

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
«__» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

“Вплив геометрії відводу на пульсації тиску за робочим колесом”

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи _____ Єрмоленко Тетяна Ігорівна
(підпис)

Керівник _____ Лугова Світлана Олегівна
(підпис)

Суми 2018

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 8.131.00.01 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
_____ І.О.Ковальов
«___» _____ 2018р.

ЗАВДАННЯ на магістерську кваліфікаційну роботу студентів

Єрмоленко Тетяні Ігорівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Вплив геометрії відводу на пульсації тиску за робочим колесом»

затверджена наказом по університету від" _____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи _____ 15.12.2018р.
3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q=2500 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=630 \text{ м}$, частота обертання $n=5180 \text{ об/хв}$.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити): аналіз особливостей роботи високооберткових, високонапірних насосів, обґрунтування актуальності теми дослідження, постановка задачі дослідження та вибір метода дослідження, аналіз результатів і вибір варіанта відводу, розділ з охорони праці
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): презентація доповіді.

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Соляник В.О.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури і пошук матеріалів по темі магістерської роботи	12.02-28.02.2018 р.	
2	Аналіз відомих даних щодо підходу при розробці і конструюванню високооберткових, високоенергетичних насосів	01.03-18.03.2018 р.	
3	Постановка задачі і вибір розрахункової моделі	19.03-31.03.2018 р.	
4	Виконання комплексного курсового проекту	01.04-31.05.2018 р.	
5	Побудова розрахункових сіток для виконання віртуального експерименту	01.06-16.07.2018 р.	
6	Розробка розрахункової моделі	17.07-31.07.2018 р.	
7	Виконання розрахунків течії в проточній частині насоса	01.08-28.10.2018 р.	
8	Переддипломна практика: обробка результатів розрахунків, аналіз і формулювання висновків	05.10-28.10.2018 р.	
9	Оформлення презентації доповіді	29.10-04.11.2018 р.	
10	Виконання розділу з охорони праці	05.11-19.11.2018 р.	
11	Оформлення звіту з магістерської роботи	19.11-15.12.2018 р.	

7. Дата видачі завдання

«10» лютого 2018 р.

Студент

_____ (підпис)

Єрмоленко Т.І.

(прізвище, ініціали)

Керівник

_____ (підпис)

Лугова С.О.

(прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 67 сторінок, 24 рисунки, 6 таблиць, 29 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Вплив геометрії відводу на пульсації тиску за робочим колесом».

Мета роботи – дослідження впливу геометрії ділянки – вихід з робочого колеса вхід в спіральний відвід на пульсаційні характеристики у відцентровому насосі з робочим колесом двостороннього входу з використанням чисельного експерименту.

Задачі дослідження:

- огляд літератури за методами досліджень впливу пульсацій тиску на напірні характеристики;
- проектування різних варіантів відводів, дослідження і порівняння їх;
- проведення числових дослідів для спроектованих проточних частин;
- аналіз і оцінка результатів досліджень, розробка рекомендацій до проектування.

У розділі охорони праці зроблений опис: вимог до роботи з персональним комп'ютером (ПК), шкідливих і небезпечних факторів при роботі з ПК, стійкості об'єкту при надзвичайних ситуаціях. Також був проведений розрахунок віброізоляції насосного агрегата.

Ключові слова: ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ, ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ, ВІДВІД, НЕСТАЦІОНАРНИЙ ПРОЦЕС, ПАЗУХА РОБОЧОГО КОЛЕСА, ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.

ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	7
1 ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСАХ.....	10
2 МЕТОДИ ВИМІРЮЮВАННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ	14
2.1 Експериментальний метод.....	14
2.2 Чисельний метод	16
2.3 Явища, що виникають завдяки потоку рідини, що проходить через бічні пазухи.....	21
3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ВХІДНОЇ КРОМКИ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	27
3.1 Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД)	27
3.2 Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД).....	28
3.2.1 Побудова геометрії розрахункової області.....	28
3.2.2 Побудова розрахункових сіток і перевірка сіткової незалежності...31	
3.3 Виконання чисельного розрахунку	38
3.3.1 Створення розрахункової моделі та задання граничних умов	38
3.3.3 Особливості виконання розрахунку.....	41
3.4 Результат розрахунку	42
3.5 Аналіз розрахунку	45
4 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	46
4.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту	46
4.1.1 Характеристика шкідливих факторів.....	48
4.1.2 Характеристика небезпечних факторів.....	50
4.2 Небезпека в надзвичайних ситуаціях	52
4.3 Розрахунок віброізоляції насосного агрегата	54

5 РОЗДІЛ З ЕКОНОМІКИ	57
ВИСНОВКИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	65

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

n	Частота обертання (об/хв);
n_{ss}	Коефіцієнт швидкохідності.
$C_{кр}$	Критичний кавітаційний коефіцієнт швидкохідності.
Q	Подача насоса, м ³ /год.
H	Напір, м.
ρ	Густина рідини, кг/м ³ .
D_2	Зовнішній діаметр робочого колеса (РК), м.
D_0	Діаметр вхідної воронки РК, м.
b_2	Ширина РК (однієї половинки), м.
$d_{вт}$	Діаметр втулки РК, м.
$Z_{РК}$	Число лопатей РК, шт.

ВСТУП

З зростанням потреб людства в постачанні електроенергії зросли і вимоги до потужності ТЕС і АЕС, зокрема до живильних насосів. Це призвело до необхідності створення живильних високооберткових насосів. Високоенергетичні насоси визначаються як такі, що перевищують певний енергетичний рівень.

Досвід свідчить про те, що амплітуда пульсацій тиску на лопатевих частотах залежить від цілого ряду конструктивних факторів – форми, кількості та положення лопатей робочого колеса, розміру та конфігурації спірального відводу, радіального зазору між робочим колесом та язиком відводу, швидкості обертання ротора тощо. Комбінація несприятливих факторів призводить до виникнення значних амплітуд тиску у спіральному відводі відцентрового насоса та напірному патрубку, що є серйозною проблемою на шляху підвищення надійності та ефективності роботи насосного обладнання. Отже, питання зменшення пульсацій в насосі є досить важливим питанням і потребує ретельного вивчення та дослідження.

Потік на лопатках статора має зворотну дію на поле швидкостей в робочому колесі. Ці явища мають назву «взаємодія ротор / статор» (RSI). В результаті RSI виникають гідравлічні збуджуючі сили. Вони дають початок пульсаціям тиску, механічним коливанням і знакозмінним напруженням в різних компонентах насоса. Вібрація, поширюється у вигляді структурного шуму. Пульсації тиску провокують виникнення вібрацій корпусу насоса. Вони поширюються в вигляді шуму, що переноситься рідиною, в трубопровідній системі, де викликають вібрацію стінок труби. Вібуючі стінки видають шум, що переноситься по повітрю («повітряний шум»).

Оскільки всі ці моменти набувають особливої важливості, коли збільшується окружна швидкість робочого колеса, то вібрація в високонапірних насосах представляє собою дуже велику проблему. Чи приведуть шум і вібрація до порушення роботи насоса, у великій мірі залежить від його конструкції і призначення. Навіть до дуже маленьких насосів,

наприклад, циркуляційних для центрального опалення, можуть пред'являтися суворі вимоги щодо обмеження шуму.

Значну увагу треба приділяти надійності роботи живильного насоса в широкому діапазоні подач. Нестаціонарні явища, які виникають при взаємодії роторних та статорних елементів проточної частини призводять до виникнення пульсацій тиску, нестаціонарних осьових сил, які діють на ротор насоса, і вплив яких необхідно враховувати при оцінці надійності роботи.

Тому метою даної роботи є визначення величини пульсацій тиску з використанням результатів чисельного дослідження в нестаціонарній постановці.

- огляд літератури за методами досліджень впливу спірального відводу на пульсаційні характеристики;
- проектування різних варіантів відводів, дослідження і порівняння їх;
- проведення числових дослідів для спроектованих проточних частин;
- аналіз і оцінка результатів досліджень, розробка рекомендацій до проектування.

Об'єкт дослідження – робочий процес у проточній частині живильного насоса з робочим колесом двостороннього входу:

- подача насоса в номінальному режимі $Q = 2500 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $H = 630 \text{ м}$;
- частота обертання ротора насоса $n = 5180 \text{ об/хв}$.

Предмет дослідження – аналіз впливу геометрії відводу на пульсаційні характеристики.

Метод дослідження – аналітичний, чисельний.

Аналітичний метод включає в себе проектування варіантів відводу і пазух з ущільненням.

Чисельне дослідження течії в каналах проточної частини відцентрового насоса, включно з течією в ущільненнях і пазухах, проводилося за допомогою програмного продукту (ПП) ANSYS CFX. В основу даного ПП покладений метод чисельного вирішення системи рівнянь, що описують фундаментальні

закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість вживання даного методу при дослідженні течії в каналах проточної частини відцентрового насоса.

1 ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСАХ

Як свідчить досвід, пульсації тиску в агрегаті, залежать від безлічі параметрів насоса і системи. В основному, первинними причинами пульсацій тиску є підвищення швидкості по ходу лопатей на виході робочого колеса і нестійкий потік, що набігає за робочим колесом. Вони створюють гідродинамічну зону ближнього поля. Будь-який структурний елемент, розташований в ближній зоні, на вході в робоче колесо або на виході з нього буде діяти як вторинне джерело звукоутворення. Пульсації тиску на виході робочого колеса досягають свого мінімуму при такій подачі, коли розподіл швидкості є найбільш однорідним. Рециркуляція при частковому навантаженні і поділ потоку в діапазоні високих подач зазвичай сприяє значному збільшенню пульсацій тиску [1].

На рисунку 1.1 схематично зображено розподіл швидкостей потоку рідини до і після злиття. Пульсації тиску на лопатях робочого колеса утворюються кожною лопаттю при проходженні через ділянку, де потік переходить з обертального руху в поступальний. Викликають пульсації тиску різні фізичні фактори, такі як, кінцева товщина леза на обох сторонах лопаті і різниця в розміщенні швидкостей між стінками лопаті [2].

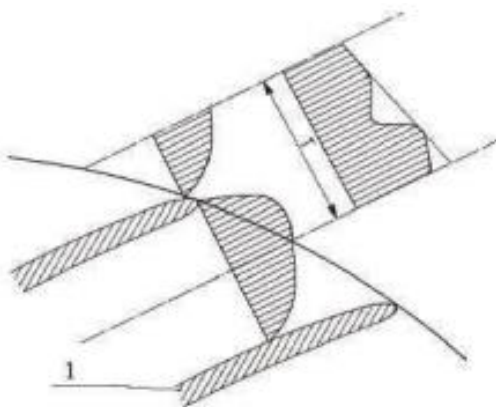


Рисунок 1.1 – Пульсації тиску при злиття потоку на виході з робочого колеса:

1 – лопать робочого колеса, Г – ширина лінії зіткнення

Високі рівні пульсації тиску, що виникають внаслідок цього коливання, негативно впливають на різні компоненти насоса, що може призвести до

серйозних пошкоджень. Враховуючи частоту обертання насоса, вібрації від пульсації тиску призводять до виникнення напружень в лопатях робочого колеса і в подальшому до руйнування. Також, якщо частота пульсації співпадає з частотою роботи насоса, то виникає резонанс і це може призвести до руйнування підшипників [2].

При обертанні робочого колеса відбуваються циркуляції робочого середовища навколо лопаті, а також "провали" швидкості при обтіканні обертючих лопатей, обумовлені в'язкими середовищами. Механізм виникнення вібрації від неоднорідності потоку за колесом, що викликається наведеними факторами, спрацьовує при наявності в потоці перешкоди у вигляді спірального відводу.

Первинним явищем в потоці рідини слід вважати імпульси тиску (неврівноваженість розподілу тисків) при проходженні лопатей робочого колеса повз язик або вхідних лопатей (в проточних каналах). За частотному складі пульсації цих сил є складними коливаннями, що містять компоненти на частоті обертання ротора, лопатевої частоти і їх гармоніки, а також бічні частоти навколо лопатевих частот. Ці імпульси тиску носять гармонійний характер. Частота проходження лопатевих імпульсів залежить від частоти обертання ротора, числа лопатей робочого колеса і кількості лопаток направляючого апарату на вході і виході.

Можуть бути два типи джерел лопатевих коливань, що діють з основною лопатевою частотою: нестационарний збудливий момент і пульсація тиску газу або рідини. При проході лопатей повз язик виникає пульсація тиску, що впливає на стінки корпусу і викликає їх коливання на лопатевих частотах. При цьому можуть виникати також крутильні коливання корпусу під дією нестационарного крутного моменту. Динамічні сили можуть мати радіальний і осьовий напрямки.

Рівень вібрації механізмів на лопатевої частоті залежить від окружної швидкості робочого колеса і відстані від зовнішньої кромки лопатей до язика. Збільшення відстані щодо номінального в два рази знижує рівень вібрації на

4...6 дБ, однак зі зростанням зазору падає продуктивність. Вібрація на лопатевої частоті пропорційна другий - третього ступеня частоти обертання (в залежності від конструктивних особливостей). В даний час відсутні досить прості вирази розрахунку пульсації тиску на лопатевих частотах, що пов'язано з їх сильною залежністю від безлічі конструктивних параметрів. Але можна сказати, що вібрація вище у механізмів з робочими колесами, що мають паралельні торцеві поверхні робочих коліс щодо мови спірального відводу.

Неоднорідності потоку в проточній частині можуть викликати недотримання розрахункових (нормативних) технологічних режимів експлуатації відцентрових агрегатів, порушення технології виготовлення і складання деталей проточної частини (розкид гідродинамічних характеристик лопатей, статичний і динамічний ексцентриситети між робочим колесом і корпусом і ін.) І експлуатаційний знос деталей проточної частини (переважно лопатей робочих коліс).

Статистичні дані показують, що при відсутності дефектів виготовлення, монтажу, експлуатаційного зносу і дотриманні номінальних (оптимальних) технологічних режимів експлуатації вібрація на лопатевих частотах відцентрових агрегатів в основному не визначає рівень вібрації агрегату і в спектрі віброшвидкості рідко є переважаючою.

При недотриманні номінальних (оптимальних, розрахункових) технологічних режимів експлуатації насосів, наприклад, роботі в області малих подач, часто виникає неоднорідність потоку, яка може супроводжуватися початковою ("м'якою") формою кавітації. В цьому випадку типово присутня вібрація на лопатевої частоті (іноді при цьому з'являється вібрація на бічних частотних складових) може значно перевершувати вібрацію на частоті обертання ротора. Іноді можуть з'являтися коливання в інфразвуковій області спектра [6].

Спектральний склад вібрації і пульсацій тиску в відцентрових насосах представлений широкосмуговим фоном і яскраво вираженими дискретними складовими, рівень яких домінує в спектрах пульсацій тиску і вібрацій. Цей

вид нестационарних процесів притаманний відцентровим насосам, як і всім лопатковим машинам: він обумовлений кроковою нерівномірністю потоку на виході з робочого колеса. Потік в міжлопатевому каналі і на виході відцентрового колеса можна поділити на дві області – високоенергетичну струмінь і низькоенергетичну зону сліду. Такий характер перебігу визначає істотну нерівномірність по кроку решітки колеса відносних і абсолютних швидкостей і кутів потоку, так як низькоенергетичною зоною примикає до неробочої сторони лопаті [3].

2 МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

2.1 Експериментальний метод

У результатах вимірювань пульсацій тиску можуть бути похибки через вплив системи і місця розташування датчиків тиску. Таким чином, вимірні величини можуть спотворюватися коефіцієнтом, що досягає 10. Щоб отримати точні вимірювання, в трубах перед і за насосом повинні бути розміщені звукопоглинальні елементи. Однак, в заповненій рідиною системі це, звичайно, неможливо.

Якщо можна змінювати частоту обертання насоса (або температуру води) в широкому діапазоні значень, то точність вимірювання можна підвищити. Вплив системи може бути тільки пом'якшені цією процедурою, повністю їх усунути неможливо. Крім того, впливу системи можна уникнути розміщенням датчиків тиску в трьох різних місцях на трубі і визначенням середньоквадратичного значення виміряних значень.

Пульсації тиску зазвичай вимірюються п'єзоелектричними датчиками тиску в тимчасовому інтервалі. Однак, «тимчасовий сигнал», не дозволяє зробити висновки щодо ймовірних механізмів порушення. Щоб інтерпретувати вимірювання і розробити спосіб зменшення руйнівних пульсацій, сигнал часу досліджується за допомогою частотного аналізу. Він дає спектр частоти згідно рис. 2.1. У спектрі є дискретні піки, наприклад, лопатева частота і широкосмугові складові, породжені вихорами.

Для того щоб аналізувати негармонійні пульсації тиску (виключно синусоїдальні коливання рідко зустрічаються в машинах), загальноприйнятим методом є аналіз Фур'є. Він дозволяє описати будь-який періодичний негармонічний сигнал у вигляді суми синусоїдальних дискретних складових рівнянням [4].

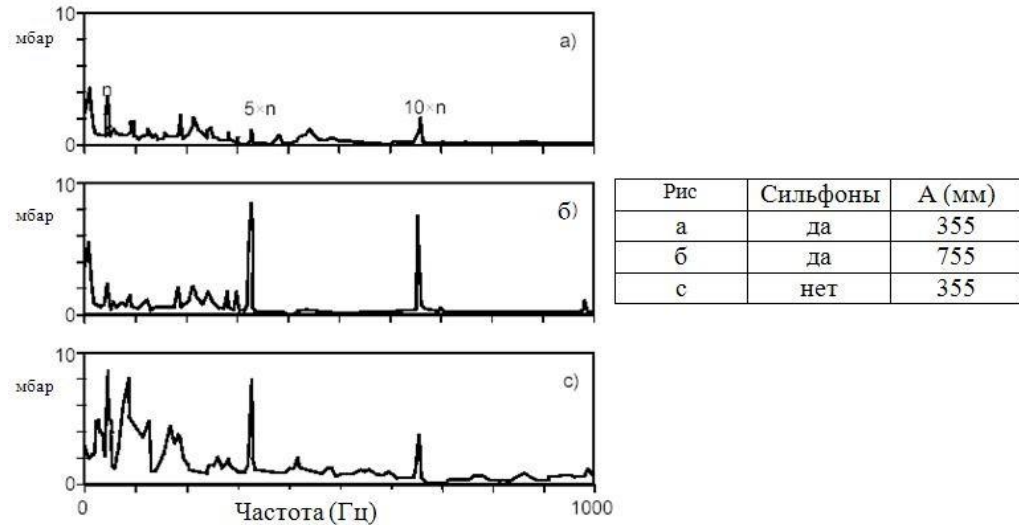


Рисунок 2.1 – Пульсації тиску в напірному патрубку

Пульсації тиску можна описати різними способами:

- від піку до піку: Δp_{p-p} (розмах коливань тиску)
- амплітуда або пік: $\Delta p_a = \frac{1}{2}\Delta p_{p-p}$
- середнє значення енергії, назване «середньоквадратичне значення»..

Середньоквадратичні значення можуть бути представлені як у вигляді спектра (наприклад, з пропускнуою здатністю в 1 Гц).

Пульсації тиску насосів при експлуатації

Статистичні дані пульсацій тиску записують, як середньоквадратичне значення для трьох частотних діапазонів. Вони беруться безрозмірними.

Дані отримані за вимірюваннями на тридцяти шести одно- і багатоступеневих насосах. Вони в значній мірі узгоджуються з результатами в і можуть використовуватися для оцінок і порівнянь. Для насосів спеціального призначення, наприклад, для суднових насосів, отримані більш низькі рівні.

Деякі пульсації тиску, відносяться до насосів з напрямним апаратом і до насосів зі спіральною нагнітальною камерою. Випробувані насоси з напрямних апаратом були розроблені відповідно до $d_3 / d_2 = 1,04$. Якщо відстань між лопатями робочого колеса і лопатками направляючого менше цього відносини, то пульсації тиску збільшуються відповідно до $(d_3 / d_2 - 1) - 0,77$. При використанні робочих коліс з трьома або чотирма лопатями слід очікувати

більш високі пульсації тиску через неоднорідного потоку на виході робочого колеса, викликані внаслідок великого кроку лопатей. Просліджується наступна тенденція:

- В діапазоні частот $0 < f < 0,2 \times f_n$, 3-ступінчасті насоси створюють приблизно вдвічі більше пульсацій тиску, ніж одноступінчасті насоси.

Експериментальні дані показують прямий зв'язок між пульсаціями тиску в проточній порожнині ТНА і його віброакустичними характеристиками [5].

2.2 Чисельний метод

Необхідність дослідження течії рідини за робочим колесом в напірному трубопроводі була обумовлена появою небажаних пульсацій тиску, що призводять до втомного руйнування конструкцій гідромашини.

Для отримання граничних умов на вході були взяті дані розрахунку течії у всьому проточному тракті (спіральна камера, направляючий апарат, робоче колесо і напірна труба) при заданому динамічному натиску 21,4 м. Кут дифузору становив 70 градусів.

Розрахунок проводився за допомогою пакета програм sigmaFlow

Нестаціонарний розрахунок проводився за методом моделювання відокремлених вихорів, заснованому на обмеження турбулентної в'язкості. Конвективні члени в рівнянні збереження імпульсу апроксимувались за схемою Quick, а для турбулентних характеристик - Umist TVD. Зв'язок полів швидкості і тиску здійснювалася за допомогою алгоритму SIMPLEC.

Пульсації тиску фіксувалися в точці на стінці конуса напірного патрубку, яка приблизно відповідає положенню датчика тиску на стенді.

Для розрахунку використовувалися блочно-структуровані сітки з різним ступенем деталізації: 162, 266 і 1062 тис. комірок. Сітки були деталізовані в конусі труби і згущені до входу.

Результати

Для дослідження впливу деталізації сітки на кінцеві результати було проведено розрахунок на сітках з розбивкою: 69, 162 і 266 тис. комірок.

Розрахунок проводився для режиму розчину напрямних лопаток 24 мм (рисунок 2.2).

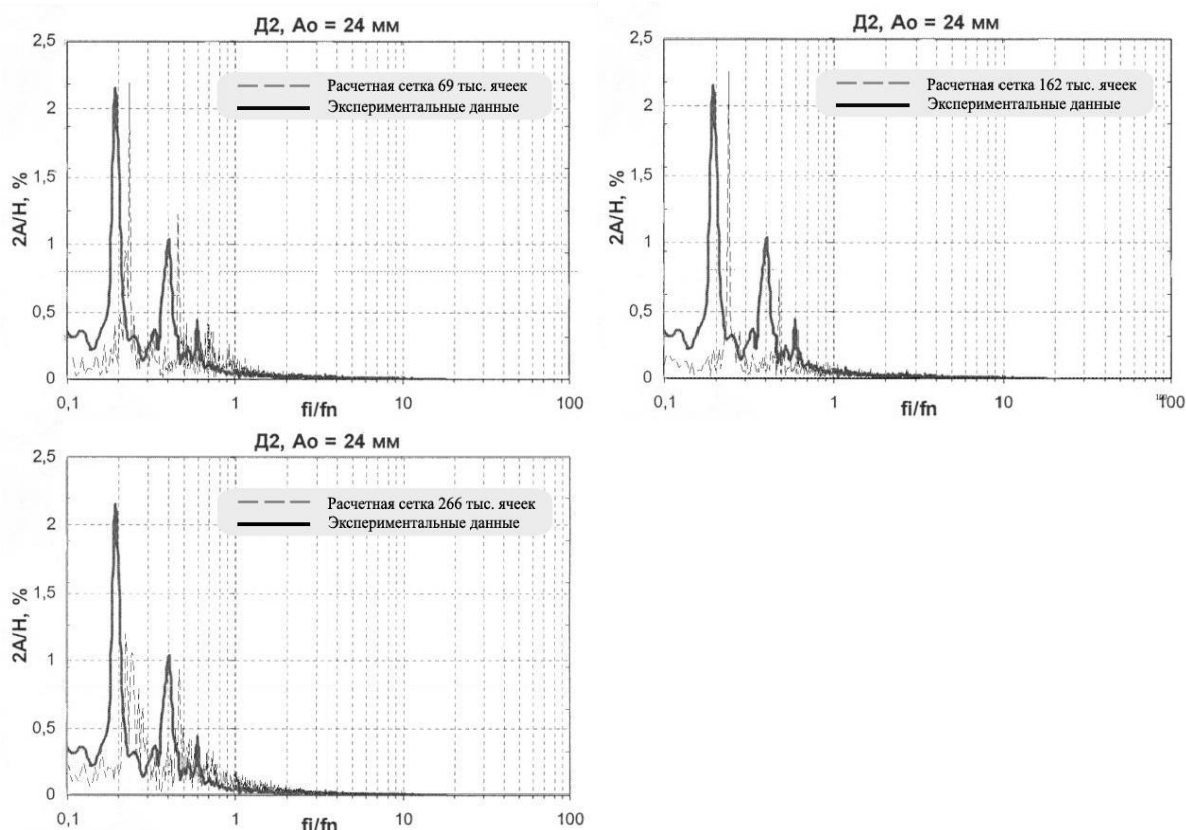


Рисунок 2.2 – Пульсації тиску на стінки конуса напірного патрубку для різних розрахункових сіток.

Як видно з малюнка, розрахунки добре співвідносяться з експериментальними даними. Положення головних піків розрахункових даних трохи зрушено в бік збільшення частоти. Збільшення деталізації не дає зсуву основних піків. Для всіх розрахункових сіток вони чітко виділені і відповідають експериментальним..

Для подальшого дослідження була обрана сітка з найбільшою деталізацією. Нижче представлені графіки пульсацій тиску для режимів розчину напрямних лопаток 14, 24 і 34 мм.

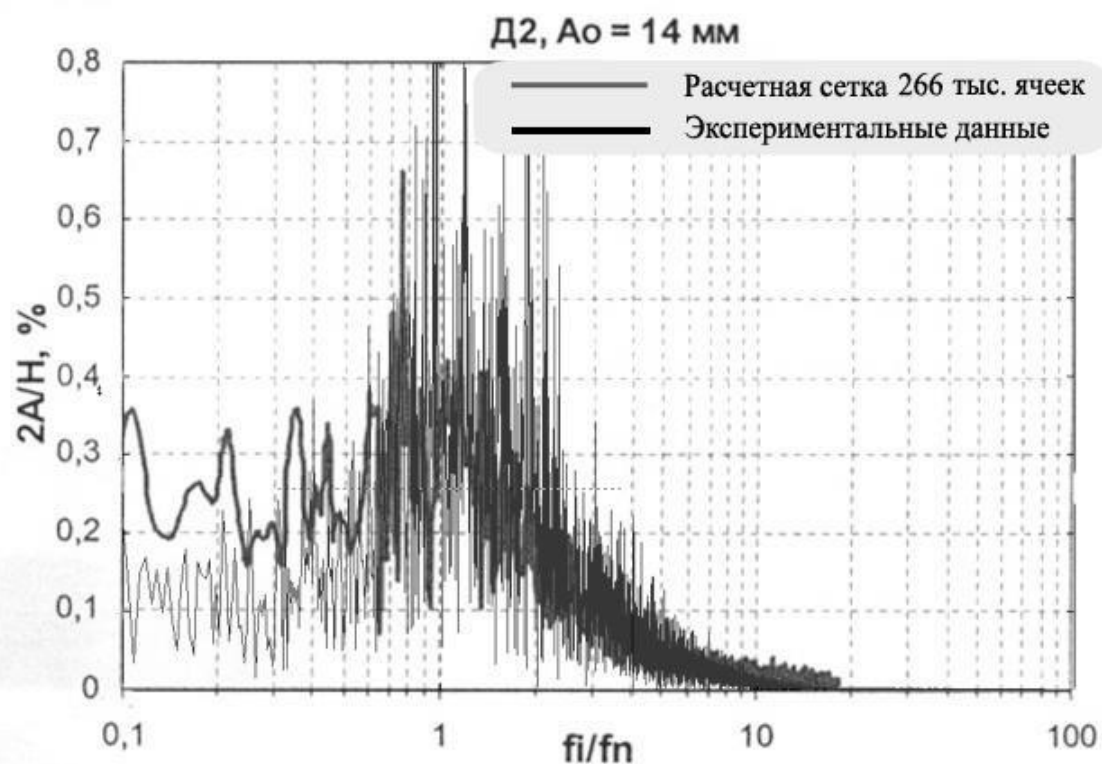


Рисунок 2.3 – Пульсації тиску. Режим 14 мм.

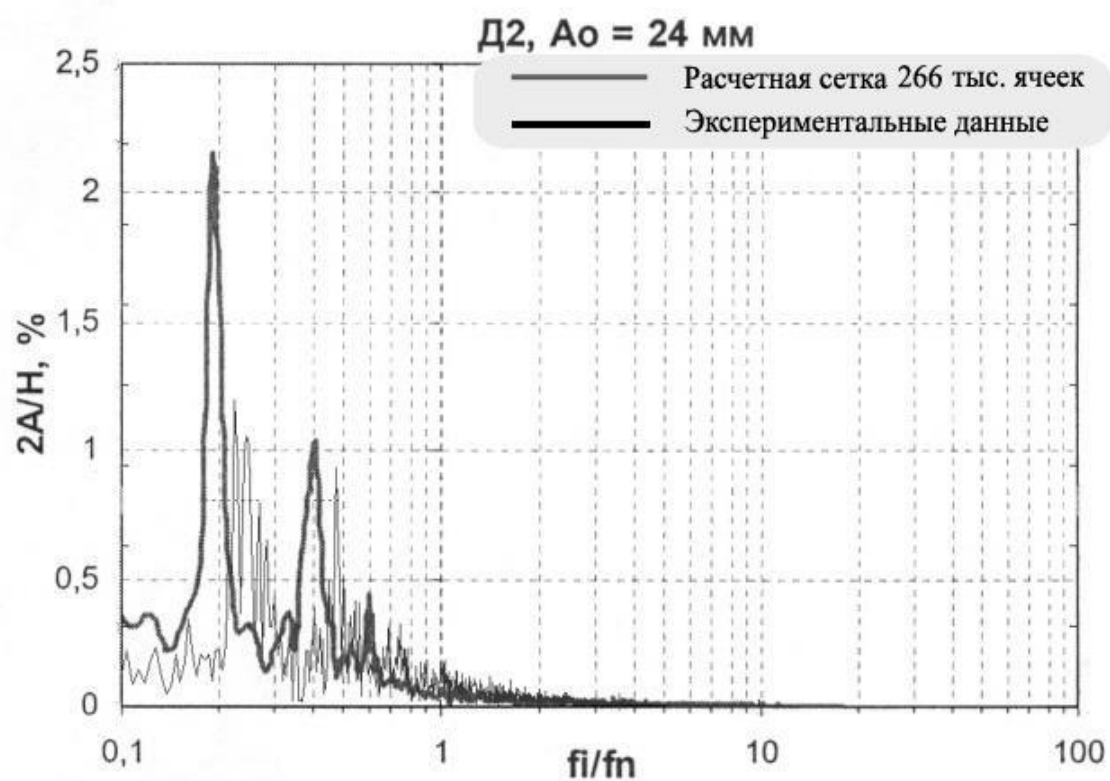


Рисунок 2.4 – Пульсації тиску. Режим 24 мм.

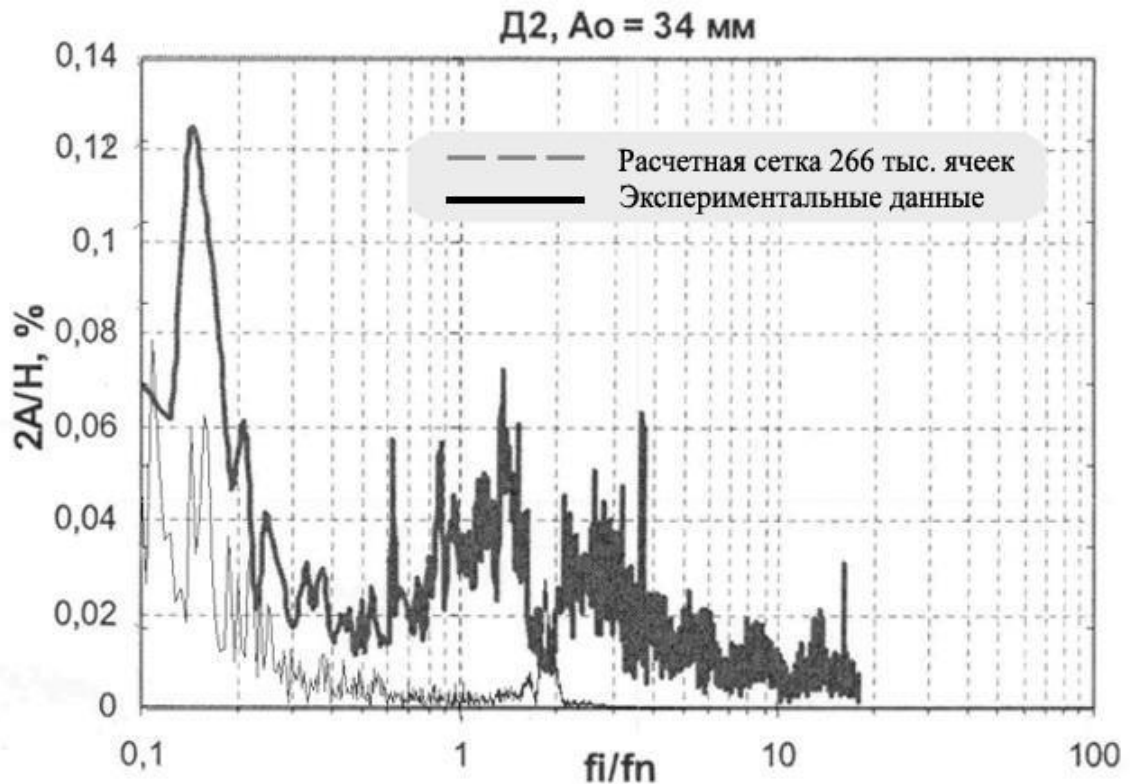


Рисунок 2.5 – Пульсації тиску. Режим 34 мм

Дані для режиму 14 мм якісно відповідають експериментальним даним. Інтенсивність пульсацій для експерименту дорівнює значенню 10.4%, для розрахункових даних ця величина дорівнює 21%.

Для режиму 24 мм становище піків трохи зрушено в бік збільшення частоти. Інтенсивність пульсацій для експерименту - 7.3%, для розрахункових даних - 6.9%.

Дані для режиму 34 мм якісно відповідають експериментальним даними. Інтенсивність пульсацій для експерименту - 1.8%, для розрахункових даних - 3.6%.

Дане дослідження показує, що розрахункові дані добре описують частоту і інтенсивність пульсацій і можуть застосовуватися в подальшому [4].

Пульсації тиску в проточній частині є головною причиною вібрацій в насосі. Одним з методів боротьби з вібрацією є покращення гідродинамічної конфігурації проточної частини насоса. Так понизити вібрацію можливо за рахунок організації високочастотної малоамплітудної пульсації рідини на

виході з робочого колеса з рівномірним радіальним та осьовим розподілом швидкостей та тиску. Дана ситуація спостерігається при збільшенні зазору між зовнішнім діаметром робочого колеса та язиком відводу. На сьогоднішній день відсутні досить прості вирази розрахунку пульсацій тиску на лопатевих частотах, що пов'язано з їх значною залежністю від багатьох конструктивних параметрів. Ситуація ускладнюється неможливістю врахування вихрової та кавітаційної складової гідродинамічних коливань, що є значними при експлуатації насосів поза оптимальною зоною подачі, наприклад, робота в зоні малої витрати. Саме тому розробка розрахункових методів визначення амплітуд пульсацій тиску за допомогою числового моделювання нестационарних процесів у відцентрових насосах є досить актуальним завданням для насособудування. Це дозволить на етапі ескізного проектування отримати необхідні дані для вірного вибору конструктивних та режимних параметрів з метою задоволення ресурсних вимог при мінімальних матеріальних витратах. Виконане числове дослідження проточної частини спірального насоса з робочим колесом двостороннього входу дозволяє якісно відобразити процеси, що проходять при нестационарній взаємодії лопатей робочого колеса з язиком відводу. Це дає можливість застосовувати даний метод дослідження для проектування робочих органів насоса з мінімальним рівнем пульсацій тиску, що скоротить час та витрати на створення нових насосів [5].

Для чисельного моделювання використовується математична модель нестисливої рідини із застосуванням k - ϵ моделі турбулентності. У моделі використовуються наступні рівняння в формі Нав'є-Стокса (осереднених за обсягом осередку сітки) з урахуванням рівняння нерозривності [6].

Гранична умова на стінці задається з використанням чисельної апроксимації логарифмічного закону для тангенціального компоненту швидкості. В якості граничної умови на вході в розрахункову область встановлюється нульовий статичний тиск. Об'ємні витрати задається значенням нормальної компоненти швидкості у вихідному перерізі

розрахункової області. Чисельний метод реалізований на сітці з комірками в формі паралелепіпедів, локальною адаптацією поблизу твердих границь і інтерфейсів «ковзаюча поверхня», а також підсітковим дозволом складної геометрії. У всій розрахунковій області вводиться початкова прямокутна сітка. Визначаються зони з особливостями геометрії або течії поблизу кордонів, в яких необхідно провести розрахунок на більш густий, ніж початкова, сітці.

Порівняльний аналіз результатів чисельного моделювання нестационарної течії в шнековідцентрових насосах ЖРД з різними варіантами напрямних апаратів показав відмінність впливу різних напрямних апаратів на величину пульсацій на виході з насоса. Ці результати підтверджуються експериментальними даними [7].

2.3 Явища, що виникають завдяки потоку рідини, що проходить через бічні пазухи

За конструкторськими міркуваннями між дисками закритого робочого колеса і корпусом насоса необхідна наявність зазорів (названих «бічними пазухами робочого колеса»). Ширина і геометрія таких зазорів, що заповнюються рідиною, що зумовлено особливостями конструкції.

При обертанні робочого колеса рідина, що знаходиться в пазухах також не перебуває у стані спокою: відразу в області диска рідина притискається до твердої стінки і таким чином стає рівною швидкості $c_u = \omega \times r$. Утворюється пристінковий шар, в якому тангенціальна швидкість зменшується при віддаленні від диска робочого колеса. Крім того, рідина притискається до стінки корпусу насоса, при цьому швидкість дорівнює нулю $c_u = 0$. Однак в пристінковому шарі біля стінки корпусу швидкість збільшується, малюнок 9.1. При відносно невеликих бічних пазухах або низьких числах Рейнольдса обидва

пристінкових шари зливаються; при відносно великих пазухах пристінкові шари розділені, і виникає основний потік. Характер потоку рідини, що заповнює бічні пазухи, може бути ламінарний або турбулентний. У більшості

випадків при перекачуванні води характер потоку турбулентний, а пристінкові шари розділені, як показано на малюнку 9.1. Далі розглядається виключно цей випадок.

Відцентрові сили в обертовому пристінковому шарі обумовлюють переміщення рідини від центру до периферії. Таким чином, диск працює як насос тертя. За принципом безперервності потік рідини далі переміщається уздовж стінки корпусу від периферії до центру. Таким чином у меридіональному перетині циркулює потік, утворений в бічних пазухах. На малюнку 2.6 показано відповідний розподіл швидкостей в радіальному напрямку і по колу. Як правило, радіальна швидкість значно нижче окружної складової руху основного потоку.

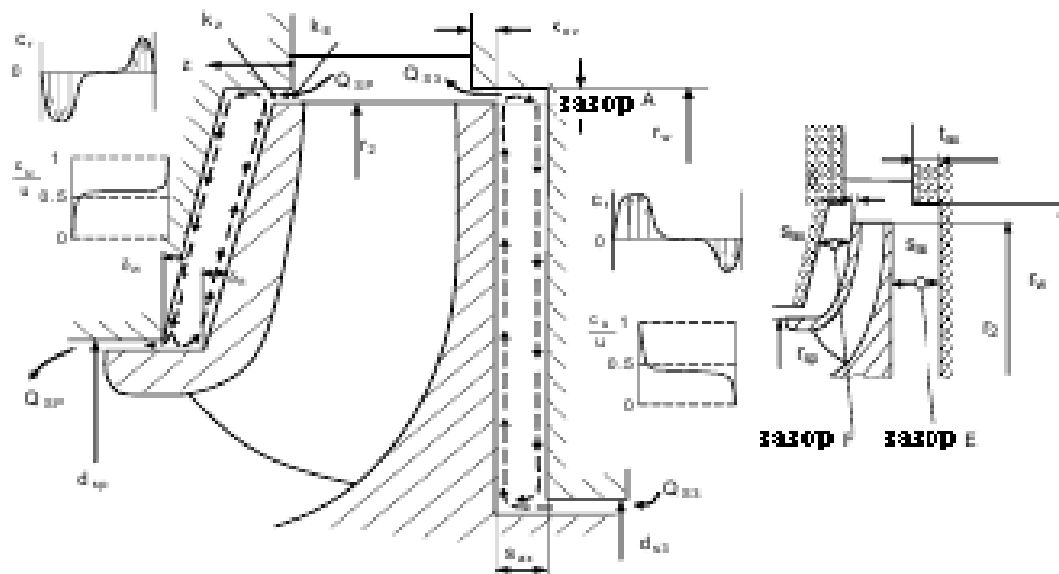


Рисунок 2.6 – Розподіл швидкостей в бічних пазухах

Через просочування рідини через ущільнення наскрізний потік може накладатися на потік в бічній пазусі, викликаний обертанням робочого колеса. Такі витоти фактично завжди присутні на передньому диску; потік рухається уздовж стінки корпусу насоса від периферії до центру. Витоти передають імпульс $\rho \times Q_{sp} \times c_{2u, FS} \times r_2$ рідини в бічній пазусі і тим самим прискорює обертання ($c_{2u, FS}$ - це місцева тангенціальна швидкість поблизу переднього

диска на виході з робочого колеса). Якби не було тертя, витоки зберігали б свій імпульс $c_u \times r = \text{const}$ при русі від периферії до центру. Хоча швидкість обертання в'язкого потоку дещо менше, вона все одно зростає при русі до центру, якщо $c_{2u, FS} / u_2 > 0,5$.

У випадку з заднім диском необхідно розглянути три варіанти:

1. Якщо конструкцією насоса передбачені щілинне ущільнення і розвантажувальні отвори в робочому колесі, характеристики потоку такі ж, як і для переднього диска. Те ж стосується і останнього ступеня багатоступеневих насосів з загальним розвантажувальним пристроєм для сприйняття осьового зусилля.
2. Якщо в робочому колесі насоса немає розвантажувальних отворів (рис. 9.3), ущільнення вала перешкоджає руху наскрізного потоку через бічні пазухи; на задній диск в такому випадку діють сили, викликані тільки циркуляційним потоком.
3. У багатоступеневих насосах, конструкція яких передбачає загальний розвантажувальний пристрій для сприйняття осьового зусилля, витік Q_{s3} через міжступеневе ущільнення рухається через зазор E уздовж заднього диска радіально в напрямку від ущільнення до входу в направляючий апарат, рис. 9.1. Такий витік передає лише невеликий імпульс рідини в бічній пазусі. Її рух прискорюється по колу завдяки напрузі зсуву на обертовому диску. Внаслідок цього витоки через міжступеневе ущільнення сповільнюють обертання рідини в зазорі E . Потік встановлюється таким чином, що сума падіння тиску в бічній пазусі і різниці тисків на міжступеновому ущільненні дорівнює зростанню тиску в направляючому апараті.

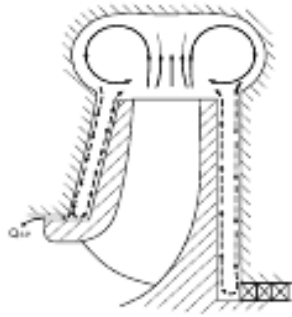


Рисунок 2.7 – Вплив вторинних потоків розподілу в спіралі на бічні пазухи

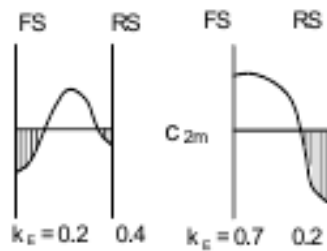


Рисунок 2.8 – Вплив швидкості на виході з робочого колеса на граничні умови для потоку, що проходить через бічну пазуху

Залежно від конструкції, основний потік на виході з робочого колеса і потік в бічній пазусі більш-менш пов'язані. Однак якщо зазор A (рис. 2.6) відносно невеликий, а перекриття x_{ov} широке, обидва потоки стають непов'язаними. Особливо це стосується потоку, що рухається від центру до периферії. Якщо ж потік рухається від периферії до центру то рідині в бічній пазусі передається деякий імпульс (відповідно до $c_{2u, FS}$) навіть при відносно невеликій величині зазору A ; швидкість обертання рідини тим самим збільшується. Завдяки напрузі зсуву біля стінки нерухомого направляючого апарату і обертовому диску, величина тангенціальної швидкості змінюється від k_E до k_z , див. Рис. 2.6.

У насосах зі спіральним відводом витоки надходять з потоку пристінкового шару у стінки корпусу, рисунок 2.8. Внаслідок цього величина окружної швидкості тут менше, ніж в направляючому апараті. Під час рециркуляції у відводі, при частковому навантаженні величина окружної швидкості значно зменшується або близька до нуля. Будь-яка циркулююча

рідина при попаданні в бічну пазуху сповільнює обертання. На рис. 9.4 проілюстровано вплив розподілу швидкості на виході з робочого колеса на граничні умови $k_E = c_{2u, local} / u_2$ для потоку, що проходить через бічну пазуху.

Якщо бічні пазухи досить відкриті для основного потоку (при великому зазорі A або при наявності спіралі, як показано на рисунку 2.8), потік в бічній пазусі пов'язаний з основним потоком завдяки передачі імпульсу, який або прискорює, або уповільнює обертання рідини в залежності від величини $c_{2u, FS} / u_2$.

Тангенціальна швидкість c_u є результатом співвідношення всіх імпульсів, переданих рідини, що знаходиться в боковій пазусі. Далі йде опис цих імпульсів і результати їх впливу:

- Гідродинамічне тертя (напряга зсуву) об обертовий диск виступає в якості крутного моменту; вплив тертя слабшає при зростанні числа Рейнольдса, однак посилюється при зростанні шорсткості поверхні.

- Турбулентне розсіювання, що має місце в бічній пазусі, сповільнює обертання рідини. Розсіювання збільшується при більшій ширині пазухи або більшому об'ємі обертаючоїся рідини.

- Інтенсивність передачі імпульсу зростає зі збільшенням різниці швидкостей основного потоку і потоку в бічній пазусі. Під час рециркуляції при частковому навантаженні градієнти швидкості досягають максимального значення, оскільки рідина, що рециркулює з відводу, має малу тангенціальну швидкість. Як уже згадувалося, інтенсивність передачі імпульсу можна мінімізувати завдяки зменшенню зазору A і збільшенню перекриття x_{ov} .

- В залежності від величини радіального напрямку і вихорів на вході $c_{2u, FS} / u_2$ потоку витоків, що проходять через бічну пазуху, обертання рідини або

сповільнюється, або прискорюється. Якщо витоки спрямовані від периферії до центру, вихори на вході $c_{2u, FS} / u_2$ залежать від подачі (q^*), конструкції робочого колеса (епюра швидкостей потоку на виході) і типу відводу.

3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ВХІДНОЇ КРОМКИ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1 Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД)

Об'єкт дослідження – робочий процес у проточній частині живильного насоса з робочим колесом двостороннього входу.

Предмет дослідження – аналіз впливу спірального відводу на пульсаційні характеристики.

Таблиця 3.1 – Параметри насоса в номінальному режимі роботи

Параметри	Значення	Позначення, розмірність параметрів
Подача насоса	2500	Q , м ³ /год
Напір	630	H , м
Частота обертання ротора насоса	5180	n , об/хв
Густина рідини	997	ρ , кг/м ³
Зовнішній діаметр РК	0,424	D_2 , м
Діаметр вхідної воронки робочого колеса (РК)	0,252	D_0 , м
Ширина РК (однієї половинки)	0,0324	b_2 , м
Діаметр втулки РК	0,170	$d_{вт}$, м
Число лопатей РК	7	$N_{РК}$, шт.

Продовження таблиці 3.1

Параметри	Значення	Позначення, розмірність параметрів
Діаметр 1-го ущільнення	0,290	$d_{уц1}$, м
Діаметр 2-го ущільнення	0,285	$d_{уц2}$, м
Довжина ущільнення	0,060	$L_{уц}$, м
Втулкове відношення	$0,170 / 0,424 = =$ 0,401	$d_{вм} / D_2$
Зазор в ущільненні	0,0003	δ , м

Чисельне дослідження проводилося з використанням ліцензійного програмного продукту ANSYS CFX 14.5 і ANSYS ICEM CFD 14.5, який надала кафедра динаміки і міцності.

Для розрахунку використовувалася робоча станція Intel(R) Core(TM) i7-7700 CPU @3.60 GHz 3.60 GHz, 32,0 GB ОЗУ під керівництвом операційної системи Microsoft Windows 7 x64 Service Pack 1.

3.2 Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД)

3.2.1 Побудова геометрії розрахункової області

Розрахункова область включає проточну частину в повному об'ємі, включаючи прямі ділянки трубопроводів на вході та виході до місць відборів тиску. Для отримання структури потоку, яка відповідає дійсному розподілу швидкостей і тисків, на вході в розрахункову область проточної частини додається циліндрична ділянка довжиною, яка дорівнює чотирьом діаметрам входу. Розрахункова область розбита на елементи для побудови сіток із різними параметрами комірок.

За допомогою програмного продукту SolidWorks було побудовано рідкотільну тривимірну модель проточної частини живильного насоса спірального типу з робочим колесом двостороннього входу (рисунок 3.1). Проточна частина складається з вхідного та одного вихідного патрубків, напівспірального підводу, робочого колеса двостороннього входу, двох пазух з ущільненнями, у та спірального відводу.

Поверхні, що є суміжними для суміжних елементів, і які утворюють в розрахунковій моделі поверхні інтерфейсів, у рідкотільних моделях виділені однаковими кольорами.

Модель напівспірального підводу виконана однією половиною, пазухи з ущільненнями вирізані сектором під кутом 30° .

Робоче колесо змодельоване з повним числом каналів. Модель робочого колеса, спірального відводу, вхідного та вихідного патрубків виконані в повному об'ємі.

На рис.3.2 зображено дві моделі живильного насоса, що будуть досліджуватись.

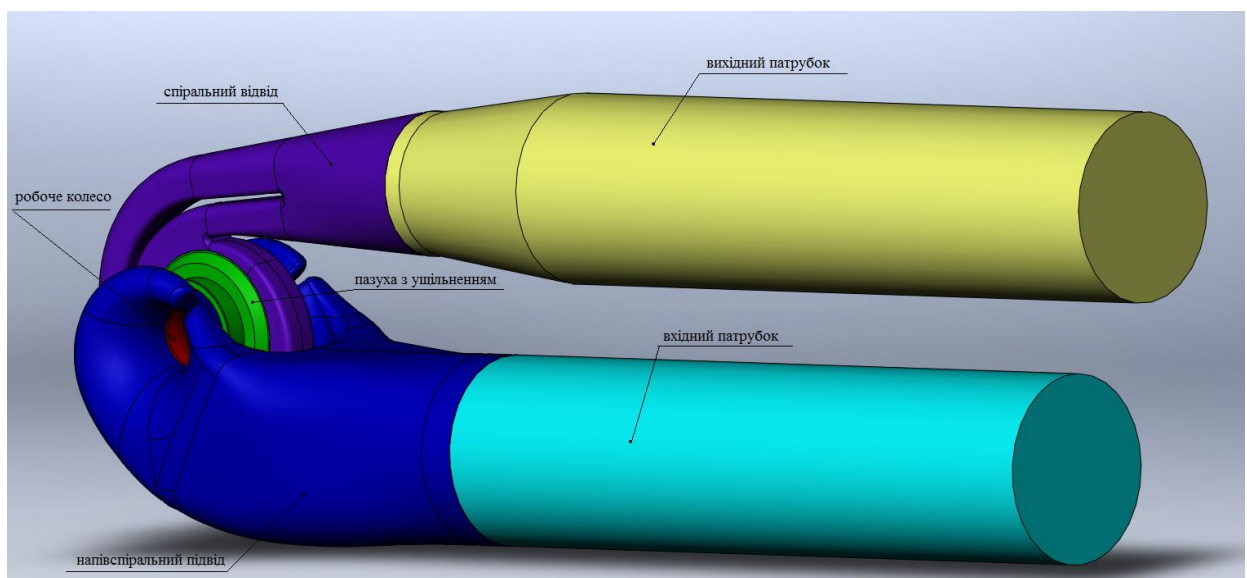


Рисунок 3.1 – Складальна рідкотільна модель усієї проточної частини живильного насоса

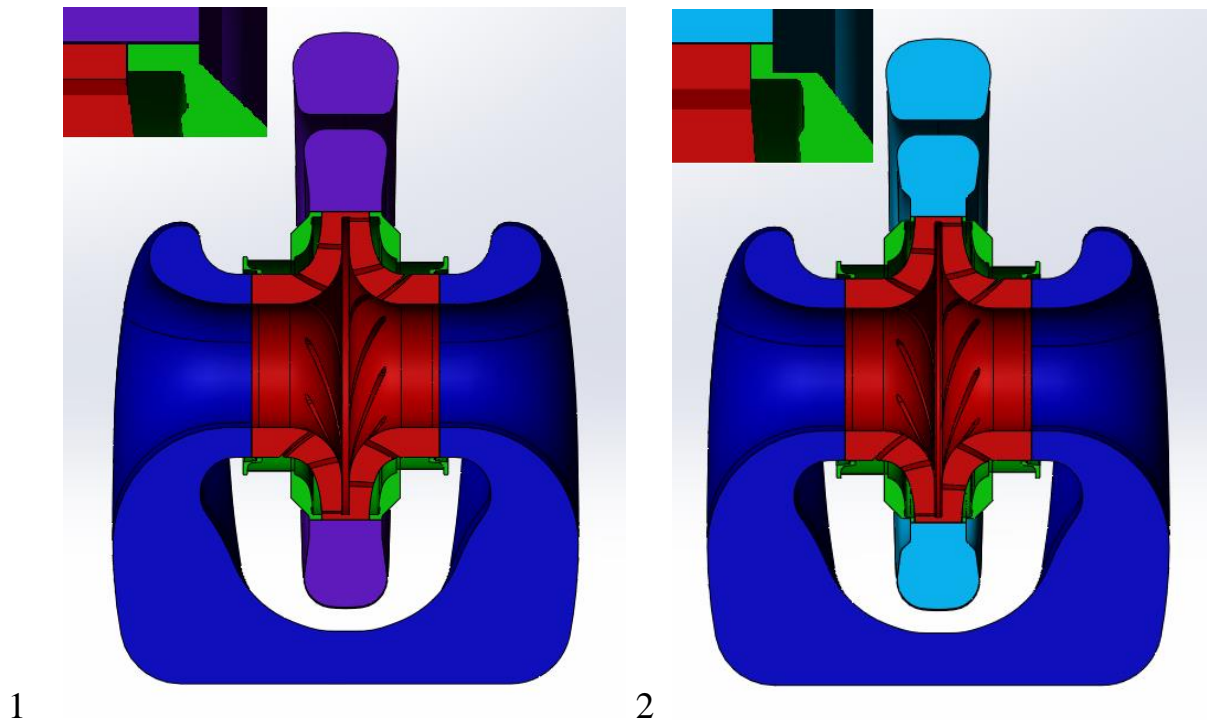


Рисунок 3.2 – Складальна рідкотільна модель усїєї проточної частини живильного насоса:

1 – без перекриття пазухи, 2 – з перекриттям пазухи

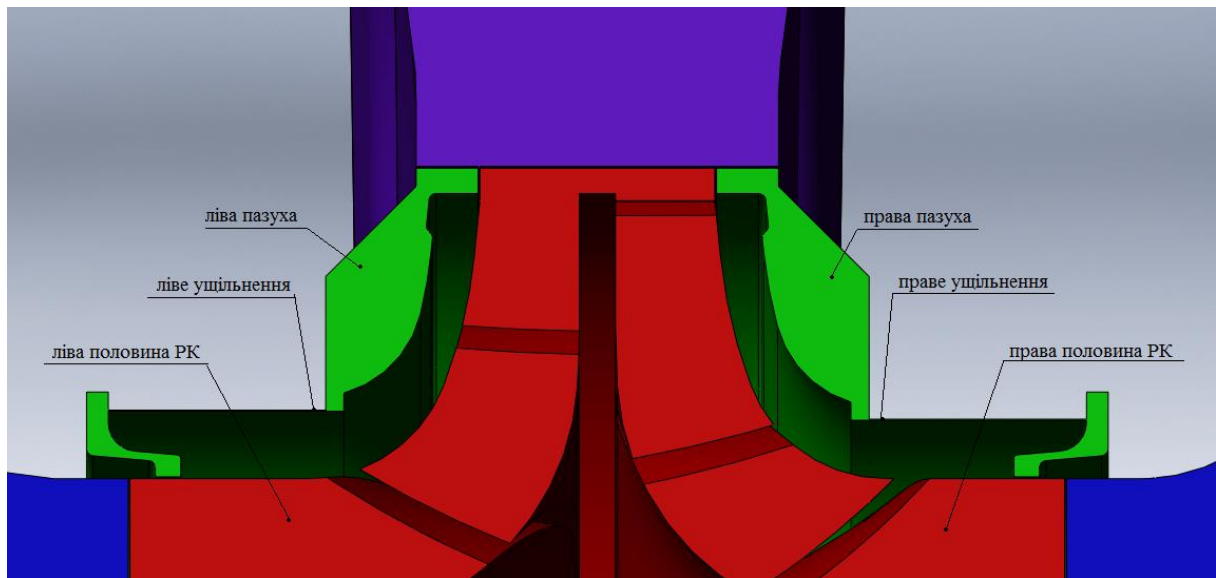


Рисунок 3.3 – Меридіанний переріз рідкотільної моделі проточної частини насоса

включно з течією пазухи з ущільненням

3.2.2 Побудова розрахункових сіток і перевірка сіткової незалежності

Побудова розрахункових сіток проводилася з використанням генератора сіток ANSYS ICEM CFD, що дозволяє одержувати неструктуровану та структуровану розрахункову сітку.

Для перевірки впливу вхідної кромки на кавітаційні характеристики було створено чотири різні вхідні кромки одного робочого колеса. Для побудова сіток використовувалися однакові параметри.

Варіанти сіток для вхідного патрубку, напівспірального підводу, робочого колеса, прийняті за попереднім аналізом і з урахуванням можливості при скороченні машинних і часових ресурсів, отримати достатню роздільну здатність розрахункової області даних елементів. Також, при побудові розрахункових сіток, враховувалась необхідність забезпечення однакової густини сіток для поверхонь інтерфейсів.

Для вхідного та вихідного патрубків, пазухи з ущільненням було побудована гексаедрна сітка з метою скорочення об'ємів робочої області та економії машинних та годинних ресурсів.

Таблиця 3.2 – Параметри розрахункових сіток

Найменування параметра	РК	НСП (половина)	Спіральний відвід	Спіральний відвід
			1-ий варіант	2-ий варіант
Максимальний об'ємний розмір комірок, мм	12	33	30	50
Максимальний поверхневий розмір комірок для областей інтерфейсів, мм	1	3	3	1

Параметри пристінкового шару:				
– Висота першого шару, мм	0,04 11	0,04 14	0,04 11	0,04 11
– Кількість шарів, шт.	5.2	16,05	11,66	11,66
– Загальна товщина пристінкового шару, мм				
Число елементів сітки, шт.	4428113	622633	801204	1881844
Число вузлів сітки, шт.	1780078	221090	279026	641946

Таблиця 3.3 – Параметри гексаедрних сіток

Найменування параметра	Вхідний патрубок	Вихідний патрубок
Максимальний лінійний розмір комірок, мм	25	25
Число елементів сітки, шт.	39780	147140
Число вузлів сітки, шт.	37520	142200

Таблиця 3.4 – Параметри гексаедрних сіток пазух (однієї частини)

Найменування параметра	Пазуха			
	1-ий варіант	1-ий варіант	2-ий варіант	2-ий варіант
	(ліва)	(права)	(ліва)	(права)
Максимальний лінійний розмір комірок, мм	3	3	3	3

Число елементів сітки, шт.	508625	496442	564530	564228
Число вузлів сітки, шт.	515214	503037	571995	571617

Загальна кількість елементів розрахункової сітки насоса склала 1-го варіанту 7,7 млн. комірок, 2-го варіанту 8,9 млн. комірок.. Загальна кількість вузлів розрахункової сітки насоса 1-го варіанту склала 3,7 млн. вузлів, 2-го варіанту 4,2 млн. вузлів.

Нижче показані топології розрахункових сіток кожного елемента насоса.

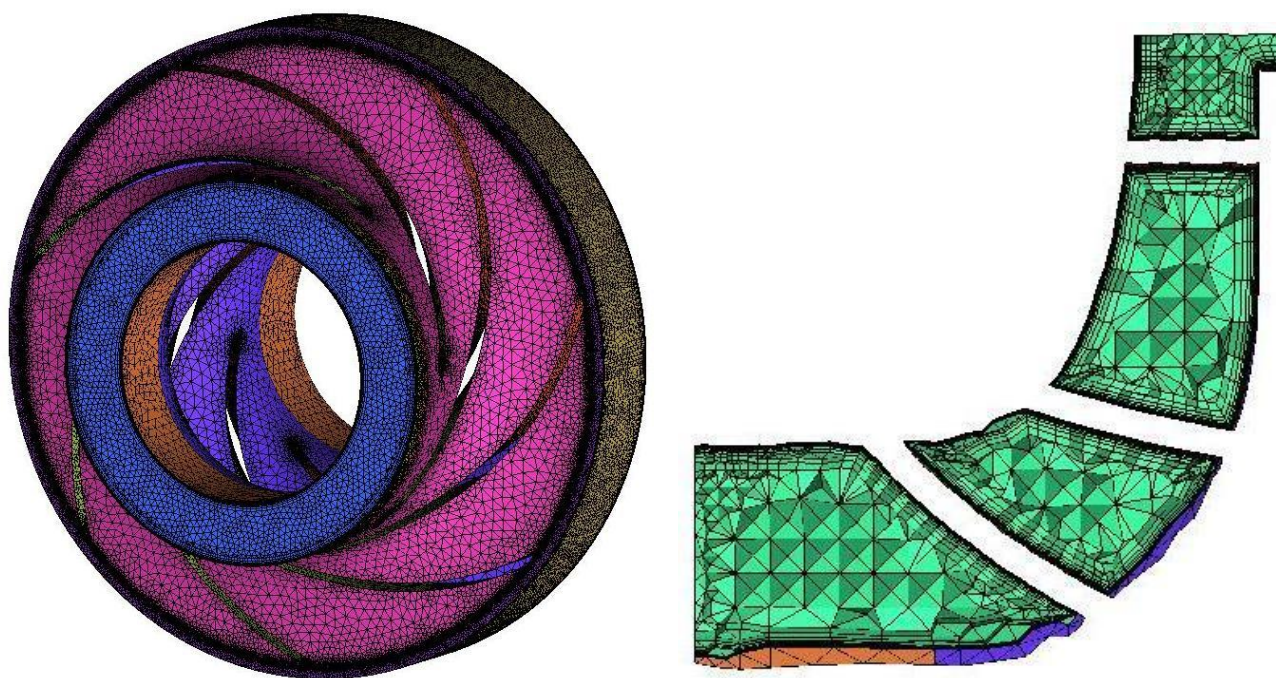


Рисунок 3.4 – Топологія розрахункової сітки для РК

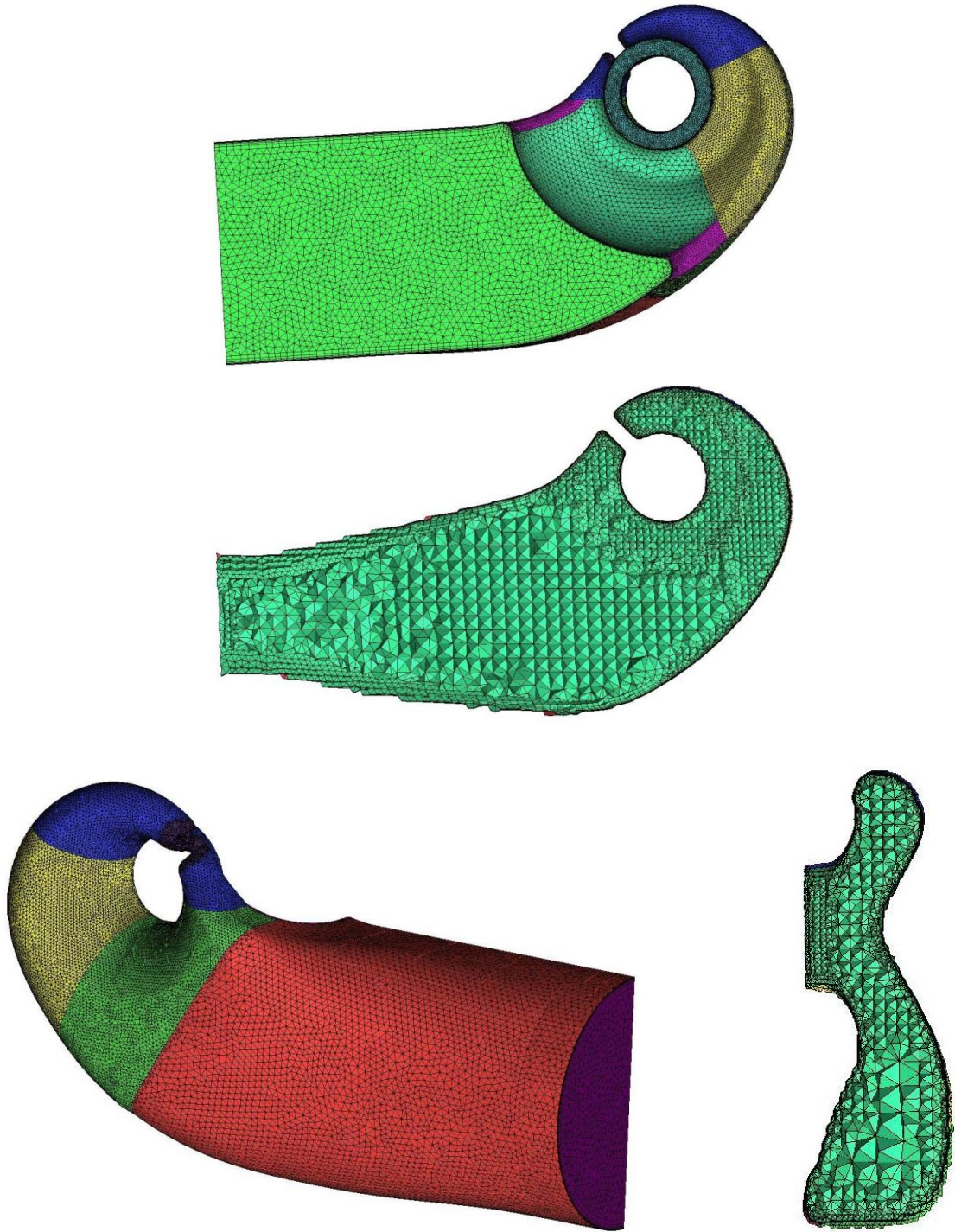


Рисунок 3.5 – Топологія розрахункової сітки для підводу

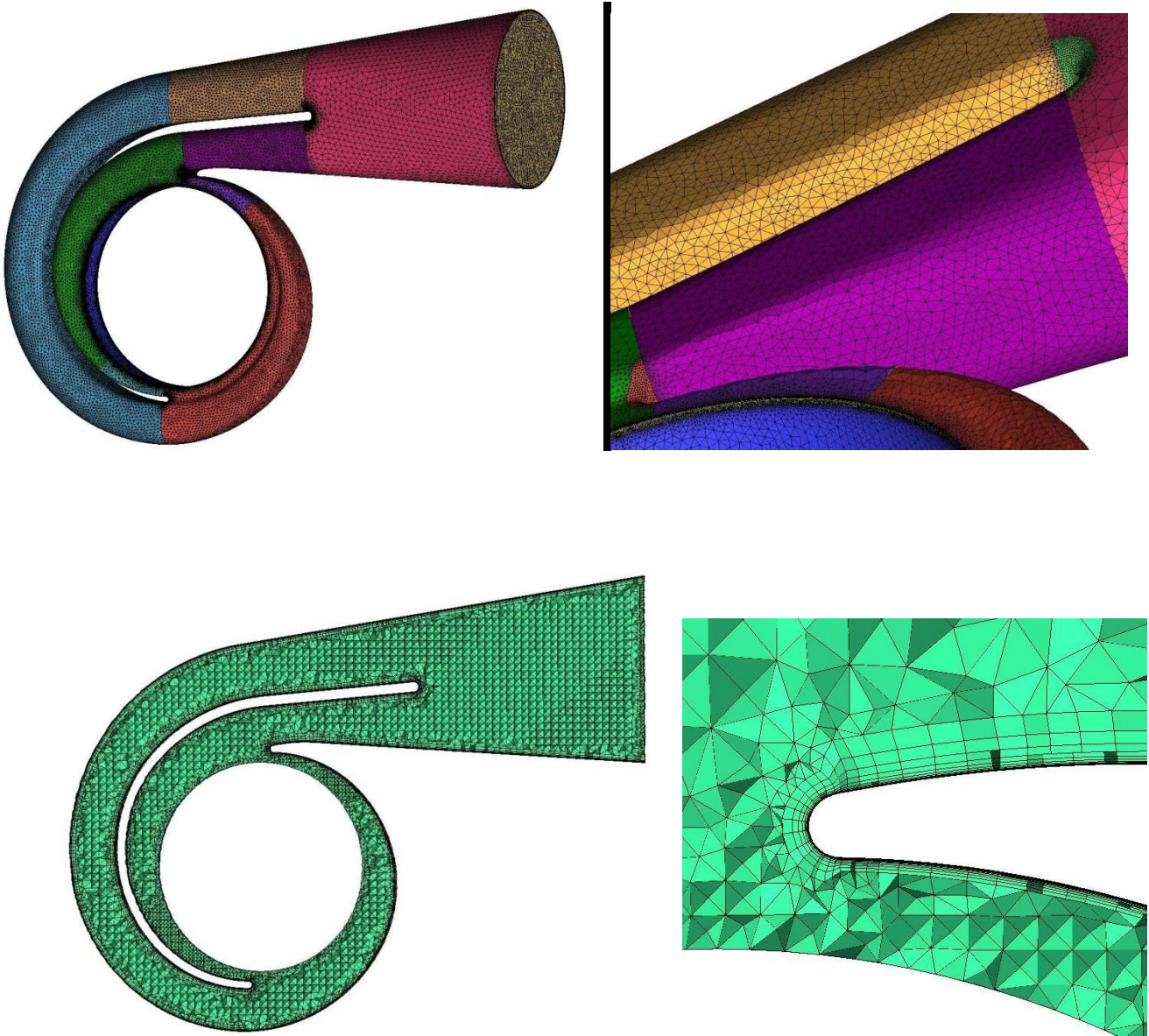


Рисунок 3.6 – Топологія розрахункової сітки для відводів

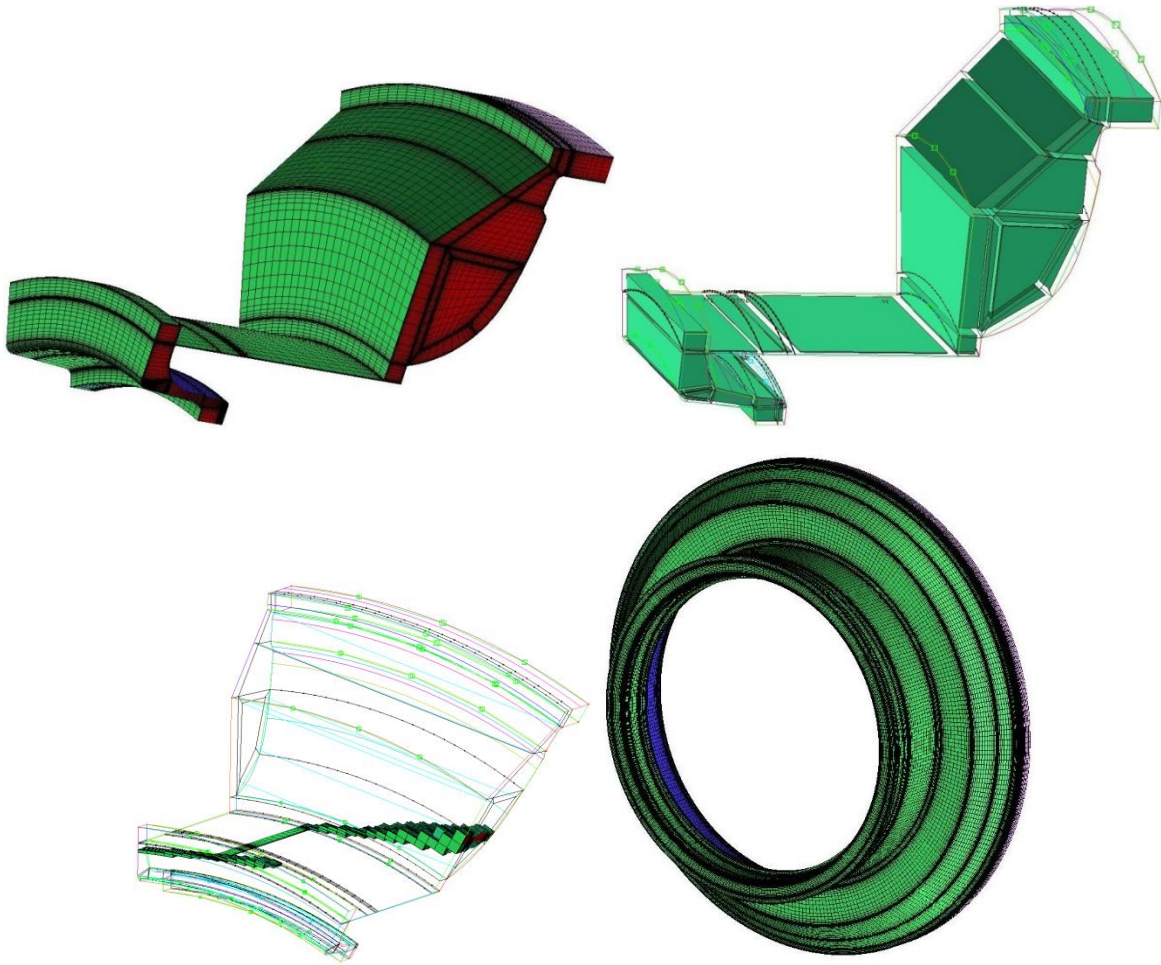


Рисунок 3.7 – Топологія розрахункової сітки для сегменту (30°) пазух

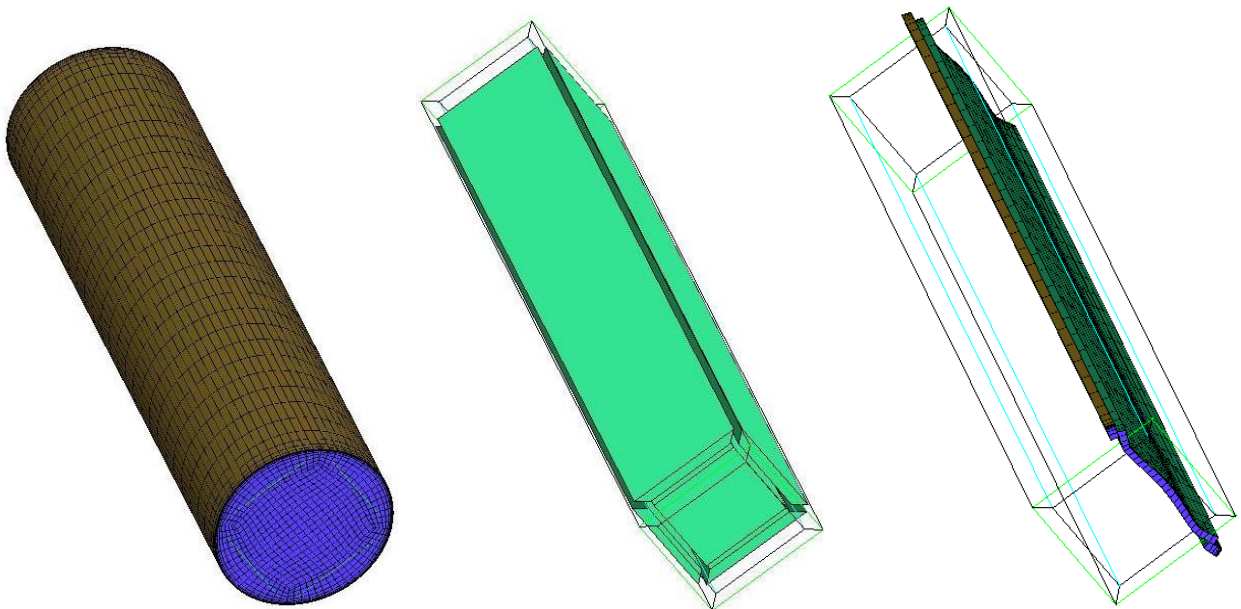


Рисунок 3.8 – Топологія розрахункової сітки для вхідного патрубка

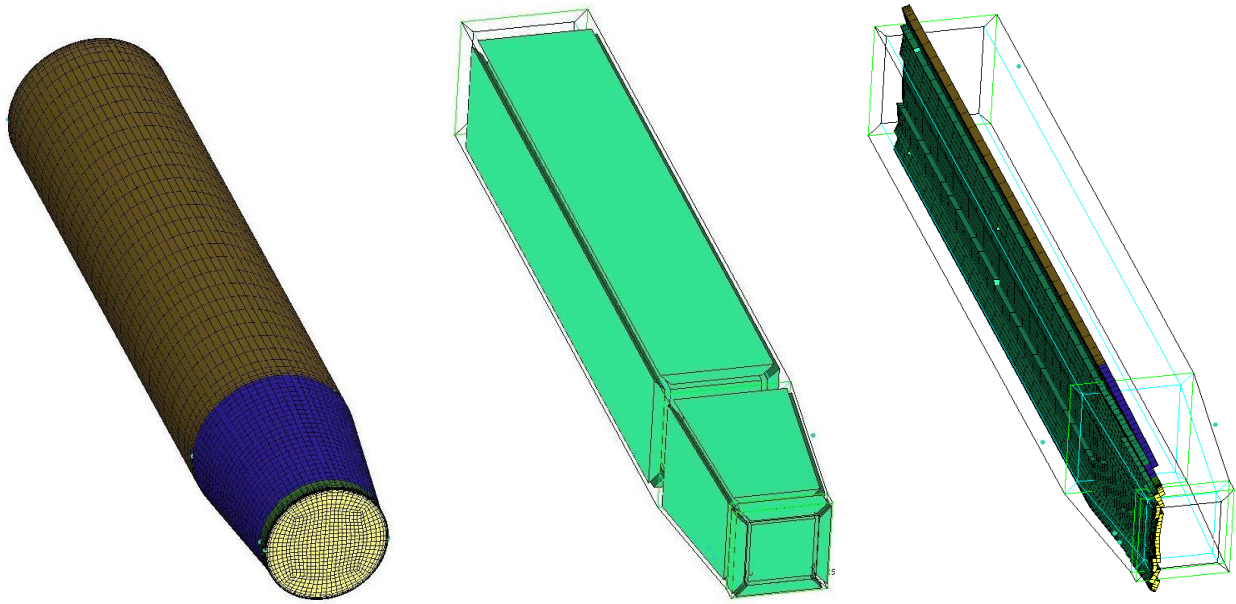


Рисунок 3.9 – Топологія розрахункової сітки для вихідного патрубка

У випадках побудови неструктурованих сіток вся область спочатку розбивалась на комірки у формі тетраедра з наступною перевіркою якості та згладжуванням, а потім – пристінковий шар розбивався на призматичні комірки.

У випадках структурованої (гексаедрної) сітки (для пазух та патрубків) спочатку будується блочна структура. Після того як ми отримали набір блоків, які топологічно відповідають вихідній геометрії, треба провести «асоціацію» блоків і геометрії. Тобто визначити, яким сторонам геометрії які ребра блоків відповідають. Задається кількість сіткових ліній, або розмір комірок і розбиваються отримані блоки на сітку. Отже, отримавши сітку з практично правильних прямокутників, далі проводиться згущування в потрібних підобластях, створюється пограничний шар і так далі, залежно від специфіки завдання.

3.3 Виконання чисельного розрахунку

3.3.1 Створення розрахункової моделі та задання граничних умов

Для виконання ЧД в ПреПроцесорі була створена розрахункова модель насоса в повному об'ємі, в яку входять розрахункові сітки всіх елементів проточної частини насоса з вхідним і вихідним трубопроводами.

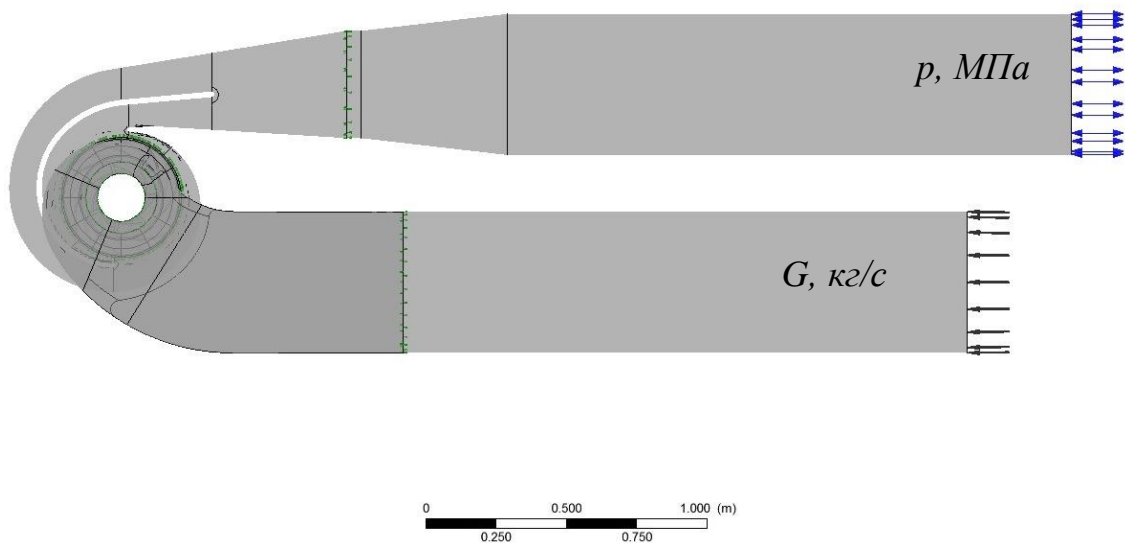


Рисунок 3.10 – Розрахункова область живильного насоса

Були визначені області – домени:

- Домен «Gar 290» - ліва пазуха з ущільненням;
- Домен «Gar 285» - права пазуха з ущільненням;
- Домен «Impeller» - робочого колеса;
- Домен «SemiVolute» - напівспіральний підвід;
- Домен «Volute» - спіральний відвід;
- Домен «Truba SemiVolute» - вхідний патрубок;
- Домен «Truba Volute» - вихідний патрубок.

Розрахунок течії проводився спочатку в стаціонарній, а потім у нестационарній постановці. Робоча середа (вода при 25°C) приймалася нестискуваною, режим течії – турбулентний.

Границя входу в розрахункову область обиралась на вході у вхідний трубопровід. В якості граничної умови на вході задавалась масова витрата, яка визначалась за формулою:

$$G_{\text{вх}} = \frac{Q \cdot \rho}{3600}, \quad (3.1)$$

де ρ - густина води, для даних умов, $\rho = 997 \text{ кг/м}^3$;

Q – розрахунковий режим досліджу, $Q = 2500 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$G_{\text{вх}} = (2500 \cdot 997) / 3600 = 693,192 \text{ кг/с}.$$

Границя виходу з розрахункової області обиралась на виході з напірного трубопроводу. В якості граничної умови на виході задавалась величина статичного тиску, яка дорівнює 10 МПа. Тип граничної умови визначено як «opening».

В розрахунковій області були визначені типи інтерфейсів:

- 1) «Interface Truba SemiVolute to SemiVolute» - «None»;
- 2) «Interface Truba Volute to Volute» - «None».
- 3) «Interface SemiVolute to Impeller 1» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;
- 4) «Interface SemiVolute to Impeller 2» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;
- 5) «Interface Gap 285 right Impeller inlet» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку [9,10];
- 6) «Interface Gap 285 right Impeller outlet» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;
- 7) «Interface Gap 285 right to Volute» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;

- 8) «Interface Gap 285 left Impeller inlet» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку [9,10];
- 9) «Interface Gap 285 left Impeller outlet» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;
- 10) «Interface Gap 285 left to Volute» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку;
- 11) «Interface Impeller to Volute» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку та «Transient Rotor Stator» для нестаціонарного розрахунку.

Шорсткість стінок була прийнята для патрубків – 25 мкм, для підводу і відводу - 12,5 мкм, для РК - 3,2 мкм, для пазухи – 1,6 мкм.

У зв'язку з обмеженим часом виконання магістерської роботи та ресурсами, для більшості елементів будувалися неструктуровані сітки, тобто сітка насоса має не дуже високу роздільну здатність. Тому для розрахунку було достатньо досягти критерію збіжності – «Convergence Criteria» - $RMS = 1 \cdot 10^{-4}$.

Критерій завершення розрахунку – це збіжність величини напору.

Початкові наближення для стаціонарного розрахунку не задаються.

При нестаціонарному розрахунку, в якості кроку використовувався час необхідний для проходження робочим колесом повного кола 360° :

$$\Delta t = 1/n \quad (3.2)$$

де n - частота обертання ротора насоса, $n = 86,33 \text{ c}^{-1}$;

$$\Delta t = 1 / 86,33 = 0,01158 \text{ c};$$

Також визначимо час необхідний для проходження робочим колесом 1° :

$$\Delta t^* = 0,01158 / 360 = 0,000032167 \text{ c};$$

У якості початкових наближень для розрахунку в нестационарній постановці використовувалися дані, отримані в результаті стаціонарного розрахунку для відповідного режиму.

3.3.3 Особливості виконання розрахунку

У даній роботі спочатку було проведено стаціонарне дослідження насоса, результати якого потім використали в якості початкових наближень для нестационарного розрахунку.

На першому етапі розрахунків виявилось, що в даній повній постановці розрахункової області, час, який витрачається на розрахунок однієї ітерації, відповідає ≈ 25 хв., Час розрахунку одного обороту РК складає ≈ 150 годин (6 діб і 6 год).

Крім цього, аналіз перших отриманих результатів нестационарного розрахунку на розрахунковому (оптимальному) режимі показав, що при використанні в якості початкових наближень результатів стаціонарного розрахунку, встановлений пульсуючий стан кривої напору можна одержати при різних обертах робочого колеса.

Тому було прийнято рішення вважати остаточними результатами – результати розрахунку в нестационарній постановці для всіх режимів для відводу з перекриттям пазухи та без перекриття, отримані при проходженні робочим колесом такої кількості обертів, при якій стабілізується тиск.

Таблиця 3.5 – Вибір обертів для аналізу

Режим	Номер оборту	
	Без перекриття	З перекриттям
0.3Q	8, 9, 10	7, 8, 9
0.5Q	5, 6	9, 10
1.0Q	7	5
1.2Q	6	8

3.4 Результат розрахунку

В результаті розрахунку були отримані порівняльні графіки роботи насоса з перекриттям та без пазухи для режимів $0.3Q$, $0.5Q$, $1.0Q$, $1.2Q$,:

1. стабілізація параметрів для розрахунку (рис.3.11);
2. характеристика насоса (рис.3.12);
3. абсолютних тисків на виході з робочого колеса (рис. 3.13)
4. абсолютних тисків на виході з насоса (рис. 3.14)
5. залежність напору від кута повороту робочого колеса (рис.3.15);

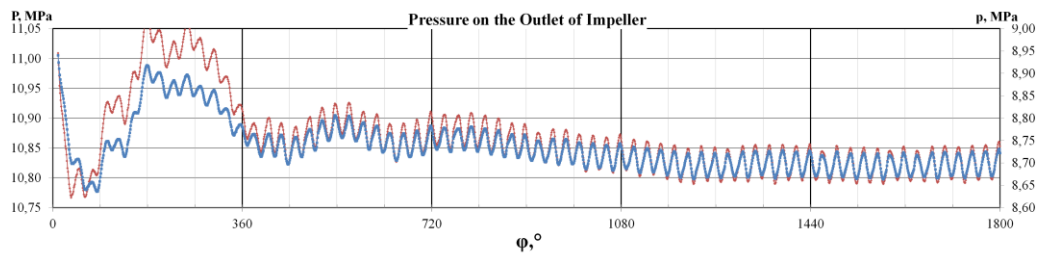


Рис. 3.11 – Стабілізація параметрів для розрахунку

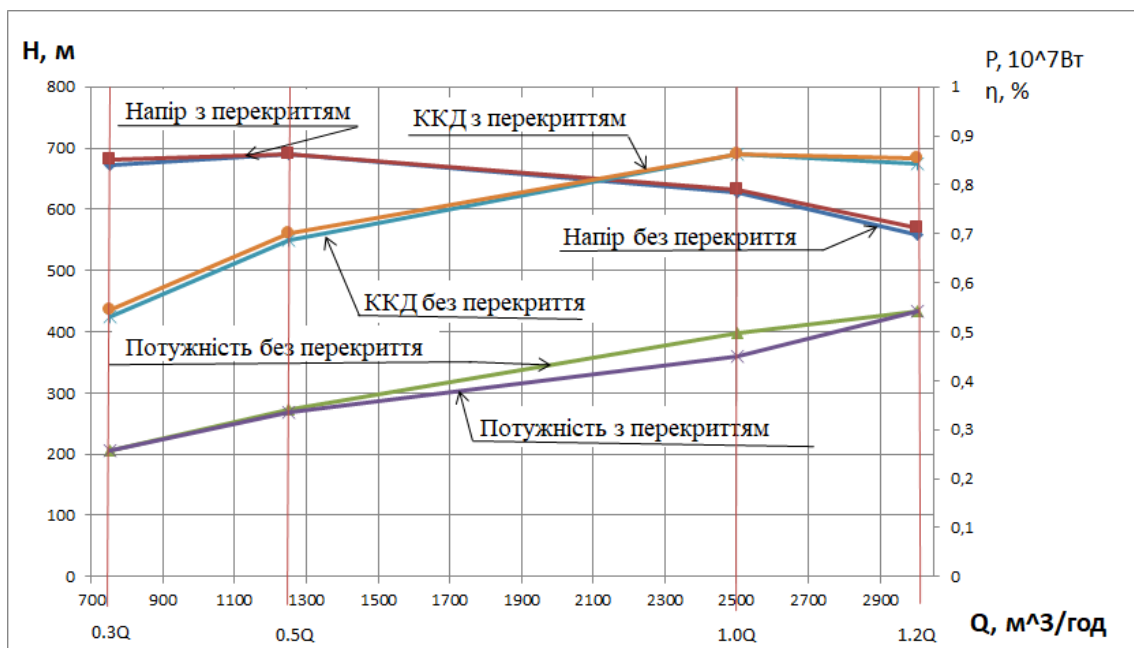


Рисунок 3.12 – Характеристика насоса

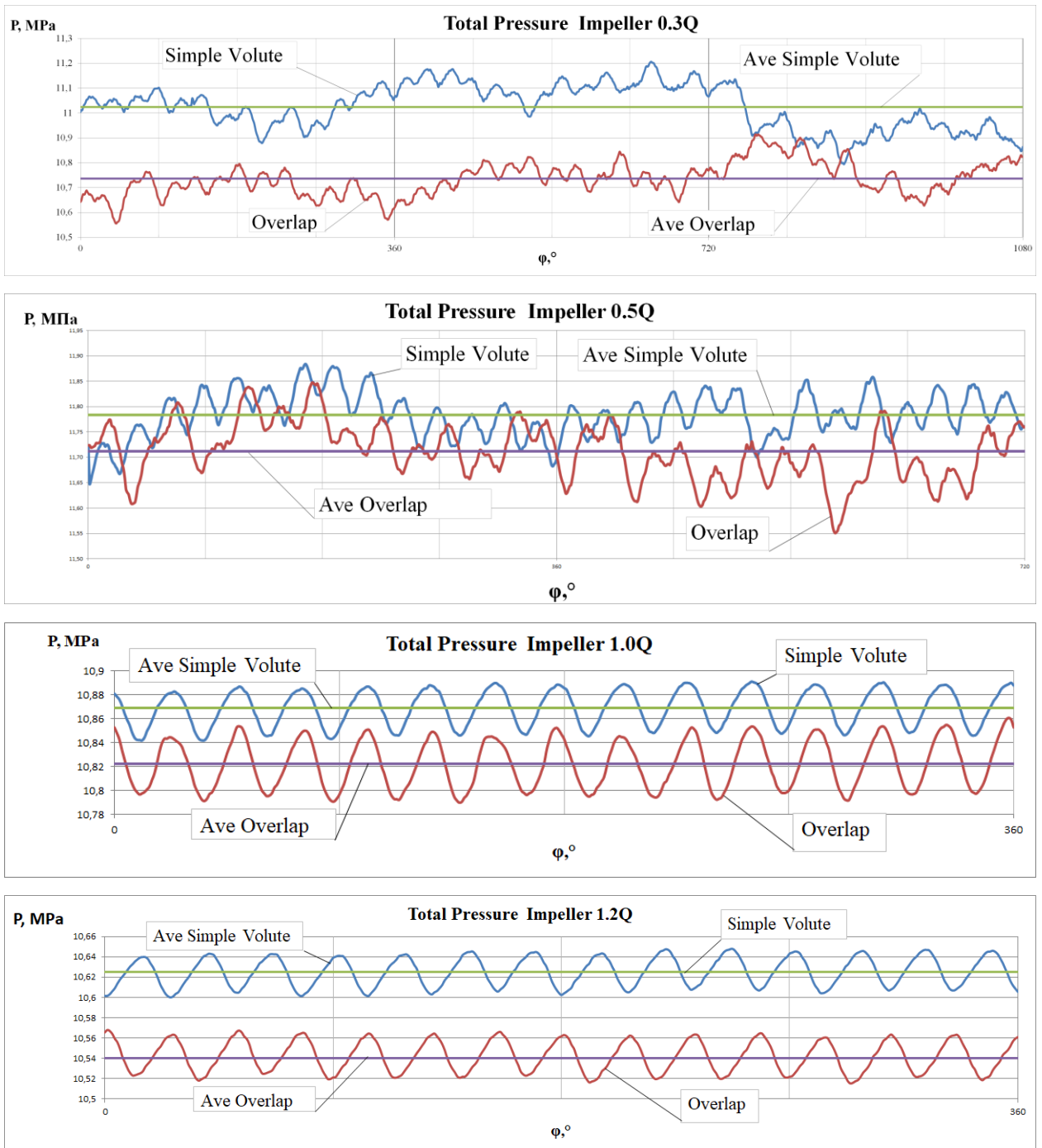


Рисунок 3.13 – Криві пульсації тиску на виході з робочого колеса

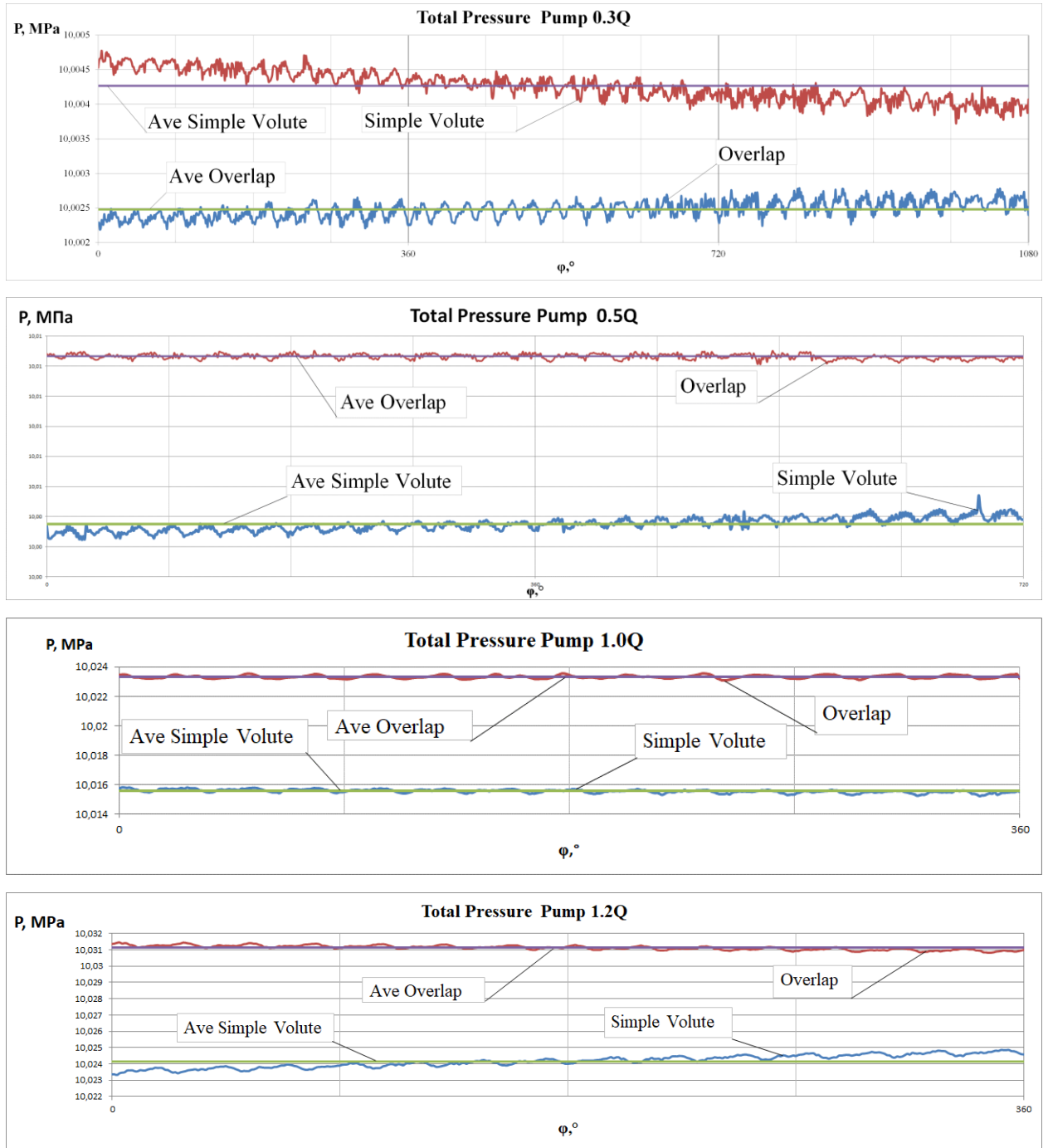


Рисунок 3.14 – Криві пульсації тиску на виході з насоса

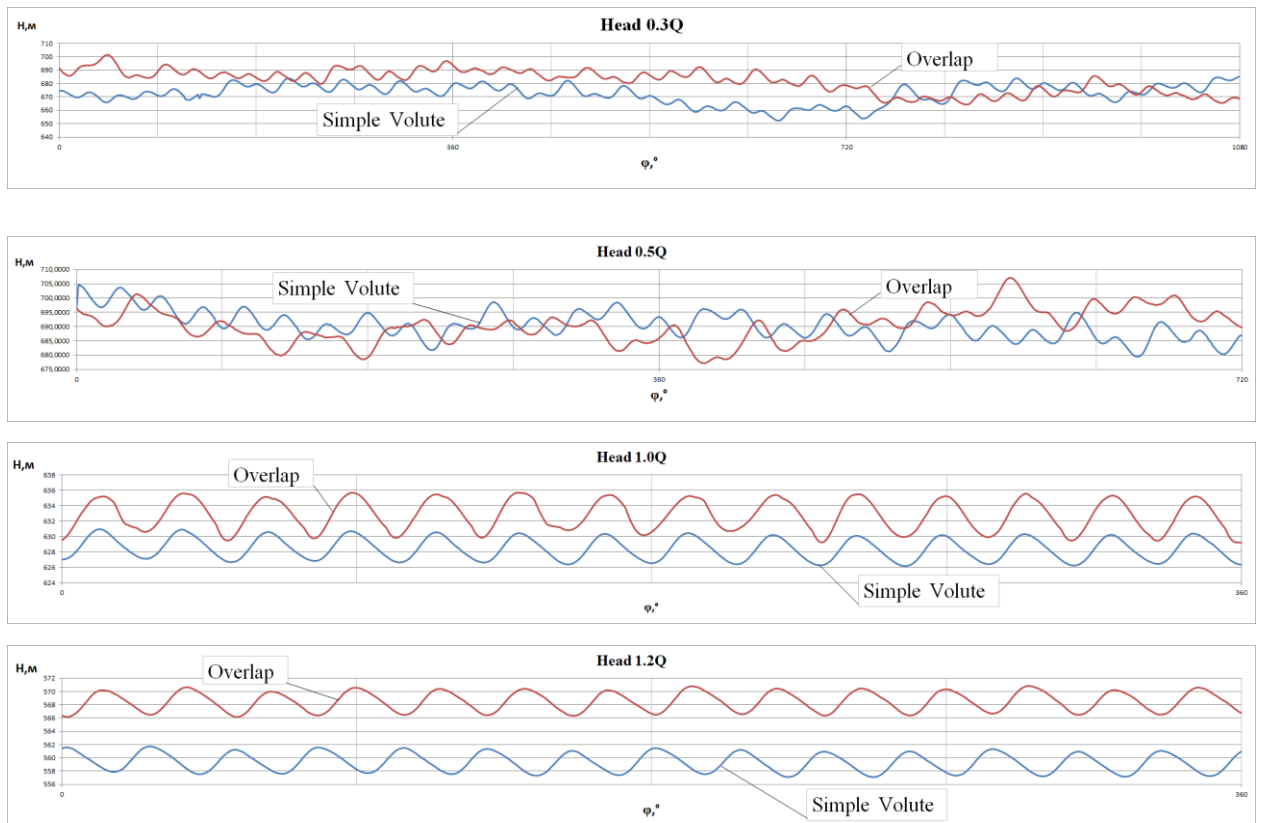


Рисунок 3.15 – Залежність напору від кута повороту робочого колеса

3.5 Аналіз розрахунку

1. Для чисельного розрахунку для різних режимів і типів конструкцій обирались різні оберти та їх кількість.
2. На режимах 0.3Q і 0.5Q різко збільшується пульсація тиску за робочим колесом в 5-8 раз в порівнянні з режимами роботи 1.0Q і 1.2Q.
3. Відвід з перекриттям має кращі параметри на деяких режимах роботи:
 - 3.1. ККД більше на 2% на режимах 0.3Q і 0.5Q.
 - 3.2. Напір на режимах 0.3Q і 1.2Q більше на 10 метрів.
 - 3.3. Потужність насоса на номінальному режимі менше на 0,5МВт.
4. Амплітуда пульсації напору при зміні кута повороту робочого колеса має менші показники на режимах роботи 1.0Q і 1.2Q в 5-18 разів в порівнянні з режимами 0.3Q і 0.5Q. Але ця величина майже не залежить від типу відводу.
5. Лише для режиму 0.3Q було доведено перевага відводу з перекриттям.

4 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту

Магістерська дипломна робота виконувалася у виробничому відділі з використанням комп'ютерної техніки. Приміщення відділу знаходиться на першому поверсі адміністративної будівлі. Загальна площа приміщення відділу складає 72 м^2 , висота – 3 м, приміщення має 2 вікна. Кількість працюючих в приміщенні 8 чоловік. Отже, на одного працюючого в приміщенні припадає: $72 / 8 = 9 \text{ (м}^2\text{/чол.)}$ робочої площі, та $216 / 8 = 27 \text{ м}^3\text{/чол.}$ об'єму приміщення. Згідно із СНиП 2.09.04 – 87 "Административные и бытовые здания"[10] на кожного працюючого в приміщеннях повинно припадати не менше $4,5 \text{ м}^2\text{/чол.}$ (якщо використовується комп'ютерна техніка - $6 \text{ м}^2\text{/чол.}$) робочої площі, та $15 \text{ м}^3\text{/чол.}$ (якщо використовується комп'ютерна техніка – $20 \text{ м}^3\text{/чол.}$) об'єму приміщення. Отже, нормативи розмірів та забезпечення працюючих робочою площею та об'ємом приміщення дотримано. Також вони відповідають й вимогам ДСанПІН 3.3.2.007–98 "Державні санітарні правила та норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно–обчислювальних машин", п.2 "Вимоги до виробничих приміщень для експлуатації ВДТ ЕОМ та ПЕОМ"[11].

Організація робочих місць проводиться згідно ГОСТ12.2.032–78 "Система стандартів безпеки труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования"[12].

Відділ обладнаний персональними комп'ютерами з відео терміналом LG 24MP580-P, що має екрани з видимою областю $531 \times 289 \text{ мм}$, таким чином розмір екрана по діагоналі становить 610 мм. Видимою поверхнею описуваного відео терміналу є площинний екран, який поглинає зовнішні світлові потоки, чим зменшує кількість відблисків, що являється найкращим

з ергономічної точки зору. З метою зменшення миготіння на площині екрана з підвищеною яскравістю, частота кадрової розгортки складає 85, в залежності від режиму роботи і не є меншою ніж встановлені нормами 70–75 Гц.

Висота розташування екрана відповідає направленості зору оператора в секторі $50\text{--}35^\circ$ і складає близько 40° по відношенню до горизонталі. Верхній край екрана розміщено нижче рівня очей, тому зчитування інформації з екрана ПК не може викликати стан дискомфорту.

Робочий стіл має стабільну (обладнану додатковими елементами жорсткості) конструкцію: площа стола складає $950 \times 600 \text{ мм}^2$, висота від горизонтальної лінії зору до робочої поверхні стола складає $400\text{--}450 \text{ мм}$. Покриття поверхні стола є матовим з коефіцієнтом підбиття 30%, легко чиститься, кути і передня панель дошки стола заокруглені. Сидіння комфортне, має заокруглені краї, нахилиється по відношенню до горизонталі вперед на 20° і назад на 140° , розмір його – $350 \times 350 \text{ мм}$. Висота спинки крісла складає $400\text{--}450 \text{ мм}$ від поверхні сидіння.

Ширина робочої поверхні робочого стола – 950 мм ; глибина робочої поверхні робочого стола – 520 мм ; простір для ніг: заввишки – 650 мм ; завширшки – 700 мм ; завглибшки – 450 мм .

Конструкція робочого місця користувача ВДТ забезпечує підтримання оптимальної робочої пози з такими ергономічними характеристиками: ступні ніг – на підлозі; стегна – в горизонтальній площині; передпліччя – вертикально; лікті – під кутом $70\text{--}90^\circ$ до вертикальної площини.

4.1.1 Характеристика шкідливих факторів

Мікроклімат

Таблиця 4.1 - Норми мікроклімату для приміщень з ВТД ЕОМ та ПЕМ

Період року	Параметр	Метеорологічні умови	Допустимі значення
Теплий	Температура повітря	22 - 25 °С	24 - 28 °С
	Відносна вологість повітря	50 - 60 %	70%
	Швидкість руху повітря	0,25 - 0,30 м/с	0,2 - 0,4 м/с
Холодний	Температура повітря	18-20 °С	17-23 °С
	Відносна вологість Повітря	40 - 50%	65%
	Швидкість руху повітря	0,10 - 0,20 м/с	≥ 0,3 м/с

Для забезпечення дотримання постійності параметрів мікроклімату приміщення відділу обладнано системою опалення та кондиціонування відповідно до СНіП 2.04.05-91 "Отопление, вентиляция и кондиционирование"[13].

Освітленість робочої зони

Освітлення робочого місця - один з найважливіших факторів забезпечення нормальних умов праці. Приміщення відділу має природне та штучне освітлення. Робота відноситься до IV розряду зорової роботи (середній розмір об'єкту 0,5-1,0 мм) відповідно з ДБН В.2.5.-28-2006 "Естественное и искусственное освещение"[14] і вимагає освітленості 300 – 400 лк.

Шум

Рівень звукового тиску, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях відповідають вимогам ГОСТ 12.1.003 “ССБТ. Шум. Общие требования безопасности”[15], ДСанПН 3.3.2-007-98[11] та ДСН 3.3.6-037-99[16], у даному приміщенні менший за 75дБ, а на робочих місцях 50дБ. Допустимі рівні ультразвуку по ДСН 3.3.5.037-99[17] в місцях контакту частин тіла оператора з робочими органами обладнання і не перевищують 100дБ, що відповідає нормі.

Сумарне значення потужності шуму, що спричинене роботою комп'ютерного обладнання, становить близько 25дБ при максимально допустимих значеннях 50дБ.

Електромагнітні випромінювання

Виробниче приміщення, обладнане персональними комп'ютерами з відеотерміналом LG 24MP580-P, є джерелом електромагнітних випромінювань: м'якого рентгенівського, ультрафіолетового, видимого, інфрачервоного, радіочастотного діапазону, електростатичних полів. Енергія рентгенівського та частини інших випромінювань повністю поглинається склом екрану. Навколо працюючого монітору виникають електромагнітні поля низької частоти (від 5 Гц до 400 кГц).

Корпус системного блоку заземлений, що дозволяє значно зменшити випромінювання, які він створює.

Вміст озону, оксидів азоту та пилу в повітрі робочої зони не перевищує норм у $0,1 \text{ мг/м}^3$, 5 мг/м^3 та 4 мг/м^3 відповідно.

Гранично допустима напруженість електростатичного поля на робочих місцях не перевищує рівнів, наведених в ТСО'99, ГОСТ 12.1.045 “ССБТ. Електростатичні поля. Допустимі рівні на робочих місцях та вимоги до

проведення контролю”[18], ДНАОП 0.00-131-99[19] та ДСанПіН 3.3.2-007-98[11].

Режим праці та відпочинку тих, хто працює з ЕОМ, визначається в залежності від виконуваної ними роботи відповідно до ДСанПіН 3.3.2-007-98[11].

У приміщенні відділу, забезпечується виконання заходів для запобігання накопичення статичної електрики - підтримується відносна вологість повітря на рівні 50-60% за допомогою побутового електрозволожувача “ІОН”.

4.1.2 Характеристика небезпечних факторів

Ураження електричним струмом

ПК та електрообладнання в лабораторії живляться від мережі змінного струму ~ 220 В (однофазна мережа частотою 50 Гц). Тому запроектуємо ряд заходів по забезпеченню безпеки при роботі з ними. Згідно “Правил встановлення електрообладнання“ до робочого місця підведені кабелі. Приміщення відноситься до таких, в яких безпека ураження електричним струмом відноситься до І класу згідно ГОСТ 12.2.007-86[8] та ГОСТ 25861-83[20].

Електробезпека роботи з приладами забезпечується наступними заходами. Для захисту приладів від перенавантажень та коротких замикань використовують запобіжник. Лінія електромережі для живлення персональних комп'ютерів та обладнання виконується як окрема групова трипровідна мережа, шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників. Нульовий захисний провідник використовується для заземлення. ПЕОМ та периферійні пристрої підключаються до електромережі з допомогою штепсельних з'єднань і електророзеток. Штепсельні з'єднання та електророзетки крім контактів

фазового та нульового робочого провідників мають спеціальні контакти для підключення нульового захисного провідника.

Протипожежні заходи

У приміщенні проводяться роботи з негорючими матеріалами в холодному стані, тому згідно ОНТП 24-86 “Категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою”[21] виробниче приміщення відноситься до категорії В. Ступінь вогнестійкості будівель за ДБН В.1.1.7-2002 “Пожежна безпека об’єктів будівництва”[22].

Для попередження пожежі та усунення причин її виникнення на виробничому підприємстві наступні заходи:

- у приміщенні, де експлуатується ПЕОМ виконуються профілактичні заходи згідно з ГОСТ 12.1.004-85 “Пожежна безпека. Загальні вимоги”[23], здійснюються протипожежні заходи, які визначені Правилами пожежної безпеки в Україні, ДНАОП 0.00-31.99[24] та іншими нормативними документами; обмежується використання в приміщенні легкогорючих та горючих матеріалів;
- для гасіння малих осередків пожежі згідно ДСТУ 3675-98, “Вогнегасники”[25] розміщений один вогнегасник типу ВВХ-2 (розрахований на 40-50 м² приміщення); створена єдина система сигналізації і пожежного забезпечення, згідно з якою в приміщенні встановлені один оповіщувач типу СН-1 згідно ДБН В.2.5-13-98 „Пожежна автоматика будинків і споруд”[26], розміщені датчики; у випадку виникнення пожежі для виклику пожежної команди існує телефонний зв'язок;
- у приміщенні заборонено курити;
- розроблено інструкцію розподілення обов'язків працівників на випадок пожежі;

- гасіння пожежі електричного характеру проводиться тільки після повного вимкнення електроживлення;
- у випадку виникнення пожежі забезпечена можливість евакуації людей та матеріальних цінностей, що знаходяться на ділянці. Для цього складено план евакуації, який вивішується на стіні; з метою забезпечення пожежної безпеки будівля виконана з залізобетонної конструкції, межа вогнестійкості якої: 0,75-1,5 год.

4.2 Небезпека в надзвичайних ситуаціях

Для розробки заходів підвищення і забезпечення стійкості роботи підприємства, де було проходження переддипломної практики, АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» у надзвичайних ситуаціях необхідно оцінити стійкість об'єкту проти впливу вражаючих факторів. Вихідними даними для проведення розрахунків стійкості об'єкта до ураження є: максимальні значення параметрів можливих вражаючих факторів і характеристики елементів об'єкта. Параметри вражаючих факторів можна одержати у штабі ЦО або визначити розрахунковим способом.

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» відноситься до будівлі п'ятого ступеня вогнестійкості, що побудовані з легкозгорючих матеріалів. Для зменшення межі поширення вогню у приміщення при проектуванні та побудові даного підприємства передбачили поділ будівлі протипожежними стінами, перегородками, перекриттями на відсіки, секції та влаштування протипожежних перешкод для обмеження поширення вогню по поверхнях конструкцій, розлитій рідині та інших горючих матеріалах. Протипожежні стіни інституту опираються на власні фундаменти, зведені на всю висоту будівлі і розділяють будівлю по всій висоті та ширині. Отвори у протипожежних стінах, перегородках обладнані захисними пристроями

(вогнестійкі двері, засуви), що буде перешкодою для поширення вогню та диму.

Продукти горіння та дим при пожежі становлять велику небезпеку. Для їх видалення передбачені димові люки та шахти, які забезпечують спрямоване видалення цих речовин, не допускають задимлення суміжних приміщень і зменшують концентрацію диму в нижній зоні приміщення. Відкриття димових люків створює більш надійні умови для евакуації людей з приміщення, яке горить, полегшує роботу пожежних підрозділів з гасіння пожежі. Для видалення диму з підвального приміщення у разі пожежі нормою передбачені вікна, розміром 0,9x1,2 м на кожні 1000 м² площі підвального приміщення.

Пожежна безпека інституту ґрунтується також на дотриманні відповідної протипожежної відстані між будівлями та спорудами (протипожежні розриви). Ці відстані залежать від ступеня вогнестійкості будівель і споруд, а також від їх категорії за вибухопожежною небезпекою (СНиП П-89-80; ДНБ Б.2.4-3-95). Протипожежні відстані між будівлями і спорудами мають виключати загоряння сусідніх будівель і споруд протягом часу, який необхідний для приведення в дію засобів пожежогасіння. Ці відстані нормуються для будівель і споруд 1-5-го рівнів вогнестійкості, вибухонебезпечних (А, Б) та пожежонебезпечних (В) категорій виробництв і не нормуються для виробництва категорій Г і Д.

Відстань між будівлями і спорудами 1-2-го рівнів вогнестійкості, в яких розташоване виробництво категорій А, Б, В, становить 9 м, при наявності стаціонарних автоматичних систем пожежогасіння — 6 м; між будівлями і спорудами 3-го рівня вогнестійкості — 12 м; між будівлями і спорудами 4-5-го рівнів вогнестійкості — 18 м.

Залежно від ступеня вогнестійкості житлових і громадських будівель віддаль від них має становити: для складу кам'яного вугілля — 6-15 м; дров і лісоматеріалів — 12-30 м; легкозаймистих рідин — 18-36 м; горючих рідин

— 18-36 м; відкритих майданчиків для зберігання сільськогосподарської техніки — 15-20 м.

До усіх будівель і споруд по всій їх довжині влаштовані під'їзди для пожежних автомобілів з двох боків - ширина будинку понад 18 м.

4.3 Розрахунок віброізоляції насосного агрегата

Розрахунок акустичної віброізоляції насосного агрегата, встановленого на перекритті з залізобетону ($G = 550 \text{ кг/м}^2$), згідно ГОСТ 12.1012-78.

Агрегат динамічно балансовано.

Вихідні дані:

- | | |
|--|------------------------------|
| 1. Частота обертів насоса | - $n = 5180 \text{ хв}^{-1}$ |
| 2. Маса насосного агрегата | - m , - 11000 кг |
| 3. Діаметр гнучких вставок | |
| - на всмоктуванні | - $d_1 = 500 \text{ мм}$ |
| - на нагнітанні | - $d_2 = 500 \text{ мм}$ |
| 4. Гнучкі вставки розташовані горизонтально паралельно одна одній. | |

Розрахунок

1. Приймаємо ексцентриситет обертових частин агрегату $\varepsilon = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Виходячи із частоти обертання ротора (5180 хв^{-1}), визначаємо максимально допустиму амплітуду зміщення центра мас агрегата:

$$a_{\text{доп.}} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Знаходимо потрібну ефективність віброізоляції насосного агрегата $DL_{\text{тр.}} = 26 \text{ дБ}$ для відцентрових насосів.

3. По графіку визначаємо допустиму частоту власних коливань у вертикальному напрямку віброізолюваного агрегата при розміщенні його на залізобетонному перекритті.

$$f_{\text{здоп.}} = 7,2 \text{ Гц.}$$

4. По графіку знаходимо повздовжню динамічну жорсткість гнучких вставок

$$K_{г.в.1} = 250000 \text{ Н/м}$$

$$K_{г.в.2} = 200000 \text{ Н/м}$$

5. По формулі знаходимо потрібну умовну масу віброізолюючого агрегата $M_{тр.усл.}$, враховуючи тільки повздовжню динамічну жорсткість гнучких вставок:

$$M_{тр.усл.} = 0,00084 \cdot K_{гв} \quad (9.1)$$

де $K_{гв}$ – повздовжня динамічна жорсткість гнучких вставок, Н/м

$$M_{тр.усл.} = 0,00084 \cdot (250000 + 200000) = 378 \text{ кг}$$

6. Обираємо резинові віброізолятори. Приймаємо кількість віброізоляторів $n = 8$ визначаємо по формулі статичне навантаження на один віброізолятор.

$$P_{ст} = \frac{M_{тр.г} \cdot g}{n} \quad (9.2)$$

де n – кількість віброізоляторів.

$$P_{ст} = \frac{378 \cdot 9,81}{8} = 463,5 \text{ Н}$$

7. Визначаємо розрахункове максимальне навантаження на один віброізолятор за формулою:

$$P_{max \text{ рас}} = P_{ст.} + 1,5 \cdot \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot a_{доп}}{10 \cdot g} \cdot P_{ст.} \quad (9.3)$$

де $P_{ст}$ – статичне навантаження, Н;

f – основна розрахункова частота агрегата по вихідним даним, Гц;

$a_{доп.}$ – максимально допустима амплітуда зміщення центра маси агрегата,

м.

$$P_{max \text{ рас}} = 463,5 + \frac{1,5 \cdot 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (47,5)^2 \cdot 0,03 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 9,81} \cdot 463,5 = 482 \text{ Н}$$

8. Визначаємо потрібну сумарну жорсткість віброізоляторів в вертикальному напрямку $K_{зтр.}$ за формулою:

$$K_{зтр.} = 4 \cdot p^2 \cdot f_{здоп.}^2 \cdot M_{тр.} \quad (9.4)$$

де $f_{\text{доп.}}$ – допустима частота власних коливань віброізолюваного агрегата у вертикальному напрямку, Гц;

$M_{\text{тр}}$ – загальна потрібна маса віброізолюваного агрегата, кг.

$$K_{\text{зтр.}} = 4 \cdot (3,14)^2 \cdot (7,2)^2 \cdot 482 = 986442 \text{ Н/м}$$

Потрібна жорсткість одного віброізолятора $k_{\text{зтр.}}$ в вертикальному напрямку за формулою:

$$k_{\text{зтр.}} = K_{\text{зтр.}}/n \quad (9.5)$$

$$k_{\text{зтр.}} = 986442/8 = 123305 \text{ Н/м}$$

9. По навантаженню $P_{\text{max.рас.}}$ и $k_{\text{зтр.}}$, користуючись таблицею, обираємо віброізолятор типу ВР-202. Для нього $P_{\text{max}} = 500 \text{ Н}$, $k_z = 50000 \text{ Н/м}$.

10. Перевіряємо, чи задовольняє вибраний тип віброізолятора нерівностям:

$$P_{\text{max}} > P_{\text{max рас}}$$

$$k_z < k_{\text{зтр}}$$

$$500 > 482 \text{ Н}$$

$$50000 < 123305 \text{ Н/м}$$

Необхідні умови виконані.

11. Визначаємо власну частоту коливань віброізолюваного агрегата в вертикальному напрямку за формулою:

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_z \cdot g}{P_{\text{ст}}}} \quad (9.6)$$

$$f_z = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{50000 \cdot 9,81}{482}} = 5,08 \text{ Гц}$$

12. Визначаємо величину ефективності акустичної віброізоляції DL за формулою:

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{f^2}{f_z^2} - 1 \right| \quad (9.7)$$

$$\Delta L = 20 \lg \left| \frac{47,5^2}{5,08^2} - 1 \right| = 38,73 \text{ дБ} > 26 \text{ дБ} = DL_{\text{тр.}}$$

Підібрана віброізоляція забезпечує потрібну ефективність [28].

5 РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІКИ

Підприємство може складатися з виробничих структурних підрозділів (виробництв, цехів, відділень, дільниць, бригад, бюро, лабораторій тощо), а також функціональних структурних підрозділів апарату управління (управлінь, відділів, бюро, служб тощо).

Функції, права та обов'язки структурних підрозділів підприємства визначаються положеннями про них, які затверджуються в порядку, визначеному статутом підприємства або іншими установчими документами.

Підприємство самостійно визначає свою організаційну структуру, встановлює чисельність працівників і штатний розклад, а також має право створювати філії, представництва, відділення та інші відокремлені підрозділи, погоджуючи питання про розміщення таких підрозділів підприємства з відповідними органами місцевого самоврядування в установленому законодавством порядку. Такі відокремлені підрозділи не мають статусу юридичної особи і діють на підставі положення про них, затвердженого підприємством. Вони можуть відкривати рахунки в установах банків відповідно до законодавства України.

Основним змістом діяльності кожного промислового підприємства є виробничий процес.

Виробничий процес — це сукупність взаємопов'язаних основних, допоміжних та обслуговуючих процесів, у результаті яких вихідні матеріали й напівфабрикати перетворюються на готову продукцію.

Виробничі процеси на підприємстві здійснюються у відповідних підрозділах, склад яких характеризує виробничу структуру підприємства.

Виробнича структура підприємства характеризує кількісне співвідношення і розміри внутрішніх структурних підрозділів підприємства, а також механізм їхнього взаємозв'язку.

Схему виробничої структури машинобудівного підприємства показано на рис. 5.1.

Види виробничих структур:

- цехова (головним виробничим підрозділом підприємства є цех — адміністративне відокремлена частина підприємства, в якій виконується комплекс робіт відповідно до внутрішньозаводської спеціалізації);
- безцехова (основою побудови є виробнича діляниця);
- корпусна (основним підрозділом є корпус — об'єднання однотипних цехів);
- комбінатська (на підприємствах, де здійснюються багатостадійні процеси виробництва).

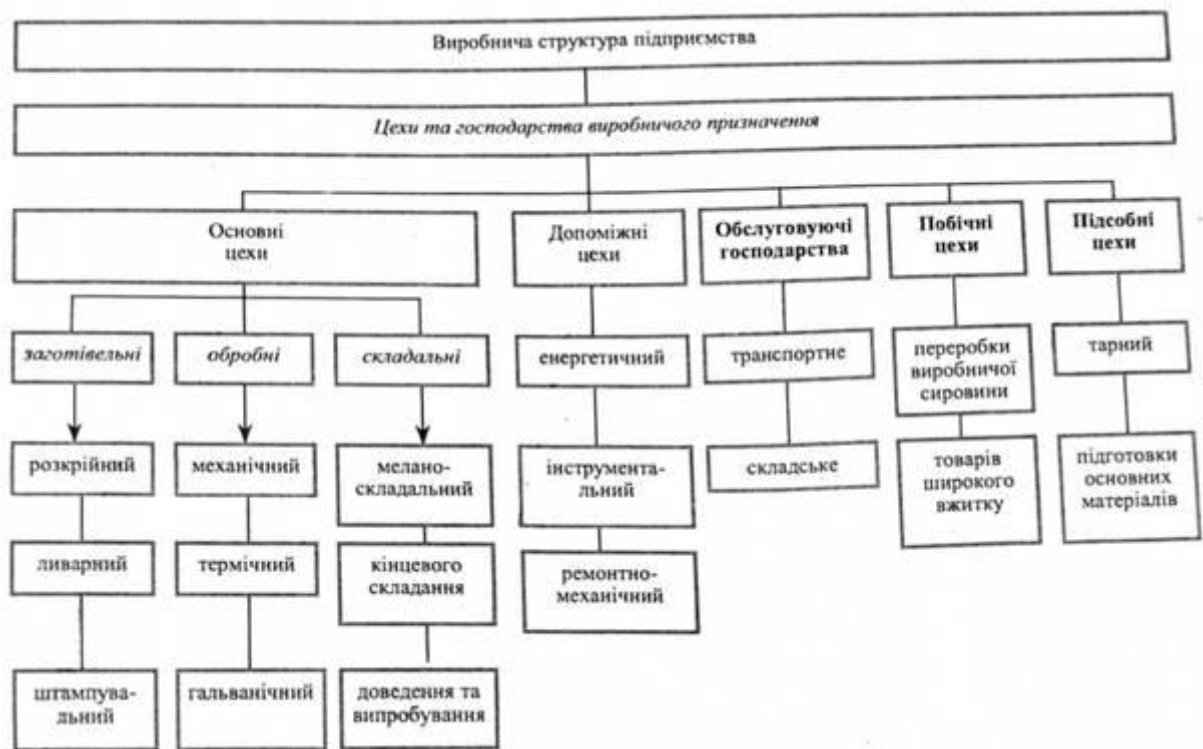


Рисунок 5.1 – Схема виробничої структури машинобудівного підприємства

Структура залежить від характеру продукції, яку виробляє підприємство, рівня спеціалізації і кооперування з іншими підприємствами, технологічного процесу, виробничих потужностей тощо. Як правило, підприємство має основні цехи, в яких безпосередньо виготовляють продукцію, і допоміжні цехи та служби, що обслуговують та забезпечують безперервну роботу основних цехів.

Спеціалізовані підприємства мають просту виробничу структуру, а універсальні — складну. На невеликих за обсягом продукції підприємствах, як правило, існує безцехова структура, а на великих підприємствах доцільними є укрупнені цехи. Виробнича структура сільськогосподарських підприємств має окремі внутрішньогосподарські підрозділи: відділки, ферми, бригади.

Таким чином, виробнича структура є формою організації виробничого процесу підприємства. Виробничі процеси, за допомогою яких предмети праці перетворюються на готовий продукт, є основними й утворюють основне виробництво. Матеріальними об'єктами виробничої структури підприємств є цехи, дільниці, лабораторії. У них виробляється, проходить технічний контроль і випробовується кінцева продукція, комплектуючі вироби, матеріали і напівфабрикати, запчастини, перетворюються види енергії.

Виробничі процеси, які забезпечують умови для ритмічного функціонування основного виробництва, називаються допоміжними і в комплексі утворюють допоміжне виробництво. Головна функція цих об'єктів полягає у всебічному обслуговуванні та ритмічному забезпеченні основного виробництва інструментом, енергією, паливом, ремонтом обладнання, транспортуванням вантажів та ін. Слід підкреслити, що виробнича структура кожного окремого підприємства має свою специфіку, бо вона визначається передусім характером поділу праці між суб'єктами його підрозділів.

Провідне місце у виробничій структурі належить цеху. Цех є основною виробничою одиницею, відокремленою ланкою, в якій реалізуються виробничі процеси. Тип цеху визначається характером виробництва. Є чотири типи цехів: основні, допоміжні, побічні, підсобні. Основними називаються цехи, де виробляється спеціалізована продукція для даного підприємства. Основні цехи поділяються на заготівельні, обробні, складальні. До заготівельних цехів відносять ливарні (сірого, ковкого чавуну, кольорового, сталюого, фасонного, точного литва), ковальсько-пресувальні та ін. До обробних цехів належать, зокрема, механообробні, деревообробні, термічні,

гальванічні, лакофарбові, до складальних — цехи складання виробів, їх фарбування, комплектації запчастинами тощо.

Допоміжні цехи забезпечують виробництво всім необхідним для нормального функціонування підприємства. Є такі види допоміжних цехів: інструментальні, енергетичні, тепло- та паросилові, модельні, ремонтні, транспортні, санітарно-технічні.

Побічні цехи забезпечують перероблення відходів основного виробництва.

Підсобні цехи виробляють тару для пакування продукції, друкують інструкції щодо її використання тощо.

Крім названих, майже на кожному заводі є цехи, служби і відділи, які обслуговують комунальне, культурно-побутове, житлове та інше господарство.

Чільне місце у структурі підприємств займають склади, очисні споруди, комунікації: електромережі, газопроводи, опалення, вентиляційне обладнання, дорожня інфраструктура.

У виробничій структурі підприємства важливу роль виконують конструкторські й технологічні підрозділи. Тут розробляються нові вироби, новітні технології для одержання цієї продукції, проводяться експериментальні та дослідно-конструкторські роботи.

До складу цехів входять основні й допоміжні виробничі дільниці.

Дільниця — це найменша адміністративно-виробнича ланка, в якій колектив працівників виконує однотипні технологічні роботи з виробництва однотипного продукту.

Кожна виробнича дільниця складається з сукупних робочих місць. Сукупне робоче місце складається з індивідуальних робочих місць. Робоче місце оснащується необхідними засобами праці відповідно до характеру його спеціалізації. Оснащення та розташування робочого місця на виробничій площі повинні забезпечувати високу продуктивність праці, гарантувати

безпеку роботи, відповідати фізіологічним, естетичним та санітарно-гігієнічним нормам.

Виробнича структура колективних аграрних господарств складається з окремих внутрішньогосподарських підрозділів, частина яких виробляє основну продукцію: відділки, ферми, бригади. Інші підрозділи мають обслуговуючий або підсобний характер: ремонтні майстерні, електростанції, автопарки, перероблюванні підприємства.

Залежно від характеру спеціалізації виробництва розрізняють виробничу структуру предметну, технологічну та предметно-технологічну. Предметна виробнича структура має певний ступінь замкнутості. Щодо автомобільного заводу, то це цехи з виробництва двигунів, шасі, кузовів та інших вузлів. Предметна структура підприємства визначає послідовність використання засобів праці у технологічному процесі, застосування високопродуктивного обладнання, інструментів, штампів тощо.

Технологічна виробнича структура визначає чітку технологічну відокремленість. У кожному підрозділі здійснюються однорідні технологічні процеси з виробництва різного кінцевого продукту. Наприклад, взуттєві і швейні підприємства, ливарні, механічні цехи машинобудівних заводів. Ця структура спрощує управління цехом, дає змогу маневрувати розміщенням людей, полегшує перехід з однієї номенклатури виробів на іншу.

Предметно-технологічна виробнича структура характеризує наявність на одному й тому самому підприємстві основних цехів, які організовані за предметним та технологічним принципом. Наприклад, заготівельні цехи організовуються за технологічним принципом (ливарні сірого чавуну, ливарні ковкого чавуну, ковальсько-пресові), а оброблювальні та складальні — за предметним принципом. Ця виробнича структура переважає у машинобудуванні, взуттєвій, швейній, меблевій галузях промисловості.

У ринковій економіці, перехід до якої здійснює Україна, підприємства вільні у виборі тієї чи іншої організаційної структури. Головне — домогтися ефективної праці відповідного структурного підрозділу.

На виробничу структуру підприємства впливає ряд факторів. Головні з них:

- галузева належність, номенклатура продукції, її техніко-економічні особливості, використані ресурси;
- тип виробництва, рівень спеціалізації і кооперування;
- структура засобів праці, технології;
- ступінь складності конструкції і технологічність продукції;
- організація обслуговування обладнання, його ремонт і модернізація;
- характер відтворювального процесу в підрозділах підприємства.

Ці фактори визначають специфіку виробничої структури підприємства в різних галузях. Ринкові умови господарювання потребують передусім нової виробничої структури, відтворення фондів підприємства. Основні шляхи вдосконалення виробничої структури підприємства:

1. Визначення оптимальної величини підприємства. Оптимальна величина підприємства — це така його величина, яка за даного рівня розвитку техніки та технології, а також конкретних умов місцезнаходження і навколишнього середовища забезпечує виробництво і реалізацію продукції з мінімальними витратами.

На оптимізацію величини підприємства впливають різні чинники, що визначають технічні та економіко-організаційні умови роботи підприємства, а також сприяють підвищенню його ефективності. До цих чинників належать: а) продуктивність і потужність наявних засобів праці; б) прогресивність технологічного процесу; в) поєднання виробничих процесів; г) методи організації виробничого процесу.

2. Поглиблення спеціалізації основного виробництва. Ступінь удосконалення виробничої структури залежить від вибору форми спеціалізації виробничих ланок. Ці форми мають відповідати типу і масштабу виробництва і бути єдиними для однакових економічних умов. Іншими словами, удосконалюючи структуру підприємства, необхідно використовувати одні й ті

самі критерії у виборі форм спеціалізації цехів та дільниць, економічно обґрунтовувати створення кожного нового структурною підрозділу.

3. Розширення кооперації з обслуговування виробництва. Ефективна робота основного виробництва потребує чіткого й безперебійного його обслуговування — ремонту основних фондів, забезпечення інструментом, енергією, іншими видами послуг. Завданням підприємства є виробництво кінцевої продукції, а тому основне виробництво має переважати не тільки за часткою виготовленої продукції, а й за кількістю працівників, засобів праці.

Підвищення частки обслуговування при технологічному вдосконаленні і високому рівні технізації основного виробництва пов'язане зі збільшенням різних видів допоміжних і обслуговувальних підрозділів. Водночас абсолютна кількість допоміжних і обслуговувальних працівників повинна зменшуватись під впливом удосконалення рівня організації виробництва і підвищення кваліфікації працюючих.

4. Забезпечення високої якості продукції і послуг підприємства.

5. Організація аналітичної роботи різних лабораторій: аналіз ефективності використання сировини і матеріалів; контрольно-вимірвальна діяльність; перевірка інструментів, приладів, устаткування; випробування комплектних виробів; аналіз причин поломок, простоїв.

6. Забезпечення якості функціонування систем кругообігу й обороту фондів. Необхідний аналіз "витрат з утримання та експлуатації устаткування в цеху", а також "загальноцехових витрат".

Отже, механізм дії ринку визначається структурою економіки в цілому і підприємств зокрема[29].

ВИСНОВКИ

Отже, при виконанні аналізу розрахунку було отримано наступні результати:

1. Оскільки стабілізація розрахунку відбувається поступово, то для чисельного розрахунку для різних режимів і типів конструкцій обирались різні оберти та їх кількість. Швидкість стабілізації та кількості обертів для розрахунку залежать від режиму роботи насоса.
2. На режимах $0.3Q$ і $0.5Q$ різко збільшується пульсація тиску за робочим колесом насоса незалежно від типу відводу в 5-8 раз в порівнянні з режимами роботи $1.0Q$ і $1.2Q$. Але дані пульсації не мають вагомого впливу на пульсації тиску на виході з насосу, величина яких змінюється максимально на 2,5%.
3. З порівняльної характеристики насосів з перекриттям і без перекриття видно, що тип відводу не надто впливає на характеристику. Але відвід з перекриттям має дещо кращі параметри на деяких режимах роботи:
 - 3.1. ККД більше на 2% на режимах $0.3Q$ і $0.5Q$.
 - 3.2. Напір на режимах $0.3Q$ і $1.2Q$ більше на 1.5%.
 - 3.3. Потужність насоса на номінальному режимі менше на 8%.На всіх інших режимах вагомих змін не відбувається.
4. Амплітуда пульсації напору при зміні кута повороту робочого колеса має менші показники на режимах роботи $1.0Q$ і $1.2Q$ в 5-18 разів в порівнянні з режимами $0.3Q$ і $0.5Q$. Але ця величина майже не залежить від типу відводу.
5. Отже, результатами ЧД не була доведена перевага відводу з перекриттям для пульсацій тиску на режимах від $0.3Q$ до $1.2Q$. Але для режиму $0.3Q$ було доведено зменшення пульсацій тиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Черненко Е.В. Численное моделирование течения в межлопасном канале рабочего колеса центробжного насоса / Е.В.Черненко, Д.А. Жуйков, О.В. Каменюк // Решетневские чтения – 2013С. 153-154.
2. Тележенко Д.Р. Пульсации давления в центробежных насосах / Д.Р. Тележенко, А.А. Окладников, М.В. Кубриков // Решетневские чтения – 2016. С. 199-200.
3. Колесниченко, А. В. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ // Молодёжь и наука: Сборник материалов VIII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, посвященной 155-летию со дня рождения К. Э. Циолковского [Электронный ресурс]. — Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2012. — Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2012/section12.html>, свободный.
4. Сотник М.І Дослідження гідродинамічних процесів у відцентрових насосах з метою зниження їх віброактивності / М.І. Сотник, В.В. Москаленко // Сучасні технології у промисловому виробництві, Суми - 2017. С.47.
5. Неоднородность потока в проточной части центробежных агрегатов [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://www.tehnoinfra.ru/vibrodiagnostika/58.html>.
6. КлименкоД.В. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса жидкостных ракетных двигателей [Электронный ресурс] / КлименкоД.В., Тимушев С.Ф., КорчинскийВ.В – Режим доступа до

ресурсы: <http://docplayer.ru/30839563-Sravnitelnyy-analiz-pulsaciy-davleniya-v-variantah-trubchatogo-napravlyayushchego-apparata-shnekocentrobezhnogo-nasosa-zhidkostnyh-raketnyh-dvigately.html>.

7. J. F. Gulich “Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps”, Journal «World Pumps», Volume 2001, Issue 412, January 2001, Pages 28-34.
8. Ravi Balasubramanian, Eugene Sabini, Simon Bradshaw / Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump Users Symposium «Influence of impeller leading edge profiles on cavitation and suction performance», September 12-15, 2011, Houston, Texas.
9. Френк С Виссер, Джек Дж.М.Бекс, Джен Гииртс, Майкл Кугал, Д. Мигель Медина Торрес, труды пятнадцатого международного симпозиума пользователей насосов «PUMP IMPELLER LIFETIME IMPROVEMENT THROUGH OF VISUAL STUDBOF LEADING-EDGE CAVITATION».
10. Административные и бытовые здания. Строительные нормы и правила: СНиП 2.09.04 – 87.
11. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ЕОМ: ДСанПіН 3.3.2.007-98.
12. Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования: ГОСТ 12.2.032–78.
13. Отопление, вентиляция и кондиционирование: СНиП 2.04.05-91.
14. Естественное и искусственное освещение: ДБН В.2.5.-28-2006.
15. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.1.003.
16. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.6-037-99.
17. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.5.037-99.
18. Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля: ГОСТ 12.1.045 ССБТ.
19. Положення про порядок побудови, викладу та оформлення державних

- нормативних актів про охорону праці: ДНАОП 0.00-31.99.
20. Машины вычислительные и системы обработки данных. Требования по электрической и механической безопасности и методы испытаний: ГОСТ 25861-83.
 21. Категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою: ОНТП 24-86.
 22. Пожежна безпека об'єктів будівництва: ДБН В.1.1.7-2002.
 23. Пожежна безпека. Загальні вимоги: ГОСТ 12.1.004-85.
 24. Вогнегасники: ДСТУ 3675-98.
 25. Пожежна автоматика будинків і споруд: ДБН В.2.5-13-98.
 26. Інженерне обладнання будинків і споруд. Пожежна автоматика будинків і споруд: ДБН В.2.5-13-98.
 27. Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter, T. Esch // CFX Update. –2001. – No. 20. – P. 4 - 5.
 28. Пособие к МГСН 2.04-97 Проектирование защиты от шума и вибрации инженерного оборудования в жилых и общественных зданиях/ под ред. Макарова Р.А.-М.: Стройиздат, 1998. – 34 с.
 29. Виробнича структура підприємства [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу:
https://pidruchniki.com/15970122/ekonomika/virobnicha_struktura_pidpriyemstva.