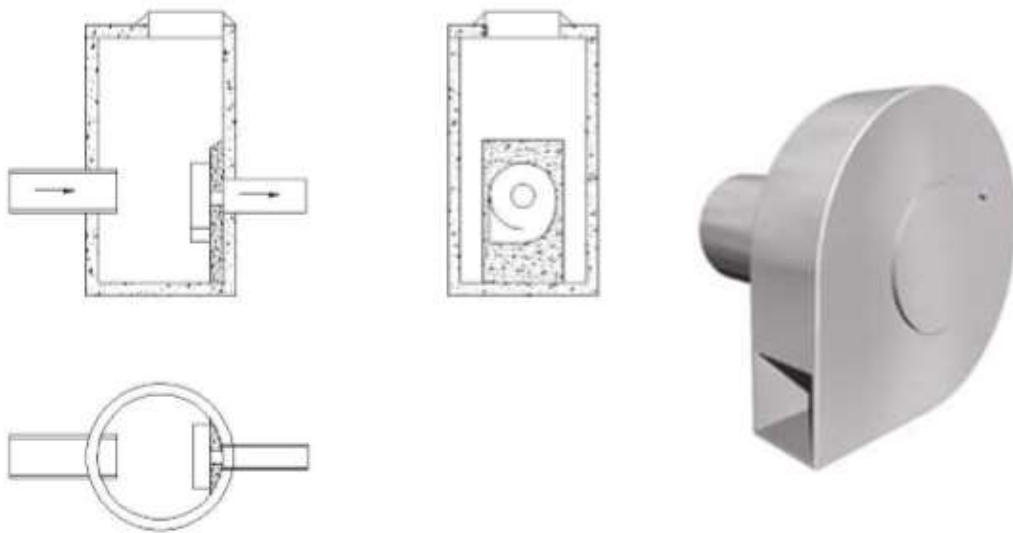


Рисунок 1.2 Установка вихрового діода в зливовому колодязі

Дефлекторні діоди мають набагато меншу діодність. Конструкція їх може бути, наприклад, такою Рисунок 1.3, 1.4:

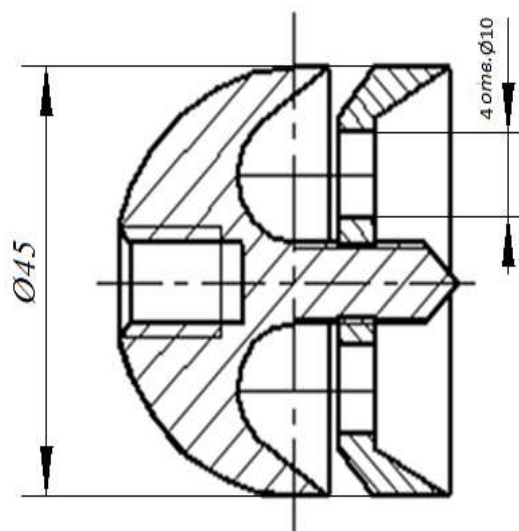


Рисунок 1.3 - Конструкция образца диода дефлекторного

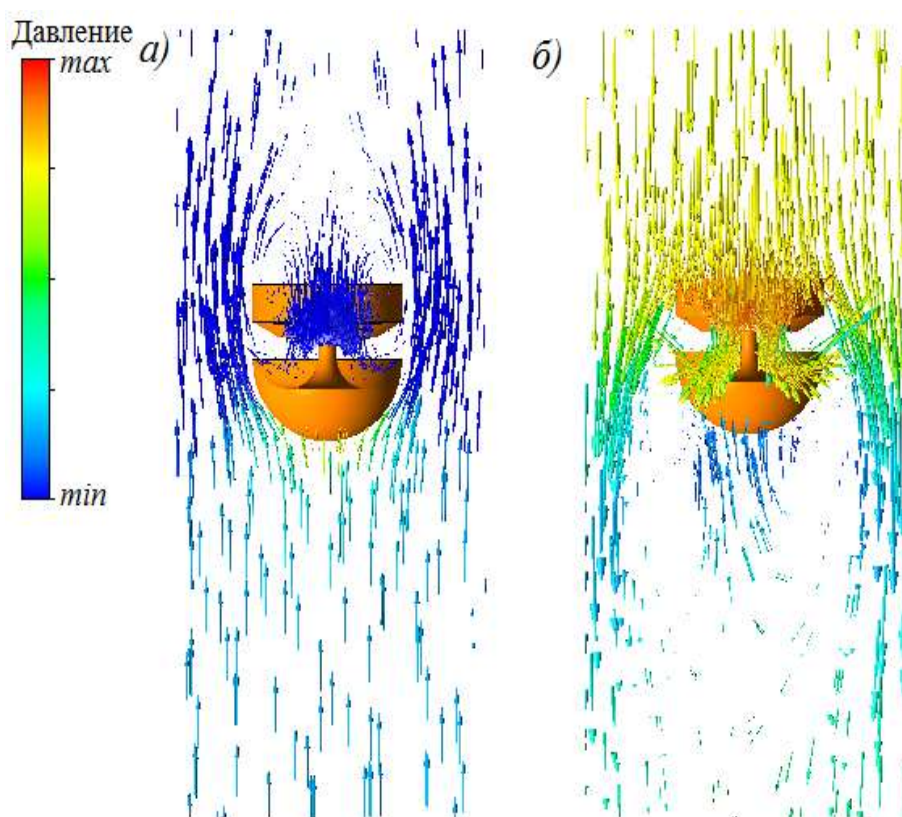


Рисунок 1.4 - Векторное зображення ліній току у трубі

з дефлекторным диодом: а) пряма б) обратна теченія

Завдяки малим розмірам, (габарит діода менше діаметра труби) даний діод можна розмістити в умовах обмежених обсягів, на вже діючих гідравлічних

системах. Ефективність його роботи буде в кожному конкретному випадку визначатися характеристиками конкретної гідросистеми, особливостями виникнення і протікання гідравлічного удару. Даний діод може бути також використаний в системах теплових насосів для створення гідравлічного опору при зворотному струмі робочого середовища.

Діод, виконаний за класичною схемою не дозволяє включення його в напірну магістраль, тому що має занадто високий гідравлічний опір при русі рідини у прямому напрямку. Це має наслідком перевитрати енергії на переміщення рідкого середовища. Це може істотно скоротити час використання елементів конічної форми у вихровій камері. Цим обґрунтовані вимоги, для проектування нових діодів.

Вимоги, до вихрового діода як засобу захисту від гідравлічних ударів водонапірних установок, умовно розділимо на дві категорії: параметричні та технологічні. До параметричних віднесемо необхідність дотримання певних гідравлічних характеристик, від яких залежить ефективність роботи пристрою. Технологічні вимоги стосуються питань виготовлення вихрового діода, а також його розміщення в умовах насосних станцій відповідного типу. Пропонований розподіл стосується основних вимог, іноді взаємопов'язаних, тобто вони відносяться до різних категорій і, або суперечать, або доповнюють один одного.

Параметричні вимоги.

Максимальна діодність - тобто максимальна величина відносини гідравлічного опору при зворотному струмі рідини до гідравлічного опору при прямому струмі. Така вимога є основною для усіх струменевих діодів як їх головний параметр.

Мінімальний гідравлічний опір при прямому струмі рідини, що необхідно для мінімізації гідравлічних втрат від установки вихрового діода в напірному трубопроводі насосної установки при її роботі в стаціонарному режимі. В кінцевому підсумку це вимога - умова економічної експлуатації всього комплексу насосної станції.

Технологічні вимоги.

Максимальна простота у виготовленні. Ця вимога обумовлена питанням мінімізації витрат і можливістю його виготовлення в умовах, наприклад, механічних майстерень підприємства. Вона передбачає, в першу чергу, використання більш простих форм, наприклад, циліндричних поверхонь замість то-роїдальних.

Обмежений розмір в плані. Пояснюється це вимога площею перетину шахт або каналів, де прокладаються трубопроводи.

Максимальна прохідний перетин. Така вимога впливає з можливого за-смічення прохідного перетину різними твердими включеннями, наприклад, тріскою, яка завжди присутня в неосвітлений шахтних чи ливневих водах.

Аналізуючи дані вимоги, можна відзначити, що друга параметрична ви-мога співзвучна з третьою технологічною вимогою, а перша параметрична - су-перечить другій технологічній вимозі.

Вихровий діод, що став класичним, був винайдений в 1929 році [69] і мав циліндричну вихревую камеру 1 (рис. 1.5), забезпечену трубкою 3 в центрі і тан-генціальним підведенням 2. При прямому струмі рідини потік посту-Паєт через трубку 3 в вихрову камеру 1 і виходить через тангенціальний підведення 2. Гідравлічний опір в цьому випадку невелике, його можна рас-розглядати як суму опорів виходу з трубки в камеру і входу в тангенціальний підведення. При зво-ротному струмі основний опір - це опір закрученого в вихровий камері потоку на вході в трубку з камери. Це зворотне опір в десятки разів перевищує пр

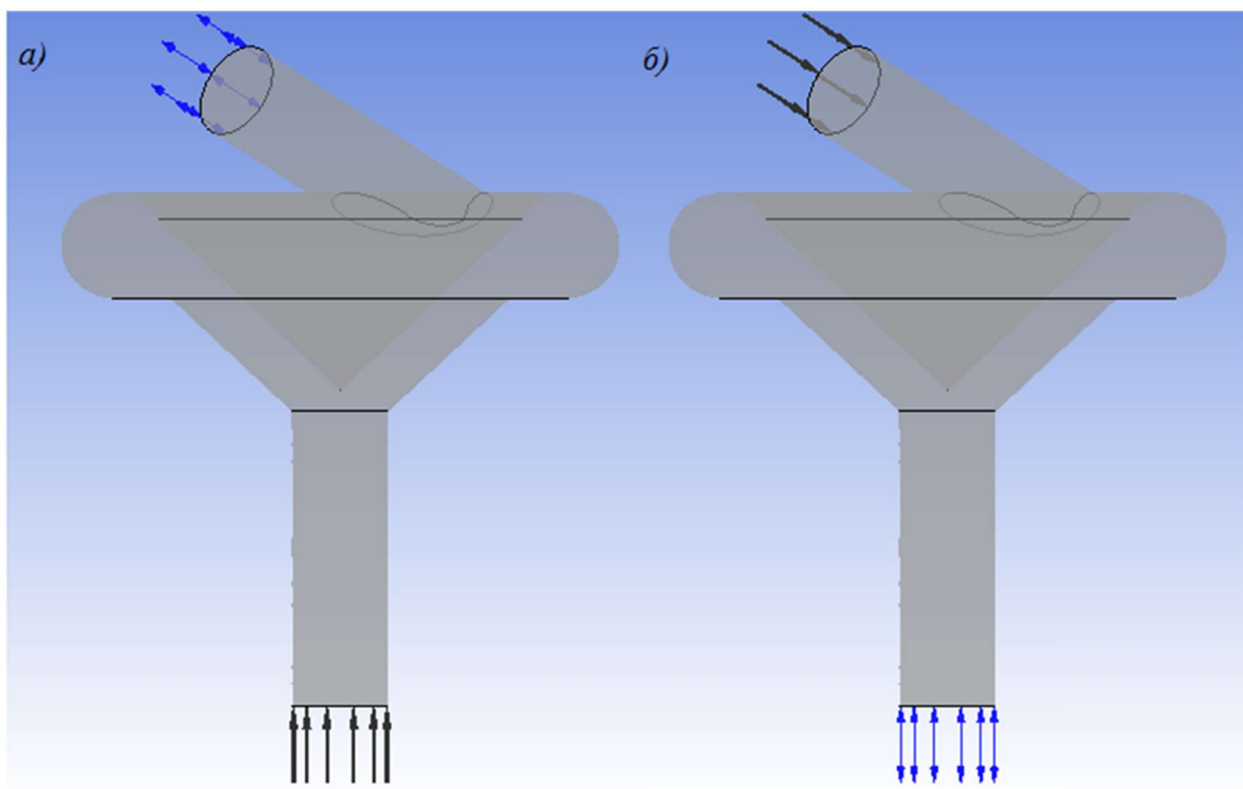


Рисунок 1.5 - Тороидальноконический вихревой крупногабаритный диод: *a)* – пряма течія; *б)* – зворотня течія.

2. Загальні відомості про об'єкт

Проектування шахтної головної водовідливної установки для умов шахти Южнодонецька №1

Розрахунок зробимо методом еквівалентного насоса, сутність якого в тім, що робочі режими водовідливної установки визначаються аналітично за допомогою характеристик умовно еквівалентного насоса і трубопроводу згідно з відповідними рівняннями.

Вихідні дані.

Таблиця № 2.1. Вихідні дані

Водоприток	нормальний
$Q_{НОРМ} = 120 \text{ м}^3 / \text{годину}$	
Водоприток	максимальний
$Q_{МАХ} = 132 \text{ м}^3 / \text{годину}$	
Агресивність води (РН) 7,9	
Щільність шахтної води $\rho = 1050 \text{ кг} / \text{м}^3$	
Висота підйому $H_{Ш} = 440 \text{ м}$	
Довжина нагнітального трубопроводу $l_H = 650 \text{ м}$	

Розробка схеми і водоотлива

Трубопроводи водовідливу прокладені в клітьовому стволі. Для заливання насосів використовується вода з пожежного чи одного з нагнітальних трубопроводів.

З метою зниження експлуатаційних витрат на водовідлив, приймемо схему з трьома насосами, (з яких один у роботі, один у резерві й один у резерві чи

ремонті). Доцільно прийняти насоси з підвищеною подачею, для забезпечення відкачки добового припливу за період нічного мінімуму навантаження енергосистеми, що при використанні багато зонного добового тарифу на споживану електроенергію дасть значну економію в оплаті за електроенергію. Для забезпечення надійності і зручності експлуатації водовідливної установки, дотримання правил ТБ вугільних шахт, керуючись вимогами пропонованими до сучасних водовідливних установок приймемо схему водовідливної установки з двома трубопроводами.

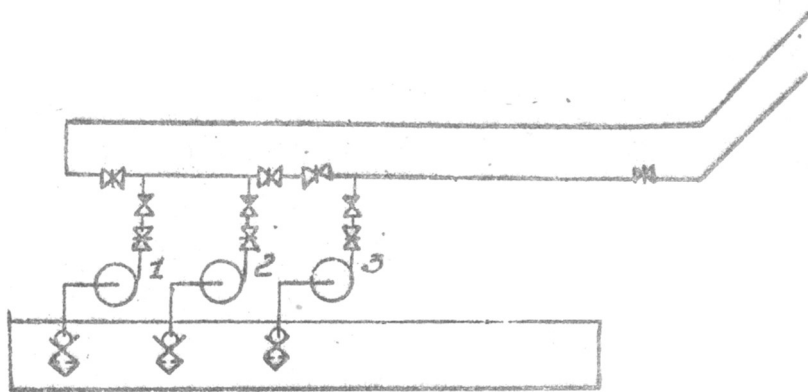


Рисунок. 2.1 Типова схема водовідливної установки

На водовідливні установки, установлені вище рівня води у водозбірнику, добре зарекомендувала себе широко застосовувана у вугільній промисловості уніфікована водовідливна установка з насосами типу ЦНС (ЦНСШ), круглими водозабірними колодязями усередині камери і бічним розташуванням нагнітальних ставів. Насоси № 1, 2, 3 розташовуються в камері, з'єднаній з основними гірськими виробленнями транспортним бігком, обладнаним герметичною і решіточною дверима. Трубний ходок з'єднує камеру зі стовбуром. Рейковий шлях з поворотною платформою для доставки устаткування прокладається по ходках і камерах. Усмоктувальні трубопроводи опущені в прийомні колодязі №1,2 що зв'язані з водозбірником через засувку. Для монтажу устаткування передбачається піднімальний пристрій кран-балка. Апаратура керування електронасосами розташовується безпосередньо в камері. Відповідно до ПБ, у разі потреби камера може бути захищена від затоплення закриттям герметичної двері і

засувки прийомного колодязя. Для провітрювання камери свіже повітря надходить зі зводу через трубний ходок у камеру, а вихідний через транспортний ходок виходить у капітальні вироблення.

Розміри насосної камери визначаються габаритами устаткування і шириною проходів для обслуговування агрегатів і виконання монтажних робіт. Відстань від торцевої стінки до виступаючих частин насосного агрегату з боку водотрубного ходка дорівнює ширині ходка, а з боку горизонтального ходка - довжині платформи для перевезення устаткування (плюс 0,4 м). Відстані між насосними агрегатами приймають виходячи з довжини підшипникового кронштейна насоса з боку нагнітання (плюс 0,5 м), але не менш 1,0 м.

Відстань від осі насосного агрегату до стінки камери з боку усмоктувального колодязя залежить від габаритів застосовуваної трубної арматури (але не менш 0,5 м від виступаючих частин насосного агрегату), а з боку рейкового шляху - не менш сумарної відстані: ширини платформи для доставки устаткування і зазорів по 0,2 м від виступаючих частин насосного агрегату до стіни камери.

Висоту насосної камери приймаймо з урахуванням перевищення оцінки фундаментів насосних агрегатів над рівнем підлоги камери не менш чим на 0,1 м і висоти підйому талю устаткування над рейковою платформою.

Водотрубний ходок, що проходиться під кутом 25 - 30°, призначений для проходу ставів у стовбур шахти, розміщення трубопровідної арматури і витратомірів, а також для резервного сполучення з камерою головного водовідливу. Ходок з'єднує камеру з клітьовим стволом при відстані 20 м по вертикалі від рівня підлоги насосної камери.

Розміри ходка визначаються розміщенням трубопроводів, сходів, рейкового шляху, камери, лебідки і габаритами устаткування, що доставляється, а висота ходка (не менш 1500 мм) складається з максимальної висоти устаткування і зазору 200 мм до перекриття.

Попередній вибір типу насоса і кількості робочих коліс

Проведемо розрахунки згідно [1].

Згідно ПБ подача кожного насосного агрегату повинна забезпечувати відкачку максимального добового припливу не більш ніж за 16 годин. У зв'язку з цим, необхідну мінімальну подачу насоса визначимо з вираження:

$$Q_{MIN} = \frac{Q_H * 24 * \beta}{16} = \frac{120 * 24 * 1.1}{16} = 198 \approx 200 \text{ м}^3 / \text{годину} \quad (2.1.)$$

Серійно випускаються сучасні насоси типу ЦНСШ на подачу 300 м³/годину, що володіють підвищеними показниками продуктивності і КПД.

Таблиця №2.2. Технічна характеристика насоса ЦНСШ 300-140...800

Показник	Значення
Подача м ³ /год	300
Число ступенів, Z ст.	2...11
Напір, Н м	140...800
КПД не менш, %	78
Кавітаційний запас, м	3,5
Потужність ступіні, кВт	75
Частота обертання, хв ⁻¹	1480
Ресурс до капітального ремонту, ч	12500

Згідно робочих зон насосів ЦНСШ для відкачки добового водопритоку можна застосувати один (m=1) насос ЦНСШ 300-140...800 з варіантами коліс $Z_1 = 7; Z_2 = 8$. Тому що заданим параметрам відповідає крапка, що знаходиться між кривими напорів з числами коліс 7 і 8.

Загальна кількість насосів, що рекомендується

$$m_{\text{общ.}} \approx 2,5 m = 2,5 * 1 = 2.5 \approx 3 \quad (2.2.)$$

Розрахунки режиму роботи насосу проведемо аналітичним методом з застосуванням характеристик умовного еквівалентного насоса і складного трубопроводу які задаються відповідними рівняннями.

$$H = Z * (H_{\text{к.о.}} + \frac{A}{m} * Q - \frac{B}{m^2} * Q^2), \quad (2.3.)$$

$$\eta = \frac{\alpha}{m} * Q - \frac{\beta}{m^2} * Q^2 + \frac{c}{m^3} * Q^3, \quad (2.4.)$$

де $m=1$ - число паралельно працюючих насосів;

H - напір насоса;

Z - число коліс;

$H_{\text{к.о.}}$ - напір одного колеса насоса;

A, B, α, β, c - постійні коефіцієнти, що залежать від типу насоса.

Для насоса ЦНСШ 300-140...800 при $m=1$ рівняння характеристик виглядає таким чином:

$$H = Z * (H_{\text{к.о.}} + A * Q - B * Q^2) \quad (2.5.)$$

$$\eta = \alpha * Q - \beta * Q^2 + c * Q^3 \quad (2.6.)$$

$$n = 1480 \text{ мин}^{-1}$$

Для знаходження невідомих значень коефіцієнтів A, B, α, β, c скористаємося аналітичним методом і робочою характеристикою насосів типу ЦНСШ 300-140...800 додаток Е.

По основних розрахункових залежностях:

$$H = Z * (H_{к.о.} + A * Q - B * Q^2)$$

$$\eta = \alpha * Q - \beta * Q^2 + c * Q^3$$

складемо системи рівнянь визначаючих значення коефіцієнтів.

Для рішення рівнянь з характеристики робочих режимів насоса з числом коліс $Z_1 = 7$ знімемо значення H, Q, η в трьох крапках. Підстановкою значень у контрольних крапках одержимо систему рівнянь з декількома невідомими:

$$\sum \begin{cases} 300A - 90000B = -6.571 \\ 180A - 32400B = -1.571 \end{cases} \quad (2.7.)$$

$$\begin{cases} 180\alpha - 32400\beta + 5832000c = 0,65 \\ 240\alpha - 57600\beta + 1382400c = 0,732 \\ 300\alpha - 90000\beta + 27000000c = 0,788 \end{cases} \quad (2.8.)$$

Вирішуючи системи одержимо шукані значення постійних коефіцієнтів A, B, α, β, c . Виконаємо перевірку обчислень шляхом підстановки знайдених значень у вихідні формули № 2.4 та №2.5. Розрахунки вірні. Результати розрахунків заносимо в таблицю № 2.3. і № 2.4.

Одержати невідомі коефіцієнти можна також за допомогою програми MATHCAD. Якщо також занести системи рівнянь до її інтерфейсу. Додаток Ж.

Таблиця №2.3. Розрахунок коефіцієнтів A, B для насоса ЦНСШ 300-490

Крапки	Q	H	A	B
1	0	546	$1,1032 \cdot 10^{-2}$	$1,0979 \cdot 10^{-4}$
2	180	535		
3	300	500		

Таблиця № 2.4. Розрахунок коефіцієнтів α, β, c для насоса ЦНСШ 300-490

Крапки	Q	η	α	β	c
1	180	0,65	4,57111	5,7639	-2,39196
2	240	0,732			
3	300	0,788			

Діаметр труби усмоктувального трубопроводу вибирається по діаметрі усмоктувального патрубка насоса d_{BC} .

У нашому випадку $d_{BC} = 0.200 \text{ м}$.

По додатку 4 вибираємо трубу з зовнішнім діаметром 219 мм (з мінімальною товщиною стінки $\delta = 6 \text{ мм}$) і внутрішнім діаметром $d_B = 207 \text{ мм}$, $\lambda = 0,00423$, $K^2 = 0,144$.

Довжину водовідливного трубопроводу визначимо по формулі:

$$Z = l_g + l_n, \quad (2.9.)$$

де Z - довжина трубопроводу, тобто довжина його осьової лінії від прийомного пристрою найбільш вилученого насоса до місця зливу води на поверхні, м;

$l_{\text{в}}$ - довжина усмоктувального трубопроводу - довжина його осьової лінії від прийомного трубопроводу до усмоктувального патрубку насоса ($l_{\text{в}} = 10 \text{ м}$);

$l_{\text{н}}$ - довжина нагнітального трубопроводу - довжина його осьової лінії від нагнітального патрубку насоса до зливу на поверхні, м

$$l_{\text{н}} \approx \frac{H_{\Gamma}}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3, \quad (2.10.)$$

де α кут нахилу стволу (для вертикальних стволів $\alpha = 90^0$);

$l_1 = 20 \text{ м}$ довжина труб від нагнітального патрубку найбільш вилученого насоса до трубного ходка;

$l_2 = 20 \text{ м}$ - довжина труб у похилому (трубному) ходці;

$l_3 = 170 \text{ м}$ - довжина труби на поверхні до місця зливу;

H_{Γ} - геометричний напір, обумовлений як сума висоти усмоктування $H_{\text{вс}}$ і нагнітання $H_{\text{н}}$, тобто

$$H_{\Gamma} = H_{\text{вс}} + H_{\text{н}} = 3 + 440 = 443 \text{ м} \quad (2.11.)$$

де $H_{\text{вс}} = 3 \text{ м}$ - середнє значення висоти усмоктування;

$H_{\text{н}} = 440 \text{ м}$ - висота нагнітання.

$$l_{\text{н}} \approx \frac{H_{\Gamma}}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3 = \frac{443}{1} + 20 + 20 + 170 = 653 \text{ м}$$

$$Z = l_{\text{в}} + l_{\text{н}} = 10 + 653 = 663 \text{ м}$$

Орієнтований напір у трубопроводі

$$H^{\text{I}} = H_{\Gamma} + i(\mathbf{Z} + \sum L_{\text{ЭKB}}), \quad (2.12.)$$

де i – оптимальний гідравлічний ухил, $i \approx 0.025 \div 0.05$;

$\sum L_{\text{ЭKB}}$ - еквівалентна довжина всіх місцевих опорів трубопроводу, послідовно обтічних потоком води;

H^{I} - необхідний напір, м.

Еквівалентну довжину всіх місцевих опорів трубопроводу, послідовно обтічних потоком, визначимо з вираження:

$$\sum l_{\text{ЭKB}} = 0.177 * \sum \zeta * \sqrt{\frac{Q_{\min}}{\sqrt{i}}}, \quad (2.13.)$$

де $Q_{\min}$ - подача через один трубопровід;

$\sum \zeta$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу

$$\sum \zeta = \sum \zeta_B + \sum \zeta_H, \quad (2.14.)$$

де $\sum \zeta_B$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів усмоктувального трубопроводу;

$\sum \zeta_H$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів нагнітального трубопроводу.

При інженерних розрахунках допускається приймати:

$\sum \zeta_B \approx 8$ (усмоктувальний клапан із прийомною сіткою + 2 коліна);

$\sum \zeta_H \approx 17$ (4 засувки + зворотний клапан + 5 трійників + 5 колін + вихід).

$$\sum \zeta = \sum \zeta_B + \sum \zeta_H = 8 + 17 = 25$$

$$\text{для } i = 0.025, \Sigma l_{\text{ЭKB}} = 0.177 * 25 * \sqrt{\frac{300}{\sqrt{0.025}}} = 192.8 \text{ м};$$

$$\text{для } i = 0.05, \Sigma l_{\text{ЭKB}} = 0.177 * 25 * \sqrt{\frac{300}{\sqrt{0.05}}} = 162 \text{ м}$$

Орієнтований напір у трубопроводі при $i = 0.025$

$$H^I = 443 + 0.025 * (663 + 192.8) = 464.4 \text{ м}$$

У позначенні насоса ЦНСШ 300-140...800 фігурують його номінальні параметри: подача $Q_{HH} = 300 \text{ м}^3 / \text{ч}$ і напір $H_{HH} = 140 \dots 800$ відповідно при $Z = 2 \dots 11$ робочих колесах (номінальний напір одного колеса 78 м). Для вибору оптимального насоса приймемо три варіанти насосів з числом робочих коліс $Z_1 = 7; Z_2 = 8; .$

Насос з числом робочих коліс $Z_1 = 6$ розглядати не будемо, тому що по характеристиці цього насоса при подачі $Q_{HH} = 0 \text{ м}^3 / \text{ч}$ його максимальний напір буде дорівнювати $H_{HH} = 468 \text{ м}$, по вимозі стійкості роботи насоса треба щоб обраний насос відповідав рівнянню:

$$H_T \leq 0.95 * H_{K.O.} * Z \quad (2.15.)$$

Для насоса з числом коліс $Z_1 = 6$ маємо:

$$464 > 0.95 * 78 * 6 \quad (445)$$

Таким чином насос буде робити нестійко і проводити подальші розрахунки з його використанням недоцільно.

Таким чином, для прийнятих варіантів коліс насоси будуть називатися ЦНСШ 300-550 ЦНСШ 300-600.

Визначення діаметра нагнітального трубопроводу

Перший (початковий) варіант діаметра труб нагнітального трубопроводу визначимо за методикою, розробленою інститутом ім. М. М. Федорова.

$$d^I = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HH} \cdot m}{3600 \cdot \pi \cdot v \cdot n}} \text{ м}, \quad (2.16.)$$

де d^I - оптимальний внутрішній діаметр труби, м;

Q_{HH} , $\text{м}^3/\text{ч}$ – номінальна подача обраного насоса, $\text{м}^3/\text{год}$;

v – оптимальна швидкість води в трубопроводі м/с;

n - число рівнобіжних працюючих трубопроводів (ниток).

Оптимальна швидкість води залежить від значення номінальної подачі насоса Q_{HH} , $\text{м}^3/\text{ч}$ і відносного водопритоку $Q_{ПР}$

$$Q_{ПР} = \frac{305 \cdot Q_H + 60 \cdot Q_M}{365} = \frac{305 \cdot 120 + 60 \cdot 132}{365} = 122 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.17.)$$

де $Q_{ПР}$, $\text{м}^3/\text{ч}$ – середньо годинний приплив води в шахту

$$\bar{Q} = \frac{Q_{ПР}}{m \cdot Q_{HH}} = \frac{122}{300} = 0,41 \quad (2.18.)$$

У залежності від $\bar{Q}_{\text{ПР}}$ і $H_{\text{Ш}}$ по таблиці швидкостей 1 [1] визначимо економічно доцільну швидкість води в трубопроводі $v = 2.5 \text{ м/с}$.

Тоді

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{HH}}}{3600 \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 300}{3600 \cdot 3.14 \cdot 2.5}} = 0.206 \text{ м}$$

Для вибору зовнішнього діаметра труби, необхідно зробити її розрахунок на міцність і врахувати корозійний знос труби за час експлуатації.

Розрахунок на міцність зробимо з указівки [§289 ПБ], що "напірні трубопроводи головних водовідливних установок перед здачею їх у експлуатацію повинні бути піддані гідравлічному іспиту на тиск, що складає 1,25 робочого".

У зв'язку з цим розрахунковий чи найбільший тиск, що повинний витримати водовідливний трубопровід:

$$P_P \approx 1.25 \cdot \rho \cdot g \cdot H = 1.25 \cdot \rho \cdot g \cdot [H_{\Gamma} + (Z + \sum l_{\text{ЭКВ}}) \cdot i] \cdot 10^{-6}, \text{ Мпа} \quad (2.19.)$$

де P_P – розрахунковий тиск, Мпа;

$\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$ – щільність води;

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$H' = 464.4 \text{ м}$ – максимальний необхідний напір води.

$$P_P = 1.25 \cdot 1050 \cdot 9.81 \cdot 464.4 \cdot 10^{-6} \approx 6.0 \text{ Мпа}$$

Відповідно до ДСТУ 3845-75 товщина стінки труби визначається по рівнянню

$$\delta_0 = \frac{p_P \cdot d'}{2 \cdot \sigma_{\partial on}} = \frac{p_P \cdot d'}{2 \cdot 0,4 \cdot \sigma_B} = \frac{p_P \cdot d'}{0,8 \cdot \sigma_B}, \quad (2.20.)$$

де δ_0 - мінімальна (з урахуванням мінусового допуску) товщина стінки труби, мм;

$\sigma_{\partial on}$ - допустиме напруження рівне 40% від тимчасового опору розриву σ_B

$$\delta_0 = \frac{p_P \cdot d'}{0,8 \cdot \sigma_B} = \frac{6,0 \cdot 206}{0,8 \cdot 350} = 4,41 \text{ мм}$$

З урахуванням корозійного зносу товщину стінок сталевих труб, прокладених у вертикальних стовбурах, визначимо з вираження:

$$\delta' = \frac{100 \cdot [\delta_0 + (\delta_{KH} + \delta_{KB}) \cdot t]}{100 - K_g}, \quad (2.21.)$$

де δ' – розрахункова товщина стінок, мм, мм;

$\delta_{KH} = 0.25 \text{ мм / год}$ – швидкість корозії зовнішньої поверхні труби;

$\delta_{KB} = 0.1 \text{ мм / год}$ – швидкість корозії внутрішньої поверхні труби;

$t = 15 \text{ лет}$ – термін дії трубопроводу;

$K_g = 15\%$ – коефіцієнт враховуючий мінусовий допуск.

$$\delta' = \frac{100 \cdot [4,41 + (0.25 + 0.1) \cdot 15]}{100 - 15} = 11,4 \text{ мм}$$

Розрахунковий зовнішній діаметр труби:

$$d'_{нар} = d' + 2 \cdot \delta' = 206 + 2 \cdot 11,4 \approx 229 \text{ мм} \quad (2.22.)$$

Користаючись додатком 4, вибираємо за ДСТУ найближчий зовнішній ($d_{1нар}$) і внутрішній (d_1) діаметр першого варіанта труби

За ДСТУ 8732-58 приймаємо сталеві безшовні горячедеформовані труби марки Ст2сп із тимчасовим опором розриву не менш 350 Мпа. Приймаємо трубу з зовнішнім діаметром 245 мм і товщиною стінки 12 мм

$$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' = 245 - 2 \cdot 12 = 221 \text{ мм} \quad (2.23.)$$

Прийmemo за ДСТУ ще 5 варіантів зовнішніх діаметрів труб, як у бік збільшення, так і у бік зменшення розміру в порівнянні з $d_{1нар}$.

Для обраних трубопроводів визначимо напірну характеристику. При розрахунку трубопроводу приймається квадратичний закон опору. У цьому випадку коефіцієнт Дарсі підраховується по формулі Шевелева для ненових труб:

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

де λ — коефіцієнт Дарсі;

d — внутрішній діаметр труби, мм.

Відповідно до формули Шевелева квадрат видаткової характеристики труби:

$$K^2 = \frac{\pi^2 \cdot d^5 \cdot g}{8 \cdot \lambda} = 576 \cdot d^{5,3} \quad (2.24.)$$

де K^2 — видаткова характеристика труби, $\text{м}^3/\text{с}$

Таблиця № 2.5. Характеристики нагнітального трубопроводу

ар	Параметри трубо- проводу	λ	К ₂	a_n^*	a^*10
	2	3	4	5	6
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 245 - 2 \cdot 12 = 221 \text{ мм}$	0, 00416	0 ,193	30 656	153 28
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 273 - 2 \cdot 14 = 245 \text{ мм}$	0, 00403	0 ,333	18 128	906 4,3
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 299 - 2 \cdot 14 = 271 \text{ мм}$	0, 00391	0 ,569	10 869	543 4,6
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 219 - 2 \cdot 12 = 195 \text{ мм}$	0, 00432	0 ,0995	58 186	290 93,3
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 203 - 2 \cdot 11 = 181 \text{ мм}$	0, 00442	0 ,067	85 330	426 65,5
	$d_1 = d_{1нар} - 2\delta' =$ $= 194 - 2 \cdot 11 = 172 \text{ мм}$	0, 00448	0 ,0511	11 0965	554 82,7

Гідравлічний опір трубопроводу

У загальному виді гідравлічний опір однієї вітки усмоктувального і напірного трубопроводу будуть мати вид:

$$a_{\text{в}} = \frac{l_{\text{в}} + \sum l_{\text{в.}}}{3600^2 * K_{\text{в}}^2}; \quad (2.25.)$$

$$a_{\text{н}} = \frac{l_{\text{н}} + \sum l_{\text{н.}}}{3600^2 * K_{\text{н}}^2}; \quad (2.26.)$$

де $a_{\text{в}}$ і $a_{\text{н}}$ - відповідно гідравлічний опір однієї вітки усмоктувального і нагнітального трубопроводів, $\text{с}^2 / \text{м}^5$;

$l_{\text{в}}$ і $l_{\text{н}}$ - довжина вітки усмоктувального і нагнітального трубопроводів, м;

$\sum l_{\text{в.}}$ і $\sum l_{\text{н.}}$ еквівалентні довжини місцевих опорів, м;

$K_{\text{в}}^2$ і $K_{\text{н}}^2$ квадрати видаткової характеристики труби усмоктувального і нагнітального трубопроводів.

Тому що $\sum \zeta_{\text{в}} \approx 8$, $\sum \zeta_{\text{н}} \approx 17$ визначимо відповідно еквівалентні довжини місцевих опорів:

$$\sum l_{\text{в.}} = \frac{\sum \zeta_{\text{в}} * d_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}}} = \frac{8}{0,021 * d_{\text{в}}^{-0,3}} * d_{\text{в}} = 382 * d_{\text{в}}^{1,3} \quad (2.27.)$$

$$\sum l_{\text{н.}} = \frac{\sum \zeta_{\text{н}} * d_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{17}{0,021 * d_{\text{н}}^{-0,3}} * d_{\text{н}} = 810 * d_{\text{н}}^{1,3}, \quad (2.28.)$$

де $d_{\text{в}}$ і $d_{\text{н}}$ - відповідно внутрішні діаметри труб усмоктувального і нагнітального трубопроводів, м.

З урахуванням рівнянь видаткових характеристик трубопроводу:

$$a_{\text{е}} = 1,34 * 10^{-10} * d_{\text{е}}^{-5,3} * (l_{\text{е}} + 382 * d_{\text{е}}^{1,3}), \text{ c}^2 / \text{м}^5,$$

$$a_{\text{н}} = 1,34 * 10^{-10} * d_{\text{н}}^{-5,3} * (l_{\text{н}} + 810 * d_{\text{н}}^{1,3}), \text{ c}^2 / \text{м}^5.$$

Для усіх варіантів параметри усмоктувального трубопроводу прийняті по діаметрі усмоктувального патрубку насоса і тому однакові.

$$a_{\text{е}} = 1,34 * 10^{-10} * 0,207^{-5,3} * (10 + 382 * 0,207^{1,3}) = 3353,5 * 10^8$$

Гідравлічний опір трубопроводу визначимо з вираження:

$$a = a_{\text{е}} + a_{\text{н}} = 1,34 * 10^{-10} * \left[d_{\text{е}}^{-5,3} * (l_{\text{е}} + 382 * d_{\text{е}}^{1,3}) + d_{\text{н}}^{-5,3} * (l_{\text{н}} + 810 * d_{\text{н}}^{1,3}) \right] \quad (2.29.)$$

Підставляючи в дане рівняння замість $d_{\text{н}}$ варіанти діаметрів труб -

$d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6$ одержимо шістьох значень a , необхідних для визначення робочих параметрів системи насос - трубопровід. Дані розрахунків занесемо в таблицю № 2.6.

Розрахунок параметрів системи насос - трубопровід

Подача насоса в робочому режимі визначається спільним рішенням рівнянь напірної характеристики насоса і характеристики трубопроводу:

$$Q = Q_P = \frac{Z * A}{2 * (Z * B + a)} + \sqrt{\left[\frac{Z * A}{2 * (Z * B + a)} \right]^2 + \frac{Z * H_{K.O.} - H_{Г.}}{Z * B + a}} \quad (2.30.)$$

Підставляючи величину Q_P у рівняння характеристики трубопроводу знайдемо напір насоса

$$H_P = Z \cdot (H_{K.O.} + A \cdot Q_P - B \cdot Q_P^2) = H_{Г.} + a \cdot Q_P^2 \quad (2.31.)$$

Робочий КПД η_P насоса, відповідно до рівняння:

$$\eta_P = \alpha \cdot Q_P - \beta \cdot Q_P^2 + c \cdot Q_P^3$$

Потужність еквівалентного насоса в робочому режимі

$$N_P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_P \cdot H_P}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_P}, \quad (2.32.)$$

де $\rho = 1050 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$ – щільність шахтної води;

$g = 9.81$ – прискорення вільного падіння м/с².

Приведені витрати

Варіант водовідливної установки, що забезпечує відкачку одного і того ж річного припливу шахтної води при мінімальних приведених витратах, вважається оптимальним.

Приведені витрати підраховуються по формулі:

$$П = Э + ЕК, \quad (2.33.)$$

де $П$ – приведені витрати, грн.;

$Э$ – експлуатаційні витрати, грн.;

E – галузевий нормативний коефіцієнт;

K – капітальні витрати, грн.

Використання приведених витрат як критерій оптимальності дозволяє оцінити варіант по сумі поточних і одноразових витрат з урахуванням терміну їхньої окупності. Як показує досвід розрахунку різних варіантів водовідливних установок, найбільш змінюваною частиною капітальних витрат є витрати на спорудження трубопроводу. Причому ці витрати головним чином залежать від діаметра труб, арматури, сполучних і захисних пристроїв. Отже порівняння варіантів можна вести в основному по витратах на трубопроводи. Таким чином, поставлену задачу відшукування варіанта оптимальної водовідливної установки зводимо до приватної задачі визначення оптимального діаметра трубопроводу.

Капітальні витрати на спорудження водовідливого трубопроводу:

$$K = (n+1) * \kappa_{y\partial} * l_n, \quad (2.34.)$$

де $(n+1)$ - число ниток трубопроводу, включаючи і резервний;

$\kappa_{y\partial}$ - питомі капітальні витрати, тобто витрати на 1 п. м. трубопроводу грн/м.

Для розрахункового тиску $P_P = 6,4 \text{ Мпа}$ $\kappa_{y\partial} = 149 * d_H - 10,4$

Даною залежністю враховується вартість труб, фланцевих з'єднань, захисних пристроїв і вузлів кріплення, а також вартість монтажу.

Річна сума амортизаційних відрахувань визначається по діючих нормах і для водовідливних трубопроводів приймається:

$$\beta = 0,131^{I/200}$$

Відповідно до цього

$$\mathcal{E}_a = \beta * \kappa = 0,131 * (n+1) * \kappa_{y\partial} * l_H, \quad (2.35.)$$

де $\mathcal{E}_a$ - річні амортизаційні відрахування з вартості трубопроводу, грн.

Вартість витрати електроенергії на водовідлив

$$\mathcal{E}_9 = a_9 * c_9, \quad (2.36.)$$

де $\mathcal{E}_9$ - вартість річної витрати електроенергії на водовідлив, грн.;

a_9 - тариф на споживану електроенергію, рівний 0,0068 грн/кВт*год;

c_9 - річна витрата електроенергії

З урахуванням тарифу

$$\mathcal{E}_9 = 67,5 * N_P * \frac{Q_{np}}{Q_p}$$

Приведені річні витрати

$$\Pi = \mathcal{E}_a + \mathcal{E}_9 + E * (n+1) * \kappa_{y\partial} * l_H,$$

де E - галузевий нормативний коефіцієнт.

Для вугільної промисловості $E = 0,2$ що відповідає нормативному строку окупності 5 років.

У такий спосіб

$$\Pi = 67,5 * N_P * \frac{Q_{np}}{Q_p} + 0,331 * (n+1) * \kappa_{y\partial} * l_H$$

Для спрощення розрахунків розрахункові залежності можна записати в програмі EXCEL, і усі розрахунки проводити лише шляхом підстановки необхідних значень у формули. Додаток 3.

Результати розрахунків зводимо в таблицю № 2.6.

Результати розрахунків і вибір оптимального варіанта

Аналізуючи данні в таблиці № 2.6. бачимо, що варіант 7 - 5 оптимальний.

Отриманий робочий режим насоса перевіримо на стійкість і економічність його роботи по умові:

$$H_{\Gamma} \leq 0,95 * H_{K.O.} * Z \quad (2.37.)$$

$$464 \leq 0.95 * 78 * 7$$

$$\eta_{PAB} \geq 0.85 \cdot \eta_{MAKC} = 0,77 \geq 0.84 * 0.79 = 0,77 > 0.672 \quad (2.38.)$$

Умова дотримується.

Приймаємо до установки насоси типу ЦНСШ 300 490

Таблиця № 2.6. Результати розрахунків і вибір оптимального варіанта

Варіант и	$a_H * 10^8$	$a * 10^8$	Q_p	H_p	η_P	N_P	C_9	Π
Число коліс - номер варіанта трубо- проводу								
7 – 1	30656	34010	341, 6	483	0,79	598	203026 1	25701
7 – 2	18128	21482	365, 3	471, 7	0,78 4	628, 9	199664 3	27265, 7

7 – 3	10869	14223	381, 4	463, 7	0,77 2	655, 5	199324 5	28916, 2
7 – 4	58186	61539, 5	302	499	0,78 9	546, 5	209870 7	24512, 2
7 – 5	85330	88684	274	509, 5	0,77 1	518, 1	219296 5	24150, 9
7 – 6	11096 5	11431 9	253, 2	516, 3	0,74 9	499, 4	228746 0	24242
8 – 1	30656	34010	423, 3	504	0,72 1	846, 6	231952 3	27754, 8
8 – 2	18128	21482	449, 3	486, 4	0,67 3	929	239799 3	30115, 5
8 – 3	10869	14223	466, 6	474	0,63 5	996, 6	247710 7	32351, 9
8 – 4	58186	61539, 5	378, 9	531, 4	0,77 4	744, 3	227820 1	25786, 7

8 – 5	85330	88684	346, 2	549, 3	0,79	688, 8	230746 3	24964
8 – 6	11096 5	11431 9	321, 9	561, 4	0,79	654, 5	235807 3	24743, 6

Вибір електродвигуна

Знаючи робочі параметри насоса визначимо необхідну потужність його приводного двигуна по залежності:

$$N = 1,1 * \frac{\rho \cdot g \cdot Q_P \cdot H_P}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_P} = 1,1 * \frac{1050 \cdot 9.81 \cdot 274 \cdot 509.5}{1000 \cdot 3600 \cdot 0.82} = 536 \text{ кВт}, \quad (2.39.)$$

де $\rho = 1050 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$ – щільність шахтної води;

$g = 9.81$ – прискорення сили ваги.

Приймаймо найближчій більший по потужності стандартний двигун.

Для шахт не газових I, II, III категорій, по отриманій потужності і швидкості обертання вала прийнятого насоса прийmemo асинхронний короткозамкнений електродвигун ВАО-2 560 М4 при напрузі 6 кіловольт, [2] стор. 253.

Таблиця № 2.7. Характеристика електродвигуна

Показник	Значення
Потужність, кВт	630
Напруга, кВ	6
КПД	0.955
Частота обертання вала, хв ⁻¹	1480
Сos φ	0.9
I номінальний, А	61
I пуск. / I ном.	6,5
Момент інерції ротора кг*м ²	32

Найбільший момент інерції ротора механізму кг*м ²	625
--	-----

Як пускову апаратуру для високовольних двигунів приймемо комплектне розподільче устрійство з ячейками УК-6.

Визначення кількості насосів і організація їхньої роботи з відкачки нормального і максимального водопритоку

Визначимо час роботи насосів при їхній рівнобіжній роботі на два трубопроводи по відкачці нормального добового припливу:

$$t_H = \frac{Q_H}{Q_P} = \frac{120 * 24}{274} = 10,5 \text{ ч} \quad (2.40.)$$

Визначимо час роботи насоса по відкачці максимального добового припливу:

$$t_M = \frac{Q_{MAX}}{Q_P} = \frac{132 * 24}{274} = 11,6 \text{ ч} \quad (2.41.)$$

Тому що $t_H < 16 \text{ час}$, приймаємо три насосних агрегати і два нагнітальних става. За умови роботи одного насоса на трубопровід. Добовий графік відкачки припливу повинний бути побудований з урахуванням різної вартості електроенергії за часом доби з метою максимального зниження оплати за електроенергію.

3. Розрахунок гідравлічного удару

Для розрахунку величини гідравлічного удару використаємо достеменну методику, виконану, в основному, на базі досліджень, проведених у ДОННТУ.

Фізично, процес гідравлічного удару можна описати так. При роботі водовідливної установки і відключенні електродвигуна насосної установки відбувається різка зупинка насоса. Після миттєвої зупинки насоса і закриття зворотного клапана в зоні, безпосередньо пов'язаною зі зворотним клапаном, утвориться знижений тиск як наслідок прояву інерційних властивостей води. Тому що реальна рідина стискується, те миттєвої зупинки всієї маси рідини в трубопроводі не відбудеться, а область зниженого тиску буде поширюватися по напрямку потоку зі швидкістю c і досягне кінця трубопроводу за час t , сек :

$$t = L / c, \text{ сек} \quad (2.42)$$

де $L = 653 \text{ м}$ - довжина трубопроводу;

c - швидкість поширення ударної хвилі, м/с.

Розрахуємо швидкість поширення ударної хвилі по формулі:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{\text{жс}}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{d * E_{\text{жс}}}{\delta * E}}}, \text{ м/с} \quad (2.43)$$

де $E_{\text{жс}} = 2,05 * 10^9 \text{ Па}$ - модуль пружності води;

$E = 1 * 10^{11} \text{ Па}$ - модуль пружності сталі;

$\delta = 11 \text{ мм}$ - товщина стінки труби;

$\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$ - щільність шахтної води;

$d = 181 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр труб.

У такий спосіб:

$$c = \frac{\sqrt{2,05 \cdot 10^9 / 1050}}{\sqrt{1 + \frac{181 \cdot 2,05 \cdot 10^9}{11 \cdot 1 \cdot 10^{11}}}} = 1208 \text{ м/с}$$

Тоді

$$L / C = 653 / 1208 = 0.54 \text{ сек}$$

Але такий стан не буде рівноважним, і частки води кинуться назад у трубопровід.

Час, протягом якого хвиля пройде від місця збурювання до місця відображення і назад, називається фазою хвилі і визначається по формулі:

$$T = 2L / c \quad (2.44)$$

$$T = 2L / c = 2 \cdot 653 / 1208 = 1.08 \text{ сек}$$

У такий спосіб період складається з двох фаз. Перша фаза дорівнює $2L/c$, коли тиск у зворотного клапана менше робочого, друга - такої ж тривалості, коли тиск у зворотного клапана більше робочого.

На закінчення визначається коефіцієнт підвищення тиску:

$$K_y = H_D / H_A. \quad (2.45)$$

У дійсності гідравлічний удар може не досягти величини H_D тому що на його величину сильний вплив робить час зміни швидкості потоку, у випадку

водовідливу це інерційність ротора насосного агрегату. Тому треба знати закон вибігу ротора насосного агрегату при відключенні електроживлення.

Побудуємо криві вибігу насосного агрегату по формулі, отриманої в ДОН-НТУ:

$$t = \frac{T_a}{2 * \sqrt{\frac{M_H}{M_0} - (\frac{M_H}{M_0} - 1)}} \ln \frac{(M_N - 1) \left(M_N + \frac{\omega}{\omega_0} \right)}{(M_N + 1) \left(M_N - \frac{\omega}{\omega_0} \right)}, \text{ сек} \quad (2.46)$$

де T_a - постійна часу насосного агрегату, с;

$$T_a = I * \omega_0 / M_0 \quad (2.47)$$

Тут I - момент інерції ротора насосного агрегату, приймається на 10% більшим, ніж момент інерції ротора електродвигуна, кг м²;

ω_0 - робоча кутова швидкість ротора насосного агрегату, с⁻¹;

n_0 - частота обертання ротора насосного агрегату, хв⁻¹;

$$\omega_0 = \pi * n_0 / 30 \quad (2.48)$$

$$\omega_0 = 3.14 * 1480 / 30 = 154.9 \text{ с}^{-1}$$

M_0 - момент опору ротора насосного агрегату в робочому режимі, н*м.

$$M_0 = \frac{P_0 Q_0}{\eta_0 \omega_0}, \text{ н*м} \quad (2.49)$$

де P_0, Q_0, η_0 - тиск (Па), подача (м³/с), к. п. д. у стаціонарному режимі.

$$M_0 = \frac{5,25 \cdot 10^6 \cdot 0,076}{0,771 \cdot 154,9} = 3,338 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_a = 1,1 \cdot 32 \cdot 154,9 / 3,144 \cdot 10^3 = 1,634 \text{ сек}$$

$$\frac{M_H}{M_0} = \frac{\frac{M_K}{M_0} - \left(\frac{\omega_K}{\omega_0} \right)^2}{1 - \left(\frac{\omega_K}{\omega_0} \right)}, \quad (2.50)$$

Тут

$$\frac{\omega_K}{\omega_0} = \sqrt{\frac{P_0 - 4\rho c \frac{Q_0}{\pi d^2}}{\rho g z H_{K0}}}, \quad (2.51)$$

де $z = 7$ - кількість робочих коліс секційного насоса;

$H_{K0} = 78 \text{ м}$ - напір, створюваний одним колесом при нульовій подачі.

$$\frac{\omega_K}{\omega_0} = \sqrt{\frac{5,248 \cdot 10^6 - 4 \cdot 1050 \cdot 1208 \cdot \frac{0,076}{3,14 \cdot 0,181^2}}{1050 \cdot 9,81 \cdot 7 \cdot 78}} = 0,517$$

$$\frac{M_K}{M_0} = \frac{\eta_0 \left(P_0 - 4\rho c \frac{Q_0}{\pi d^2} \right)}{\alpha P_0 Q_0}, \quad (2.52)$$

де $\alpha = 16,46$ - перший коефіцієнт у рівнянні к.п.д. насоса в розмірності, с/м³

$$\frac{M_K}{M_0} = \frac{0.82 * \left(5.248 * 10^6 - 4 * 1050 * 1216 * \frac{0.076}{3.14 * 0.181^2} \right)}{16,46 * 5.248 * 10^6 * 0.076} = 0.176$$

У такий спосіб:

$$\frac{M_H}{M_0} = \frac{0.103 - (0.516)^2}{1 - (0.516)} = -0.188$$

$$M_N = \sqrt{\frac{\frac{M_H}{M_0}}{\frac{M_H}{M_0} - 1}}. \quad (2.53)$$

$$M_N = \sqrt{\frac{-0.188}{-(0.188) - 1}} = 0.397$$

Задаючи значеннями ω / ω_0 (0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5) підставимо знайдені значення у формулу 2.5 і визначимо час, що пройшов від вимикання електроживлення двигуна до досягнення їм даної безрозмірної кутової швидкості.

Таблиця № 2.8. результати обчислення кривої вибігу

П оказ- ники	ω / ω_0						
	0,9	0,8	0,7	0,6	0,517	0,5	0,4

Ч							
ас	0,	0,	0,	1,	2,	2,	5
вибігу	186	431	774	304	017	299	,8
t,							
сек							

Далі в координатах $t - / 0$ побудуємо відповідний графік. Підставивши у формулу (2.5) значення ω_k / ω_0 і порівняємо отриманий час $t_k = 2,017 \text{ сек}$ з довжиною фази гідравлічного удару ($2L/c$). Додаток Д.

Тому що $t_k > 2L/C$, виходить, гідравлічний удар у водовідливній установці непрямий і відбита хвиля підходить до початкового перетину, коли зворотний клапан ще не закритий, а отже махова маса ротора насосної установки впливає на амплітуду гідравлічного удару.

Розрахунок параметрів гідравлічного удару зробимо за методикою зазначеної в методичних указівках до розрахунку гідравлічного удару для умов непрямого гідравлічного удару, і літературі [3], [4].

У результаті проведених розрахунків коефіцієнт підвищення тиску при непрямому гідроударі складе:

$$K_y = H_N / H_A. \quad (2.54)$$

$$K_y = 5.53 / 5.25 = 1,053$$

$$\text{де } P_{y0} = 5.53 \text{ Мпа};$$

$$P_{\text{раб}} = 5.25 \text{ Мпа}$$

Максимальна амплітуда коливань тиску в трубопроводі складе 1.396 Мпа .

4. Розробка засобу захисту від гідравлічного удару

Шахтний водовідлив є ланкою багатогранного технологічного комплексу гірського виробництва. Від ефективності його роботи прямо чи побічно залежать результати роботи підприємства в цілому. Шахтні водовідливні установки в даний час є складним гідроелектромеханічним комплексом устаткування з елементами автоматики і телемеханіки на надійність роботи якого в першу чергу впливає справність головного устаткування, у число якого входять насоси, комутаційна апаратура і нагнітальні стави. Цілісність яких покликан забезпечити захист від гідравлічних ударів.

Правилами технічної експлуатації вугільних і сланцевих шахт [5] (параграф 290) регламентується обов'язкове застосування запобіжних засобів для зменшення гідравлічного удару на водовідливних установках, з висотою нагнітання води на більш ніж 400 м

+ющдшлгорт пиролророрирорпавівапролдже

Захист гідравлічних систем від гідравлічних ударів здійснюють при планових перехідних режимах плавною зміною швидкості потоку при перехідних процесах руху рідини. Але найбільший по величині гідравлічний удар виникає у випадку відключення електродвигуна насоса. Захист гідравлічних систем шляхом скидання частини рідини, що транспортується, є найпоширенішим і універсальним прийомом штучного зниження величини гідравлічного удару. Пристрої, що виконують дану функцію, представлені широким рядом усіляких клапанних, мембранних та інших пристроїв, кожна конструкція має властиві недоліки. Найкращими характеристиками для використання в даних умовах володіють спеціальні гасії гідравлічних ударів, що розділяються на гасії прямої і непрямої дії. Гасителі прямої дії мають істотний недолік: запірний орган є одночасно чутливим елементом. Це сприяє високій швидкодії пристрою, можливості легко забезпечити мінімально необхідний для гасіння удару злив рідини, що

транспортується. У той же час залежність між чутливістю і зусиллям, що ущільнює, на клапані приводить до того, що необхідна чутливість пристрою визначає при проектуванні можливе зусилля, що ущільнює, у клапанній парі, що буває недостатнім. При іспиті багатьох уніфікованих гасителів гідравлічних ударів на шахтах уже через 2-3 місяця роботи з'являлася течія через клапан, зростала витрата електроенергії і гасій відключали. Вільними від зазначених недоліків є пристрої непрямої дії, що містять ланку посилення, яка включена між вимірювальним і виконавчим (запірним) органом. У розглянутій насосній установці при відключенні електродвигуна відбувається непрямий гідравлічний удар і незначне у відношенні чутливості існуючих гасіїв перевищення ударного тиску над робочим, що у свою чергу може викликати складності в налаштуванні на робочий режим і в поточній експлуатації. У теорії гідравлічного удару відомий спосіб захисту від гідроударів, що полягає у впуску води у водовод. Такий метод використовується у випадку початку гідроудару з хвилі зниження тиску. У шахтних водовідливних установках саме такий удар, викликаний раптовим відключенням приводу насоса, становить небезпеку. Тому для захисту від гідравлічного удару застосуємо метод створення додаткового обратного опору, що захистить водовідливну установку, у випадку виникнення непланового перехідного режиму. Для цих цілей буде використано гідравлічний діод струменного типу.

Подобою ковпака являє собою залитий резервний трубопровід, що знаходиться під статичним тиском стовпа води. Який можна використовувати для цілей впуску води з мінімальними витратами і мінімальним збільшенням числа технологічного устаткування. Розрахунки проведені основоположниками теорії гідравлічного удару, а також у літературі [3] доводять ефективність цього методу. Для з'єднання обсягів робочого і резервного водоводів у випадку виникнення непланового перехідного режиму застосуємо стандартний зворотний клапан установлений між водоводами в камері водовідливної установки. У зв'язку з особливістю розміщення устаткування в камері насосної установки доцільно застосувати клапан горизонтального типу. Пристрій клапана приведений у додатку

.Для зміни режимів роботи трубопроводів необхідно два клапани спрямованих у протилежні сторони. Комутацію клапанів необхідно здійснювати двома засувками, для автоматизації процесу зміни режиму роботи трубопроводів і запобігання помилок зв'язаних з людським фактором доцільно прийняти до установки автоматичні засувки, керування якими внести в схему автоматики керування насосними агрегатами, також необхідно установити логіку роботи засувки захисту і насосних агрегатів для забезпечення пуску, остановки і зміни насосного агрегату при цілком автоматичному керуванні.

Головною метою застосованого захисту створення опіру при фазі обратного русі рідини, з метою зменшити зниження тиску у водоводі і як наслідок знизити амплітуду коливань тиску.

5 Математична модель робочого процесу вихрової діюда

Для проведення теоретичних досліджень, з метою визначення вооз-можливою ефективності роботи діодів як засобу захисту від гідравлічних ударів – був обраний метод моделювання за допомогою універсальної про-граммной системи кінцево–елементного аналізу, яка має широке застосування у сфері автоматизованих інженерних і наукових розрахунків Ansys CFX.

Зазначена програма використовує сітку кінцевих елементів (числові значення у вузлах сітки), для дискретизації області. У результаті формуються рівняння для скінченних об'ємів, які зберігають поточних значення пото ка, що є необхідною умовою для точних розв'язків задач гидрогазо-динаміки[85].

Моделювання робочого процесу здійснюється на основі чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, осредненних по Рейнольдсу (RANS)(2.3). При цьому нестационарні процеси, викликані турбулентними явищами, осреднені і описуються з допомогою напівемпіричних моделей турбулентності, що використовується для замикання системи рівнянь, а протягом рас розглядається як стаціонарне. Даний метод досить ефективний і дозволяє помітно скоротити час розрахунку, тому в даний час він найбільш поширений[85].

Рівняння Нав'є-Стокса, з усередненої по Рейнольдсу сумою швидкостей [83]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{\rho} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}_i' u_j' \right], \quad (2.3)$$

де рисою зверху відзначені змінні складові, усереднені за часом, а пульсаційні складові – апострофом. Ліва частина рівняння $\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j}$ описує зміни кількості руху рідкого об'єму внаслідок зміни в часі усередненої складової швидкості, а права частина рівняння (2.3) компенсує зміни осредненными зовнішніми силами $\rho \bar{f}_i$, осредненными силами тиску $-\bar{\rho} \delta_{ij}$ і силами в'язкості $\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$. Сюди ж входять так звані напруги Рейнольдса (турбулентні напруження)

$(-\rho \overline{u'_i u'_j})$, що враховують додаткові втрати і перерозподіл енергії в турбулентному потоці.

Для замикання системи рівнянь Рейнольдса використовується модель турбулентности SST (ShearStressTransport) або модель зсувних напружень). Дана модель є комбінованою моделлю двох моделей турбулентності, яка базується на використанні $k - \omega$ в пристінкових областях і $k - \epsilon$ областях знаходяться на достатній відстані від стінки. Це досягається завдяки поправочному коефіцієнтом $1-F_1$. Функція F_1 приймає значення рівне одиниці поблизу поверхні і звертається до 0 за межами пограничного шару (2.4, 2.5). Таким чином моделі вдається показати хороші результати при розрахунку течій в зоні відриву і при сильному поздовжньому градієнті тиску [86].

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u_j \omega})}{\partial x_j} = \frac{\alpha_3 \omega}{k} P - \beta_1 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1-F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u_j k})}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

де коефіцієнти нової моделі комбінація відповідних коефіцієнтів моделей, що лежать в основі методу SST:

$$\alpha_3 = F_1 \alpha + a_2 (1-F_1), \quad \beta_3 = F_1 \beta_0 + \beta_2 (1-F_1),$$

$$\frac{1}{\sigma_{k3}} = F_1 \frac{1}{\sigma_{k1}} + (1-F_1) \frac{1}{\sigma_k}, \quad \frac{1}{\sigma_{\omega 3}} = F_1 \frac{1}{\sigma_{\omega 1}} + (1-F_1) \frac{1}{\sigma_{\omega}}.$$

Стикувальна функція в даній моделі будується таким чином, щоб найбільш адекватно враховувати перенесення напруги тертя в прикордонному шарі.

Коефіцієнт турбулентної в'язкості визначається за формулою (2.6)

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\max(\omega, S F_2 / a_1)}, \quad (2.6)$$

де $a_1 = 0,31$.

Стикувальні функції в SST - моделі визначаються за такими формулами [86,87].

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right],$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right),$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\},$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right).$$

Решта постійні коефіцієнти задіяні в даній моделі турбулентності:

$$\alpha_2 = 0.44 \lim_{x \rightarrow \infty}, \beta_1 = \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 1} = 2, \sigma_{\omega 2} = 1,168.$$

Моделювання течії проводилося в сталому режимі.

В якості умов однозначності для системи рівнянь задаються слe-дмуть умови: вода в якості робочої рідини, $\rho = 1000$ кг / м³, кінематична в'язкість $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м² / с, $t = 20$ ° С; швидкість потоку на вході в розрахункову область $u_{vx} = u_1$; тиск на виході з розрахункової області $v_{ix} = p_a = 101325$ Па; швидкість потоку у всіх бічних поверхнях $u_{st} = 0$.

.....

5.1 Обґрунтування області раціональних значень факторів, що визначають ефективність робочого процесу у вихровому діоді

Будемо вважати областю раціональних значень будь-якого фактора, з-вокупності його величин, несуттєво відрізняються від найбільш благопрі-пам'ятного, тобто, в межах 5%.

Розрахунок течії проводився в стаціонарному режимі. В якості робочого середовища прийнята нестислива рідина - вода при нормальних умовах.

При проведенні чисельного дослідження були прийняті такі до-пущення:

- потік на вході в розрахункову область вісесиметричний,
- відсутні витоку,
- режим теплового стану ізотермічний.

За схемою діода, описаної в пункті (рис. 2.19,а) була побудована тривимірна модель вихрового діода і його проточної частини (рис 2.19,б).

Далі була створена тетрагональна сіткова модель проточної частини, з-стоїть з 200 тисяч елементів при прямому струмі рідини рисунок 2.20 а. Із-за змін структури потоку при зворотному перебігу зменшено розмір елементів, сітки в місцях різкого перепаду тиску, внаслідок чого кількість елементів досягло 1200 тисяч (рис.2.20 б). При більшій кількості елементів, сітки результати розрахунку змінювалися до 2%, тому дана сітка визнана задовольняє вимогам точності.

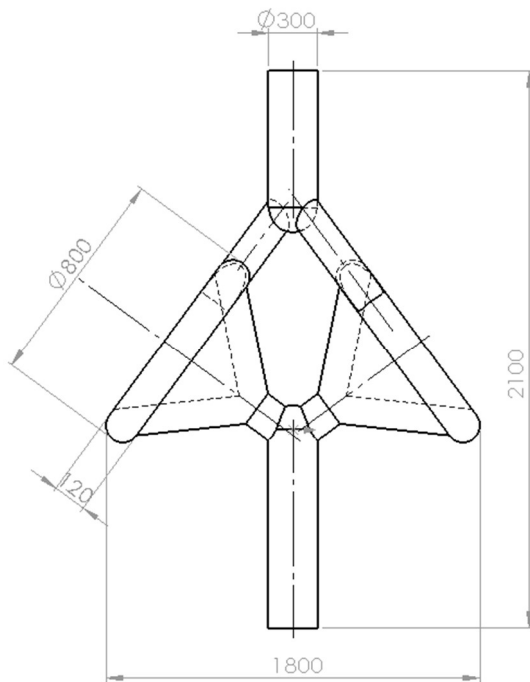


Рисунок 5.1 параметри моделі вихрового діоду

Після генерації сіток були поставлені наступні граничні умови для прямого і зворотного струму рідини (рис. 2.21):

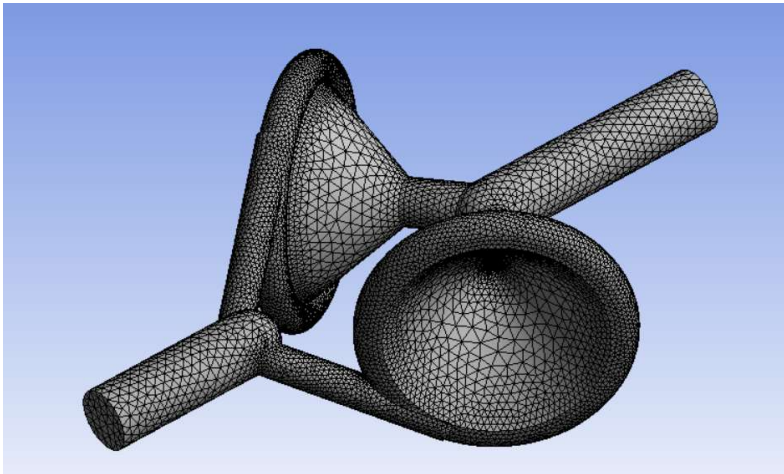


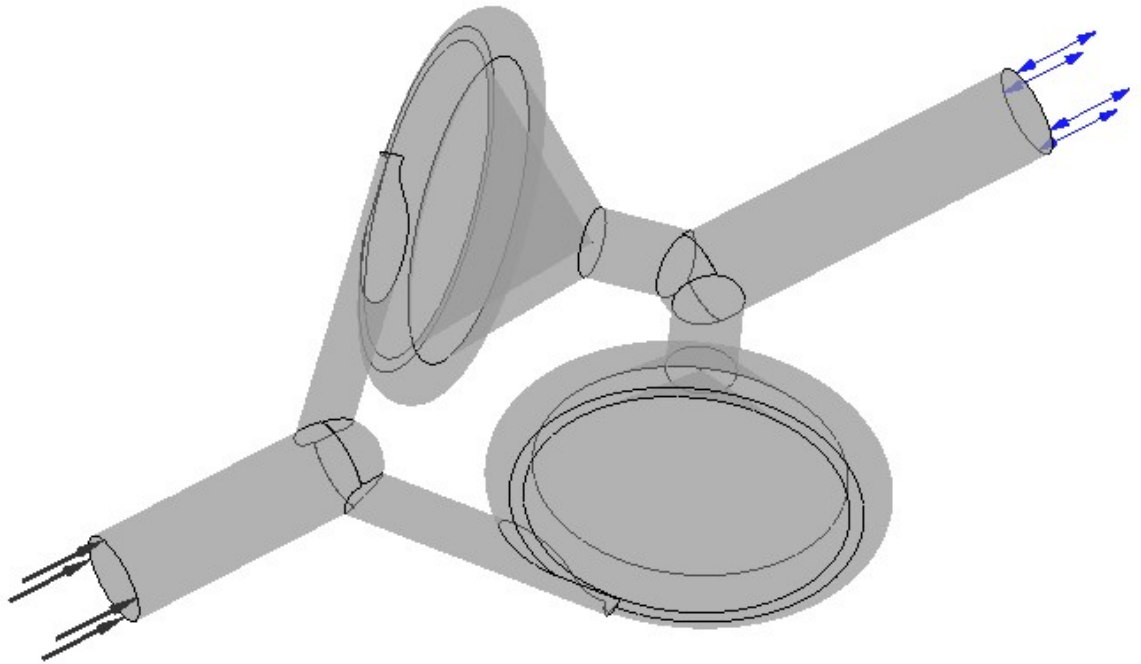
Рисунок 5.2 Сіточна модель вихрового діоду

швидкість на вході 3 м/с;

тиск на виході 101350 Па;

шорсткість стінок $\square_{ст}=0,01$ мм у відповідності з [85].

В результаті розрахунків визначалося тиск у вхідному перерізі, рас-зчитувалась диодность і будувалися відповідні графіки. Результати досліджень наведено нижче.



5.3 Розрахункова модель вихрового діода

Як випливає з пунктів 1.3 і 2.2 основним параметром, що визначає якість вихрового діода, як засобу захисту від гідроударів, є його диодність. Тому критерієм оцінки ефективності при дослідженні впливу різних конструктивних елементів на робочий процес визначимо діодність як відношення зворотного гідравлічного опору до прямого. Проаналізуємо вплив на диодність наступних факторів, що визначають форму вихрового діода (рис. 2.22): зовнішній β і внутрішній α кути нахилу конусної камери, нижня кільцева планка вихрової камери її розташування і розміри (2), форма вихрової камери (сферична, циліндрична), форма вершини конуса (1) і гирла підвідного патрубка, кут виходу відвідного патрубка γ . Дослідження будемо проводити методом суперпозиції, вважаючи, що взаємовплив різних чинників на досліджуваний параметр незначне. Такий підхід пояснюється в першу чергу браком машинного часу для рішення задачі методом кінцевих елементів. Доказом правомочності даного допущення будуть експериментальні дослідження.

Кути нахилу камери конусної

Одним з основних вимог при проектуванні вихрового діода є його низьке пряме опір, очевидно, що кути конусності будуть впливати на характеристики діода. З метою зменшення прямого з-спротиву необхідно на всій довжині вихрового діода виключити різке зміни прохідного перерізу, крім того довжина конічної частини повинна бути зручною при подальшій експлуатації та виробництві пристрою. Ґрунтуючись на даних міркуваннях було прийнято варіювати кути нахилу α від 50 до 90 градусів. В результаті моделювання визначено (рис. 2.23), що кут нахилу конічної камери α в межах від 63° до 66° забезпечує максимальну диодність.

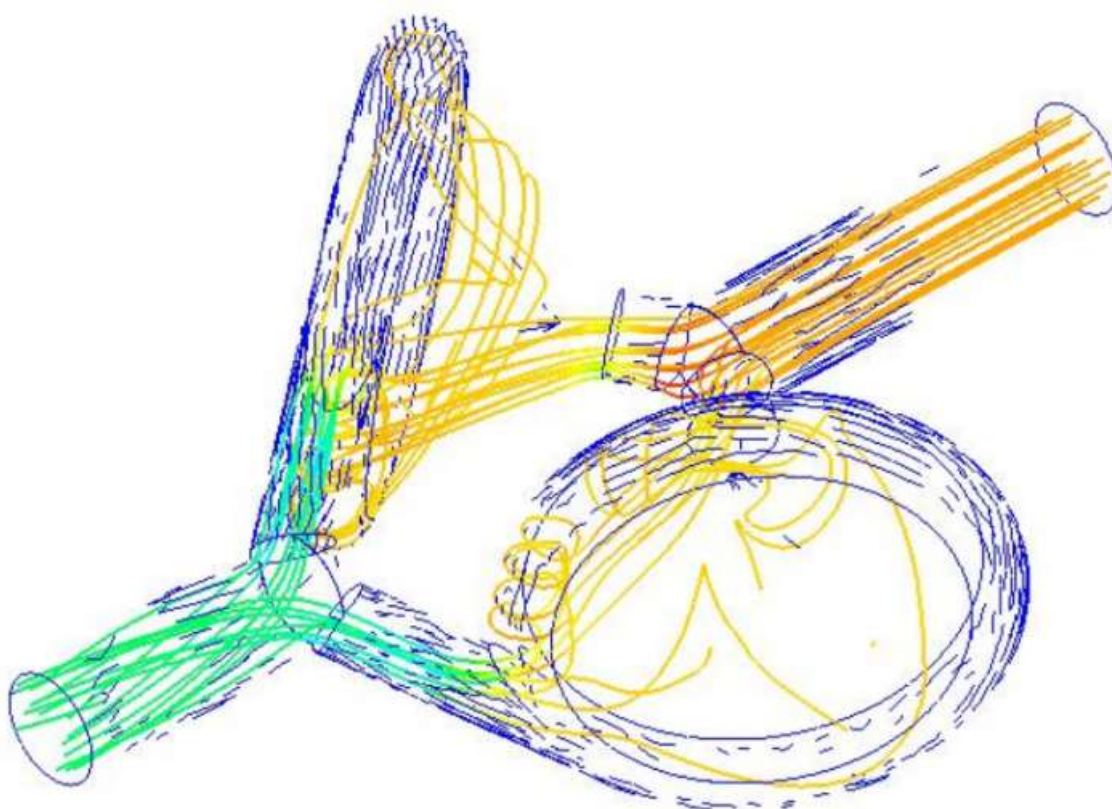


Рисунок 5.4 модель проточної частини вихрового доду при прямому русі рідини

Для визначення раціонального кута нахилу зовнішньої поверхні конічної камери проведено моделювання при постійному нахилі внутрішньої стінки дорівнює 65° в межах від 57° до 73° (тобто $\pm 8^\circ$ по відношенню до внутрішньої поверхні). Результати моделювання показують, (рис. 2.24, таблиця 3.2), що максимальне значення діодности досягається при однакових кутах нахилу зовнішньої і внутрішньої конічної поверхні. Також відзначали тім, що якщо кут $\alpha > \beta$, то пряме і зворотне опір зменшується, а при $\alpha < \beta$ - зростає.

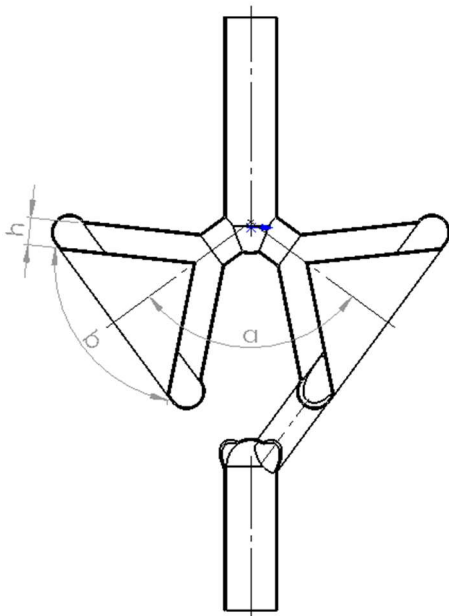


Рисунок 5.5 параметри які досліджувались

Таблиця 5. 1 – Залежність діодности від кута нахилу зовнішньої поверхні конічної камери

h	P	P	D
27,5	560211	39456	14,19837
30	548214	37183	14,74367
32,5	532851	35492	15,01327
35	522160	33539	15,56874
40	486376	35797	13,58706

42,5	476612	35262	13,51631
45	449312	35339	12,71434
47,5	433471	36083	12,01316
50	418669	36416	11,49684
52,5	399864	36035	11,09655
55	380663	35549	10,70812

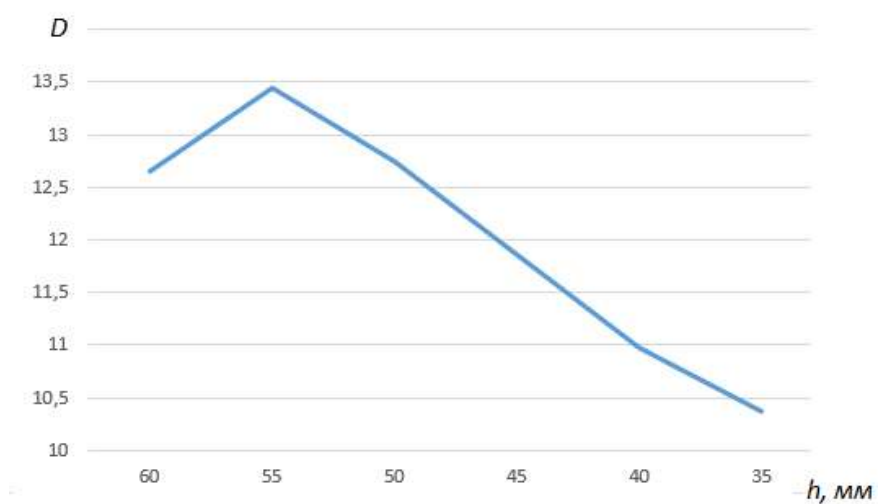
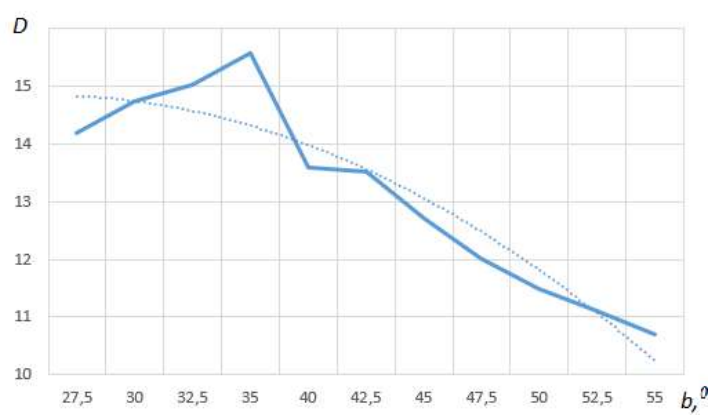


Рисунок 5.6 Залежність висоти від діюдності

Рисунок 5.7 Залежність кута b від діюдності

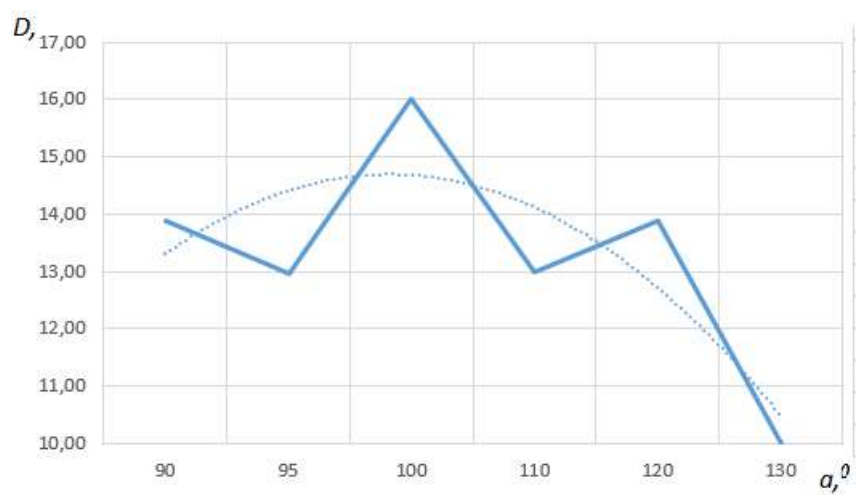


Рисунок 5.8 Залежність кута a від діодності

5.2 Фізичні особливості протікання перехідного процесу в трубо-проводі зі збільшеним зворотним опором

Як зазначалося раніше, у даній роботі розглядаються гідравлічні системи, в яких небезпеку представляють гідравлічні удари, викликані раптовим відключенням насосного агрегату, тобто починаються з хвилі пониження тиску. Ця хвиля від початкового перерізу трубопроводу рухається до кінцевого перерізу, відбившись від якого починається її рух у про-ратний напрямку, далі відбувається відбиття від початкового перерізу і про процес повторюється. Такий коливальний режим супроводжується змінами тиску і витрати по всій довжині трубопроводу. Енергія хвильового процесу витрачається на пружну деформацію стінок труб, на стиснення рідини і подолання гідравлічного опору її руху. Остання обставина використовується в даній роботі для зниження величини гідравлічного удару в найнебезпечнішому місці – в початковому перерізі трубопроводу, де приращення тиску накладається на найбільшу статичний тиск в системі.

Як показують дослідження хвильових процесів в гідравлічних системах, де відбуваються постійні накладання хвиль, що рухаються в різних напрямках, кількість і рідини амплітуда тисків, яка перетікає через різні перерізу буде різним [82]. Звідси випливає, що ефективність захисту буде залежати не тільки від величини гідравлічного опору, але й від місця розташування дроселюючого елемента. Це є важливим моментом у дослідженнях ще й тому, що виготовлення і застосування труб з різним гідравлічним опором при різноспрямованих потоках навряд чи можливо в найближчій перспективі.

Для локалізації зон можливого застосування елементів, що володіють властивістю диодности, прийнятий наступний порядок досліджень, які з-стояли в розрахунку перехідного процесу з подальшим аналізом отриманих результатів:

1) встановлення величини диодности трубопроводу, достатньою для ефективного гасіння гідравлічних ударів;

2) для визначення зони найбільш ефективної роботи діода виконання ним поділ трубопроводу на 4 ділянки і почергове додання властивостей діодності кожній ділянці;

3) для подальшого уточнення (звуження) зони ефективної роботи діода поділ відібраного при попередньому кроці ділянки на два;

4) для випадку шахтних водовідливних установок визначення ступеня впливу на перехідний процес горизонтальної ділянки, розташованої на поверхні.

Враховуючи існуюче розмаїття гідравлічних систем і пов'язані з цим відмінності особливостей формування хвилі тиску і протікання перехідного процесу, не представилося можливим для подальших досліджень розробити типову схему водонапірної установки, що враховує необхідний набір факторів. Тому була обрана установка, основні параметри якої відповідають області передбачуваного використання і на якій можливе застосування розроблених засобів захисту. Враховуючи це, у якості вихідних даних для моделювання перехідного процесу при поза-запном відключенні приводу насосного агрегату, були прийняті параметри під-доотливной установки горизонту 400 м блока ш «Южнодонбаська»: насос – НСШ 410-910, електродвигун ВАО4 – 630М4 (потужність 1600 кВт, синхрон-ва частота обертання 1500 хв-1, момент інерції 85 кг м²), геометрична висота підйому води приймалася 805 м, напірний трубопровід виконаний з труб d 273×16 або d324×12 (в свердловині), d325×8, d159×5,5, □315×18,7 (на поверхні). Загальна довжина трубопроводу – 1360 м. Дослідження проведені в діапазоні збільшення зворотного гідравлічного опору по відношенню до прямого від 1 до 60 ($D = 1...60$) з кроком 10 (5). Час моделювання – 10 с.

В результаті отримані графіки коливань тиску в початковому перерізі нагнітального трубопроводу (рис. 2.1).

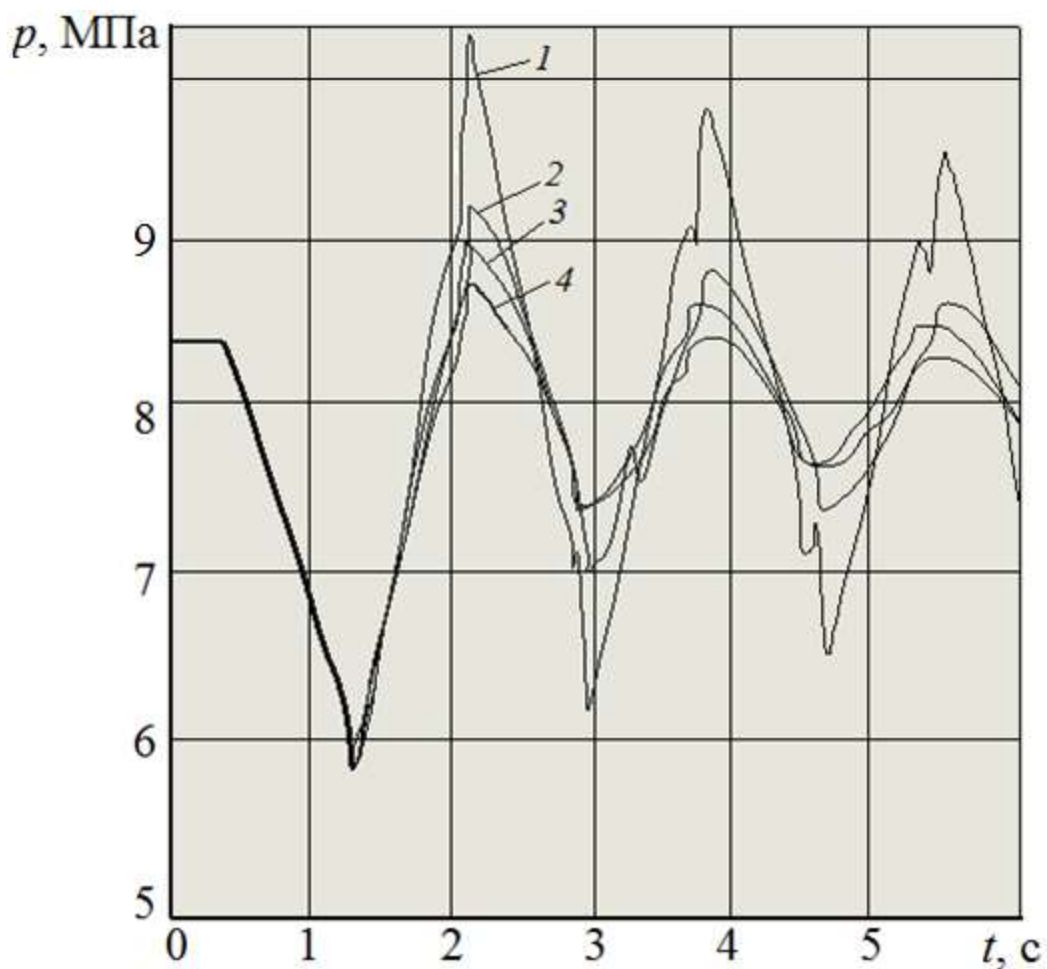


Рисунок 5.9– гидравлический удар в незахищеному трубопроводі

Для спрощення аналізу отриманих графіків на одному координатному полі показано максимуми тиску в функції відстані (рис. 2.2 а) і приведена графік залежності максимального тиску від D (рис. 2.2.б).

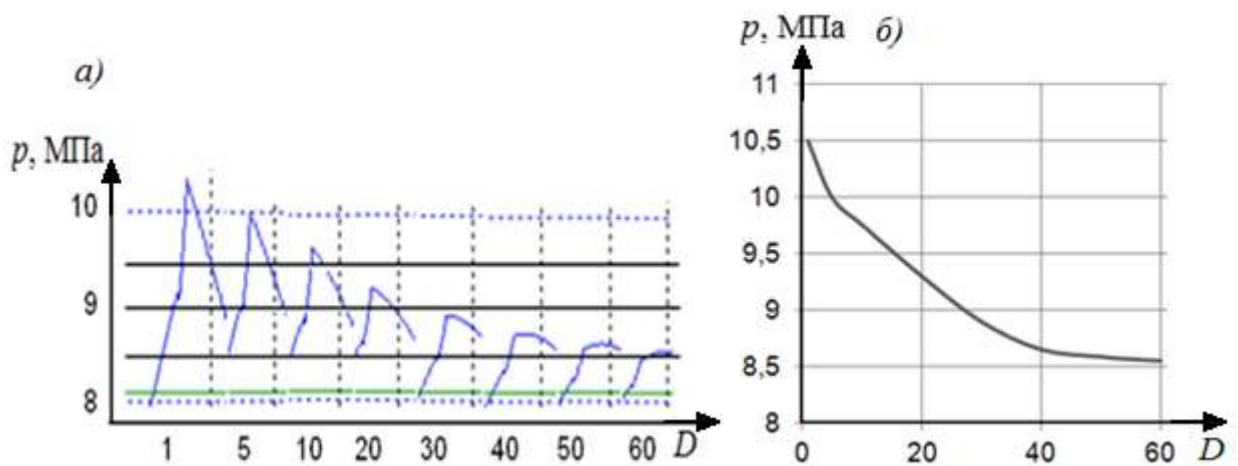


Рисунок 5.10 – Залежність максимального тиску при прямому течі рідини в залежності від розміру діодності

Аналіз графіків показує, що із збільшенням зворотного гідравлічн-ського опору трубопроводу спостерігається стійке зниження максимуму, і величина приросту тиску порівняно з робочим в інтервалі діодності від 1 до 35 змінюється від 125000 до 40000 Па. Збільшення D понад 40 представляється не-доцільним, так як ефективність захисту при цьому збільшується незначно. Якщо, наприклад, задатися величиною допустимого підвищення тиску в 1 МПа, то до-статньо мати діодність порядку 17. Це добре видно з графіка (рис. 2.7) або з допомогою апроксимуючого полі-ному $p = 0,0002 D^2 - 0,073 D + 10,45$, що має величину достовірності апроксимації $R^2 = 0,992$ для $D = 1 \dots 60$.

Крім того, порівняння форми пікового тиску на графіках показує, що має місце поступове зменшення швидкості зростання тиску, що свідчить про зни-ження ударного ефекту при підході хвилі тиску до обрат-ному клапану.

5.3 Вплив інерції ротора насосного агрегату на максимальний тиск в напірному трубопроводі

Оцінімо орієнтовно вплив інерції ротора насосного агрегату на максимальний тиск в умовах водовідливної установки блоку №10 ш/у «Покровське». Для цього зобразимо на окремому графіку криву коливань тиску з урахуванням і без урахування моменту інерції обертючих частин насосного агрегату при деякому значенні діючої сили, наприклад, $D = 15$, (рис. 2.3).

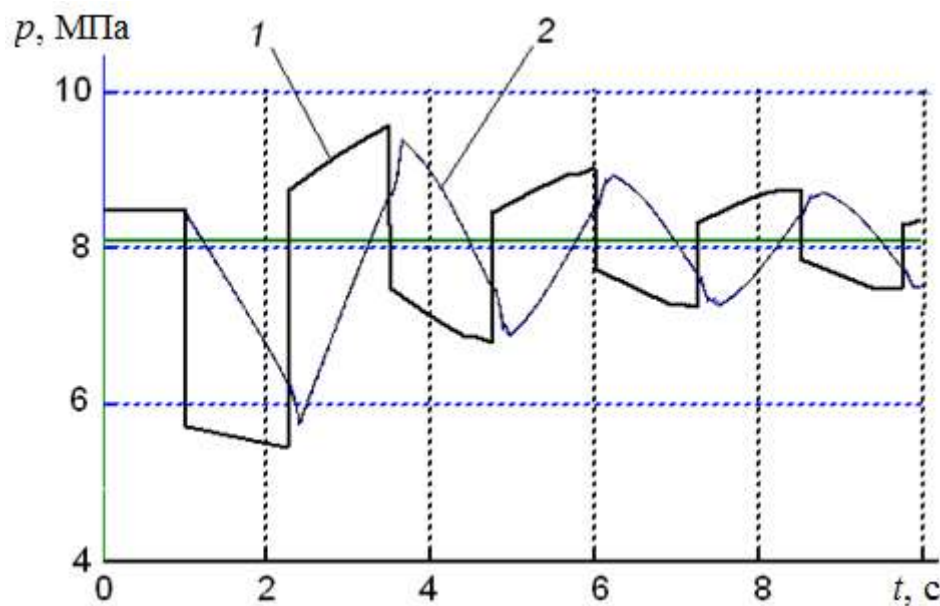


Рисунок 5.11 – змінення тиску у початковій ділянці трубопроводу

Максимальний тиск при розрахунку перехідного процесу без урахування моменту інерції обертючих частин насосного агрегату становить 9,57 МПа, а з урахуванням – 9,36 МПа, тобто різниця тисків 0,21 МПа або 2,2%. Якщо ж розглянути перевищення тиску по відношенню до тиску, зумовленого геометричною висотою, то без врахування інерції воно буде 1,46 МПа, а з урахуванням – 1,25 МПа, що становить різницю в 16,8 %. Зі сказаного можна зробити висновок, що в практичних розрахунках моментом інерції ротора можна пренебрегати. Особливо, якщо врахувати, що інерційні властивості працюють тільки в напрямку зниження величини підвищення тиску.

5.2 Дослідження ступеня впливу на підвищення тиску різних ділянок трубопроводу

Припустимо, що ділянки трубопроводу з підвищеним зворотним з-савільства проти, розташовані на різному видаленні від зворотного клапана, по-різному впливають на величину гідравлічного удару, і визначимо місце, де цей вплив найбільш істотно. Для цього спочатку вертикальний напірний трубопровід водовідливу ш «Южнодонобаська», розділимо на чотири рівних ділянка і задамо підвищений зворотне опір по черзі на кожній ділянці (рис. 2.4).

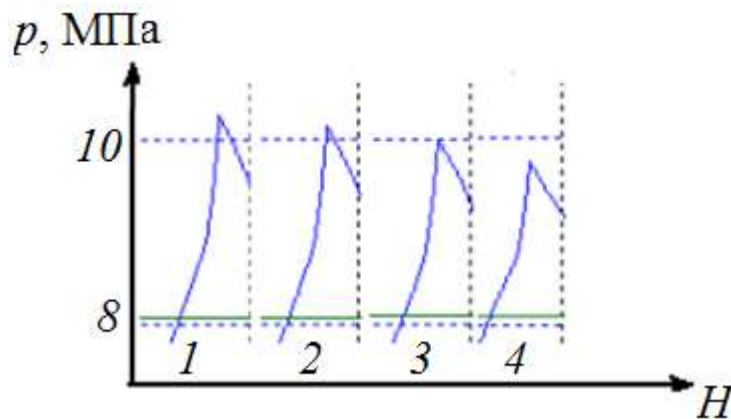


Рисунок 5.12 – Максимуми тиску в початковому перерізі водовідливу ш/у «Покровське», при підвищенні зворотного опору ($D=15$) на ділянках 1 – 4: 1 – в першій чверті довжини напірного трубопроводу, 2 – у другій, 3 – у третій, 4 – в четвертій

Аналіз результатів показує, що менше підвищення тиску спостерігається при високому зворотному опорі в останній чверті напірного трубопроводу (рис 2.4). Розрахунки виконані при диодности 15. Увеличим диодность до 30 і розділимо четверту чверть трубопроводу на дві ділянки. Зазначимо, що при цьому зберігається тенденція зниження амплітуди коливань тиску при видаленні від початку трубопроводу і що має місце деяке абсолютне зниження тиску (рис. 2.5).

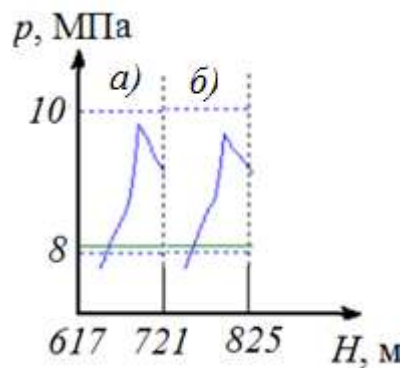


Рисунок 5.16 - Максимуми тиску при гідравлічному ударі в початковому перетині напірного трубопроводу водовідливу ш / у «Покровське», у випадках, коли підвищений зворотне опір ($D = 30$) а) - на ділянці від 617 до 721 м по довжині напірного трубопроводу, б) - на ділянці від 721 до 825 м

В результаті рівень підвищення тиску залишається в рамках допустимих значень.

5.3. Визначення впливу на перехідний процес вихідної ділянки вертикального трубопроводу

Для оцінки впливу на коливальний процес горизонтальної частини водовідливного трубопроводу збільшимо його діаметр до 120.

Зазначимо, що максимуми тисків (рис. 2.4, 2.5) взяті з графіків, які побудовані для водовідливу ш/у «Покровське», що не має трубопроводів-так на поверхні (так само і графік (рис. 2.6 а). Введемо в модель горизонтальний трубопровід на поверхні довжиною 104 м і проведемо розрахунок перехідного процесу при $D = 120$ на ділянці від 721 до 825 м по висоті ставу. Результати розрахунку (рис. 2.6) показують, що графіки а і б практично не відрізняються один від одного, тобто вплив горизонтальної ділянки на поверхні на коливальний процес пренебрежимо мало. Це можна пояснити фактом освіти розриву суцільності потоку у місці з'єднання вертикального і горизонтального ділянок, що порушує

гідравлічну зв'язок між ними, тим са-мим від'єднуючи горизонтальний ділянку від розрахункової моделі.

Введемо в останню модель водовідливу ефект високого зворотного опору для горизонтального ділянки з діодністю 120, а весь вертикальний ставши залишимо без змін (рис. 2.7).

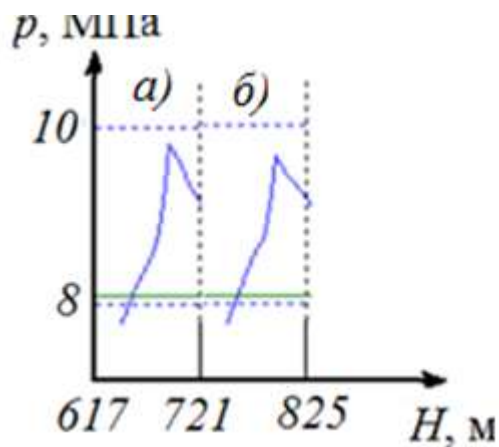


Рисунок 5.17 – Зміни тиску в початковому перерізі нагнітального трубопроводу водовідливу шахта «Южнодонецька», при $D = 120$ тільки на горизонтальному ділянці на поверхні

Результати розрахунку (рис. 2.7) показують, що істотного впливу на перехідний процес в нагнітальному трубопроводі навіть збільшене зворотне гідравлічний опір горизонтального ділянки не надає.

Так як ніякі другорядні фактори не можуть привести до якісного зміни дослідженого процесу, є всі підстави вважати, що результати моделювання поширюються на вертикальні водонапірні установки з параметрами, близькими до прийнятих як вихідні, тобто напір більше 400 м, швидкість рух води до 3,5 м/с.

Далі перейдемо до розгляду можливих способів досягнення вима-ру бажаної діодности.

ВИСНОВКИ

Основні наукові й практичні результати роботи полягають у наступному:

1.

Основні наукові й практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Вперше промодульовано гідравлічний діод з зустрічним розташуванням вихрових камер.

2. Запропоновано імпульсний метод захисту від гідравлічних ударів, суть якого полягає в швидкому введенні додаткового гідравлічного опору в середній частині водовідливного трубопроводу при відключенні насосних агрегатів..

3. У середовищі ANSYS промодельований робочий процес зітхнення вихрових і отримана залежність, що визначає величину гідравлічного опору від вихідних параметрів.

4. За результатами рішення математичних моделей робочих процесів вихрових діодів, у тому числі чисельними методами, установлені раціональні значення конусності вихрової камери – розполодження конусних камер відносно осі симетрії

5. Розроблена математична модель впливу вихрового діоду на перехідний процес у висконапорному трубопроводі виникнення у результаті швидких зупинки ротору насосного агрегату.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Dudlik A., Kavitation und Druckstöße im Griff/ Andreas Dudlik // Fraunhofer UMSICHT, Margit Hahn, Infracor, Günter Kipp, Ebro Armaturen P&A-Kompendium 2009/2010. – 2009. – Р 188-190
2. Оверко В.М. Анализ частотных свойств трубопроводов водоотливных установок с погружными насосами. / В.М. Оверко, В.П. Овсянников, Ф.А. Папаяни // Наукові праці ДонНТУ Серія Гірничо-електромеханічна. – 2006. – №104–С.56-60
3. НПАОП 10.0-1.01-10 Правила безпеки у вугільних шахтах: наказано і введено в дію наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду №62 від 22 березня 2010р.
4. Кривченко Г.И. Гидравлический удар в простом трубопроводе/ Г.И. Кривченко, Н.Н. Аршеневский; М.: Энергия. – 1975. – 365с.
5. Адоевский А.В. Моделирование работы нефтепроводов, оборудованных системами сглаживания волн давления: автореф. дис. канд. техн. наук: 25.00.19 / А.В. Адоевский. – М.:РГУ нефти и газа им. Губкина . – 2011. – 23 с
6. Айнола Л.Я., Математические модели для нестационарных течений в трубах./ Л.Я.Айнола, У.Р Лийв// Труды Таллинск. политехн. Института. – 1985. – №.593. – С.85-94.
7. Фокс Д.Д., Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. / Д.Д.Фокс; М.: Энергоиздат. – 1981.– 248 с.
8. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах: изд. 2, перераб. и доп. / И.А.Чарный; М.:Недра. – 1975. – 296 с.
9. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. /Д.Н. Попов; М.: Машиностроение . – 1982. – 239с.
10. Егiazаров И.В. Моделирование гидравлического удара. / И.В. Егiazаров// Докл. АН СССР. – М. 1953.–т. 92, №3. – С. 495-497.

11. Килимник В.Д. О физическом моделировании гидравлического удара в гидросистеме с тупиком./ В.Д. Килимник// К.: Изв. вузов. Горный журнал. – 1966, № 8, – С. 105-108
12. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической цепи . /Л. Бержерон; М.: Машгиз. – 1962. – 348с.
13. Андрияшев М.М. Графические расчеты гидравлического удара в водоводах/ М.М. Андрияшев; М: Стройиздат. – 1969. – 64с.
14. Аронович Г.В, Гидравлический удар и уравнительные резервуары./ Н.А. Картвелишвили, Я.К. Любимцев; М.: Наука. – 1968. – 248с
15. Картвелишвили Н.А. Динамика напорных трубопроводов./ Н.А. Картвелишвили; М.: Энергия. – 1979. – 224с.
16. Смирнов Д.Н. Гидравлический удар в напорных водоводах. / Д.Н. Смирнов, Л.Б. Зубов; М.: Стройиздат, 1975. – 126с.
17. Сурин А.А. Вопросы водоснабжения. Гидравлический удар в водопроводах./А.А. Сурин; труды/ЛИИЖТ, 1967. – №24. – 120с
18. Христов Х.И. Хидравлични удари в напорни тръбопроводи/ Х.И. Христов; София. – 1971.–202с.
19. Куколевский И.И. Гидравлический удар в простом трубопроводе/ И.И. Куколевский // В кн.:Машиностроение.-М.:Машгиз, 1949. – №5. – С. 14-40
20. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы / А.И. Степанов; М.: Машгиз. – 1960.– 464с.
21. Овсянников В.П. Разработка средств защиты мощных насосных установок от гидравлических ударов: автореф. Дис. к-та. тех. наук. 05.05.06.– Защита 11.03.88. утв. 10.08.88 Овсянников Владимир Павлович утв–Донецк, 1988.–362с.
22. Вишневский К.П. Расчет гидравлического удара использованием электронных вычислительных машин/ К.П. Вишневский// Водоснабжение и санитарная техника. – М.:1964. – №9. – С. 2-5
23. M Shimada and S Okushima. 1984. New Numerical Model and Technique for Water Hammer.Eng. Journal Hy. Div. ASCE. Vol. 110(6): 730-748

24. Переверзев, С. Ю. Совершенствование методов расчета переходных процессов для напорных трубопроводов крупных насосных станций [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.16 / С. Ю. Переверзев. - М., 2014. - 31 с. : ил. - Библиогр.: с. 25 (4 назв.). - 100 экз
25. Ghidaoui M.S, Applicability of Quasisteady and Axisymmetric Turbulence Models in Water Hammer./ M.S Ghidaoui., G.S. Mansour, M. Zhao. // Journal of Hydraulic Engineering, ASCE. 2002. – Vol. 1128(10). – P917–924.
26. Труды математического института им. В.А.Стеклова.–М.: Госстройиздат, 1961. – 228с.
27. Алиев Н.А. Средства защиты шахтных водоотливных установок глубоких горизонтов от гидравлических ударов / Н.А. Алиев, А.Н. Коваль, Э.И. Антонов, А.В. Чернышов // Наукові праці ДонДТУ. Серія гірничо-електромеханічна.. – Донецьк: 2002. – №142. – С. 3-17.
28. Килимник В.Д. Определение рационального закона закрывания затвора напорного трубопровода. / В.Д. Килимник// Разработка месторождения полезных ископаемых. – К.:Техника: 1973. – №31. – С. 76-82.
29. А. с. 1221405 СССР, МКИ F 15 F 15/30. Маховик переменного момента инерции с вертикальной осью / Г.М. Тимошенко, В.М. Оверко, Г.Г. Голдынский, В.Я. Шнедерович, В. П. Овсянников (СССР). - № 3830239/25-28; заявлено 25.12.84; опубл. 30.03.86, Бюл. № 12. - 2 с.
30. А. с. 120158 СССР, МКИ F 16 F 15/30. Маховик переменного момента с вертикальной осью / Г.Г. Дьячук, В.С. Финченко (СССР). - № 808738; заявлено 31.05.84; опубл. 30.12.85, Бюл. № 48. - 2 с.
31. Килимник В.Д. Унифицированный гаситель гидравлических ударов в шахтных напорных трубопроводах./ В.Д. Килимник // Разработка месторождений полезных ископаемых. – К: Техніка, 1974, вып. 37. – С. 46-50
32. А. с. 703725 СССР, МКИ F 16 L 55/02. Гаситель гидравлических ударов / Г.М. Тимошенко, В.М. Оверко, В.Т. Пахомов (СССР). - № 24802985/29-08; заявлено 29.04.77; опубл. 15.12.79, Бюл. № 46. - 2 с.

33. Оверко В.М. Защита от гидравлических ударов водоотливных установок с погружными насосами /В.М. Оверко, В.П. Овсянников, Ф.А. Папаяни// Разработка рудных месторождений. Научно-технический сборник. Криворожский технический университет. г. Кривой Рог 2006. – Выпуск № 1 (90). – С. 158-162.
34. Махарадзе Л.И. Средства защиты магистральных гидротранспортных систем от гидравлических ударов / Махарадзе Л.И. //-В кн.: Дальний трубопроводный транспорт сыпучих материалов.- Тбилиси : Мецереба, 1974, С.109-137.
35. Махарадзе Л. И. Нестационарные процессы в напорных гидротранспортных системах и защита от гидравлических ударов [Текст] : научное издание / Л. И. Махарадзе, Г. И. Кирмелашвили ; Ин-т горной механики АН ГрузССР. - Тбилиси : Мецниереба, 1986. - 152 с
36. Махарадзе Л. И., Нестационарные процессы в напорных гидротранспортных системах и защита от гидравлических ударов: научное издание / Л. И. Махарадзе, Г. И. Кирмелашвили ; Ин-т горной механики АН ГрузССР. - Тбилиси : Мецниереба, 1986. - 152 с
37. Пат. 2220359 РФ, МКИ F 16 L 55/45. Устройство гасителя гидравлического удара / Б.Ф. Турутин, А.В. Лютов (RU)- № 2001130419/06; заявлено 05.11.01; опубл. 20.06.03, Бюл. № 12. - 2 с.
38. Бегляров Д.С. Научное обоснование методов расчетов переходных процессов в напорных системах водоподачи с насосными станциями : автореф. дис д-ра. тех. наук: 05.23.16 / Московский государственный университет природообустройства. – М., 2007. – 59 с.
39. Меркле Д., Гидравлика. Основной курс ТР 501. Т2 Учебное пособие / Д. Меркле, Б. Шрадер, М. Томес; К.:ДП "ФЕСТО".–2002 г.–281 с.
40. Лебедев И.В. Элементы струйной автоматики : научное издание / И. В. Лебедев, С. Л. Трескунов, В. С. Яковенко ;. М.: : Машиностроение. –1973. – 359 с.
41. Baker P.J. A comparison of fluid diodes./ P. J. Baker // In Proceedings of the 2nd Cranfield Fluidics Conference, pages 88–126, 1967

42. .Fischer K, Hydraulic Analysis of a Backflow Limiter for the High Performance Light / K. Fischer, E. Laurien, A. Class, and T. Schulenberg; Water Reactor, to be published in Proceedings of the Annual Meeting on Nuclear Technology, Hamburg, Germany, 2008
43. Пат. 3461897 США, МКИ F15C 1/16 Vortex vent fluid diode / Clyde chi kai kwok (US). -; опубл. 17.12.1965;. – 7 с.
44. Пат. 4259988 США, МКИ F15C 1/16 Vortex diode check valve with flexible diaphragm / param I/ Singh (US). -; опубл. 17.09.1979;. – 4 с.
45. Пат. 20040031249 США, МКИ B01D 45/12. Fluid diode / John L. Broughtin (GB).; заявл. 15.10.2003; опубл. 19.02.04;. – 3 с.
46. Пат. 4259988 США, МКИ F15C 1/16 Vortex diode check valve with flexible diaphragm / Param I. Singh (US). -; опубл. 17.09.1979;. – 4 с.
47. Ястребова Е. В., Струйные диоды (обзор)/ Е. В. Ястребова// Автомат. и телемех. – 1971, № 3. – С101–106
48. Tanney J.W., fluidic devices. / J.W.Tanney // Engng digest.– №10.– 1966.–Р 60-64
49. Носов Е.И. Экспериментальное исследование характера стационарного потока. / Е.Ю. Носов, А.Г. Краморов// Омский научный вестник. Мерия Приборы, машины и технологии . – 2007г. – №3(60)–С50-52
50. Kulkarni A. A., Pressure Drop Across Vortex Diodes: Experiments and Design Guidelines / A. A. Kulkarni, V. V. Ranade, R. Rajeev, and S. B. Koganti //Chemical Engineering Science, November, 2008.
51. Андренко П.Н., Интерференция волн давления в объемных гидроагрегатах / П.Н. Андренко, А.Л. Григорьев, З.Я. Лурье, А.Н. Складчиков// Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 6/5 (36). – С. 35–47.
52. ANSYS CFX 11.0 Solver theory. release 11.0 [электронный ресурс], 2008. – - 261p. – Режим доступа: <http://www.ansys.com>
53. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, №8. – P. 269-289.

54. Белов И. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев // Балт. гос. техн. ун-т. СПб.. – 2001. – 108 с.
55. Yoder Jr, L Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors/ L.Yoder Jr, L Graydon; Y Elkassabgi, ; M De Leon, I.Gerardo, etc.– ORNL . – 2011 . – 48p
56. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин М.: Машиностроение, / А.М.Сулима., В.А.Шулов, Ю.Д Ягодкин.– 1988. - 240 с.
57. Лебедев И. В., Основы теории включения струйных диодов./ И. В. Лебедев, Е. В. Ястребова// Доклады научно-технической конференции МЭИ, секция энергомашиностроительная, подсекция гидравлики. – 1969. – С. 57—63.

ДОДАТОК А

....

```

function rez= Klapan3 (Nl,Np,Ndioda,Akp,Ako,Tkot,param)
% соединение двух участков трубопровода
% место установки вихревого клапана
% Nl Np – номера участков трубопровода примыкающих к клапану
% Ndioda номер клапана  $Ndiod \leq 3$ 
% Akp Ako прямое и обратное сопротивление клапана
% Tko – текущий момент времени в локальной системе координат
% param – давление при разрыве сплошности потока
global Qt Pt Qt1 Pt1 nu mu ku
% соответственно Qt Pt Qt1 Pt1 массивы величин давлений и расходов
% в момент t и t-Δt
% nu mu ku - параметры характеризующие участки трубопровода
global Ntu DT Dk1
% Ntu – количество точек на каждом участке при расчетах переходного
% процесса методом характеристик
% DT = Δt Dk1 – диаметры вихревых диодов
% возможно моделирование гидосистемы с одним, двумя или
% тремя вихревыми диодами
Diodnost = 0 ; % вначале считается что диодность равна 0
if Akp ==0 % признак того что в данной точке диода нет и рассматривается
% простое соединение трубопроводов
PPP= soedinenie (Nl,Np, param); % Нет клапанов
rezalt (1) = 0 ;
rezalt (2) = Ako ;
rez = rezalt ;
return ;
end
rezalt = [1,1] ;
% начало расчета методом характеристик
Qm1=Qt(Nl,Ntu(Nl)-1);
Qm2=Qt(Np,2);
j=0;
if Qt(Np,1)>0
% через диод поток движется в прямом направлении
Tkot = 0 ; % начало отсчета в локальной системы координат
% текущее сопротивление диода равно прямому сопротивлению

```

```

    Aklt = Akp ;
    Ako = Akp ;
else % расход в обратном направлении
    Tkot = Tkot + DT ; % текущее время в локальной системе координат
    AmaxT = Amax(Akp,Nl,Dk1(Ndioda),Qt(Np,1)) ;
    % обратное сопротивление вихревого диода
    % достижимое в текущий момент времени
    Aklt = Ako + DT *AmaxT/dadt (Nl,Qt(Nl,Ntu(Nl)-1),Qt(Np,2),
        Qt(Np,1),Dk1(Ndioda),DT);
    % расчет текущего обратного сопротивления вихревого диода
    % с учетом длительности переходного процесса в камерах диода
    % с использованием линейной экстраполяции
    if Aklt >= AmaxT + Akp
    % проверка на достижение максимально возможного обратного сопротивления
    %вихревого диода
        Aklt = AmaxT + Akp ;
    end
    Ako = Aklt ;
end
Ako = Aklt ;
akk = Aklt ;

% расчет состояния потока жидкость в точке соединения двух участков
% трубопровода и местного сопротивления с учетом возможности
% возникновения в этой точке разрыва сплошности потока
while j<=2
    Zn=Pt(Nl,Ntu(Nl)-1)+mu(Nl)*Qt(Nl,Ntu(Nl)-1)-nu(Nl)*Qm1*abs(Qm1)-
ku(Nl);
    Zn=Zn - Pt(Np,2)+mu(Np)*Qt(Np,2)-nu(Np)*Qm2*abs(Qm2)-ku(Np);

    Qt1(Np,1)=Kvu(akk,mu(Nl)+mu(Np),Zn);
    Qt1(Nl,Ntu(Nl)) = Qt1(Np,1);
    Qm1=(Qt1(Nl,Ntu(Nl))+Qt(Nl,Ntu(Nl)-1))/2;
    Qm2=(Qt1(Np,1)+Qt(Np,2))/2;
    j=j+1;
end %while j<=2
Pt1(Nl,Ntu(Nl))=Pt(Nl,Ntu(Nl)-1)-mu(Nl)*(Qt1(Nl,Ntu(Nl))-Qt(Nl,Ntu(Nl)-1))-
nu(Nl)*Qm1*abs(Qm1)-ku(Nl);
Pt1(Np,1) = Pt1(Nl,Ntu(Nl))- Qt1(Nl,Ntu(Nl))*abs(Qt1(Nl,Ntu(Nl)))*akk ;

```

```

if Pt1(Np,1)< param % разрыв сплошности
    Qm1=Qt(Nl,Ntu(Nl)-1);
    Qm2=Qt(Np,2);
j=0;
while j<=2
    Pt1(Np,1) = param ;
    Pt1(Nl,Ntu(Nl))= param ;
    Qt1(Nl,Ntu(Nl)) = ((Pt(Nl,Ntu(Nl))-1)- param) + mu(Nl)*Qt(Nl,Ntu(Nl)-1) -
nu(Nl)*Qm1*abs(Qm1)-ku(Nl))/mu(Nl);
    Qt1(Np,1) = ((param - Pt(Np,2))+mu(Np)*Qt(Np,2)-nu(Np)*Qm2*abs(Qm2)-
ku(Np))/mu(Np);
    Qm1=(Qt1(Nl,Ntu(Nl))+Qt(Nl,Ntu(Nl)-1))/2;
    Qm2=(Qt1(Np,1)+Qt(Np,2))/2;
    j=j+1;
end
end
% окончание расчета состояния потока жидкости в точке соединения двух
%участков трубопровода и местного сопротивления с учетом возможности
% возникновения в этой точке разрыва сплошности потока

rezalt (1) = Tkot ;
rezalt (2) = Ako ;
% результат – текущее время в локальной системе координат
% и обратное сопротивление вихревого диода
rez = rezalt ;
end
% расчет обратного сопротивления вихревого диода
function rez= Amax (Apr,Nl,Ddioda,Qdioda)
global D_visota %абсолютная высота микронеровностей
% диодность
Diodnoct =2.42*(Ddioda*1000)^0.369 *D_visota^(-0.0976)* (abs(Qdi-
oda)/(pi*Ddioda*Ddioda/4))^0.0363 ;
rez = Apr * Diodnoct ;
return ;
end
% расчет времени переходного процесса в вихревом диоде
function rez= dadt (Nl,Qdioda,Qdiodal,Qdiodap,Ddiod,Dt)
global DT
global dadt1 dadt2
dadt1 = 3/(abs(Qdiodal-Qdiodap)/((pi*Ddiod*Ddiod)/4/Dt))/100 ;

```

```
    dadt2 = 70*Ddiod/(abs(Qdioda)/(pi*Ddiod*Ddiod/4))+0.92* DT + 0.112;  
    rez = dadt2 ;  
end
```

Додаток Б

Перелік зауважень нормоконтролера до кваліфікаційної роботи магістра
студента (ки) Ковалю А.А. групи МСМзм - 19

Позначення документа	Документ	Умовна відмітка	Зміст зауваження

Науковий керівник _____
(підпис, дата)

_____ (ПІБ)

Нормоконтролер _____
(підпис, дата)

_____ (ПІБ)

Завідувач кафедри _____
(підпис, дата)

С.О. Вірич
(ПІБ)

