

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

«Дослідження потоку в проточній частині вільновихрового насоса з нерівномірним розташуванням лопатевої системи робочого колеса»
зі спеціальності 8.131 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

Виконавець роботи

Семенов Є.Є.
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Кваліфікаційна робота

- захищена на засіданні
- ДЕК з оцінкою _____
наук

Науковий керівник

Канд. техн.

науковий ступінь, вчене

звання

“ _____ ” _____ 2019 ____ р.

Кондусь В. Ю.

прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Підпис голови комісії

Суми 2020

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 87 сторінок, 34 рисунка, 22 літературних джерела.

Тема магістерської роботи: «Вільновихровий насос типу СВН 160-63».

Графічні матеріали: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення кронштейна, креслення корпусу, креслення ротора – всього 6 аркушів формату А1 .

Об'єкт розробки – вільновихровий насос, призначений для перекачування побутових і промислових забруднених рідин на параметри: подача $Q = 160 \text{ м}^3 / \text{год}$; напір $H = 63 \text{ м}$.

Проаналізовано основне насосне обладнання, що застосовується у промисловості і вказані недоліки в роботі насосів при транспортуванні забруднених рідин.

Обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса.

Розроблена конструкція насоса вільновихрового типу.

Виконані гідравлічні розрахунки проточної частини і гідродинамічних сил в насосі.

Вибрано кінцеве ущільнення і тип двигуна.

В розділі охорони праці розглянуто питання :“Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації насосного обладнання”; Вогневі та газонебезпечні роботи.Їх проведення в умовах насосної станції.”Дії населення в умовах надзвичайної ситуації.”

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ГІДРАВЛІЧНІ ТА МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ. КІНЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ.

Зміст

1	Огляд.....	7
1.1	Вільновихрові насоси. Застосування	7
1.2	Особливості конструкції СВН різних типів.	12
1.3	Особливості робочого процесу	26
1.4	Вибір типу насоса	32
1.5	Висновки	33
2	ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	35
2.1	Розрахунок проточної частини насоса.....	35
2.2	Розрахунок осьової сили	41
2.3	Врівноваження осьової сили.....	43
2.4	Розрахунок радіальної сили	45
2.5	Розрахунок насоса на кавітацію	45
3.	Розрахунок вибору привода насоса	48
3.1	Вибір електродвигуна	48
3.2	Розрахунок пускової моментної характеристики	50
4	Розрахунки на міцність.....	54
4.1	Конструювання вала	54
4.2	Розрахунок вала на статичну міцність.....	56
4.3	Вибір та розрахунок ущільнення насоса	59
4.4	Розрахунок шпонкового з'єднання.....	61
4.4.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесомб1	
4.4.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою	63
5	Вибір муфти крутного моменту.....	65

6	Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	68
7	Охорона праці	70
7.1	Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації насосного обладнання	70
7.1.1	Організація експлуатаційної служби	70
7.2	Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції.....	75
7.3	Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації.....	83
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	90

1 Огляд

1.1 Вільновихрові насоси. Застосування

Вільновихрові насоси (СВН (з рос. – «свободновихревые насосы»)) – один із найпоширеніших типів динамічних насосів, конструктивно пристосованих до перекачування, рідин, що містять гідросуміші, забруднених рідин, гази, які містять тверді та волокнисті речовини. Вільновихрові насоси набули широкого використання у різноманітних галузях господарства та промисловості. Характерними особливостями цього типу насосів є висока надійність, легкість в експлуатації, довговічність роботи на гідросумішах і економічна ефективність їхнього застосування для транспортування різноманітних твердих та волокнистих речовин. Для меншого забруднення насосів і ймовірності пошкодження продуктів, що перекачуються у вільновихрових насосах використовують більш широку проточну частину, звільнену від деталей, що обертаються.

СВН здобули популяризацію серед інших насосів, являються новим, прогресивним типом насосного обладнання, тому багато питань їх робочого процесу недостатньо вивчені і широко досліджуються в нашій країні і за кордоном. Велика кількість провідних фірм нашої країни та країн Європи випускають вільновихрові насоси і знаходять все більше застосування в різних галузях промисловості та господарства.

За конструктивними ознаками і за характером робочого процесу СВН значно відрізняються від відцентрових насосів і мають такі особливості:

- робочий обсяг СВН - має однозв'язний вигляд. Це означає, що будь-яка замкнута площа, взята всередині обсягу, може бути стягнута в одну точку без перетину меж обсягу. Робочий обсяг відцентрових насосів багатозв'язний - якщо взяти замкнутий контур в рідкому обсязі навколо лопаті, то він не може бути стягнутий в одну точку без перетину її поверхні. У практиці використання насосів це означає, що волокна, зважені в рідині при перекачуванні забруднених і волокнистих сумішей, можуть намотуватися на лопаті відцентрового насоса, засмічуючи його;

- Робоче колесо СВН розташоване в розточуванні задньої стінки корпусу, що має вільну камеру, що не перетинається обертовими деталями. Це значить, що частина потоку рідини, що потрапляє у насос, проходить через вільну камеру, не вступаючи в контакт з лопатками робочого колеса;

- завдяки більш простій формі проточної частини знижується металоємність насоса, полегшується його складання, створюються більш кращі умови для високого ступеня уніфікації;

- При наявності вільної камери відбувається мінімальний контакт робочої рідини з РК, що дозволяє перекачувати продукти без їх значного пошкодження;

- у вільновихрових насосах відсутні передні ущільнення, завдяки чому, відсутні проблеми, пов'язані з ними (промивка, закупорювання, знос промивка і регулювання т. д.);

- висока стійкість до зносу при перекачуванні сумішей, які включають в себе абразивні тверді частини з огляду на те, що основна частина потоку перекачуваного середовища проходить через насос без контакту з РК;

- конструктивне виконання СВН дозволяє з невеликими витратами проводити ремонт і виготовлення запасних частин на місці експлуатації;

- насос досить зручний в експлуатації, практично не закупорюється і надійний протягом усього терміну його служби.

Крім цього, СВН мають ряд позитивних властивостей: забезпечують високу надійність роботи при перекачуванні газоподібних сумішей з вмістом газу до 55 %, в'язких рідин, великих включень з розміром до 0,8 ширини вільної камери, мають високу всмоктувальну здатність (висота всмоктування до 8 м) і мало чутливі до кавітації.

Основні недоліки СВН:

1) низька економічність, яка в залежності від конструктивного типу і розмірів насоса становить 30-55%;

2) обмежені напори ($H = 100$ м) [1].

Насоси вільно-вихрового типу широко застосовуються в комунальному господарстві для перекачування фекальних рідин, каналізаційного мулу, ґрунтових і стічних вод; в сільському господарстві для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби, соків, сиропів, суспензій тощо, а також у целюлозно-паперовій та хімічній промисловості для транспортування деревної маси, паперу, полімерів, в'язкого сировини, газоподібних рідин і інших продуктів. СВН перспективно застосовувати в тепловій енергетиці в системах кульковою очищення від забруднень конденсаторів парових турбін, у чорній металургії для гідротранспорту шламу, золи, руд, хвостів на гірничо-збагачувальних фабриках; в нафтовій промисловості для перекачування відходів нафтохімічного виробництва; у вугільній промисловості для гідротранспорту вугілля і вугільного шламу та ін. Ці насоси можна використовувати при подачі ґрунту, піску, гравію та інших абразивних речовин .

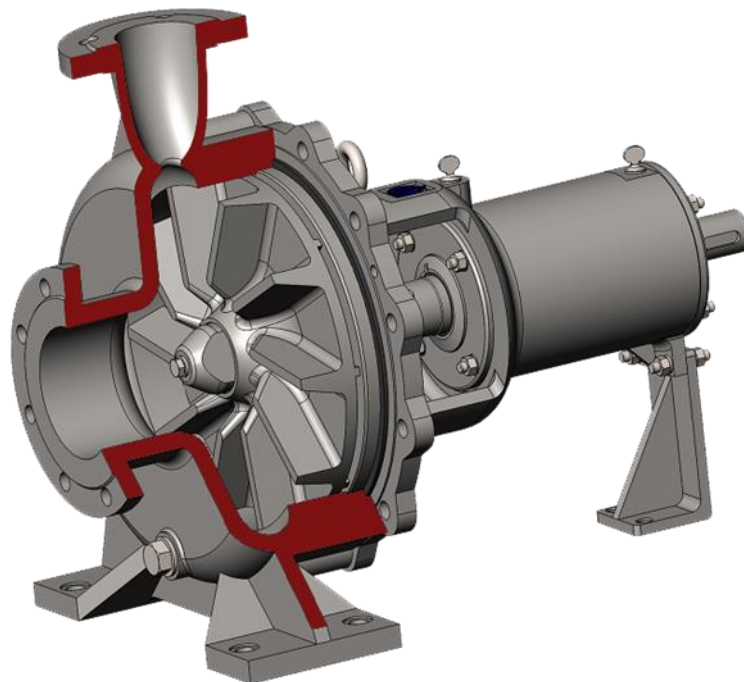


Рисунок 1 – Конструкція вільновихрового насоса

У різних галузях вітчизняного господарства при виборі насосів безпосередньо велика увага надається визначенню загальної вартості життєвого циклу (LCC) насосного обладнання як найбільш основного показника економічного використання. Життєвий цикл насосів включає в

себе: повну вартість насосного обладнання за весь час експлуатації (придбання і монтаж, ремонт і демонтаж насосної установки, витрати на обслуговування). Основне завдання аналізу життєвого циклу полягає не в купівлі необхідного обладнання за більш низькою ціною, а в тому, щоб використовувати надійне і енергоефективне обладнання з мінімальними експлуатаційними витратами.

По-перше виділяють і аналізують актуальні і неминучі статті витрат кожного запропонованого варіанту. Потім визначають статичні і динамічні статті витрат, яким приділяється особлива увага, оскільки вони мають ключове значення для ефективної і безперебійної роботи насоса. Основне завдання аналізу полягає в тому, щоб придбати надійне та енергоефективне обладнання, яке забезпечить мінімальні витрати в процесі його терміну використання.

Досить часто для проведення техніко-економічного обґрунтування або оцінки терміну окупності використовують такий показник, як початкова вартість обладнання (іноді враховують і вартість монтажу). При цьому взагалі не береться до уваги те, що ця ціна становить тільки частину від загальної суми витрат, які несе споживач від моменту купівлі насосного обладнання до моменту утилізації насосного обладнання, сюди також входять і вартість споживаної електроенергії, і витрати на технічне обслуговування, і витрати на ремонт, і т. д.

Зниження вартості життєвого циклу насосного обладнання проводиться лише в двох напрямках.

Перший напрямок – це зниження споживання енергоресурсів. До нього можна віднести:

- а) підвищення ККД та ефективності, як самих насосів, так і насосних установок;
- б) використання більш ефективніших та новітніших електродвигунів;
- в) широке застосування пристроїв оптимізації та покращення роботи насосів, наприклад зміни частоти обертання валу приводу.

г) виготовлення насосів безпосередньо за вимогами замовника;

Другий напрямок-зниження затрат на експлуатацію та ремонт (сервісне обслуговування, поточні ремонти та витрати на обслуговуючий персонал), а це:

а) мінімізація впливу людського фактора на роботу обладнання;

б) широке використання приладів контролю і регулювання насосів в процесі експлуатації в поєднанні з системами ранньої діагностики та попередження недоліків;

в) зменшення експлуатаційних і ресурсних витрат на використання обладнання протягом усього життєвого циклу;

г) кваліфікація обслуговуючого персоналу і мінімізація часу на ремонт насосів (використання блочно-модульної конструкції, а це взаємозамінність деталей насосів, невелика номенклатура запасних частин, вигідність ремонту і зручність обслуговування).

Використані матеріали та електроенергія, насосною установкою, залежать від типу насоса, виду установки і способу експлуатації. Ці фактори взаємопов'язані між собою. Стартова ціна придбання насоса є невеликою частиною вартості його життєвого циклу.

При експлуатації насосів для перекачування чистих або малозабруднених рідин в аналізі вартості життєвого циклу основна увага приділяється першому напрямку зниження витрат. Однак в складних умовах, при перекачуванні забруднених рідин з різними твердими та волокнистими включеннями, в'язких або газонасичених рідин, витрати на усунення зносу, обслуговування, запчастини, незаплановані простої, втрату продуктивності, заміну ущільнень і усунення пошкодження продукції в насосі будуть складати основну частину у вартості життєвого циклу, переважаючи над інвестиційними та поточними експлуатаційними витратами.

Саме для цих складних для експлуатації насосів потрібно застосовувати другий напрямок зниження вартості життєвого циклу, але при цьому не виключати можливості зниження енергоспоживання.

У більшості насосних установок використовують відцентрові насоси, принцип роботи яких полягає в силовій взаємодії РК з рідиною, що протікає в міжлопатевих каналах рідиною. В цьому випадку виникає велика кількість контактів між рідиною і РК, тобто руйнування продукту відбудеться швидше ніж у вільновихрових насосах. Витрати, пов'язані з перекачуванням рідин з крихкими і чутливими до зрізу складовими, можуть бути найбільш важливою частиною в аналізі вартості життєвого циклу, але саме цей фактор дуже часто не беруть до уваги. Отже, можемо зробити висновки, що більш едеше та економічне на момент закупівлі насосне обладнання в процесі експлуатації виявиться неефективним і менш надійним[2].

1.2 Особливості конструкції СВН різних типів.

Вільновихрові насоси почали вивчати у 50-х роках ХХ століття. Перший насос типу «Wemco» було виготовлено в 1954 році у США підприємством «Western Machinery Co». Конструкція насосу передбачає використання осьового підводу, тангенціального відводу, та вільновихрового робочого колеса, що розташоване у розточці корпуса насоса.

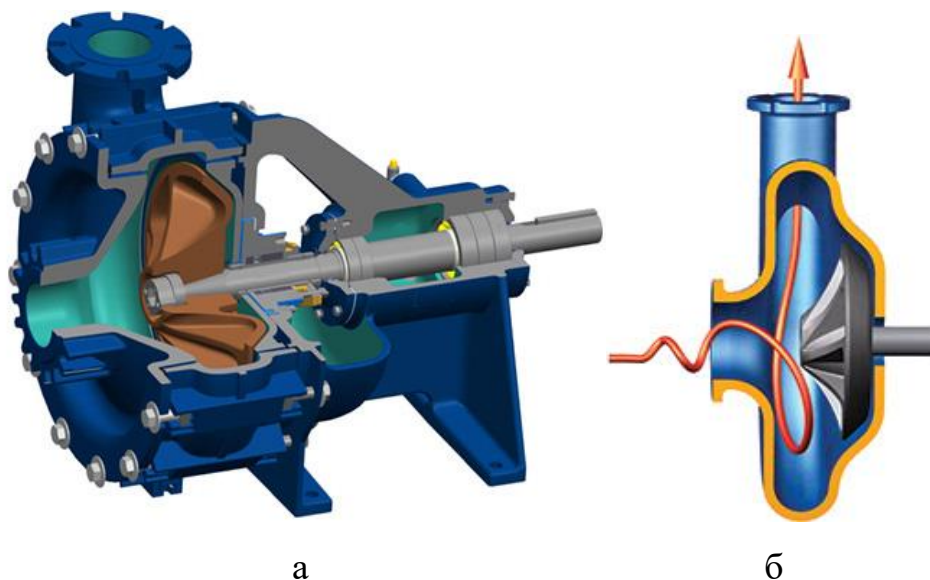


Рисунок 2 – Вільновихровий насос типу «Wemco»:
а) конструкція насоса типу «Wemco»; б) робочий процес

У проведених дослідженнях дійшли висновку, що гранична корисна потужність насосів типу «Wemco» досягається при колівій швидкості насоса 26 м/с, що забезпечує напір насоса близько 32 м. При значенні колівій швидкості меншому за вказане струмінь рідини, який виходить з робочого колеса насоса, досягає стінки, не створюючи перешкоди для основного потоку. У результаті ККД вільновихрових насосів типу «Wemco» досить низький і не перевищує 35%.

За результатами проведених приблизно 170 випробувань, Е. Еггером було знайдене нове конструктивне рішення – вільновихровий насос типу «Turo», який відрізняється від насосу типу «Wemco» розташуванням робочого колеса виключно у розточці корпуса (рис. 3). Завдяки цьому відбулося збільшення вільної камери та збільшення інтенсивності взаємодії робочого колеса з потоком рідини, було досягнуто підвищення ККД в насосах типу «Turo» до 50%.

Дослідження робочого процесу вільновихрових насосів у вітчизняній практиці розпочалися у другій половині 1960-х – на початку 1970-х років. За робочим процесом у вільновихровому насосі спостерігали за допомогою методу швидкісної кінозйомки, вчені дійшли висновку, що меридіональна циркуляція рідини надає вторинний вплив на його характер[3, 4].

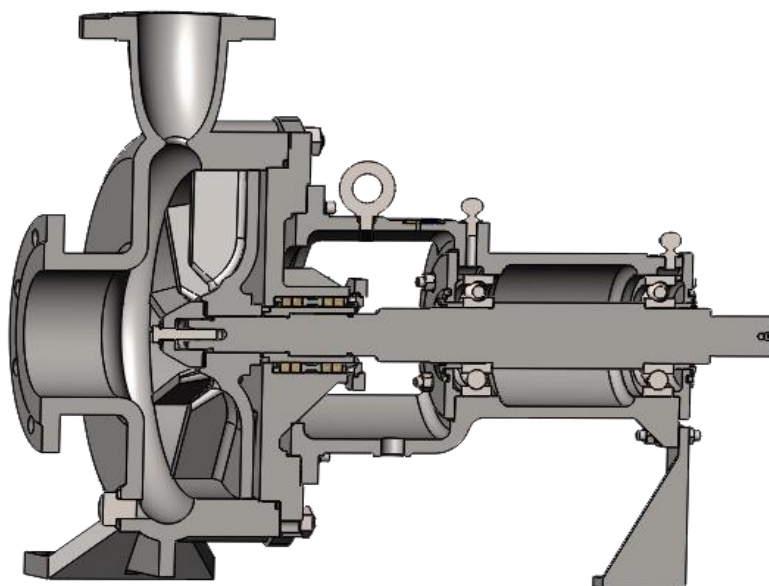


Рисунок 3 – Вільновихровий насос типу «Туго»

У дослідженні було ототожнено робочий процес вільновихрового насоса з робочим процесом гідродинамічної муфти. Загальну картину течії у вільновихровому насосі описано у дослідженнях Еггера. Частина рідини безпосередньо потрапляє у робоче колесо поблизу втулки і під дією відцентрових сил відкидається на його периферію, а інше частина рідини циркулює по вільній камері насоса тим самим служить, як допоміжне робоче колесо.

В області поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса внаслідок взаємодії зі стінкою корпусу відбувається зміна напрямку її руху, завдяки чому утворюється повздовжній вихор, що передає енергію основному потоку рідини, який не взаємодіє з лопатями робочого колеса насоса. При цьому частина рідини направляється безпосередньо до відводу у результаті того, що енергія частинок вища за енергію частинок рідини, які знаходяться у відводі. Інша частина рідини повертається до входу в робоче колесо. З врахуванням одночасного меридіонального та окружного руху утворюється складний тороподібний рух рідини в проточній частині вільновихрового насоса.

Загальна вартість життєвого циклу насосної установки з використанням вільновихрового насоса нижча, ніж з використанням відцентрового насоса при транспортуванні рідин, які містять включення, незважаючи на те, що значення його ККД на 10 – 20% нижче .

Вільновихрові насоси ефективно використовуються замість відцентрових насосів типу ФМ, Ф, СМ, НФ, СОТ, СД, СКО, СМС і СКМ .

Методика розрахунку і проектування вільновихрових насосів типу «Туго» з радіальними лопатями робочого колеса розглянуто в дослідженнях.

До основних переваг вільновихрових насосів належать :

–висока стійкість до абразивного зношування (швидкість зношування вільновихрових насосів у 2 – 3 рази нижча, ніж у відцентрових, виконаних з однакового матеріалу);

–відсутність ймовірності закупорювання завдяки широкій вільній камері насосів;

– форма їх проточної частини, конструкція вільновихрових насосів і технологія виготовлення простіша, ніж у відцентрових насосів;

–високі кавітаційні якості вільновихрових насосів досягаються завдяки відсутності закупорки міжлопатевих каналів робочого колеса кавітаційними бульбашками;

–відсутність необхідності регулювання зазорів у парі робоче колесо – корпус;

–нижчі значення радіальної сили по відношенню до відцентрового насоса унаслідок розташування робочого колеса у розточці корпуса дозволяє знизити навантаження на підшипники, а також підвищити ресурс їх роботи.

Вільновихрові насоси виготовляються рядом закордонних підприємств, зокрема KSB, Egger, Wemco pump, Willo, тощо.

Значних успіхів у дослідженні вільновихрових насосів досягли вітчизняні вчені А. Євтушенко В. Малюшенко, О. Котенко, С. Яхненко В. Герман, В. Соляник, та інші, завдяки роботам яких кафедра ПГМ СумДУ вважається центром дослідження вільновихрових насосів в Україні.

Завдяки появі нових методів проектування насосного обладнання, що засновані на виконанні чисельного дослідження руху рідини у проточній частині, дозволяє розробити нові підходи до удосконалення вільновихрових насосів.

Насоси типу «Seка» відрізняються від насосів типу “Wemco” видвиганням робочого колеса з ніші корпуса у вільну камеру, що призводить до збільшення напору і ККД насоса. Насос Сека (фірми E. Vogel, Австрія) (рис.3). Робоче колесо цього насоса не має обмежень на периферії і висунуто у вільну камеру, рідина, що виходить з робочого колеса спрямована безпосередньо у відвід. Але застосування цих насосів обмежене при перекачуванні рідин, що мають волокнисті речовини, так як можливе забивання продуктом.

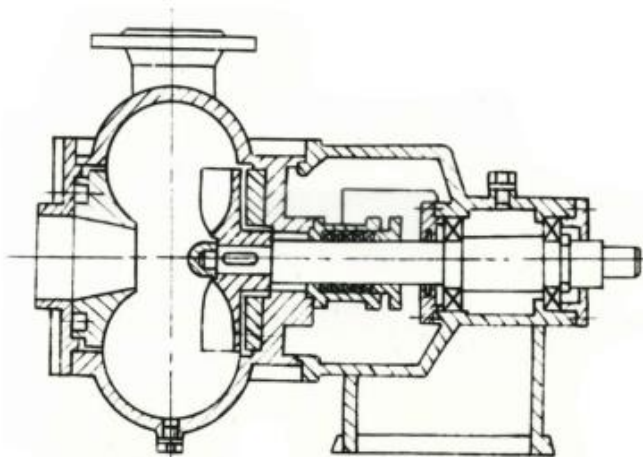


Рисунок 4 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Наведені конструктивні схеми – основні, за ними виготовляються вільновихрові насоси закордонного виробництва. Крім того, існує ще кілька модифікованих варіантів. Конструктивну схему насоса вибирають з урахуванням умов експлуатації і властивостей рідини, що перекачується. Подальші дослідження різних конструкцій СВН з метою збільшення напору і ККД дали новий тип, схему Туро («Turo») фірми Egger, Швейцарія, у якій робоче колесо виконано у вигляді диска з прямими радіальними лопатками (відкритого або закритого на периферії). В даному насосі різкий поворот потоку при виході з робочого колеса в осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін рідини між колесом і вільною камерою і веде до збільшення напору і ККД (ККД насоса Туро збільшується до 54%).

Найбільш універсальною широко застосовуваною в нашій країні і за кордоном є конструктивна схема вільновихрового насоса типу «Turo», що забезпечує мінімальне ушкодження продукту, що перекачується, і незасмітнення проточної частини при високій економічності.

Конструктивна схема багатоступінчатого вільновихрового насоса (рис. 5) дозволяє підвищити його напір в декілька разів при високих показниках коефіцієнта швидкохідності насоса [5].

Багатоступінчатий вільновихровий насос спроектовано для перекачування шламу. Його конструктивна схема запобігає засміченню

проточної частини насоса внаслідок розташування робочих коліс у розточці статорних елементів корпусу.

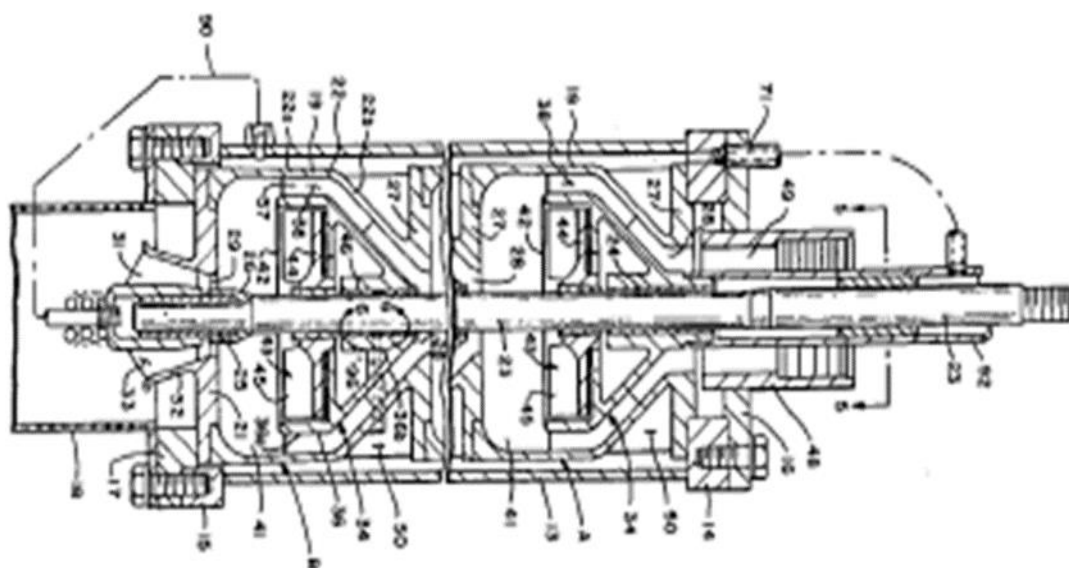


Рисунок 5 – Багатоступінчастий вільновихровий насос

Розглянемо конструкцію робочого колеса, що передбачає використання однієї подовженої лопаті (рис. 6), запропонована в роботі [6].

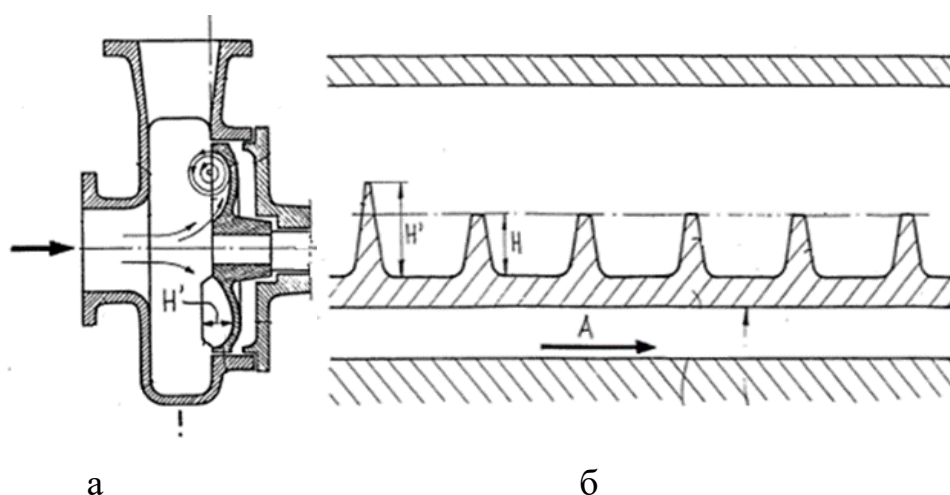


Рисунок 6 – Вільновихровий насос з використанням робочого колеса з подовженою лопаттю: а) конструкція насоса; б) розгортка запропонованого робочого колеса

Новим методом підвищення ККД та напору насоса було виконане подовження лопаті робочого колеса, це завдяки тому, що було підвищено інтенсивність вихрового руху у вільній камері.

Подовжена лопать також використовується для безпосередньої передачі механічної енергії лопаті гідравлічній енергії потоку, що дозволяє підвищувати напір насоса.

Основним недоліком робочого колеса з подовженою лопаттю є його незбалансованість, що призводить до погіршення вібраційних, шумових характеристик, а також зниження ресурсу роботи насоса у цілому.

Конструкція робочого колеса вільновихрового насоса, що містить дві подовжені лопаті (рис. 7) розглянута у роботах [7,8]. На відміну від попереднього варіанту, таке робоче колесо має зменшені розміри дисбалансу, у результаті чого шумові і вібраційні характеристики кращі, а ресурс роботи насоса вищий.

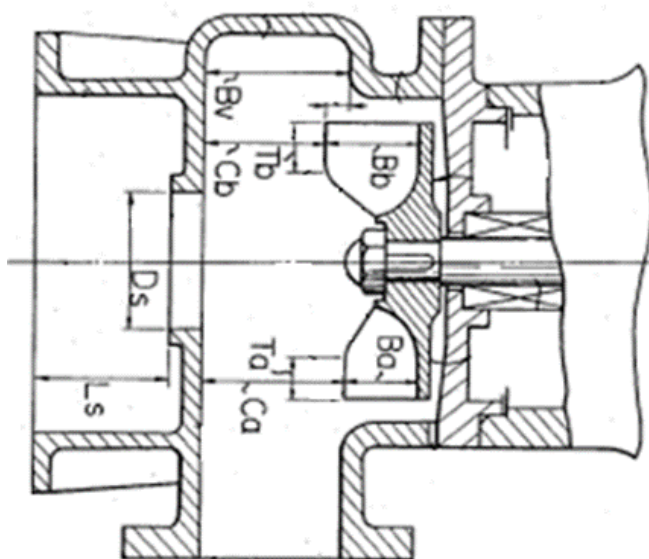


Рисунок 7 – Вільновихровий насос з робочим колесом, що включає подовжені лопаті

У такому конструктивному виконанні механічна енергія обертання робочого колеса насоса частково передається основному потоку шляхом його

безпосередньої взаємодії з подовженими лопатями внаслідок їх виходу у вільну камеру насоса.

Таким чином у вільновихрових насосах з використанням запропонованого робочого колеса поєднуються принципи безпосередньої передачі енергії потоку від лопаті, що є притаманним для відцентрових насосів, та принципу передачі енергії за допомогою вихрового робочого процесу, що є характерним для вихрових гідромашин.

Використання робочих коліс з подовженими лопатями у вільновихрових насосах дозволяє підвищити його параметри унаслідок збільшення частки лопатевого робочого процесу у загальному робочому процесі насоса (рис. 8).

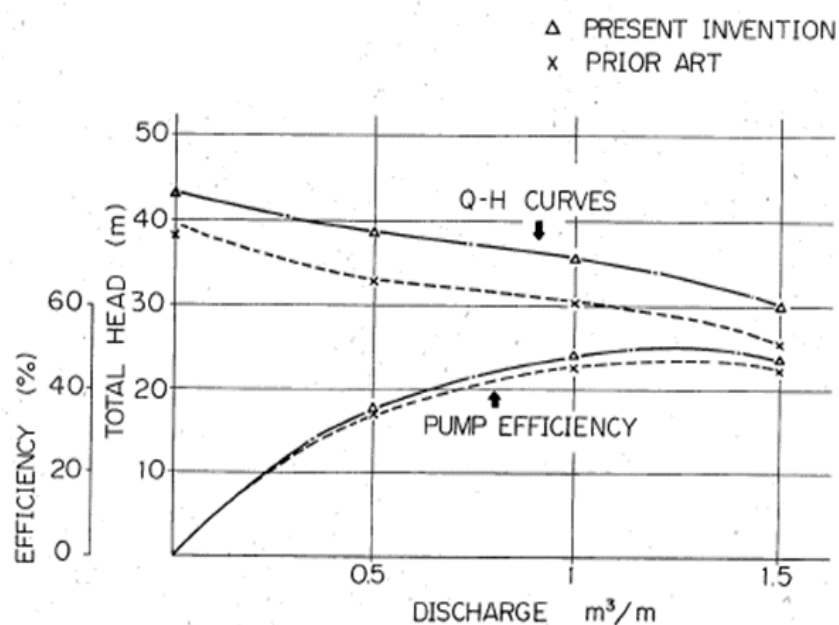


Рисунок 8 – Порівняння характеристик вільновихрових насосів з використанням звичайних робочих коліс та робочих коліс, що містять подовжені лопаті

Використання даних робочих коліс дозволяє підвищити напір насоса приблизно до 20% при одночасному підвищенні ККД насоса до 3 – 4%.

Лопаті у запропонованому конструктивному виконанні згруповані щонайменше в 2 групи: група подовжених лопатей та група звичайних лопатей, що розташовуються з однаковим інтервалом для забезпечення динамічного і гідравлічного балансу робочого колеса.

Конфігурацію та число лопатей необхідно вибирати з врахуванням безперешкодного проходження включень через вільну камеру вільновихрового насоса. З точки зору балансування найбільш раціональною є конструкція робочого колеса з двома подовженими лопатями, що мають великі переваги перед стандартним робочим колесом вільновихрового насоса.

Для підвищення енергоефективності вільновихрового насоса у роботі [9] запропоновано використовувати робоче колесо з виконанням ребер безпосередньо на кромках його лопатей (рис. 9).

Ребро у даній конструкції робочого колеса знаходиться на його кромці і може бути спрямоване до тильної сторони лопаті (рис. 10 а), до робочої сторони лопаті (рис. 10 б), або до тильної і робочої сторони лопаті одночасно (рис. 10 в).

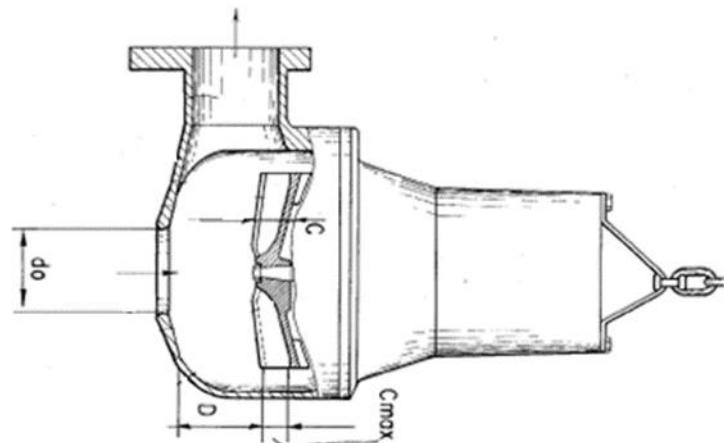


Рисунок 9 – Вільновихровий насос з використанням робочого колеса з ребрами на кромках лопатей

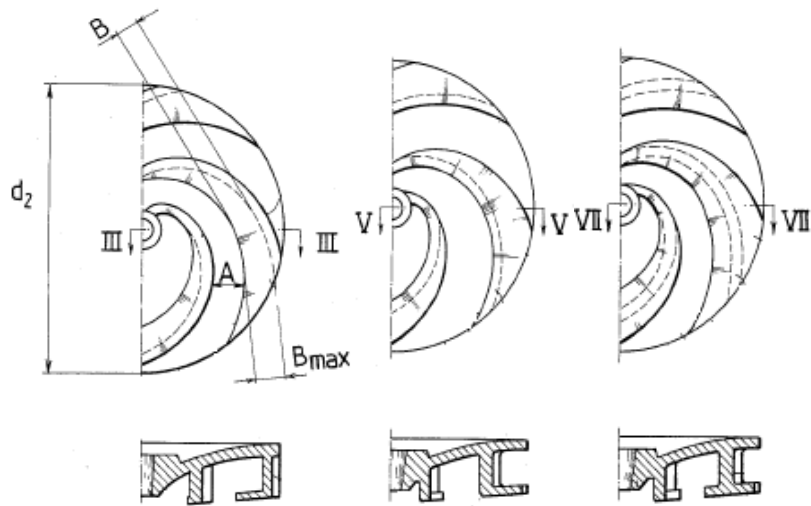


Рисунок 10 – Робоче колесо вільновихрового насоса з ребрами на кромках лопатей:

- а) на тильній стороні лопаті; б) на робочій стороні лопаті; в) на робочій і тильній стороні лопаті

Ширина ребра B збільшується у напрямку до зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 і по відношенню до нього має знаходитися у діапазоні $B/D_2 = 0,03 \div 0,2$.

Запропоноване конструктивне виконання дозволяє підвищити енергоефективність насоса внаслідок безпосередньої передачі механічної енергії робочого колеса потоку рідини, що надходить до його міжлопатевих каналів. Підвищення напору становить до 50% по відношенню до вільновихрових насосів з використанням звичайних робочих коліс.

Внаслідок зниження зношування лопатей під дією абразивних часток у багатофазному потоці рідини, термін експлуатації запропонованого робочого колеса підвищується.

Підвищення напору вільновихрових насосів як і у відцентрових насосах можна досягнути шляхом використання робочих коліс двохярусної конструкції. В роботі [10] для підвищення напору двохступінчастого вільновихрового насоса (рис. 11) запропоновано використовувати двохярусні робочі колеса (рис. 12).

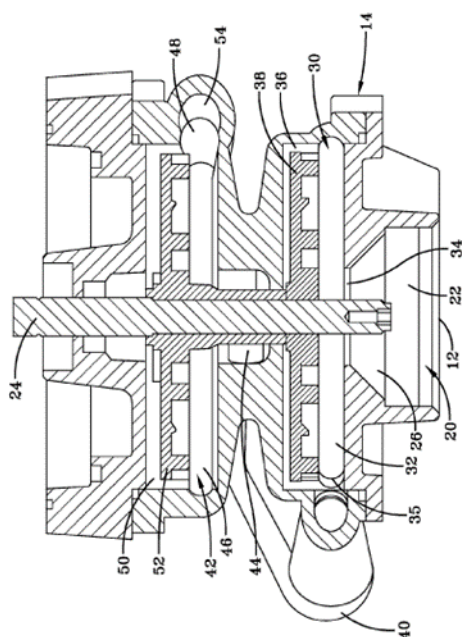


Рисунок 11 – Двохступінчастий вільновихровий насос з використанням двохярусного робочого колеса

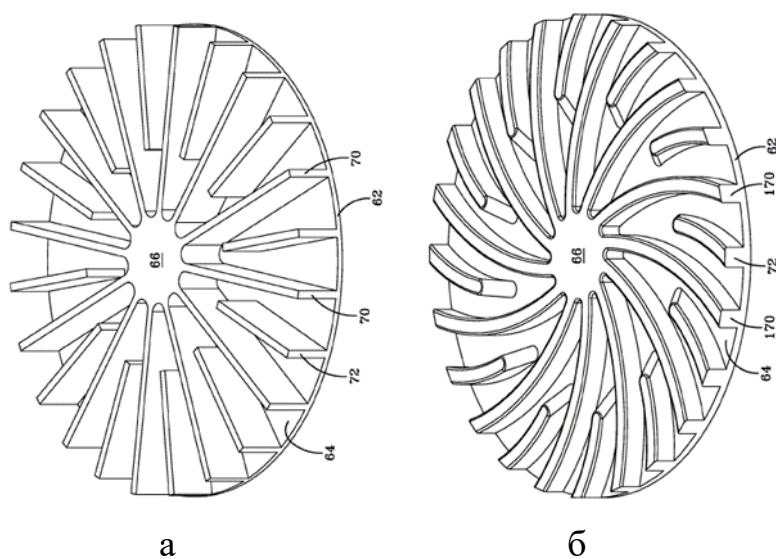


Рисунок 12 – Двоюрисні робочі колеса вільновихрових насосів: а) з кутом установки $\beta = 90^\circ$; б) з кутом установки $\beta < 90^\circ$

Робоче колесо запропоновано виконувати із радіальними лопатями з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 12 а), так і з профільованими лопатями, кут установки лопаті на виході з робочого колеса яких $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 12 б).

Таке конструктивне виконання робочого колеса дозволяє підвищити напір насоса до 15%.

Конструкція вільновихрового насоса двохстороннього входу (рис. 13) запропонована у роботі [11, 12].

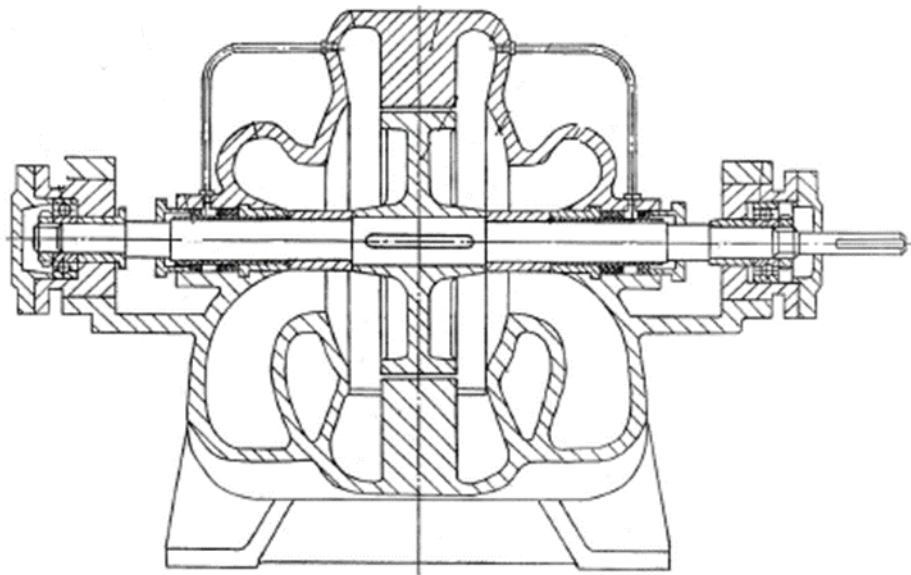


Рисунок 13 – Вільновихровий насос двохстороннього входу

Основною перевагою даного насоса є його підвищений коефіцієнт швидкості n_s , що забезпечується використанням паралельної схеми під'єднання двох його ступенів.

Завдяки симетричності робочого колеса насоса зменшується негативний вплив осової сили, яка в даній конструктивній схемі насоса урівноважується.

Дана конструкція насоса дозволяє підвищити його ККД за рахунок підвищення швидкості потоку на вході у робоче колесо, а також закручуванню рідини у напрямку обертання робочого колеса. Однак підвищення швидкості на вході у насос може призводити до погіршення його кавітаційних характеристик, а закручування рідини у напрямку обертання робочого колеса знижує напір, що створюється насосом внаслідок зниження інтенсивності повздовжнього вихору.

З метою підвищення напору вільновихрового насоса у роботі [13] запропоновано використовувати двоярусну конструкції робочого колеса типу «Seка» (рис. 14).

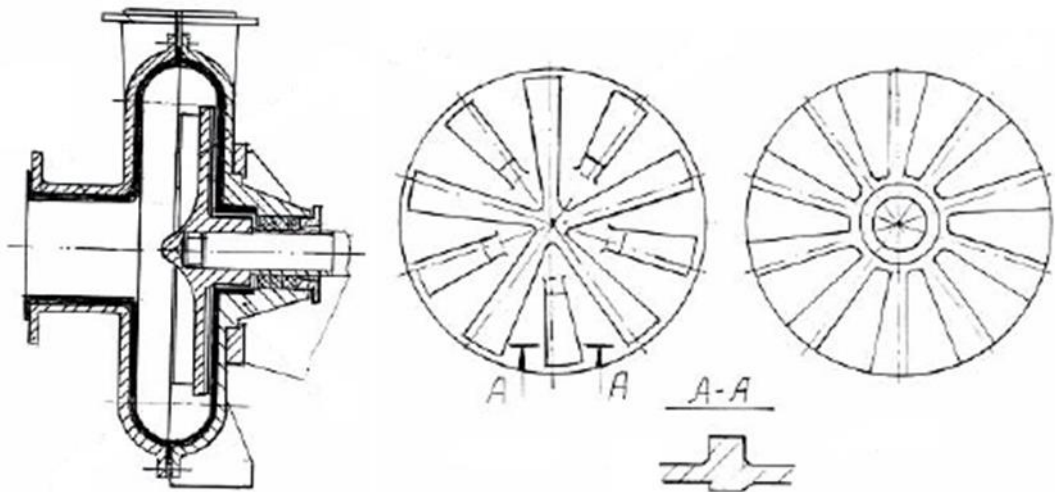


Рисунок 14 – Вільновихровий насос з двохярусним робочим колесом

При транспортуванні рідин, що містять абразивні домішки ресурс роботи робочого колеса знижується у результаті інтенсивного зношування поверхонь його лопатей. Для збільшення ресурсу роботи робочого колеса насоса запропоновано потовщити його лопаті. Недоліком такої конструкції лопатей є зниження ККД насоса [14].

Для підвищення подачі та напору вільновихрового насоса, у роботах [15, 16] вздовж кромки лопатей робочого колеса запропоновано виконувати ребра, що направлені до тильної сторони лопатей (рис. 15).

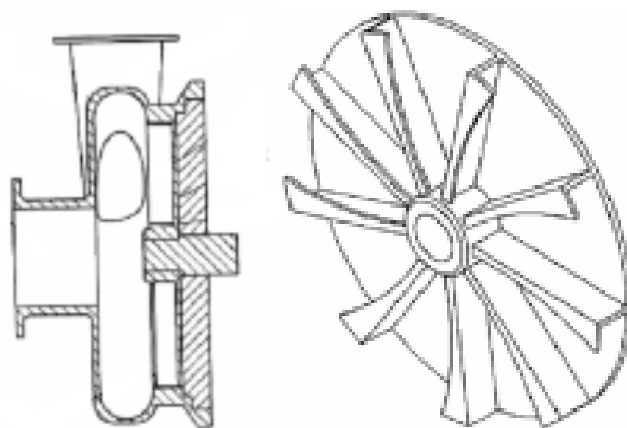


Рисунок 15 – Робоче колесо вільновихрового насоса з ребрами вздовж кромки лопатей

У роботі [17] з метою регулювання параметрів насоса у широкому діапазоні О. Котенко запропонував конструктивне виконання робочого колеса з можливістю руху лопатей у радіальному напрямку. Лопаті встановлюються у пазах диску робочого колеса і фіксуються змінними кільцями (рис. 16).

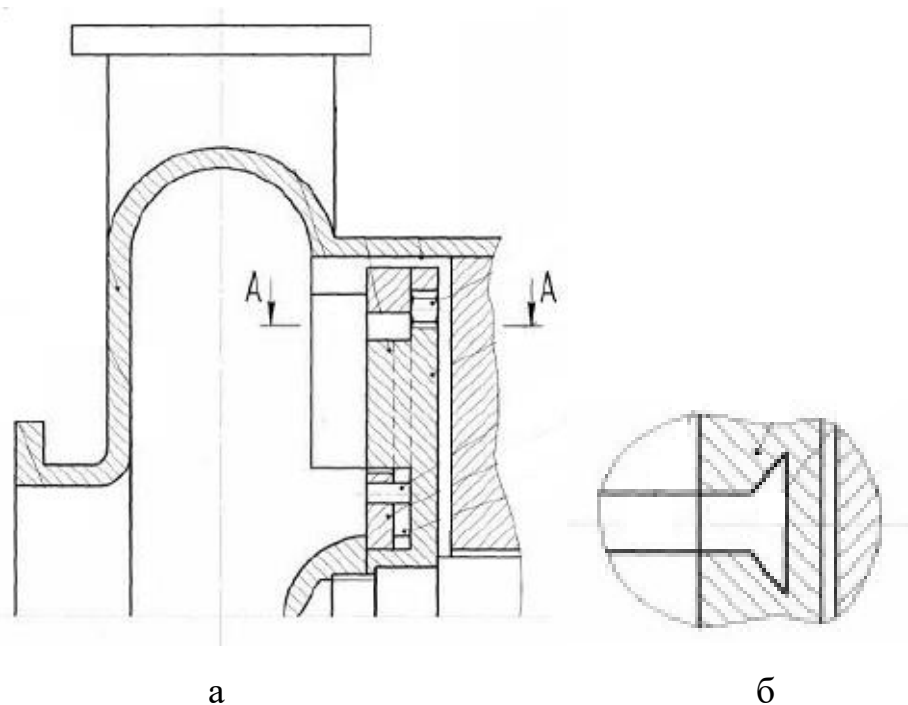


Рисунок 16 – Робоче колесо з рухомими лопатями:

а) меридіональний розріз робочого колеса; б) конструкція паза

Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє змінювати його діаметр у широких межах, у результаті чого забезпечується широкий діапазон напірних характеристик при високому значенні ККД насоса.

При дослідженнях впливу вільновихрового насоса багато уваги надається підвищенню ресурсу його роботи. Так у роботі [18] для підвищення ресурсу роботи насоса О. Котенко запропонував використовувати втулки з високоміцного матеріалу між корпусом та зовнішнім діаметром робочого колеса (рис. 17).

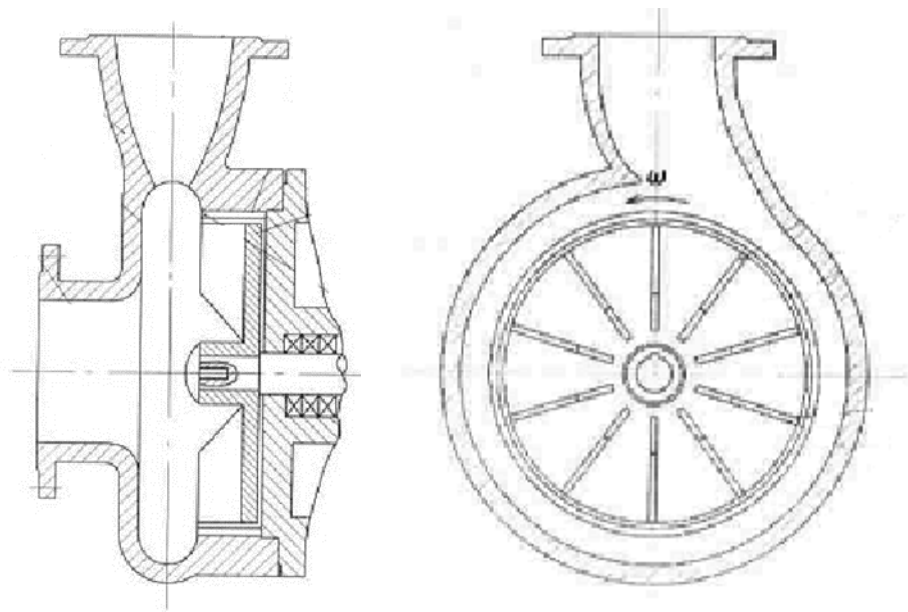


Рисунок 17 – Конструкція вільновихрового насоса з використанням високоміцної втулки між робочим колесом та корпусом

Внаслідок використання втулки з більш висоміцного матеріалу збільшується ресурс роботи насоса унаслідок зниження інтенсивності зношування в області розточки корпусу, де вона є найбільшою. Заміна втулки у результаті зношування відбувається з мінімальними інвестиційними витратами і не потребує заміни коштовних корпусних елементів, що дозволяє знизити вартість життєвого циклу насоса в цілому

1.3 Особливості робочого процесу

В результаті наявності комплексного тороподібного руху в проточній частині вільновихрового насоса у процесі його вивчення було запропоновано кілька припущень пояснення робочого процесу насоса.

У дослідженні Е. Еггера було розглянуте припущення, що передача енергії частині рідини відбувається за рахунок відцентрових сил, причому циліндрична розточка корпусу на периферії робочого колеса використовується для перетворення динамічного напору в тиск (рис. 18).

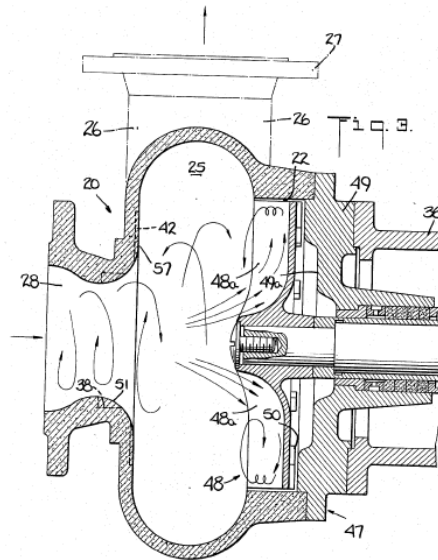


Рисунок 18 – Робочий процес у вільновихровому насосі

До запропонованої гіпотези у будь-якій точці міжлопатевих каналів робочого колеса рідина обертається зі сталою кутовою швидкістю за наявності сталого тиску. Рідина надходить до вільної камери лише із області поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 . Передача енергії основному потоку від рідини, що знаходиться у міжлопатевих каналах робочого колеса, відбувається за рахунок сил гідравлічного зчеплення, а також вихрового обміну енергією.

У роботі Е. Еггер висловив припущення, що основною формою руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса є вимушений спіралеподібний рух у площині, яка перпендикулярна до осі насоса, причому з робочим колесом взаємодіє лише 20 % рідини, що транспортується (рис. 19).

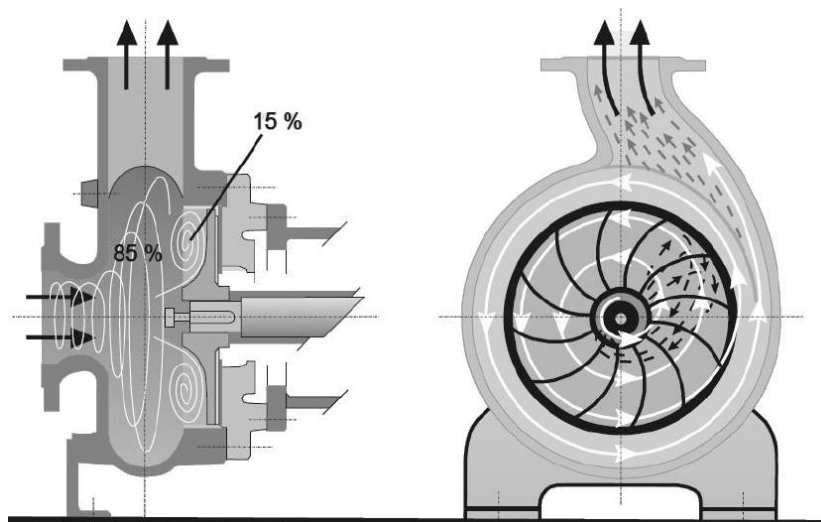


Рисунок 19 – Принципова схема руху рідини у вільновихровому насосі

Виявлено, що значення відносної швидкості у вільновихровому насосі нижче, ніж у відцентровому, внаслідок того, що рідина у ньому довший час знаходиться у процесі передачі енергії.

У дослідженнях А. Капелюш, К. Рютчі і М. Степневський пояснюється робочий процес вільновихрового і відцентрового насосів, виходячи з чого запропоновано алгоритм розрахунку вільновихрового насоса на основі методики проектування відцентрового насоса.

Одновимірною теоретичною моделлю вільновихрового насоса для перекачування однофазної в'язкої рідини розроблена у дослідженні Г. Сківлі. Якісна картина потоку в проточній частині вільновихрового насоса (рис.20) доводить існування двох потоків: циркуляційного, що утворює вихор між робочим колесом та вільною камерою (штрихова лінія), а також основного, що поступає у відповідний пристрій безпосередньо із робочого колеса (суцільна лінія).

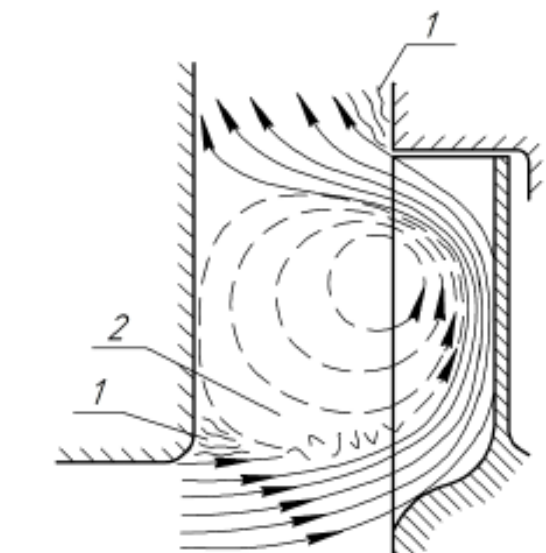


Рисунок 20 – Якісна картина потоку у проточній частині вільновихрового насоса за :

1 – зона відриву потоку; 2 – процес перемішування циркуляційного і основного потоку

Між зовнішнім і внутрішнім діаметром вільної камери насоса існує перепад статичного тиску. Для роботи насоса повинен існувати рівноважний стан, згідно до якого підвищення статичного тиску внаслідок існування вихрового руху у вільній камері компенсує перепад тиску, що створює робоче колесо. Таким чином наявність циркуляційного потоку є умовою існування рівноважного стану в проточній частині вільновихрового насоса.

Витрата потоку, що надходить до відповідного пристрою безпосередньо з робочого колеса більша за подачу насоса на величину циркуляційного руху, що є визначальним фактором впливу на ККД вільновихрового насоса.

За основу фізичної моделі потоку рідини у вільновихровому насосі (рис. 21) обрана модель, що описана проф. Г. Грабовим [19].

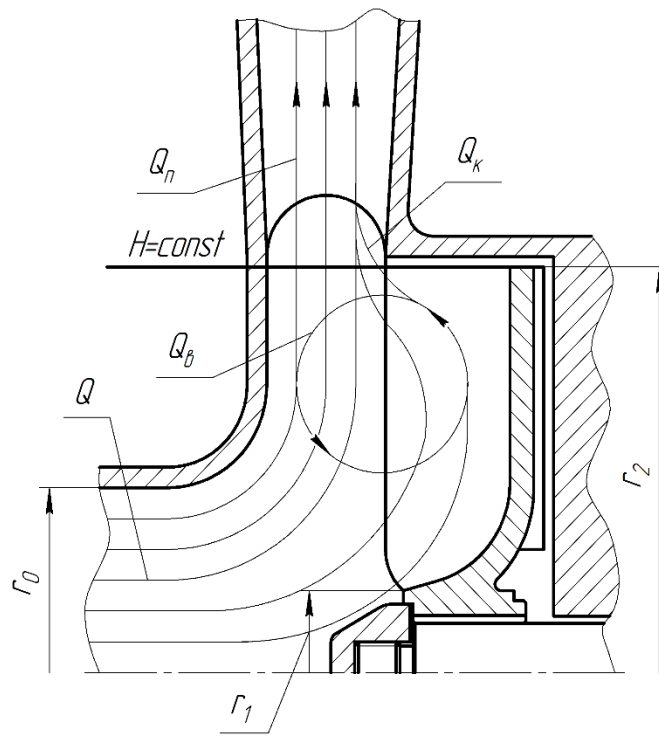


Рисунок 21 – Фізична модель руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса

При вході у вільновихровий насос частина рідини надходить у робоче колесо, де під дією відцентрових сил відкидається до периферії. Внаслідок наявності статорної стінки, у ролі якої виступає розточка корпусу, рідина змінює напрямок на перпендикулярний до диску робочого колеса. Потік, що надходить у вільну камеру із робочого колеса розділяється на дві частини. Перша частина (Q_k) надходить із робочого колеса безпосередньо у напірний патрубок насоса, а інша формує тороподібний вихор (Q_b), що утворюється у вільній камері насоса (рис. 22).

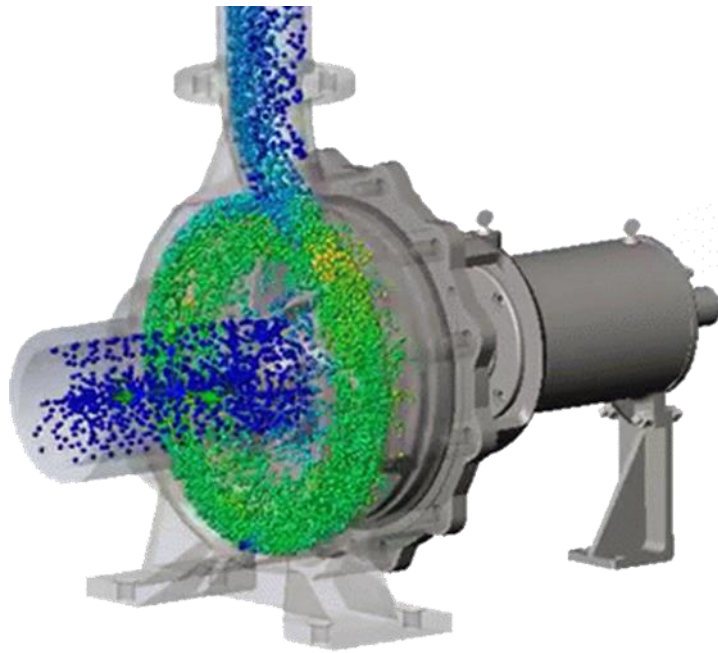


Рисунок 22 – Моделювання робочого процесу вільновихрового насоса

Частина рідини, потік протікання ($Q_{п}$), поступає до відводу без взаємодії з лопатями робочого колеса. Передача енергії відбувається за рахунок обміну моменту кількості руху з тороподібним вихором у вільній камері насоса [20, 21].

Таким чином у вільновихровому насосі відбувається складний процес передачі енергії, що складається з двох етапів:

–передача енергії рідині, що проходить через робоче колесо безпосередньо від нього (лопатевий робочий процес);

–передача енергії внаслідок обміну моментом кількості руху від тороподібного вихору потоку протікання, що не взаємодіє з лопатями робочого колеса (вихровий робочий процес). Тороподібний вихор у вихровому робочому процесі виступає у якості так званої «рідкої лопаті», у взаємодії з якою потік протікання набуває приросту енергії (рис. 23).

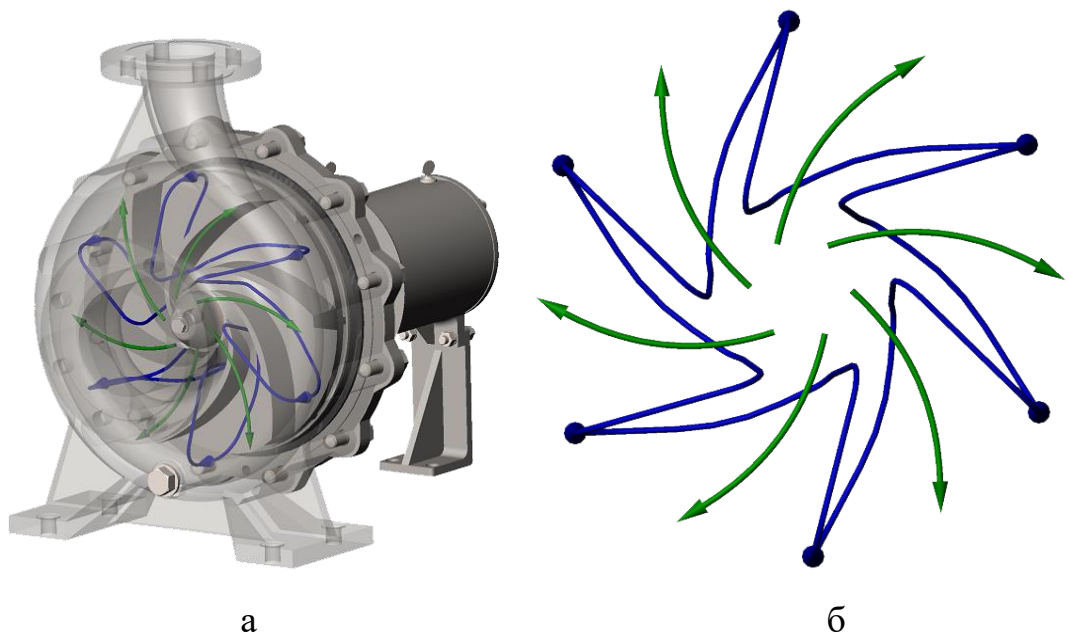


Рисунок 23 – Принцип дії вільновихрового насоса: а – вихровий робочий процес у вільновихровому насосі; б – схематичне зображення «рідкої лопаті»

1.4 Вибір типу насоса

Вільновихрові насоси володіють однією унікальною особливістю - вони мають перед робочим колесом велику вільну камеру. При роботі СВН лопаті РК розкручують масу гідросуміші, що знаходиться в цій камері, утворюючи так званий «вільний вихор». Потрапляючи в зону дії вихору, частина рідини, що транспортується, отримує обертальний рух з поступово наростаючим радіусом і виходить в напірний патрубок (минаючи робоче колесо), а інша частина рідини проходить до робочого колеса.

Таким чином, робоче колесо вільновихрового насоса контактує не з усім транспортованим продуктом, а лише з його частиною, наприклад, як у насоса СВН типу «Туго». Саме ця особливість робочого процесу СВН привертає увагу фахівців, що займаються проблемами максимального збереження транспортованих матеріалів і продуктів. Вільновихрові насоси широко застосовуються при необхідності перекачування рідин з великим вмістом твердих і волокнистих включень і газоподібних бульбашок, зокрема, для перекачування побутових і промислових стоків. У цих випадках СВН

забезпечують значно більшу надійність та довговічність роботи в порівнянні з відцентровими насосами традиційних конструкцій, хоча і поступаються їм за ККД.

Крім того, СВН набагато простіші у виготовленні, тому що лопаті їх робочих коліс являють собою плоскі пластини, а відводи, як правило, є кільцевими. Насоси цього типу мають високу надійність роботи при перекачуванні газоподібних сумішей з вмістом газу до 50 %, великих включень розміром до 0,8 ширини вільної камери, висота всмоктування їх досягає 8 м, а також СВН мало чутливі до кавітації. Конструкція їх простіша і дешевша, може працювати на суміші рідини і газу, а також подача цих насосів менше залежить від протитиску мережі.

Конструкція СВН з особливою проточною частиною є найбільш ефективною в порівнянні з іншими типами насосів при перекачуванні рідин з різними домішками.

Порахувавши $n_s = 102,2$ робимо висновок, що нам потрібен одноступінчастий вільновихровий насос, так як оптимальним показником вільновихрового насоса.

1.5 Висновки

В пункті 1.1 ми розглянули застосування вільновихрових насосів, визначив, що насоси СВН краще використовувати коли рідина, що перекачується має різні домішки, тому що відбувається менший знос деталей насосу, порівняно з відцентрованими насосами.

В пункті 1.2 ми розглянули особливості конструкції насосу, вибрали тип насосу "Turo", тому що він має вищий ККД ніж насоси іншого типу, але менше висунутий у вільну камеру насоса ніж насос типу "Seka", таким чином робоче колесо буде менше зношуватися. Одноступінчастий насос я вибрав тому що ця конструкція забезпечує більш оптимальний показник ККД.

В пункті 1.3 ми розглянули особливості робочого процесу, де визначили, що у вільновихрових насосах присутній вільний вихор, який слугує, як рідке

робоче колесо і це дозволяє частині потоку проходити через прохідні канали насоса без взаємодії з робочим колесом.

В пункті 1.4 ми обрали вільновихровий насос, одноступінчастий, горизонтальний з піввідкритим робочим колесом у якого $n_s = 102,2$, ККД згідно наших розрахунків $\eta = 0,52$.

2 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

2.1 Розрахунок проточної частини насоса

Розрахунок проточної частини СВН типу "Turo" проводимо за методикою [2]. Геометричні розміри проточної частини насоса показано на рис. 24.

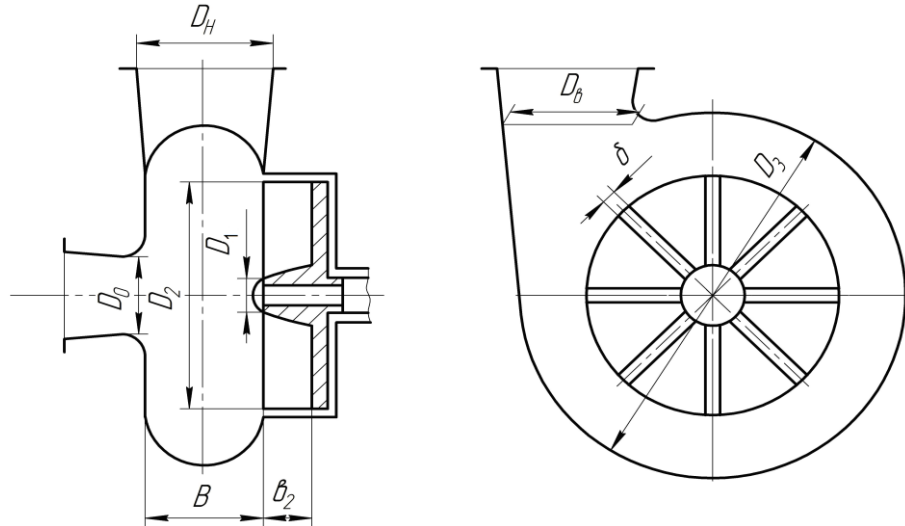


Рисунок 24 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Turo"

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності насоса:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} ;$$
$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2950 \cdot \sqrt{160/3600}}{63^{3/4}} = 102,2 . \quad (1)$$

.На рис. 25 знаходимо ККД і відносну ширину вільної камери при $n_s =$

$$102,2: \eta = f(n_s), \bar{B} = f(n_s):$$

$$\eta = 0,52; \bar{B} = 0,24 .$$

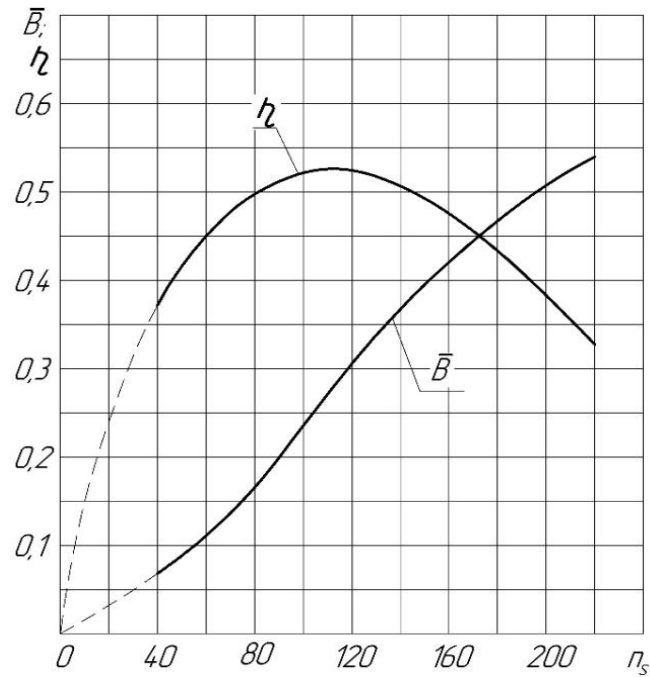


Рисунок 25 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s [1]

3 Задаємося співвідношеннями основних розмірів робочого колеса:

$$\bar{D}_1 = 0,2, \bar{b}_2 = 0,15; z = 10; \bar{\delta} = 0,02.$$

4 На рис. 26 знаходимо: $F_1 = 0,0191$.

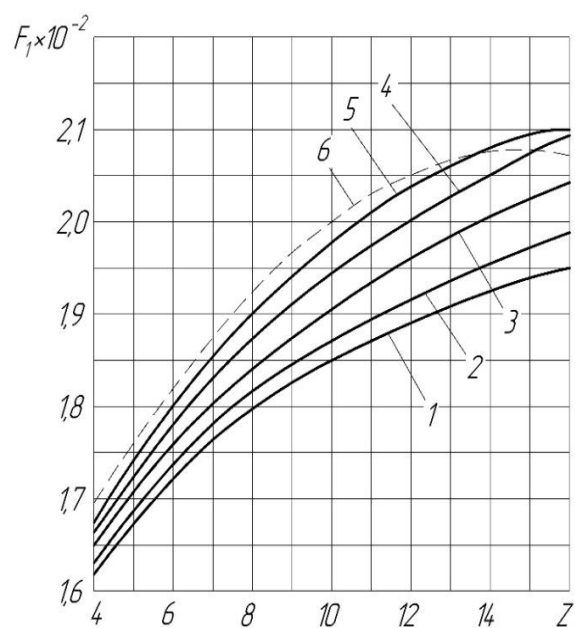


Рисунок 26 – Залежність функції F_1 від числа лопатей РК при $\bar{D}_1 = 0,2$

[1]: $1 - \bar{\delta} = 0,005$; $2 - \bar{\delta} = 0,01$; $3 - \bar{\delta} = 0,02$;

$4 - \bar{\delta} = 0,03$; $5 - \bar{\delta} = 0,04$; $6 - \bar{\delta} = 0,05$

5 За рис. 27 визначаємо: $F_2 = f(\bar{B}/\bar{b}_2)$, при $\bar{B}/\bar{b}_2 = 0,24/0,15 = 1,6$;

$F_2 = 2,1$.

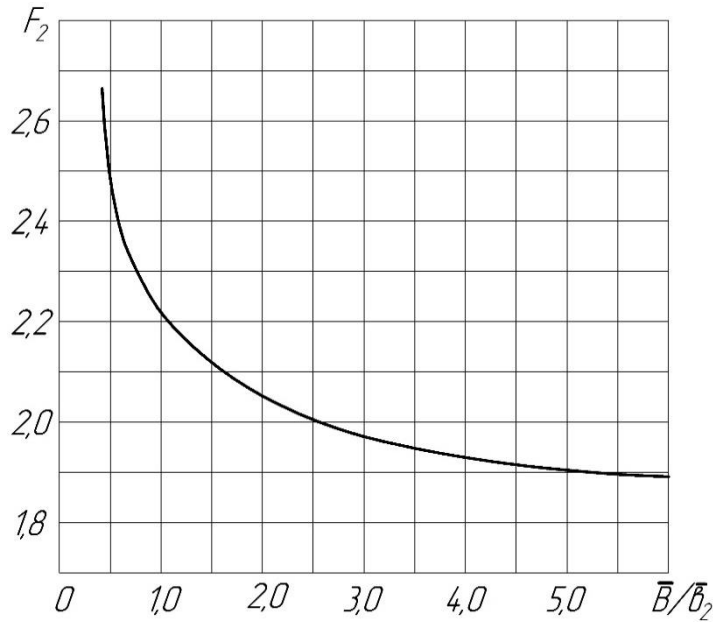


Рисунок 27 – Залежність функції F_2 від відношення \bar{B}/\bar{b}_2 [1]

б Розраховуємо діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} . \quad (2)$$

$$A = \left[\frac{\eta_{мех}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} , \quad (3)$$

$\eta_{мех}$ – механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти $\eta_{мех} = 0,95 - 0,97$); $K = 7,023 \cdot 10^{-3}$ – постійний коефіцієнт; η – ККД насоса, визначається залежно від n_s ; F_1 – функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або з графічної залежності (рис. 4.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК $\bar{D}_1 = 0,2$; F_2 – функція, що враховує вплив відносних розмірів

відводу, визначається за графіком залежно від відношення \bar{V}/\bar{b}_2 (рис. 27); n – частота обертів РК, об/хв.

Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,95$;

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,52 \cdot 0,0191 \cdot 2,1} \right]^{1/2} = 80,53,$$

Тоді

$$D_2 = \frac{80,53}{2950} \cdot \sqrt{63} = 0,215 \text{ м} = 215 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_2 = 215$ мм.

7 Обчислюємо абсолютні розміри робочого колеса:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad D_1 = 0,2 \cdot 215 = 43 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad b_2 = 0,15 \cdot 215 = 32,25 \text{ мм};$$

Приймаємо $b_2 = 32$ мм.

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad \delta = 0,02 \cdot 215 = 4,3 \approx 5 \text{ мм}.$$

8 Знаходимо ширину вільної камери:

$$B = 0,24 \cdot 215 = 51,6 \text{ мм}.$$

Приймаємо $B = 52$ мм.

Перевіряємо ширину вільної камери за формулою В. Соляника

[2]:

$$B = \left[K_B \left(\frac{2\bar{b}_2}{1 + \bar{D}_0} - \bar{\delta} \right) \right] D_2, \quad (4)$$

де D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$ – відносна ширина лопаті РК;

$$\bar{b}_2 = \frac{0,032}{0,215} = 0,15.$$

$\bar{D}_0 = \frac{D_0}{D_2}$ – відносний діаметр входу:

$$\bar{D}_0 = \frac{0,080}{0,215} = 0,37.$$

$\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$ – відносна товщина лопаті РК;

$$\bar{\delta} = \frac{0,005}{0,215} = 0,023.$$

K_B – коефіцієнт, що враховує швидкохідність насоса.

Величина K_B може бути визначена із залежності:

$$K_B = 16,4 \cdot 10^{-3} n_s - 0,422; \quad (5)$$

$$K_B = 16,4 \cdot 10^{-3} \cdot 102,4 - 0,422 = 1,26.$$

де n_s – коефіцієнт швидкохідності.

$$B = \left[1,26 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,15}{1 + 0,37} - 0,023 \right) \right] \cdot 0,215 = 0,053 \text{ м} = 53 \text{ мм}.$$

З урахуванням перевірки і аналізу, приймаємо остаточну ширину вільної камери: $B = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм}$.

9 Приймаємо спіральний відвід, основні геометричні розміри якого такі:

$$D_3 = D_2 + B; \quad D_3 = 215 + 52 = 267 \text{ мм}.$$

Ширину спіралі приймаємо рівною ширині вільної камери:

$$b_3 = B = 52 \text{ мм}.$$

10 Визначаємо діаметр входу в насос.

Вхідний коефіцієнт швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3}, \quad (6)$$

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (102,2 / 100)^{2/3} = 0,20 - 0,25.$$

Приймаємо $K_{V_0} = 0,22$.

Швидкість у вхідному патрубку

$$V_0 = 0,22 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 63} = 7,73 \text{ м/с}.$$

Діаметр входу

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 160 / 3600 \cdot 3,14 \cdot 7,73} = 0,085 \text{ м}.$$

Умова $D_0 \geq B$ виконується.

Діаметри всмоктувального та напірного патрубків приймаємо у відповідності з ГОСТ 27854 – 88 “Насосы динамические. Ряды основных параметров”:

$$D_{\text{вх}} = 80 \text{ мм}; D_{\text{н}} = 65 \text{ мм.}$$

Кінцеві діаметри патрубків приймаємо після розробки конструкції насоса.

11 Визначаємо потужність насоса на робочому режимі і підбираємо електродвигун:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}; \quad (7)$$

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 160 \cdot 63}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,52} = 58,1 \text{ кВт.}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ед}} = \kappa \cdot N, \quad (8)$$

де κ – коефіцієнт запасу, який обирають залежно від потужності.

Приймаємо $\kappa = 1,1$.

$$N_{\text{ед}} = 1,1 \cdot 58,1 = 63,9 \text{ кВт.}$$

12 Визначаємо діаметр вала. Мінімальний діаметр вала насоса:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot \frac{48960}{[\tau_{\text{кр}}]}}; \quad (9)$$

де $[\tau_{\text{кр}}]$ – допустиме напруження кручення, Па.

Матеріал вала: сталь 40 X, $[\tau_{\text{кр}}] = 200 \cdot 10^6$ Па.

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{63,9}{2950} \cdot \frac{48960}{200 \cdot 10^6}} = 0,0175 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_{\text{в}} = 18 \text{ мм.}$

Остаточно розмір вала приймаємо при конструктивній розробці насоса.

2.2 Розрахунок осьової сили

Досвід експлуатації СВН свідчить про те, що осьова сила в цих насосах істотно більше, ніж у відцентрових насосах аналогічних розмірів. Характер руху рідини в проточній частині та допоміжних трактах СВН (підводі, вільної камері, відвід, РК, бічних пазухах і ін.) дуже складний і мало вивчений, тому в даний час відсутні способи надійного аналітичного визначення складових результуючої осьової сили. Розрахунок осьових сил в СВН ґрунтується на результатах експерименту.

На ротор СВН діє результуюча осьова сила, зазвичай спрямована в бік, протилежний напрямку входу рідини в РК.

Для визначення результуючої осьової сили використовуємо формулу [2]:

$$A = \pi \rho g H [\beta (R_2^2 - R_{em}^2) - \psi_z (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 \left(1 - \bar{R}_{em}^2\right)^2 \quad (10)$$

де $R_{em} = 0,0215$ – радіус втулки;

β – експериментальний коефіцієнт;

ψ_z – коефіцієнт;

$\bar{R}_{em} = \frac{R_{em}}{R_2} = \frac{0,0215}{0,1075} = 0,2$ - відносний радіус втулки робочого колеса;

$k = 0,486$ – експериментальний коефіцієнт;

Знаходимо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{nD_2^2}{\nu} \quad (11)$$

де – $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ кінематичний коефіцієнт в'язкості води при температурі 20 °С

$$Re = \frac{2950 \cdot 0,215^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^6} = 1,27 \cdot 10^6$$

Так як число Рейнольдса знаходиться за межами кореляційної залежності для β коефіцієнта та коефіцієнта ψ_z , точність яких перевірена в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{Re} \quad (12)$$

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{1,27 \cdot 10^6} = 0,691$$

$$\psi_z = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{Re} \quad (13)$$

$$\psi_\Gamma = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{1,27 \cdot 10^6} = 0,297$$

Кутову швидкість робочого колеса знайдемо за формулою

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2950}{30} = 307,7 \text{ с}^{-1}$$

Знаходимо результуючу осьову силу

$$A = 3,14 \cdot 1100 \cdot 9,81 \cdot 63 [0,691(0,1075^2 - 0,0215^2) - 0,297(0,1075^2 - 0,0215^2)] - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1100 \cdot 0,1075^4 \cdot 307,7^2 (1 - 0,2^2)^2 = 5995 \text{ Н}$$

Зменшення осьової сили від дії відкритих лопаток можна оцінити за формулою:

$$T_{\text{л}} = \frac{3}{8} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{2u}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{вТ}}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{u_{2u}^2 - u_{\text{вТ}}^2}{2g} \right)$$

де $D_{2u}=215$ мм– вихідний діаметр імпеллера;

$d_{\text{вТ}}=90$ мм–діаметр втулки РК;

u_{2u} – колова швидкість на виході з імпеллера;

$u_{\text{вТ}}$ – колова швидкість на вході в імпеллер.

Колова швидкість на виході з імпеллера:

$$u_{2u} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{2u}}{30}$$
$$u_{2u} = \frac{3,14 \cdot 2950 \cdot 0,215}{30} = 66,4$$

Колова швидкість на вході в імпеллер:

$$u_{1u} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1u}}{30}$$
$$u_{1u} = \frac{3,14 \cdot 2950 \cdot 0,032}{30} = 24,7$$

Отже:

$$T_l = \frac{3}{8} \cdot 9319,5 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,215^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{66,4^2 - 24,7^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 5912 \text{ Н}$$

Тоді осьова сила буде дорівнювати:

$$T_{\text{сум}} = T - T_l = 5995 - 5912 = 83 \text{ Н}$$

2.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проектованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 28). Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

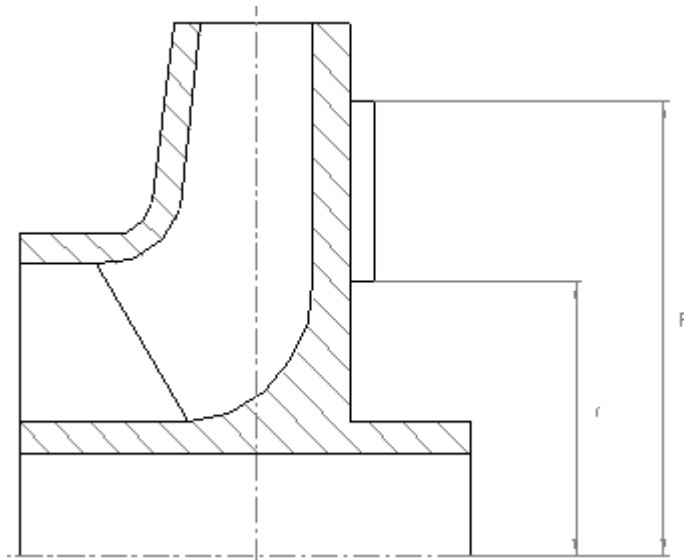


Рисунок 28 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена з виразу:

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - \left(r/R\right)^5\right] \quad (10.6)$$

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$\varphi = 0,9$;

R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi(R^2 - r^2)\frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (10.7)$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для $R = 0,1075$ м, $r = 0,0215$ м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1100 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,1075^2 - 0,0215^2) \frac{39,25^2 - 25,12^2}{2 \cdot 9,81} = 3794 \text{ Н}$$

2.4 Розрахунок радіальної сили

Радіальна сила в насосі виникає внаслідок окружний нерівномірності параметрів потоку на вхідній і напірної сторони РК. На розподіл швидкостей і тисків рідини на виході з РК значний вплив мають тип відведення і геометрія його елементів.

У насосах з кільцевими відводами, виконаними у вигляді циліндричної камери, максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до оптимального.

Радіальну силу в СВН з кільцевих відведенням можна визначити за виразом [2]:

$$R = k_R \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \rho g H D_2 b_{2\text{Д}}, \quad (14)$$

де $k_R = 0,2$ - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили

– ширина РК на виході, включно з товщиною диска;

$Q_{\text{опт}} = Q = 160 \text{ м}^3/\text{год}$ – подача насоса в оптимальному режимі.

Знайдемо радіальну силу:

$$R = 0,2 \left[1 - \left(\frac{160}{160} \right)^2 \right] 1100 \cdot 9,81 \cdot 63 \cdot 0,215 \cdot 0,036 = 1052 \text{ Н}$$

2.5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводимо за рекомендаціями [2]. При розрахунку необхідно визначити значення допустимого кавітаційного запасу $h_{\text{доп}}$.

1 За рис. 29 при $Z = 10$ знаходимо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

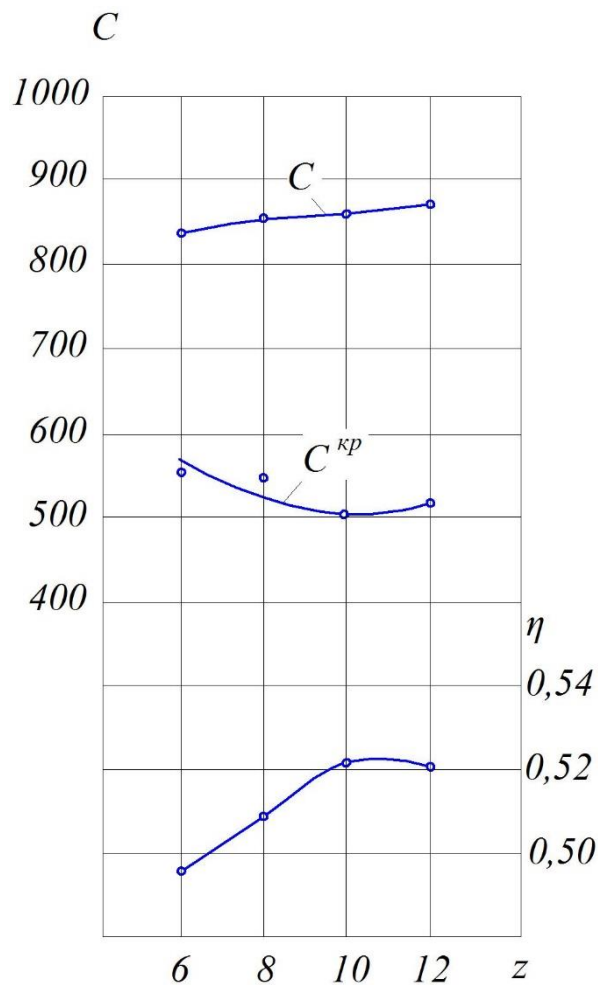


Рисунок 29 – Залежність кавітаційних коефіцієнтів швидкохідності ВВН від Z

$C = 860$.

2 Для визначення мінімального кавітаційного запасу використовуємо формулу С. С. Руднева

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (15)$$

де n – частота обертання насоса, об/хв; Q - подача, м³/с; C - кавітаційний коефіцієнт швидкохідності, що характеризує кавітаційні якості насоса.

3 Розраховуємо критичний кавітаційний запас:

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{2950 \cdot \sqrt{160/3600}}{860} \right)^{4/3} = 6,5 \text{ м} .$$

4 Визначаємо допустимий кавітаційний запас за формулою:

$$\Delta h_{\text{доп}} = (1,1 - 1,3)\Delta h_{\text{кр}}. \quad (16)$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = 1,2 \cdot 6,46 = 7,75 \text{ м.}$$

3. Розрахунок вибору привода насоса

3.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad (17)$$

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 160 \cdot 63}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,52} = 58,1 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = k \cdot N, \quad (18)$$

де k – коефіцієнт запасу, який обирають залежно від потужності (1,1-1,3).

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР250S2 (рис. 30, 31) з параметрами [3]:

- потужність $N_{\text{дв}} = 75$ кВт;
- частота обертання $n = 2975$ об хв .



Рисунок 30 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР250S2

Таблиця 1 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АИР225М2У3

Тип двигуна	Число полюсів	Габаритні розміри, мм		Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм							
		30	31	1	10	31	1	10	10	10	
А ИР250S 2	2	45	15	40	11	68	5	4	06	2	50

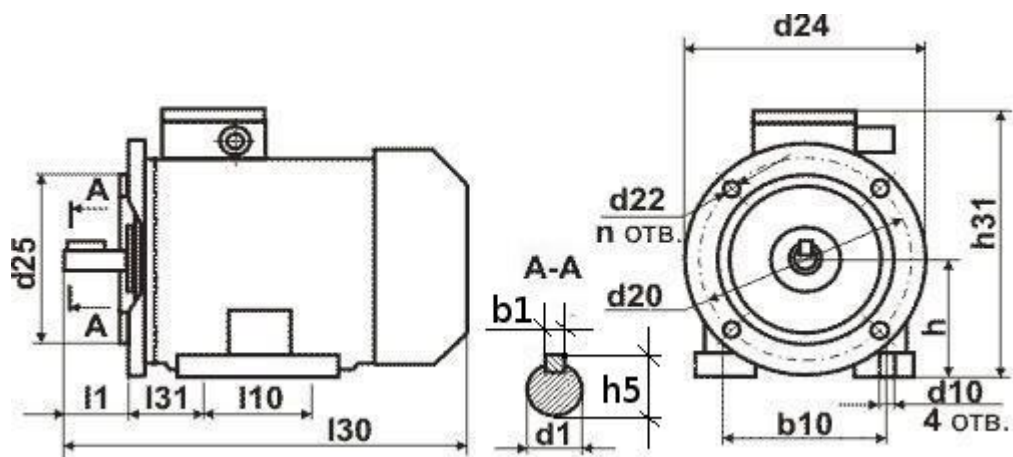


Рисунок 31 – Габаритне креслення електродвигуна серії АИР

3.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (19)$$

де $M_{\text{НОМ}}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (20)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{58145}{314} = 185 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 185 = 38,85 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (21)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{\max} = N_{\text{дв}} \quad (22)$$

$$N_{\text{дв}} = 75 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\max} = \frac{75 \cdot 10^3}{314} = 238,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_{\text{В}} = 0,3n_{\text{ном}}, \quad (23)$$

де $n_{\text{н}}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$n_{\text{В}} = 0,3 \cdot 2975 = 892,5 \text{ об/хв}$$

$$M_{\text{В}} = 0,03M_{\max}, \quad (24)$$

Отже:

$$M_{\text{В}} = 0,03 \cdot 238,8 = 7,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2}, \quad (25)$$

$$k = \frac{238,8}{2975^2} = 2,69 \cdot 10^{-5}$$

За визначеним коефіцієнтом параболі проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n=0$ до n_{\max} :

$$M = kn^2 \quad (26)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 2.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 2 будують залежність $M = f(n)$
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 2 – Пускова момент на характеристика

n, об/хв	50	100	150	200	250	300	350	400
M, Н·м	0,68	1,73	3,15	5,16	7,65	10,60	14,01	17,88

n, об/хв	2000	2250	2500	2750	2950
M, Н·м	107,60	136,18	168,12	203,43	238,08

На рисунку 32 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

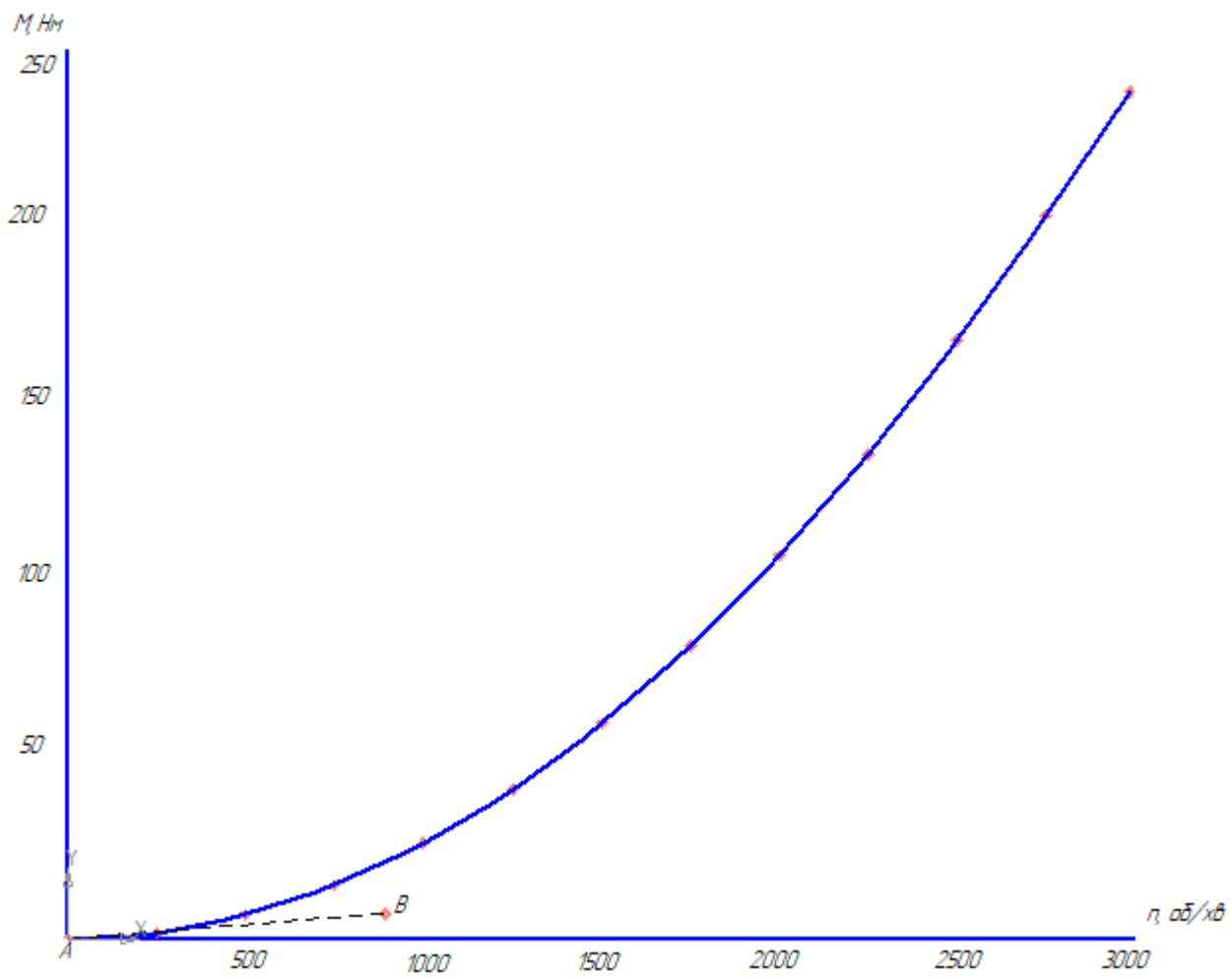


Рисунок 32 – Моментно пускова характеристика

4 Розрахунки на міцність

4.1 Конструювання вала

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. на рисунку 31 показані основні геометричні розміри вала [4].

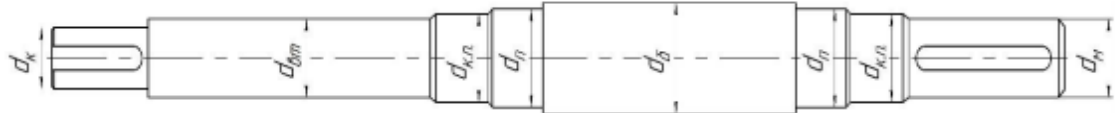


Рисунок 31 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (27)$$

де M_{\max} – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$$[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6 \text{ – дотичне напруження при крученні, Па.}$$

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо

$$[\tau] = 20 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega} \quad (28)$$

де $N_{max} = N_{дв}$ - максимальна потужність насоса, Вт:

$$M_{max} = \frac{75 \cdot 10^3}{314} = 238,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{75000}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,036 \text{ м}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,036 \text{ м}$.

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв}, \quad (29)$$

$$d_m = 1,0 \cdot 0,036 = 0,036 \text{ м}.$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 36 \text{ мм}$.

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,006 = 0,036 + 0,006 = 0,042 \text{ м}.$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{вт} = 0,42 \text{ м}$.

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01), \quad (30)$$

$$d_{к.п.} = 0,035 + 0,01 = 0,045 \text{ м}.$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 45 \text{ мм}$.

Діаметр посадкової поверхні підшипника такий, як під манжету.

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 3.

Таблиця 3 – Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Як видно з таблиці 3 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 3$ мм.

$$d_6 = 0,045 + 3 \cdot 0,003 = 0,054 \text{ м.}$$

4.2 Розрахунок вала на статичну міцність

1 Вихідні дані

Матеріал валу - сталь 40.

Межа плинності матеріалу валу - $\sigma_t = 294$ Мпа.

Максимальна потужність, споживана насосом - $N_{\max} = 75$ кВт.

Частота обертання вала - $n = 2950$ об / хв.

Розрахункова схема.

Вал насоса знаходиться в умовах спільної дії вигину і крутіння. Найбільш небезпечним є переріз А-А (рис. 32) під робочим колесом, оскільки в цьому перерізі діє максимальний крутний момент і сам переріз ослаблений шпонковим пазом.

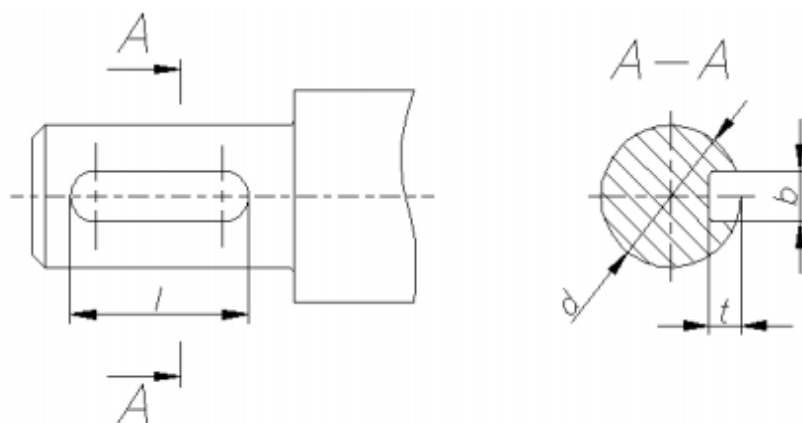


Рисунок 32 – Переріз вала під колесом

Розрахунок небезпечного перерізу на статичну міцність
Крутний момент, що передається валом

$$M_{кр} = 9551 \frac{N}{n} \quad (31)$$

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{75}{2950} = 242,8 \text{ Нм}$$

Максимальний згинальний момент приймаємо

$$M_u = 0,1 \cdot M_{кр}; \quad (32)$$

$$M_u = 0,1 \cdot 242,8 = 24,3 \text{ Нм}$$

Моменти опору перерізу кручення і вигину з урахуванням ослабленого перерізу шпонковим пазом обчислюють за формулами

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (33)$$

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (34)$$

де d – діаметр вала в місці установки колеса, м;

t_1 - глибина паза вала, м;

b - ширина шпонки, м.

Розміри перерізу: $d=0,036$ м; $t_1=0,005$ м; $b=0,01$ м.

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 0,036^3}{16} - \frac{0,01 \cdot 0,005(0,036 - 0,005)^2}{2 \cdot 0,036} = 8,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_u = \frac{3,14 \cdot 0,036^3}{32} - \frac{0,01 \cdot 0,005(0,036 - 0,005)^2}{2 \cdot 0,036} = 3,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Напряга обертання і вигину відповідно

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad (35)$$

$$\tau_{кр} = \frac{242,8}{8,5 \cdot 10^{-6}} = 15,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (36)$$

$$\sigma_u = \frac{13,48}{3,9 \cdot 10^{-6}} = 3,5 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження в небезпечному перерізі

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} \quad (37)$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{3,5^2 + 3 \cdot 15,9^2} = 27,8 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу за межою текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экв}} \quad (38)$$

$$n_T = \frac{294}{27,8} = 10,6$$

Допустимий запас $[n]=2,2$;

$n > [n]$.

Умова міцності виконується

4.3 Вибір та розрахунок ущільнення насоса

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 33 [22].

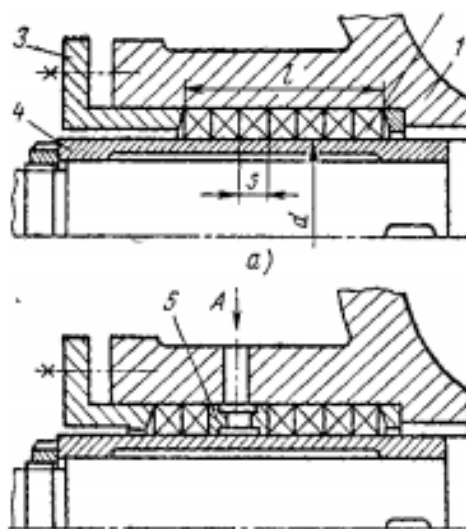


Рисунок 33 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Яку набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця. Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} \quad (39)$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{50} = 7,1$$

Приймаємо $S = 7$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (40)$$

де $i = 4 \div 6$ – кількість кілець набивки, шт.

Приймаємо $i = 4$ шт

$$L = 4 \cdot 7 = 28 \text{ мм}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \quad (41)$$

де $r = d_{\text{вт}}/2 + 0,7$ - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

$L = 2,4$ см;

$S = 0,7$ см;

$p_0 = 1,02$ кгс/см²

Звідси:

$$N_c = 307,7 \cdot 3,14 \cdot 3,2^2 \cdot 0,7 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,01}{0,5} \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,4}{0,7}} - 1 = 4355 \text{ Вт}$$

4.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

4.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 36 мм за [22, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 12$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 36$ мм - довжина шпонки

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (42)$$

де $t_1 = 5$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b. \quad (43)$$

Звідки:

$$l_p = 36 - 12 = 24 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 242,8}{0,036 \cdot 0,024 \cdot (0,008 - 0,005)} = 145,8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (44)$$

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (45)$$

$$\sigma_{зм} = 145,8 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}. \quad (46)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 242,8}{0,036 \cdot 0,036 \cdot 0,012} = 30,8 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]. \quad (47)$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм} \quad (48)$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 30,8 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

4.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Виходячи з діаметру валу, рівному 36 мм за [22, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 12$ мм - ширина шпонки;

$h = 8$ мм - висота шпонки;

$l = 36$ мм - довжина шпонки

Напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (49)$$

де $t_1 = 6$ мм – глибина паза вала;

$d = d_m$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b. \quad (50)$$

Звідки:

$$l_p = 36 - 12 = 24 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 242,8}{0,055 \cdot 0,02 \cdot (0,01 - 0,006)} = 87,6 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (51)$$

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma_{\text{зм}}]. \quad (52)$$

$$\sigma_{\text{зм}} = 87,6 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (53)$$
$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 242,8}{0,036 \cdot 0,036 \cdot 0,012} = 18,6 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]. \quad (54)$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм} \quad (55)$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 18,6 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рисунок 34).

Тур 1

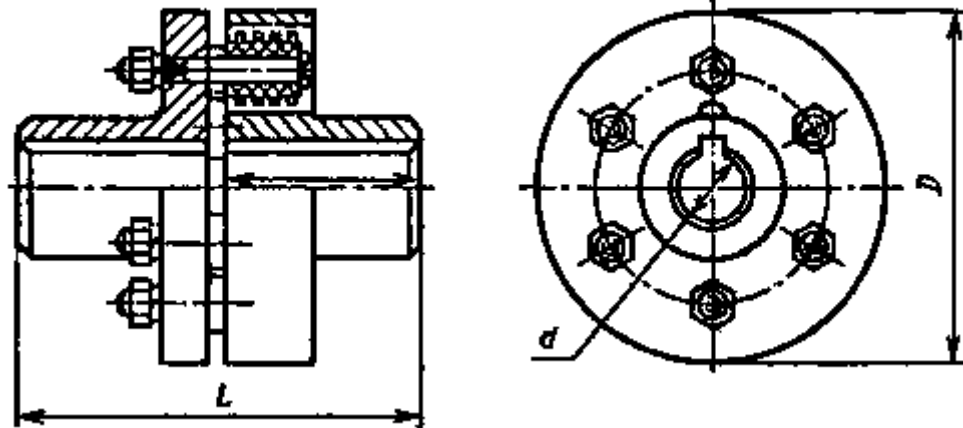


Рисунок 34 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (42 мм), максимального крутного моменту 242 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 175-55-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 190 \text{ мм};$$

$$d = 50 \text{ мм};$$

$$L \leq 226 \text{ мм}.$$

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z}, \quad (56)$$

де $D = 150$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 242,8}{0,15 \cdot 6} = 429,1 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (57)$$

де $d_{\Pi} = 12$ мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 20$ мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$ МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{429,1}{0,012 \cdot 0,02} = 1,62 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\Pi}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (58)$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$ МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 389,1 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 34,4 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 5.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення – 36210 , ГОСТ 831-75

$$C=35,5 \text{ кН}$$

$$C_0=28,5 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює = 20000 годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (59)$$

де , $F_r=R$, $F_a=T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V=1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta=1$ – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T=1$ при температурі підшипника $t \leq 100 \text{ C}^\circ$, $K_T=1,4$ при $t \approx 250 \text{ C}^\circ$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

$$X=1$$

$$Y=0$$

$$P = 1 \cdot 736 \cdot 1 + 0 \cdot 4282 \cdot 1 \cdot 1 = 736$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n}$$

(60)

$$L_{hp} = \left(\frac{35500}{736} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2940} = 636140 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$636140 \geq 20000$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

7 Охорона праці

7.1 Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації насосного обладнання

7.1.1 Організація експлуатаційної служби

Надійність роботи насосної установки залежить від організації та роботи експлуатаційної служби. Вона забезпечується постійним доглядом та утриманням насосного обладнання, трубопроводів, арматури і приладів у робочому стані. Порядок і режим експлуатації насосної установки обумовлюються її призначенням. Керівництво експлуатацією насосу здійснює інженерно-технічний працівник відділу головного механіка або головний енергетик. В обов'язки відповідальної особи входить:

- а) систематичний контроль за роботою обслуговуючого персоналу;
- б) прийняття відповідальних рішень для зміни режимів роботи обладнання;
- в) забезпечення безпечної експлуатації насосної установки;

У приміщенні насосної станції повинні бути вивішені інструкції з експлуатації обладнання і схема насосної установки. В інструкціях повинні бути зазначені:

- а) режими роботи насосних агрегатів ;
- б) способи усунення характерних несправностей;
- в) права і обов'язки обслуговуючого персоналу;
- г) послідовність операцій під час пуску і зупинення;
- д) рекомендації щодо техніки безпеки і протипожежних заходів.

Особа, яка обслуговує насосну установку, повинна знати будову насосного агрегату, принцип його роботи, призначення і розміщення запірно-регулюючої апаратури та контрольно-вимірювальних приладів. Персонал насосної станції повинен оперативно діяти у випадках виявлення несправностей у роботі насосної установки.

Для працюючих, які беруть участь в технологічному процесі з обслуговування та спостереження за роботою насосної установки, повинні бути забезпечені зручні робочі місця, що не затруднюють їх дій під час

виконання роботи. На робочих місцях повинна бути передбачена площа, на якій розміщуються необхідні пристрої для управління і контролю за ходом технологічного процесу, а також засоби сигналізації та оповіщення про аварійні ситуації.

Насосна станція - це замкнуте приміщення, в якому необхідно створити умови для роботи обслуговуючого персоналу. Насоси з їх приводами є потужними джерелами тепла в приміщенні. У проекті необхідно реалізовувати вентиляцію на підставі досвіду вже влаштованих систем вентиляції на вже існуючих насосних станціях.

Запуск насосів відбувається з відкритими засувками на напірному водогоні. Обслуговує насоси і засувок виробляються з підлоги. Збір дренажних вод прийнятий через трап в побутову каналізацію насосної станції. В якості запобіжника від гідравлічного удару, який викликаний раптовим вимиканням насосів, потрібно передбачити установку клапана гасителя в першому колодязі на напірному водогоні. Навкруги будівлі насосної станції має бути передбачена зона санітарної охорони, огорожена парканом і насадженнями. Кордон зони передбачається на відстані 15 м відповідно до СніП 2.04.02-84. Робота насосів повністю автоматизована залежно від тиску в мережі. Робота по тиску в мережі можлива: На закриту мережу, обладнану компенсують пристроями;

У регулюючу місткість (резервуар), при цьому ємності повинні бути обладнані автоматичними клапанами або електрифікована засувками.

Під час аварійного відключення робочого насоса передбачене автоматичне включення резервного насоса.

За для автоматизації насосних агрегатів застосовується комплектна апаратура. Саме вона забезпечує контроль за тиском в мережі, за станом ліній управління і сигналізації. Апаратура дає змогу черговому персоналу виконувати контроль за наявністю води в ємностях і роботою насосних агрегатів.

В автоматичному режимі процеси управління всіма агрегатами виконуються у встановленій послідовності без втручання обслуговуючого персоналу, роль якого при цьому скорочується до налагодження, періодичному огляду та спостереження за станом апаратури і обладнання в процесі експлуатації.

Робоче місце оператора для забезпечення виробничої діяльності споряджається кріслом (стілцем, сидінням) з регульованими нахилом спинки і висотою сидіння. Ергономічні вимоги при виконанні робіт сидячи і стоячи наведені в ГОСТ 12.2.032-78, ГОСТ 12.2.033-78.

Заходи щодо мінімізації небезпечних і шкідливих факторів на робочому місці оператора насосних установок.

Вагомим елементом для запобігання несприятливого впливу на людину шкідливих факторів, які супроводжують роботи під час лабораторних вимірювань є дотримання відповідних санітарно-гігієнічних вимог при забезпеченні безпечних умов праці на даних робочих місцях, а також проектування, будівництва і реконструкції приміщень, відповідних для експлуатації такого роду обладнання.

Для нормалізації параметрів освітленості необхідно чітко дотримання вимог СНиП 23.05-95.

До виробничого освітлення для створення найкращих умов для бачення висуваються такі вимоги:

Освітлення на робочому місці має бути відповідним характеру зорової роботи (визначається по об'єкту розрізнення, фону, контрасту об'єкта з фоном). Збільшення освітленості робочої поверхні покращує видимість об'єктів за рахунок підвищення їх яскравості, збільшує швидкість розрізнення деталей, які позначаються на зростанні продуктивності праці, однак є показник, при якому подальше зростання освітленості майже не дає ефекту, а тому необхідно збільшувати якісні характеристики освітлення.

Потрібно забезпечити рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору.

На робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні.

Треба також обирати правильний спектральний склад світла, які будуть схожі зі спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок (лампи освітлювальні мережі і т.п.) мають бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні стати причиною виникнення пожежі або вибуху.

Сумнівний і регулярний догляд за приборами природнього та штучного освітлення має вагомий вклад для створення раціональних умов освітлення, зокрема, для формування необхідних величин освітленості без зайвих витрат електроенергії.

В установках з люмінесцентними лампами потрібно стежити за справністю схем включення, а також пускорегулювальних апаратів, про несправності яких, наприклад, можна судити по значному шуму дроселів.

7.1.2 Основні вимоги до експлуатації насосів

Основними вимогами можна зазначити такі:

- 1 Згідно із вказівками інструкції заводу-виробника щодо експлуатації і у відповідності до місцевих умов необхідно створити місцеві інструкції, в яких встановити терміни проведення регулярних оглядів, ревізій, а також робіт з ТО та ремонту
- 2 Для кожного насоса необхідно завести журнал, за яким можна було б визначати стан насоса, необхідність проведення ревізії або ремонту.
- 3 Якщо насосні агрегати встановлюють на відкритому майданчику, необхідно звернути увагу на забезпечення постійного підігріву їх при низьких температурах (морозах) під час зупинки, а також на своєчасне зливання рідини з насосів і трубопроводів.
- 4 Пуск насоса в холодному стані при перекачуванні рідини зі змінною в'язкістю не допускається, тому що це може призвести до його ушкодження.
- 5 При використанні торцевих ущільнень необхідно виконувати вимоги заводу-виробника.

6. Через визначені періоди необхідно перевіряти муфти, в першу чергу їх центрування. В пальцевих муфтах треба перевіряти стан гумових деталей.
- 7 Вали резервних насосів через визначений термін часу необхідно повертати вручну, щоб запобігти зчіплюванню їх в місцях сальника.
- 8 Необхідно постійно перевіряти робочий стан арматури на всмоктувальному та напірному трубопроводах.
- 9 Клапани поршневих насосів необхідно періодично розбирати і перевіряти їх придатність, а за необхідності шліфувати і притирати.
- 10 Роторні насоси не потребують особливого догляду, але необхідно стежити за тим, щоб рідина, що перекачується, не мала твердих включень.

7.1.3 Техніка безпеки при експлуатації

Розглянемо основні заходи безпеки

На місці експлуатації насосного агрегату необхідно розробити правила його безпечної експлуатації.

1. Вимоги правил охорони праці повинні бути передбачені в проекті насосної станції, згідно з яким визначають розміщення обладнання і встановлюють проходи до агрегатів, вибирають освітлення, вентиляцію та ін.
2. Вмикання і вимикання насосних агрегатів повинно виконуватися з відома диспетчера або старшого зміни.
3. Якщо на агрегатах виконуються ремонтні роботи, необхідно вжити попереджувальних заходів щодо запобігання їх ввімкненню.
4. Джерелами шкідливих і небезпечних виробничих факторів електронасосного обладнання є: незахищені рухомі елементи агрегату; підвищена і знижена температура поверхонь деталей насоса; підвищений рівень вібрації; небезпечний рівень напруги електричної мережі.
5. Стропування насосного агрегату необхідно проводити згідно із схемою креслення.
6. При експлуатації агрегат необхідно заземлити.
7. При роботі агрегату всі рухомі частини повинні бути огорожені.
8. Робота насосного агрегату без запірної арматури не допускається.

9. При проведенні ремонтних робіт двигун повинен бути відімкнений від електричної мережі.

10. При роботі насоса необхідно регулярно контролювати витіки рідини через ущільнення. Якщо вони більші за норму, насосний агрегат необхідно зупинити і провести заміну набивки.

11. На робочих місцях у виробничих приміщеннях необхідно розробити заходи щодо зниження шуму і вібрації.

12. При нещасних випадках необхідно надати першу допомогу потерпілому, а потім повідомити особу, відповідальну за техніку безпеки.

13. У приміщенні насосної станції повинна бути аптечка з необхідними медикаментами для надання першої допомоги у разі нещасних випадків.

14. У приміщенні насосної станції повинні бути в робочому стані необхідні протипожежні засоби (ящик з піском, вогнегасник та ін.).

7.2 Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції

Знання та дотримання правил техніки безпеки і протипожежних заходів при експлуатації насосних агрегатів забезпечують безпеку роботи обслуговуючого персоналу і безаварійність насосної станції.

До експлуатації насосних станцій допускають тільки механіків, машиністів і слюсарів, які мають відповідні документи про присвоєння їм кваліфікації.

У приміщеннях та поблизу насосної станції на відкритому місці вивішують інструкції з техніки безпеки, докладну інструкцію з обслуговування обладнання і наочні плакати.

Під час надзвичайних випадків на насосній станції для надання першої медичної допомоги має бути аптечка з перев'язувальними засобами та медикаментами.

Персонал, що працює на насосній станції повинен вміти надавати першу допомогу постраждалим від електричного струму, знати правила надання першої допомоги при опіках і пораненнях.

Електродвигуни і електроапаратура повинні мати надійне заземлення. Усі частини агрегату, що обертаються (з'єднувальні муфти, ремінні передачі) захищають щитами, решітками і перилами. У переходів і містків через трубопроводи повинні бути добре прикріплені, міцні перила.

На електронасосних установках повинні бути ізольовані інструменти і пристосування (штанги, індикатори напруги, комплекти переносних заземлень, гумові килимки, рукавички, чоботи і ін.).

Кожна насосна станція повинна мати протипожежний інвентар і відповідну сигналізацію. Працівники станції повинні знати правила і прийоми гасіння пожеж, що виникли при загорянні нафти, масла; при гасінні полум'я, яке виникло у електричних машин або апаратів.

Приміщення насосних станцій повинні бути освітлені - так, щоб можна було правильно і безпечно обслуговувати агрегати і всі пристрої.

Ремонт, мастило двигунів і насосів на ходу, підтягування болтів на частинах, що рухаються механізмів не допускається.

Приміщення насосної станції не слід захаращувати сторонніми предметами. Підлоги, сходи повинні міститися в чистоті. Вентиляція приміщення повинна забезпечувати подачу чистого повітря і температуру не більше 30-35 °. Температура нижче + 10 ° не допускається.

За техніку безпеки на насосній станції відповідають змінні машиністи, а загальний контроль здійснює механік.

. Загальні вимоги безпеки

1.1. Ця інструкція передбачає основні вимоги щодо організації безпечного проведення газонебезпечних робіт на підприємствах нафтопродуктозабезпечення.

1.2. При виробництві газонебезпечних робіт крім вимог, викладених у цій інструкції, повинні виконуватися вимоги "Інструкції по загальними

правилами охорони праці та пожежної безпеки", а також вимоги інших інструкцій за професіями та видами робіт в залежності від характеру виконуваних робіт.

1.3. До газонебезпечних відносяться роботи, що проводяться в наступних умовах:

- при наявності або можливості виділення в повітря робочої зони токсичних, вибухонебезпечних і пожежонебезпечних речовин в кількостях, здатних викликати отруєння людей, вибух або загоряння;

- при вмісті кисню в повітрі менше 20% за обсягом.

1.4. Найбільша вірогідність скупчення вибухонебезпечних газів і парів нафтопродуктів можлива в наступних місцях:

- насосних станціях з перекачування нафтопродуктів;

- резервуарах для зберігання нафтопродуктів і території, що безпосередньо прилягає до них;

- наливних і зливних естакадах, причальних спорудах, особливо в момент зливу й наливу нафтопродуктів;

- ізольованих і не вентильованих приміщеннях, в яких розташоване обладнання або проходять нафтопродуктопровідної або газові комунікації, а також в аналогічних приміщеннях без обладнання і комунікацій;

- технологічних приямках і колодязях;

- лотках з технологічними трубопроводами, колодязях промислової каналізації.

Скупчення вибухонебезпечних газів і парів нафтопродуктів також можливо при наступних обставинах:

- подтекании нафтопродуктів і проникненні їх парів через нещільності люків, кришок, ущільнень;

- несправності запірної, регулюючої, запобіжної арматури та іншого нафтопродуктопровідного обладнання;

- проведенні дренажу підтоварної води з резервуарів;

- випаровуванні нафтопродуктів у відстійниках, пастках, ставках;

- розливі нафтопродуктів через порушення технологічного режиму і з інших причин;

- аварійних ситуаціях.

1.5. Перелік газонебезпечних місць і газонебезпечних робіт затверджується головним інженером підприємства із зазначенням виділяються токсичних і газонебезпечних речовин.

1.6. У приміщеннях, де можливе виділення горючих газів, а також парів легкозаймистих рідин, слід визначати концентрацію шкідливих речовин в повітрі за допомогою газоаналізаторів.

Місця і періодичність відбору проб повітря для аналізу змісту в ньому горючих газів і парів повинні бути затверджені головним інженером підприємства.

1.7. У газонебезпечних місцях повинні бути вивішені відповідні плакати і попереджувальні знаки.

1.8. Залежно від ступеня небезпеки газонебезпечні роботи підрозділяються на 2 групи:

I група

1) роботи, пов'язані з розгерметизацією технологічного обладнання та комунікацій, з яких не видалені токсичні, вибухонебезпечні і пожежовибухонебезпечні речовини або не виключена можливість їх виділення;

2) роботи в нефтеловушках, мулових ямах, відстійниках і інших аналогічних місцях;

3) роботи, що проводяться в закритих ємностях (всередині резервуарів, котлів, цистерн), колекторах трубопроводів, колодязях, тунелях і т.п.

II група

1) відкрите дронування підтоварної води з резервуарів, ємностей, трубопроводів;

2) відбір проб, ручний вимір рівня в резервуарах, ємностях, цистернах;

3) злив і налив пожежонебезпечних і токсичних рідин в залізничні та автомобільні цистерни та інші роботи.

1.9. Відповідальність за організацію заходів із забезпечення безпеки під час проведення газонебезпечних робіт (по підприємству в цілому) покладається на головного інженера (директора) підприємства.

1.10. Головний інженер підприємства зобов'язаний:

- організувати роботу по забезпеченню виконання вимог цієї інструкції в цілому по підприємству:

- вжити заходів щодо скорочення газонебезпечних робіт (механізація, герметизація, автоматизація);

- забезпечити проведення навчально-тренувальних занять по методам проведення газонебезпечних робіт;

- призначити відповідального за підготовку і відповідального за проведення газонебезпечних робіт, які знають порядок підготовки і правила проведення цих робіт;

- спільно з відповідальним за проведення газонебезпечних робіт визначити засоби індивідуального захисту, склад виконавців і встановити режим цих робіт (тривалість перебування в засобах захисту, перерв в роботі, періодичність відбору проб повітря і т.п.).

1.11. Відповідальність за організацію безпечного проведення газонебезпечних робіт в цеху (на ділянці) несе начальник цеху (ділянки).

1.12. Начальник цеху (ділянки) зобов'язаний: організувати виконання заходів з підготовки та безпечного проведення газонебезпечних робіт і забезпечити контроль за їх виконанням.

1.13. Відповідальним за підготовку об'єкта (обладнання, комунікацій і т.п.) до проведення газонебезпечних робіт I групи призначається фахівець, у веденні якого знаходиться експлуатаційний персонал даного об'єкта.

Відповідальним за проведення газонебезпечних робіт I групи призначається фахівець, незайнятий на період їх проведення веденням

технологічного процесу і знає способи безпечного проведення газонебезпечних робіт.

Допускається призначати одного відповідального за підготовку і проведення роботи.

1.14. Вимоги цієї Інструкції поширюються як на роботи, що проводяться працівниками підприємства, так і на роботи, що виконуються сторонніми організаціями на території підприємства.

1.15. При виконанні газонебезпечних робіт особами сторонньої організації відповідальним за їх виконання призначається фахівець цієї організації, у віданні якого перебувають виконавці робіт, знає способи безпечного проведення газонебезпечних робіт.

1.16. Виконувати газонебезпечні роботи слід бригадою виконавців в складі не менше трьох осіб при роботах, пов'язаних з перебуванням в замкнутому просторі (наприклад, в колодязях і резервуарах) і не менше двох осіб - в інших випадках (наприклад, при роботах в лотках і на трубопроводах). Члени бригади повинні бути забезпечені відповідними засобами індивідуального захисту, спецвзуттям, спецодягом, інструментом, пристосуваннями і допоміжними матеріалами.

1.17. Проведення газонебезпечних робіт I групи допускається тільки після оформлення наряду-допуску на проведення робіт підвищеної небезпеки, підписаного головним інженером підприємства із зазначенням заходів безпеки. Наряд-допуск видається на весь термін, необхідний для виконання зазначеного в наряді-допуску обсягу робіт.

Якщо роботи виявилися незавершеними, а умови їх проведення не погіршилися і характер робіт не змінився, наряд-допуск може бути продовжений тієї ж бригаді з підтвердженням можливості проведення робіт для кожної наступної схеми підписами.

1.18. Забороняється збільшувати обсяг робіт, передбачених нарядом-допуском.

1.19. На газонебезпечні роботи II групи наряд-допуск не оформляється. Заходи безпеки при проведенні таких робіт повинні бути викладені в технологічних регламентах, інструкціях по робочих місцях або в спеціальній інструкції, що розробляється з урахуванням вимог цієї інструкції.

1.20. Виконавці газонебезпечних робіт несуть відповідальність за виконання всіх заходів безпеки, передбачених в інструкціях по робочих місцях для робіт II групи.

1.21. До виконання газонебезпечних робіт можуть залучатися працівники:

- навчені виконання газонебезпечних робіт;
- мають навички з надання долікарської медичної допомоги та порятунку потерпілих;
- мають підготовку і здатні працювати в засобах індивідуального захисту органів дихання;
- знають властивості речовин в місцях проведення робіт.

1.22. Працівників, які заявили про нездужання або поганому самопочутті, направляти на роботу забороняється.

1.23. Приступати до газонебезпечних робіт дозволяється тільки після узгодження цих робіт з пожежною охороною, а при необхідності і з суміжними підрозділами, виконання всіх підготовчих заходів і відповідного інструктування безпосередніх виконавців робіт.

1.24. Місце проведення газонебезпечних робіт необхідно забезпечити засобами пожежогасіння та засобами індивідуального захисту.

1.25. Газонебезпечні роботи повинні проводитися тільки в денний час (за винятком аварійних випадків).

1.26. При необхідності проведення робіт в нічний час або при роботах всередині ємності для місцевого освітлення слід користуватися акумуляторним ліхтарем напругою не вище 12 В у вибухозахищеному виконанні, вмикання і вимикання має здійснюватися поза вибухонебезпечною зоною.

1.27. Контроль за організацією газонебезпечних робіт на підприємстві здійснюється службою охорони праці і техніки безпеки.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи

2.1. Для підготовки об'єкта (обладнання, комунікацій і т.п.) до газонебезпечних робіт повинен бути виконаний весь комплекс підготовчих робіт, передбачених в наряді-допуску.

При цьому повинно бути забезпечено видалення токсичних і газонебезпечних продуктів, виняток їх надходження із суміжних технологічних систем, а також виключення можливих джерел іскроутворення.

2.2. Місце проведення газонебезпечних робіт повинно бути позначено (огорожено). Вивішуються плакати з безпечного виконання робіт ("Вогненебезпечно!", "Газонебезпечних!", "Не палити!").

2.3. Електроприводи рухомих механізмів повинні бути відключені від джерел живлення видимим розривом.

На пускових і розподільних пристроях вивішуються плакати "Не вмикати - працюють люди!", Які знімаються після закінчення робіт за вказівкою відповідального за проведення газонебезпечних робіт.

2.4. У період підготовки до проведення газонебезпечних робіт здійснюється перевірка наявності та справності засобів індивідуального захисту, засобів пожежогасіння, інструментів, пристосувань, призначених для забезпечення безпеки виконавців.

2.5. Відповідальний за проведення газонебезпечних робіт I групи перед початком робіт повинен перевірити виконання підготовчих робіт за планом їх проведення, проінструктувати всіх працівників про необхідні заходи безпеки, перевірити їх вміння користуватися засобами індивідуального захисту.

7.3 Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації

Правила поведінки і дії під час пожежі

Щоб запобігти виникненню пожежі кожен громадянин повинен чітко дотримуватися встановлених правил для їх попередження у житлових будинках, на підприємствах, у лісах, на торф'яниках, у полі та в інших місцях.

На об'єктах суспільного господарювання, з урахуванням виробничих умов, встановлюється протипожежний режим і розробляються інструкції як для всього об'єкта, так і для окремих суб'єктів. В інструкції приводяться правила зберігання різних матеріалів, визначаються місця, де курити і влаштовувати відкрите полум'я заборонено описується порядок дій у разі виникнення пожежі.

У навчальних закладах, дитячих садках, лікувальних і культурних установах особлива увага приділяється питанням евакуації людей на випадок пожеж.

Дієвим засобом гасіння полум'я є вогнегасник. Треба розуміти, аби гасіння вогонь не завжди можна використовувати воду. Заборонено направляти водяний потік на електропровід, що горить, або на електрообладнання, бо людина може отримати удар струмом, тому що вода є провідником. Перед гасінням вогню, потрібно прибрати напругу; можна застосовувати вуглекислотні та порошкові вогнегасники. Горючу суміш і запалювальні речовини гасять піском, хімічною або повітряно-механічною піною, спеціальними порошковими сумішами.

У задимлене приміщення треба входити удвох, пересуваючись, триматись за стіни, щоб не втратити відчуття простору. Працювати в ізольованих або фільтрувальних протигазах, але з гопкалітовим патроном. Двері в палаюче приміщення слід відчиняти обережно і користуватися ними як прикриттям. Людей із задимленого, палаючого приміщення вивести назовні, попередньо накинувши їм на голову вологу тканину або одяг. Якщо вихід відрізано вогнем, людей евакуюють через вікна, балкони, застосовуючи

ручні, механічні, стаціонарні драбини і різні автопідйомники. Використовують також рятувальні мотузки.

Більшість лісових, торф'яних і польових пожеж виникають поблизу населених пунктів і доріг через необережне поводження з вогнем, від непогашених вогнищ чи іскор, що вилітають із вихлопних труб автомобілів, тракторів.

Особливо легко загораються хвойні ліси, сухі торф'яники, дозрілі хліба, суха трава. Тому не можна розводити вогнища у лісах, особливо хвойних, на торф'яниках, у заростях очерету, поблизу посівів зернових. Не дозволяється курити у лісі (можна на спеціально обладнаних майданчиках), біля валків скошеного хліба, під час роботи на комбайнах, тракторах, підбирачах, автомобілях. Усі машини повинні бути обладнані іскрогасниками.

Правила поведінки і дії під час повені

Про загрозу повені (затоплення) населення оповіщається завчасно. Під час періоду повеней радіотрансляційна мережа у квартирах повинна діяти цілодобово. З місць, яким загрожує повінь, населення евакуюється. Підсилюють кріплення окремих конструкцій, механізмів і обладнання. Коли вода починає підніматися, людей і матеріальні цінності, як правило, вивозять автотранспортом, худобу переганяють в більш безпечні місця.

Перед тим як покинути будинки, переносять на верхні поверхи або горища все, що може зіпсувати вода, вимикають світло і газ. Захопивши із собою документи, найнеобхідніші речі, невеликий запас продуктів і води, прибувають на місце збору.

В разі необхідності евакуацію продовжують на ботах, баржах, катерах, човнах, інших плавальних засобах. Під час посадки людей човен або інший засіб повинен бути закріплений. Входити в човен слід по одному, ступаючи на середину настилу. Розсаджуватись - за вказівкою старшого. Під час руху не можна мінятися місцями, сідати на борт човна. Переправа людей по воді без плавальних засобів дозволяється тільки там, де є визначений брід глибиною не більше 1 м.

Потрапивши у воду, треба відразу ж пливати до найближчого незатопленого місця. Слід бути дуже уважним, щоб не вдаритись об предмети, які можуть бути під водою або плавати поряд. У залитому водою чагарнику, густій високій траві не варто робити різких рухів, бо можна заплутатись - краще пливати на спині. Якщо ногу судомить, треба випрямити її і за великий палець потягнути на себе.

Надаючи допомогу тому, хто тоне, підпливати до нього треба ззаду, стежачи, щоб він не схопив вас за ногу, руку, шию чи тулуб і не потягнув углиб. Брати його можна за комір, голову, передпліччя, руки або під пахви, повернувши обличчям догори. Пливати з потопаючим слід на боці або спині, працюючи ногами і вільною рукою. На човні до потопаючого підходять проти течії, а піднімати його найзручніше з корми. Якщо у воді опинилось кілька чоловік, у першу чергу підбирають тих, хто потребує негайної допомоги, іншим дають рятувальні засоби.

Врятованих треба перевдягнути в сухий, теплий одяг, дати заспокійливі засоби. Якщо людина не дихає, їй роблять штучне дихання.

Правила поведінки і дії під час землетрусу

Під час або при загрозі землетрусу виведення населення у безпечні місця проводиться організовано, з урахуванням обстановки. Із службових приміщень і житлових будинків треба виходити швидко, не заважаючи іншим.

У разі якщо сильні підземні поштовхи застали вас на вулиці, слід якнайдалі відійти від високих будинків та споруджень. Не можна залишатися поблизу об'єктів, що мають легкозаймисті і сильнодіючі отруйні речовини, на мостах і шляхопроводах. Не можна триматися за високі стовпи і паркани, ховатись на нижніх поверхах і в підвальних приміщеннях будинків.

Усі транспортні засоби зупиняються, пасажери залишають їх і відходять на безпечну відстань. Особливу організованість слід проявити, виходячи з вокзалів, театрів, магазинів; необхідно точно виконувати розпорядження адміністрації.

Під час урагану, шквалу треба сховатись у підвалах, підпіллях, погребах, канавах, траншеях, улоговинах, укриттях цивільної оборони.

Дії під час аварії

Під час виникнення виробничої аварії начальник цивільної оборони об'єкта терміново організовує оповіщення керівництва і всіх працівників підприємства про небезпеку. Якщо трапилося витікання СДОР, то оповіщається також населення, яке мешкає поблизу об'єкта і в напрямі можливого поширення отруйних газів. Населення повинно слухати повідомлення штабу ЦО і діяти за його вказівкою. Організовується розвідка, яка встановлює місце аварії, вид СДОР, ступінь зараження території та повітря, стан людей у зоні зараження, кордони зон забруднення, напрям і швидкість вітру в приземному шарі, напрям поширення зараженого повітря.

Уражених після надання їм допомоги доставляють у незаражений район, а в разі необхідності - до лікувального закладу.

Продукти харчування і вода у зоні зараження перевіряються, і приймається рішення про їх дегазацію або знищення.

Необхідно пам'ятати, що чим швидше люди покинуть заражену місцевість, тим менша небезпека ураження. Покидати заражену територію треба швидко, намагаючись не піднімати пилу і не торкатися навколишніх предметів.

На зараженій території не можна знімати засоби захисту, курити, їсти, пити. Після виходу з району зараження потрібно пройти санітарну обробку, змінити білизну або весь одяг. Ці ж самі правила поведінки стосуються населення, яке опинилось у зоні хімічного зараження отруйними речовинами.

Крім того, необхідно вміти захистити органи дихання від СДОР і вміти надавати першу допомогу при отруєнні.

Правила поведінки та дії у зоні бактеріологічного зараження

У зоні бактеріологічного зараження запроваджують спеціальний режим - карантин або обсервацію.

Карантин - суворий режим ізоляції певної групи населення з метою запобігання розповсюдженню інфекційних захворювань. У зоні карантину не дозволяється виходити зі своїх житлових приміщень. Продукти харчування і предмети першої необхідності доставляються додому. Вихід (виїзд) з районів, у яких оголошено карантин, забороняється.

Обсервація - медичне спостереження за певною групою населення. В зоні обсервації медична служба цивільної оборони виявляє захворювання, проводить профілактичні заходи, робить спеціальні щеплення. Обмежується спілкування між людьми. Навчальні та культурно-освітні заклади можуть продовжувати свою роботу, але за умови суворого виконання встановлених правил.

Населення, яке перебуває у зоні бактеріологічного зараження, повинно суворо додержувати вимог медичної служби ЦО. Надзвичайно важливо не порушувати режиму харчування. Можна їсти тільки ті продукти, що зберігалися у холодильнику або в закритій тарі, їжу слід обов'язково піддавати тепловій обробці, воду для пиття - кип'ятити.

Велике значення в цих умовах має чистота жител, дворів, місць загального користування. Необхідно суворо виконувати вимоги особистої гігієни: щодня митися, щотижня міняти натільну і постільну білизну, постійно стежити за чистотою рук, волосся. В усіх випадках, перебуваючи у зоні бактеріологічного зараження, потрібно зберігати спокій і додержувати встановлених правил.

Правила поведінки і дії в зоні радіоактивного забруднення (зараження)

Радіоактивне зараження може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали.

Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху - швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 год. після вибуху рівень радіації на

місцевості зменшується у 10 разів, через добу - приблизно у 40 разів, через 49 годин - у 100 разів. Найдужче спадають рівні радіації у першу добу, яка становить найбільшу небезпеку для людей.

У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, усі мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або протигази, взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної споруди. (Цього не було зроблено у Прип'яті, Чорнобилі та в навколишніх населених пунктах після аварії на ЧАЕС у 1986 р.) Якщо обставини змусили когось сховатись у квартирі або виробничому приміщенні, потрібно, не гаючи часу, зачинити вікна і двері, завісити їх цупкою тканиною, затулити всі щілини.

Якщо ж люди опинилися в зоні зараження або їм потрібно залишити її, кожна людина повинна прийняти радіозахисний засіб. Складною і дуже відповідальною проблемою в таких умовах є харчування. Готувати їжу найкраще на незараженій території. В разі крайньої потреби можна готувати на відкритій місцевості з рівнем радіації не вищим 1 Р/год., а якщо рівень радіації - до 5 Р/год., то у наметах. Коли радіація вища за 5 Р/год. - лише у закритих герметичних і дезактивованих приміщеннях або у захисних спорудах.

Слід пам'ятати, що і після зняття обмежень треба додержувати заходів перестороги, оскільки частина радіоактивних речовин (в основному ізотопи цезію-137 і стронцію-90) надовго залишається на ґрунті, рослинності, у воді, на поверхні будівель. Вони можуть потрапити до організму з їжею і водою. Тому для приготування їжі придатні тільки ті продукти, що зберігалися у погребях, підстіллях, холодильниках, кухонних столах, шафах, закритому скляному посуді, були загорнуті в пилонепроникні матеріали.

Щоб запобігти масовому радіаційному опроміненню (чи хоча б знизити його дози до допустимих норм), штаби ЦО у цих зонах запроваджують режими радіаційного захисту, тобто визначають час безперервного перебування людей у захисних спорудах, тривалість перебування у будинках

і на відкритій місцевості. Якщо підприємство і в цих умовах продовжує свою діяльність, то для кожного цеху встановлюється час роботи, час відпочинку в захисних спорудах або житлових приміщеннях. Вибір режиму залежить від рівнів радіації, захисних властивостей сховищ, наявності протирадіаційних укриттів та інших умов.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
2. Kotenko A. Rationalization of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment / A. Kotenko, V. Herman, A. Kotenko. // Nauka i Studia. – 2014. – № 16 (126). – С. 83–91.
3. Капелюш А. Н. Исследование рабочего процесса насосов свободно-вихревого типа с помощью скоростной киносъемки /А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып. 11. – С. 35–37.
4. Капелюш А. Н. Анализ рабочего процесса свободновихревого насоса / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1966. – Вып. 7. – С. 65–77.
5. Пат. 4135852 США, МПК F04D 7/00. Centrifugal slurry pump and method / W.R. Archibald (США). - №782226; заявл. 28.03.1977; опубл. 23.01.1979. – 9 с.
6. Пат. EP0109550 Німеччина, МПК F04D 29/22 Laufrad für eine Freistrompumpe / Н. Heimgartner, К. Wirz. (Швейцарія) - № 19830110411; заявл. 19.10.1983; опубл. 30.05.1984. – 11 с.
7. Пат. 4592700 США, МПК F04D 29/24; F04D 29/40. Vortex pump / S. Toguchi, М. Kobayashi (Японія). - №586441; заявл. 05.03.1984; опубл. 03.06.1986. – 9 с.
8. Пат. 20140003929A1 США, МПК F04D 7/04 (2013.01) Free-flow pump / J. N. Favre (Швейцарія), Н. Rengen (Німеччина), М. Grimm (Швейцарія) - № 14/003274; заявл. 27.02.2012; опубл. 05.09.2013. – 8 с.
9. Пат. 4676718 США, МПК F04D 29/24. Impeller for a pump, especially a vortex pump / Н. Sarvanne (Фінляндія). - №740367; заявл. 03.06.1985; опубл. 30.06.1987. – 5 с.

10. Пат. 8128360 США, МПК F04D 29/42. Vortex pump with splitter blade impeller / D.L. Sensel, M. Kowalak (США). - №12/269416; заявл. 12.11.2008; опубл. 06.03.2012. – 10 с.
11. Пат. 37350 Україна, МПК (2006) F04 D 1/00. Вільновихровий насос / Владимірський Е. С. (Україна) - №37350А; заявл. 29.12.1999; опубл. 15.05.2001, бюл. № 4.
12. Пат. 99588 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. (Україна) - №u201500091; заявл. 06.01.2015; опубл. 10.06.2015, бюл. № 11.
13. Пат. 66149 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Кондаков А. Ф., Чернявський В.І., Костіков І. П., Ікол Ю. А., Коваль В. К. (Україна) - № 2003087376; заявл. 05.08.2003; опубл. 15.04.2004, бюл. № 4.
14. Герман В. Ф. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихрового насоса на его характеристики / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, И. Н. Чебаненко // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1984. – Вып. 18. – С. 75–77.
15. Пат. 25569 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Левін Ю. М., Кардакова Є. В., Молчанов В. Б., Круглік А. С., Ракітін А. І. (Україна) - № 97062795; заявл. 12.06.1997; опубл. 25.12.1998, бюл. № 6. Пат. 7605 Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Белашов П. М., Косяненко О. С., Шастун В. Ф. (Україна) - №u200502978; заявл. 31.03.2005; опубл. 15.06.2005, бюл. № 6.
16. Пат. 7605 Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Белашов П. М., Косяненко О. С., Шастун В. Ф. (Україна) - №u200502978; заявл. 31.03.2005; опубл. 15.06.2005, бюл. № 6.
17. Пат. 86009 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Котенко О. І., Герман В. Ф., Ніколаєнко Л. М. (Україна) - №u201307154; заявл. 06.06.2013; опубл. 10.12.2013, бюл. № 23.

18. Пат. 78067 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Котенко О. І., Ніколаєнко Л. М. (Україна) - №u201209329; заявл. 30.07.2012; опубл. 11.03.2013, бюл. № 5.
19. Grabow G. Einflub der Beschafelung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – №2. – S. 18–21.
20. Соляник В.О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу "TURO" : Автореферат. к. техн. наук, спец.: 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / В.О. Соляник. – Суми : Сумський державний університет, 1999. – 19 с.
21. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "TURO" /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
22. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин К. – Москва, 1987. – 416 с. – (2).