

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Зав. кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис, дата)

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему:  
**Розробка уніфікованого насоса АНС 250-80 для цукрової  
промисловості**

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

Виконав студент гр. ГМм-71

\_\_\_\_\_  
(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_  
(прізвище, ініціали)

Суми 2018

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 101с., 36 рисунків, 16 таблиць, 1 додатка, 20 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Розробка уніфікованого насоса АНС 250-80 для цукрової промисловості»

Графічні матеріали: 6 листів (презентація): монтажне креслення насосного агрегата, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення корпусу, теоретичне креслення спірального відводу, теоретичне креслення закритого робочого колеса.

Мета роботи – розроблення конкурентно спроможного уніфікованого насоса для цукрової промисловості.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано доцільність вибору даної конструктивної схеми;
- розраховано та сконструйовано закрите робоче колесо та вибрано електродвигун;
- розраховано спіральний відвід;
- провівся розрахунок проточної частини за допомогою програмного комплексу ANSYS;
- було прораховано собівартість насоса;
- розроблений технологічний процес виготовлення корпусу насоса;
- проведення випробування насосного агрегату;
- у розділі охорони праці виконано розрахунок захисного кожуха муфти та проведено аналіз потенційних небезпек.

Ключові слова : уніфікований, робоче колесо, відвід, насос, цукрова промисловість, енергоефективність.

## ЗМІСТ

Технічне завдання

	РЕФЕРАТ.....	2
	ВСТУП.....	5
1	ОПИС ПРОДУКЦІЇ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБІТ ПО ВПРОВАДЖЕННЯ ЇЇ У ВИРОБНИЦТВО. .	7
	1.1. Технологічна лінія виробництва цукру-піску з цукрового буряку	7
	1.2 Вимоги до насосів, які використовуються в цукровій промисловості.	11
2	ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ .....	13
3	РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	16
	3.1 Проектування відцентрового робочого колеса.....	16
	3.2 Проектування меридіанального перерізу робочого колеса.....	27
	3.3 Підготовка робочого колеса до профілювання лопаті.....	31
	3.4 Профілювання лопаті .....	34
	3.4 Виконання робочого креслення колеса .....	40
4	РОЗРАХУНОК СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ .....	41
	4.1 Вихідні дані для розрахунку.....	41
	4.2 Розрахунок і проектування спіральної камери.....	41
	4.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки .....	46
5	РОЗРАХУНОК НАСОСА АНС 250-80 в ANSYS .....	49
	5.1 Побудова розрахункової сітки .....	49
	5.3 Виконання розрахунку та отримання результатів.....	57
	4.4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ .....	59
6	РОЗРАХУНОК СОБІВАРТОСТІ НАСОСА АНС 250-80 .....	66
	6.1 Розраховуємо повну собівартість насосного агрегату.....	66
	6.2. Витрати на вироби, що закупаються:.....	67
	6.3 Транспортні – заготівельні витрати:.....	68
	6.4 Розрахунок заробітної платні працівників виробництва:.....	68

6.5	Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуемого виробу:.....	72
7	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ .....	73
7.1	Аналіз конструкції корпусу і технічних умов на його виготовлення.	73
7.2	Визначення типу виробництва. ....	74
7.3	Вибір методу отримання заготовки. ....	74
7.4	Умови вибору технологічних баз.....	75
7.5	Вибір маршруту обробки поверхонь деталі.....	75
7.6	Визначення припусків на механічну обробку і розмірів заготовки.	76
7.8	Побудова операцій механічної обробки.....	78
8	ВИПРОБУВАННЯ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ.....	79
8.1	Методика проведення експериментальних досліджень .....	80
8.2	Оцінка похибок результатів вимірювань .....	83
8.3	Натурні випробування.....	86
9	ЗАХОДИ З ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ТА ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	89
9.1	Аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту.....	89
9.2	Вплив шуму і вібрації на працівників .....	90
9.3	Пожежна безпека приміщень згідно ОНТП 24-86. ....	93
9.5	Розрахунок захисного кожуха муфти насоса.....	97
	ВИСНОВОК .....	98
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	99
	ДОДАТКИ .....	101

## ВСТУП

В наш час гостро постала проблема стрімкого зменшення кількості цукрових заводів на Україні. Проаналізувавши статистичні дані було виявлено що двадцять років тому на території нашої держави працювало понад сто цукрових заводів, і дані заводи були конкурентно спроможні в радянському союзі.

На даний момент ситуація змінилася не в кращу сторону і в даний час залишилося лише тридцять шість заводів які функціонують на території України. Причиною цього стало збільшення конкуренції на ринку та застарілість технологій, на ринок держави стали постачати тростниковий цукор з-за кордону що призвело до сильної цінової конкуренції.

Для підтримки конкурентоспроможності цукрові заводи сьогодні інтенсивно займаються модернізацією технологічних процесів і виробничого устаткування для виробництва цукру.

Побачивши дану ситуацію було прийняте рішення поспілкуватися з інженерами ТОВ «Суми – цукор» цукрового заводу. В ході розмови були виявлено такі проблеми на виробництві: гостро стоїть проблема по застарілому обладнанню і не правильному підборі насосного обладнання що призводить до великих грошових витрат зокрема на електроенергію.

Проаналізувавши частину системи перекачування гарячого сиропу на фільтра було виявлено що в даній трубо провідній мережі встановлено два відцентрові насоси. Але так як найважливішим завданнями, що стоїть перед цукровим заводом, є поліпшення якості продукції, збільшення продуктивності і зниження питомих енерговитрат на одиницю продукції. Було прийнято рішення замінити два даних насоса на один з більшою продуктивністю який дозволить нам перекачувати сироп між етапами виробництва при цьому маючи меншу енергоємність.

Виконавши аналіз насосного обладнання на цукровому заводі, ми сформувавши вимоги до насоса, який потрібно спроектувати. Провівши більш глибокий аналіз системи ми дізналися що потрібен агрегат с параметрами 250-80. Тому було прийнято рішення спроектувати насос типу АНС с параметрами 250-80.

Насос АНС 250-80 буде: горизонтальний, консольний з осьовим підводом рідини до робочого колеса відкритого типу і спіральним відводом, з комбінованим типом ущільнення.

Призначений для перекачування суспензії з вмістом зважених частинок до 30% за масою, соки, сиропи, вапняне молоко, вода та інші технологічні рідини при температурі до 95 °С, з в'язкості рідини від 1 до 22 мм<sup>2</sup>/с, а також рідин (водневий показник рН від 4 до 13).

# **1 ОПИС ПРОДУКЦІЇ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБІТ ПО ВПРОВАДЖЕННЯ ЇЇ У ВИРОБНИЦТВО.**

## **1.1. Технологічна лінія виробництва цукру-піску з цукрового буряку**

Виготовлення цукру - виробництво досить складне, в процесі сировина проходить кілька стадій, і для її переміщення використовуються насоси, виготовлені з урахуванням вимог цієї галузі.

Технологічна лінія виробництва цукру-піску з цукрового буряку

Процес отримання цукру-пічку складається з наступних етапів:

- 1) подача буряку та її очищення від домішок;
- 2) одержання дифузійного соку з бурякової стружки;
- 3) очистка дифузійного соку;
- 4) згущення соки випарюванням;
- 5) варка утфелю і отримання кристалічного цукру;
- 6) сушка, охолодження та зберігання цукру-пічку.

На сьогоднішній день виготовлення цукру в Українській промисловості можна представити наступним блоком схемою (див. рис. 1.1)

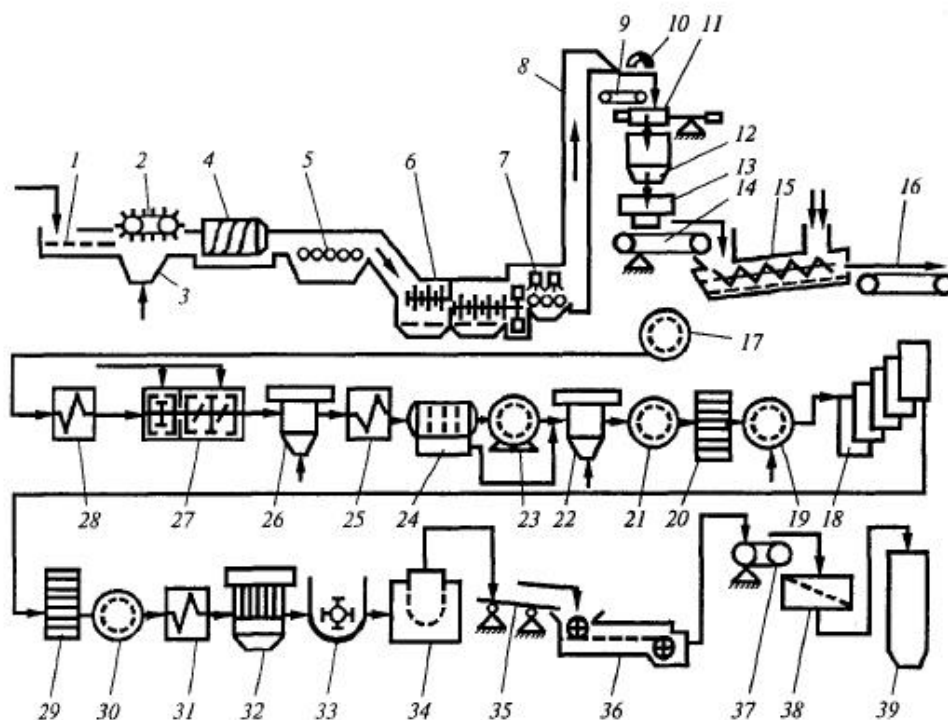


Рисунок 1.1 – Технологічна схема виготовлення цукру.

Пристрій і принцип дії лінії. Цукрові буряки подається в завод з бурячних або з кагатних полів. По гідравлічному конвеєру вона надходить до насосів і піднімається на висоту до 20 м. Подальше переміщення її для здійснення різних операцій технологічного процесу відбувається самопливом. По довжині гідравлічного конвеєра (рис. 1.1) Послідовно встановлені солособотвопастки 2, каменепастки 4 і водороздільники 5. Це технологічне обладнання призначене для відділення легких (солома, бадилля) і важких (пісок, каміння) домішок, а також для відділення транспортерно-мийної води. Для інтенсифікації процесу уловлювання соломи і бадилля в поглиблення 3 подається повітря. Цукрові буряки після водовідокремлювачів надходить в мийну машину 6.

Мийна машина призначена для остаточного очищення буряків (кількість прилиплої землі становить при ручному прибиранні 3 ... 5% буряка, а при механізованому прибиранні комбайнами - 8 ... 10%).

Кількість води, яка подається на мийку буряка, залежить від ступеня її забрудненості, конструкції машини і в середньому становить 60 ... 100% до маси



буряка. У стічні води гідравлічного конвеєра і мийної машини потрапляють відламалися хвостики буряка, невеликі шматочки і дрібні коренеплоди (всього 1 ... 3% до маси буряка), тому транспортерно-мийні води попередньо направляються в сепаратор для відділення від них хвостиків і шматочків буряка, які після обробки надходять на стрічковий конвеєр 14

Відмита цукрові буряки зрошується чистою водою зі спеціальних пристроїв 7, піднімається елеватором 8 і надходить на конвеєр 9, де електромагніт 10 відокремлює металеві предмети, які випадково потрапили в буряк. Потім буряк зважують на терезах 11 і з бункера 12 направляють в подрібнюючі машини-бурякорізки 13. Стружка повинна бути рівною, пружною і без мезги, пластинчастого або ромбовидного перетину, товщиною 0,5 ... 1,0 мм.

Бурякова стружка з подрібнюючих машин за допомогою стрічкового конвеєра 14, на якому встановлені конвеєрні ваги, подається в дифузійну установку 15.

Цукор, розчинений в буряковому соку коренеплоду, витягується з клітин проти точної дифузії, при якій стружка надходить в головну частину агрегату і рухається до хвостової частини, віддаючи цукор шляхом дифузії в рухому назустріч екстрагенту висолаживающую воду. З кінця хвостової частини агрегату виводиться стружка з малою концентрацією цукру, а екстрагент, збагачений цукром, виводиться як дифузійний сік. З 100 кг буряка отримують приблизно 120 кг дифузійного соку. Жом відводиться з дифузійних установок конвеєром 16 в цех для пресування, сушіння та брикетування.

Дифузійний сік пропускається через фільтр 17, підігрівається в пристрої 28 і направляється в апарати попередньої та основної дефекації 27, де він очищається в результаті коагуляції білків і барвників і осадження ряду аніонів, що дають нерозчинні солі з іоном кальцію, що містяться в вапняному молоці (розчин вапна). Вапняне молоко вводиться в сік за допомогою дозуючих пристроїв.

Дефекований сік подається в котел першої сатурації 26, де він додатково очищається шляхом адсорбції розчинних нецукром і особливо фарбувальних речовин на поверхні частинок дрібного осаду  $\text{CaCO}_3$ , який утворюється при пропусканні діоксиду вуглецю через дефекований сік. Сік першої сатурації

подається через підігрівач 25 в гравітаційний відстійник 24. У відстійниках сік ділиться на дві фракції: висвітлену (80% всього соку) і згущене суспензію, що надходить на вакуум-фільтри 23

Фільтрований сік першої сатурації направляється в апарати другої сатурації 22, де з нього видаляється вапно у вигляді  $\text{CaCO}_3$ .

Сік другої сатурації подається на фільтри 21. Соки цукрового виробництва припадає фільтрувати кілька разів. Залежно від мети фільтрування використовуються різні схеми процесу і фільтрувальне обладнання.

Відфільтрований сік з фільтра 21 подається в котел сульфитацію 20. Мета сульфитації - зменшення кольоровості соку шляхом обробки його діоксидом сірки, який отримують при спалюванні сірки.

Сульфитовані сік направляють на станцію фільтрів 19, а потім транспортують через підігрівачі в перший корпус випарної станції 18. Випарні установки призначені для послідовного згущення очищеного соку другої сатурації до концентрації густого сиропу; при цьому вміст сухих речовин в продукті збільшується з 14 ... 16% в першому корпусі до 65 .. 70% (згущений сироп) в останньому. Свіжий пар надходить тільки в перший корпус, а наступні корпусу обігриваються соковим паром попереднього корпусу. Площа поверхні нагрівання випарної станції цукрового заводу продуктивністю 5000 т буряка на добу становить 10 000 м<sup>2</sup>.

Отриманий сироп направляється в сульфитатор 29, а потім на станцію фільтрації 30. Фільтрований сироп підігривається в підігрівач 31, звідки надходить в вакуум-апарати першого продукту 32. Сироп в вакуум-апаратах уварюється до пересичення, цукор виділяється у вигляді кристалів. Продукт, отриманий після уварювання, називається Утфель. Він містить близько 7,5% води і близько 55% викристалізувався цукру.

Сироп уварюють в періодично діючих вакуум-апаратах. Утфель першої кристалізації з вакуум - апаратів надходить в приймальну Утфелемішалку 33, звідки його направляють в розподільну мішалку, а потім в центрифуги 34, де під дією відцентрової сили кристали цукру відділяються від міжкристальної рідини. Ця

рідина називається першим відтік. Чистота першого відтік 78%, що значно нижче чистоти утфелю.

Щоб отримати з центрифуги білий цукор, його кристали промивають невеликою кількістю гарячої води - пробілюють. При пробілюванні частина цукру розчиняється, тому з центрифуги відходить відтік більш високої чистоти - другий відтік.

Другий і перший відтік подають в вакуум-апарат другий (останній) кристалізації, де отримують утфсль другий кристалізації, що містить близько 50% кристалічного цукру. Цей утфсль поступово охолоджують до температури 40 ° С при перемішуванні в утфелешапках - кристалізаторах. При цьому додатково викристалізовується ще кілька цукру. Нарешті, утфсль другий кристалізації направляється в центрифуги, де від кристалів цукру відокремлюється меляса, яка є відходом цукрового виробництва, так як отримання з неї цукру шляхом подальшого згущення і кристалізації нерентабельна. Жовтий цукор другий кристалізації рафінують першим відтік, отриманий утфсль направляється в розподільну мішалку, а потім в центрифуги. Отриманий цукор розчиняється, і сік надходить в лінію виробництва.

Білий цукор, вивантажуваний з центрифуг 34, має температуру 70 ° С і вологість 0,5% при пробілюванні паром або вологість 1,5% при пробілюванні водою. Він потрапляє на віброконвеєр 35 і транспортується в сушильно-охолоджувальну установку 36.

Після сушіння цукор-пісок надходить на ваговій стрічковий конвеєр 37 і далі на вібросито 38. Грудочки цукру відділяються, розчиняються і повертаються в продуктивний цех.

## **1.2 Вимоги до насосів, які використовуються в цукровій промисловості.**

На цукрових заводів для подачі буряків використовуються насоси для різних етапів виробництва.

Особливості їх конструкції, що застосовуються при виробництві, диктуються наступними факторами:

1. На перших етапах з подачі буряка з бурячних полі і до виготовлення з буряку бурячної стружки. Насос повинен виконувати функцію підймання буряководяної суміші в співвідношенні буряк/вода 1:6-1:8 на висоту до 20 м. Під час підйому буряководяної суміші на висоту дроблення суміші повинно складати 5-6% до маси буряків.

2. На другому етапі коли буряка попадає до дифузійної установки і до етапу сульфатації . Насос повинен перекачування суспензії з вмістом зважених частинок до 30% за масою, соки, сиропи, рідини при температурі до 95 ° С, з в'язкості рідини від 1 до 22 мм<sup>2</sup>/с, а також рідин (водневий показник рН від 4 до 13). Конструкція також повинна мати можливість підведення пари до сальникової камери, камери динамічної ущільнення і проточної частини, бо насос працює з в'язкою рідиною, як може налипати на робочі поверхні, з ціллю здешевлення і пришвидшення обслуговування насоса. Робоче колесо відкритого типу. Такий тип виробу має один диск, який на поверхні обладнаний лопатями. Їх використовують у випадках, коли робоча рідина має забруднення, маслянисті включення або тверді частинки. Конструкція відкритого робочого колеса дозволяє легко очистити забруднені канали. Відкритий тип робочого колеса мають ряд переваг - вони не так засмічуються і вельми просто очищаються від різноманітного нальоту. Використання динамічних ущільнення, дозволяє врівноважити осьові сили, виключається використання ущільнюючої води, зменшує вартість експлуатації.

3. На третьому етапі після сульфатації - процес обробки соку або сиропу сірчистим газом або сірчистої кислотою. Коли отримали сульфітований сік і до отримання готової продукції. Насос повинен перекачувати хімічно агресивних речовин з процесом часткової кристалізації, щоб у подальшому не призвело до поломки насоса.

## 2 ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ

Проаналізувавши схеми роботи цукрових заводів та поговоривши з інженерами задіяними в даній області ми вивили ряд технологічних потреб до нашого насосного агрегата. Виходячи з того, що наш насос повинен перекачувати рідини з твердими включеннями, рідини з газовою фазою, з характеристикою не засорення проточної частини, з характеристикою перекачування в'язкого робочого середовища, невеликі частоти обертання, та високі температури перекачуваної рідини. Відповідно найбільш підходящий насос консольної схеми типу ISO з параметрами 250-80. При цьому пропонується уніфікація цього насоса і поставка його на заводи з трьома різними типами коліс: відцентровим закритим або відкритим та вільно вихровим. Також передбачається конструкцією можливість установки перед включеного робочого колеса (шнека). Насос має можливість підведення пари до сальникової камери, камери динамічного ущільнення і проточної частини. Для промивання даних деталей при зупинці обладнання, щоб уникнути кристалізації перекачуваної рідини під час зупинки підприємства. Конструктивною є можливість регулювання зазору між корпусом та робочим колесом по мірі зносу, що дозволяє продовжити строк експлуатації агрегату до капітального ремонту. В процесі роботи з інженерами підприємств сахарної промисловості були виявленні побажання до типу привідних муфт та ущільнення валу. Муфти будуть встановлюватися найбільш розповсюджені : пружна втулково-пальцева, ремінна та перефлекс. Типи ущільнення: динамічне в умовах спільної роботи з сальниковим , торцеві, та розробка динамічного разом зі стояночним.

## 2.1 Опис конструкції насос АНС 250-80 (див. рис. 2.1)

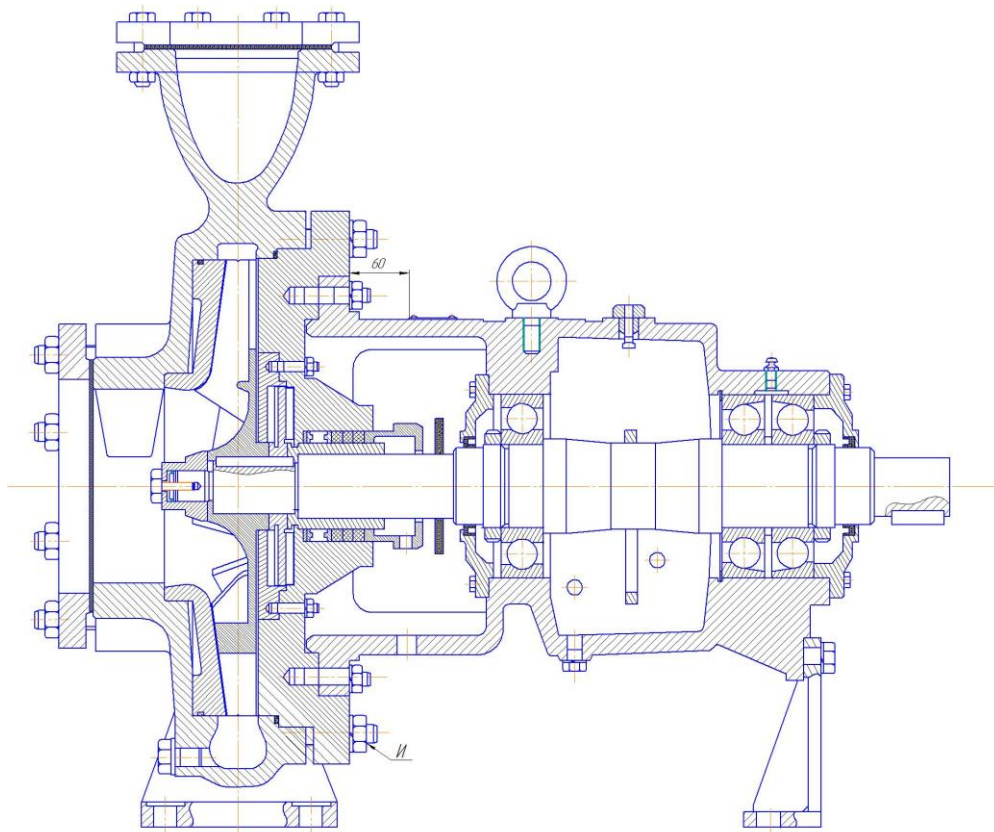


Рисунок 1 - Схема насоса АНС 250-80

Рідина через вхідний патрубок потрапляє до проточної частини потім по каналу робочого колеса переходить в спіральний відвід і далі в напірний трубопровід. При проходженні рідини виникають радіальне та осьове зусилля. Осьове зусилля направлено в бік вхідного патрубка і частково розвантажується радіальними підшипниками та імплером, а радіальна підшипниками.

Базова деталь насоса – литий чавунний корпус, опорні лапи відлиті суцільно з корпусом.

Проточна частина насоса складається з осьового підводу, робочого колеса відкритого типу, та спіральним відводом.

Особливостями конструкції є можливість регулювання зазору між корпусом та робочим колесом по мірі зносу за допомогою піджимання обтікача. Робоче колесо відкритого типу для полегшення проходження в'язких рідин, та рідин з включеннями. Можливість промивки паром підводячи пар до штуцера. На валу насоса також знаходяться

захисна втулка яка захищає вал від тертя та зносу ущільненням яке представлено сальниковою набивкою<sup>12</sup>.

Сальники складаються з корпусу, кришки, сальникової набивки, кільця гідравлічного ущільнення і ґрундбукси. Торцева поверхня ґрундбукси служить опорою для сальникової набивки. Підтяжка сальника проводиться за допомогою ґрундбукси, піджимається ґрундбукса до моменту незначного витоку рідини.

Мастило на вибір споживача - рідке або консистентне кронштейн може комплектуватися як прес тавотницями так і пробками для зливу і заливу мастила в залежності від виконання.

Як опори для вала радіально-опорні шарикові підшипники розташовані на кронштейні, який кріпиться до корпусу. Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

### 3 РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Розрахунок проводився за методикою [3].

#### 3.1 Проектування відцентрового робочого колеса

##### 3.1.1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 3.1

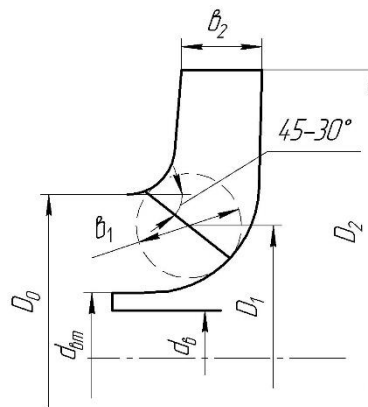


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

##### 3.1.2 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{0.069}{1} = 0.069$  м<sup>3</sup>/с;
- напір  $H = 80$  м;
- частота обертання  $n = 1500$  об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q'}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.1)$$



$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{0,069}}{80^{\frac{3}{4}}} = 53,76$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}} \quad (3.2)$$

де  $K_{ex} = 3,5 - 5,0$  - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса (більші значення беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{1np} = 4,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,069}{1500}} = 0,151(\text{м})$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_{об}} \quad (3.3)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,069}{0,95} = 0,072(\text{м}^3 / \text{с})$$

де  $\eta_{об}$  - об'ємний ККД, що визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (3.4)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 53,76^{-\frac{2}{3}}} = 0,95$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{\Gamma} \eta'_M \eta_M \quad (3.5)$$

де  $\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} \quad (3.6)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,151 - 0,172)^2} = 0,9$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 n_s^{-2}} \quad (3.7)$$

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 53,76^{-2}} = 0,77$$

Зовнішній механічний ККД задаємо  $\eta_i = 0,95 - 0,99$ .

$$\eta = 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,77 \cdot 0,97 = 0,63$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (3.8)$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,069 \cdot 80}{0,63} = 85954 \text{ (Вт)} \approx 86 \text{ (кВт)}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} \quad (3.9)$$

$$H_T = \frac{80}{0,9} = 88,8(\text{м})$$

### 3.1.3 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_\delta = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (3.10)$$

де  $M$  - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max}$  - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 16$  МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (при  $\alpha=1$ ).

$$M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi} \quad (3.11)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N \quad (3.12)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 86 = 94,6(\text{кВт})$$

Обираємо двигун з запасом  $N$  на 10-20%. Обираємо асинхронний двигун АИР280s4УЗ з наступними параметрами  $N=110$  кВт,  $n=1480$  об/хв.

$$M = \frac{94,6 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 1480} = 610,4(\text{Н} \cdot \text{м})$$

$$d_\delta = \sqrt[3]{\frac{610,4 \cdot 16}{\pi \cdot 16 \cdot 10^6}} = 0,057(\text{м})$$

Отримане значення діаметра округляють згідно ГОСТ 6636-69. Приймаємо  $d_\delta = 60$  мм.

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_{\epsilon} \quad (3,13)$$

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot 0,060 = 0,072 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{em} = 72 \text{ мм}$

### 3.1.4 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} \quad (3.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,151^2 + 0,072^2} = 0,167 \text{ (м)}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (3.15)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,072}{3,14 \cdot 0,151^2} = 4,05 \text{ (м/с)}$$

Задаємося положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом  $45-30^\circ$  до осі насоса.

При цьому визначають радіус середньої точки  $R_1 = \frac{D_1}{2}$ , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході  $\beta_{1П}$ .

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки

$$D_1 = 0,8D_0 \quad (3.16)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,167 = 0,13(\text{м})$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = \Psi_1 \cdot V_0 \quad (3.17)$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,21 \cdot 4,05 = 4,9(\text{м/с})$$

Кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} \quad (3.18)$$

де  $U_1$  - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

$V_{1U}$  - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

Переносна швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (3.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,13 \cdot 1480}{60} = 10,08(\text{м/с})$$

У консольних та відцентрових насосах  $V_{1U} = 0$ .

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{4,9}{10,08} \approx 25,9^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1II} + \Delta\beta \quad (3.20)$$

де  $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$  - кут атаки, вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей.

$$\beta_1 = 25,9^\circ + 8^\circ = 33,9^\circ$$

### 3.1.5 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей  $z = 5 - 8$ .

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо  $s_1$  мм при  $s_2$  мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса  $s_2$  часто береться такою, що дорівнює  $s_1$ , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо кількість лопатей  $z = 7$ , товщина лопаті на вході у робоче колесо  $s_1 = 4$  мм.

### 3.1.6 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення  $\Psi'_1$  за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi \cdot D_1 \sin \beta_1}} \quad (3.21)$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,130 \cdot \sin 33,9^\circ}} = 1,219$$

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

$$|1,219 - 1,21| = 0,009 < 0,01$$

Умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m}} \quad (3.25)$$

$$b_1 = \frac{0,072}{3,14 \cdot 0,13 \cdot 4,9} = 0,036(\text{м})$$

### 3.1.7 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей  $z$ ) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні  $V_{1U} = 0$  і  $V_{2U} = 0,5U_2$ .

Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}}, \text{ м/с,}$$

$$U'_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 88,8}{0,5}} = 41,74, \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi}, \text{ м.}$$

$$D'_2 = \frac{60 \cdot 41,74}{\pi \cdot 1480} = 0,53, \text{ м.}$$

Кінцеве значення  $D_2$  визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m} \quad (3.27)$$

$$V'_{2m} = 0,5 \cdot 4,9 = 2,45 (\text{м/с})$$

Кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$  визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення  $V'_{2m}$  :

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) \quad (3.28)$$

де  $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

$W_1$  - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$  - відносна швидкість на виході з робочого колеса при

нескінченному числі лопатей.

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$  та визначається за наступною формулою:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (3.29)$$



$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 53,76 + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 53,76^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 53,76^3 = 1,8$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,8 \cdot \frac{1,05}{1,21} \cdot \frac{2,45}{4,9} \cdot \sin 28,9^\circ\right) \approx 22,1^\circ$$

3.1.8 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса знаходиться з виразу

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (3.30)$$

де  $U_2$  - колова швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1} \quad (3.31)$$

де  $V_{2m}$  - меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення;

$H_{T\infty}$  - теоретичний напір при нескінченному числі лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} \quad (3.33)$$

де  $K_z$  - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку  $K_z$  на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1 + p} \quad (3.34)$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2'} \right)^2} \quad (3.35)$$

Коефіцієнт  $\Psi$  визначається залежно від  $n_s$  :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (3.36)$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 22,1^\circ = 0,87$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,87}{7} \frac{1}{1 - \left( \frac{0,130}{0,532} \right)^2} = 0,264$$

Поправка на кінцеве число лопатей за формулою (3.34)

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,264} = 0,79$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей за формулою (3.33)

$$H_{T_\infty} = \frac{80}{0,9 \cdot 0,79} = 112,5(\text{м})$$

За формулою (3.31) визначаємо колову швидкість на виході із р.к.:

$$U_2 = \frac{2,57}{2 \operatorname{tg} 22,1} + \sqrt{\left(\frac{2,57}{2 \operatorname{tg} 22,1}\right)^2 + 9,81 \cdot 112,5 + 0} = 36,53 (\text{м/с})$$

Уточнений зовнішній діаметр р.к. за формулою (3.30):

$$D_2 = \frac{60 \cdot 36,53}{3,14 \cdot 1480} = 0,47 (\text{м})$$

### 1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Визначивши,  $s_2 = s_1 = 4 \text{ мм}$  та  $D_2 = 0,46 (\text{м})$  уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}} \quad (3.37)$$

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,470 \cdot \sin 22,1^\circ}} = 1,053$$

При цьому повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$ .

$|1,055 - 1,05| = 0,005 < 0,01$  - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходять з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{\pi D_2 V_{2m}} \quad (3.38)$$

$$b_2 = \frac{0,072}{3,14 \cdot 0,47 \cdot 2,57} = 0,019 (\text{м})$$

## 3.2 Проектування меридіанального перерізу робочого колеса

### 3.2.1 Загальні положення

Зробивши всі необхідні розрахунки щодо визначення геометричних розмірів та параметрів робочого колеса, приступаємо до побудови меридіанного перерізу робочого колеса.

З урахуванням конструктивних міркувань вибираємо положення втулки, намічаємо контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;
- нахил стінок на виході  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$  (тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ );
- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення;
- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу.

### 3.2.2 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік  $F = f(l)$  (рис. 3.2), де  $l$  - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола розташовуємо густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеній

перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_i$  від центра дуги радіусом  $R_i$  (див. рис. 3.2а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримуємо середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруємо цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

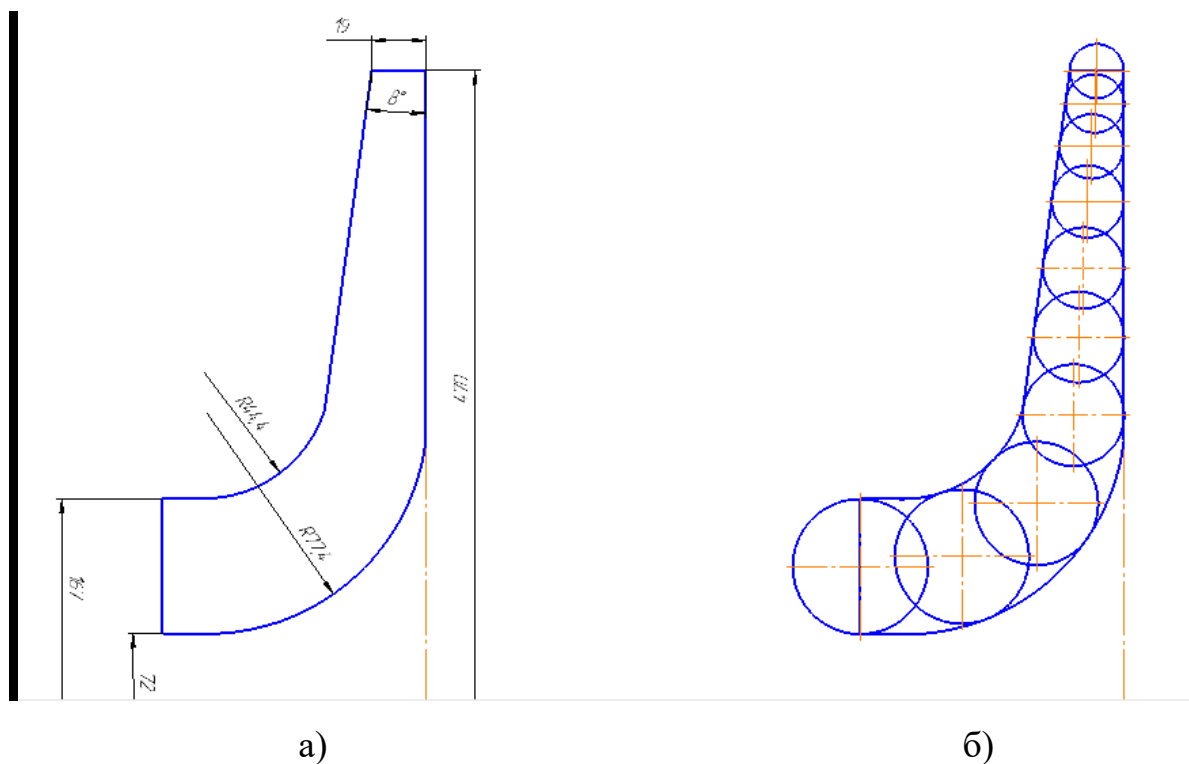


Рисунок 3.2 – Меридіанний переріз робочого колеса

Обчислюємо площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (3.39)$$

$$F_{\text{ex}} = \frac{3,14}{4} (167^2 - 72^2) = 17823 \text{ мм}^2$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2 \quad (3.40)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 470 \cdot 19 = 28040 \text{ мм}^2$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i \quad (3.41)$$

де  $r_i$  - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

Таблиця 3.1

№	$r_i$ , мм	$b_i$ , мм	$l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1				17823
2	64,23	47,79	35,88	19287
3	82,92	43,39	32,2	22606
4	113,98	34,73	33,56	24872
5	141,47	29,3	27,52	26044

6	165,75	26,11	24,34	27192
7	189,14	23,12	23,44	27476
8	208,27	21,02	19,35	27507
9	223,57	19,85	15,12	27884
10				28040

За даними таблиці 3.1 будемо графік  $F = f(l)$ .

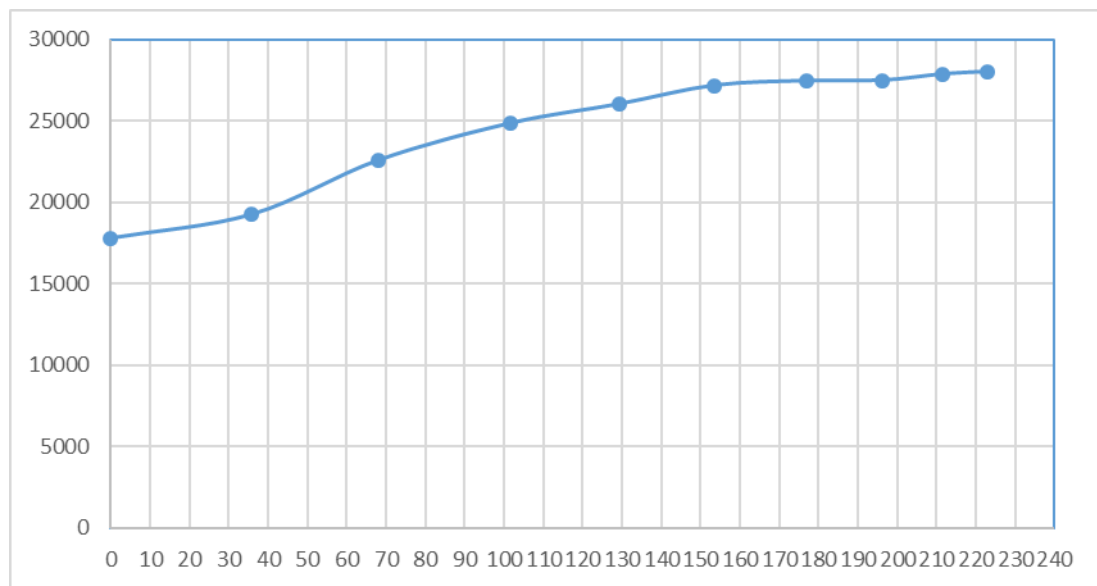


Рисунок 3.3 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

### 3.3 Підготовка робочого колеса до профілювання лопаті

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

### 3.3.1 Побудова нормалей

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Будуються нормалі до кожної лінії течії, нумеруються від входу до виходу (рис. 3.4)

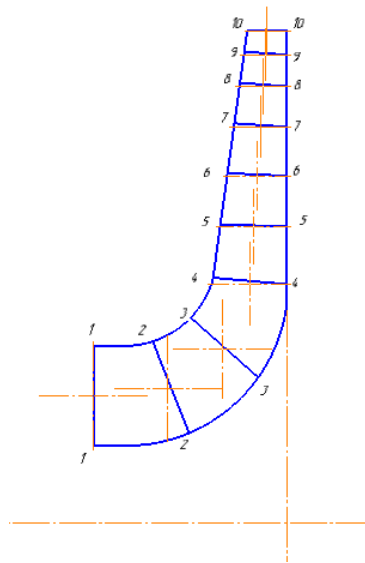


Рисунок 3.4 – Побудова нормалей

### 3.3.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 3.5). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Розрахунок робочого колеса відцентрових насосів ведеться за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$ ). Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від  $n_s$ . Для  $n_s=65$  кількість потоків  $k=2$ , кількість розрахункових перерізів (ліній течії)  $n=3$ .



Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k}}{k} = 2\pi V_m (r_{ц.m} l)_1 = 2\pi V_m (r_{ц.m} l)_2 = 2\pi V_m (r_{ц.m} l)_k \quad (3.42)$$

де  $Q_{p.k}$  - постійна витрата через робоче колесо;

$l$  - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.m}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме

вигляд

$$r_{ц.m} l = const \quad (3.43)$$

Відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Отримані результати зводимо у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Лінії течії

№ точки	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$	$l, \text{мм}$	$r, \text{мм}$	$l \times r, \text{мм}^2$
1	19,39	75,89	1471,51	28,11	52,12	1465,09
2	17,06	77,16	1316,35	22,04	57,58	1269,06
3	19,49	92,13	1795,61	23,66	76,98	1821,35
4	17,73	116,28	2061,64	17,85	114,78	2048,82
5	15,93	142,33	2267,32	15,94	141,73	2259,18
6	14,25	166,66	2374,91	14,26	166,04	2367,73
7	12,66	190,38	2410,21	12,63	189,53	2393,76
8	11,26	209,7	2361,22	11,26	209,3	2356,72
9	10,27	224,64	2307,05	10,27	224,54	2306,03

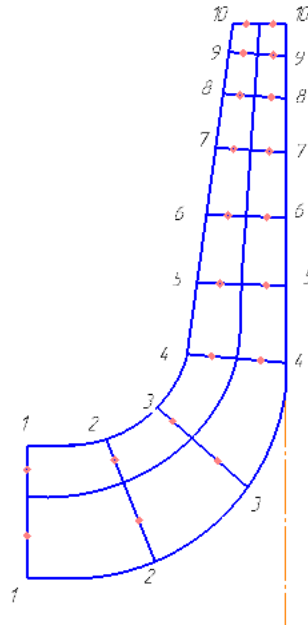


Рисунок 3.5 – Побудова ліній течії

### 3.4 Профілювання лопаті

#### 3.4.1 Побудова координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми.

Приймаємо  $R_{к.ц} = 150 \text{ мм.}$ ;  $\Theta = 140^\circ$ ,  $\Delta\varphi = 10^\circ$ .

Розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  визначаємо за формулами:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц}}{C} \quad (3.44)$$

де  $C$  - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15(\text{мм})$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц} \cdot \Delta\varphi^\circ}{180^\circ} \quad (3.45)$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10^0}{180^0} = 26,18(\text{мм})$$

### 3.4.2 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії  $a, b, c$  (рис. 3.6) на відрізки  $\Delta l$  за умовами конформності

$$\frac{r_{icc}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц}}{\Delta L} = const \quad (3.46)$$

де  $r_{icc}$  - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l$ .

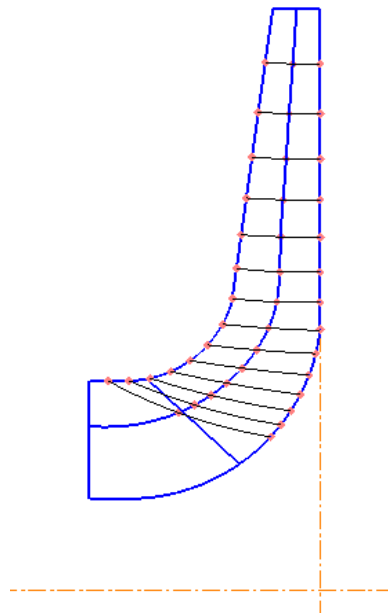


Рисунок 3.6 – Розбивка ліній течії

Обчислення з розбивки лінії течії на відрізки  $\Delta l$  зручно виконувати у табличній формі (табл. 3.3,3.4,3.5)

Таблиця 3.3 – Лінія току

точки покривного диску(а)			точки лінії течії (б)			точки основного диску (в)			№
Ri	li	ri/li	ri	li	ri/li	ri	li	ri/li	
223,82	22,38	10,00	223,80	22,38	10,00	223,80	22,38	10,00	1
202,60	20,26	10,00	202,53	20,25	10,00	203,20	20,32	10,00	2
183,32	18,33	10,00	183,32	18,33	10,00	184,04	18,40	10,00	3
165,90	16,59	10,00	165,90	16,59	10,00	166,66	16,67	10,00	4
150,10	15,01	10,00	150,19	15,02	10,00	150,90	15,09	10,00	5
135,58	13,56	10,00	135,20	13,52	10,00	136,77	13,68	10,00	6
122,39	12,24	10,00	122,39	12,24	10,00	123,24	12,32	10,00	7
110,74	11,07	10,00	110,98	11,10	10,00	112,06	11,21	10,00	8
100,22	10,02	10,00	101,22	10,12	10,00	103,03	10,30	10,00	9
91,05	9,11	10,00	93,14	9,31	10,00	95,66	9,57	10,00	10
82,85	8,29	10,00	86,39	8,64	10,00	90,26	9,03	10,00	11
75,66	7,57	10,00	80,86	8,09	10,00	86,65	8,67	10,00	12
69,25	6,93	10,00	76,49	7,65	10,00	84,82	8,48	10,00	13
64,08	6,41	10,00	73,03	7,30	10,00	84,80	8,48	10,00	14

## 3.4.3 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Перенесення точок на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивостей конформного відображення за залежністю

$$\frac{\Delta Y}{y} = \frac{\Delta X}{x} \quad (3.47)$$

де  $x$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

$y$  - відповідна відстань на лінії течії.

Положення вхідної кромки на конформній діаграмі:

$$\Delta Y = \frac{1.62 \cdot 15}{7.3} = 3.32$$

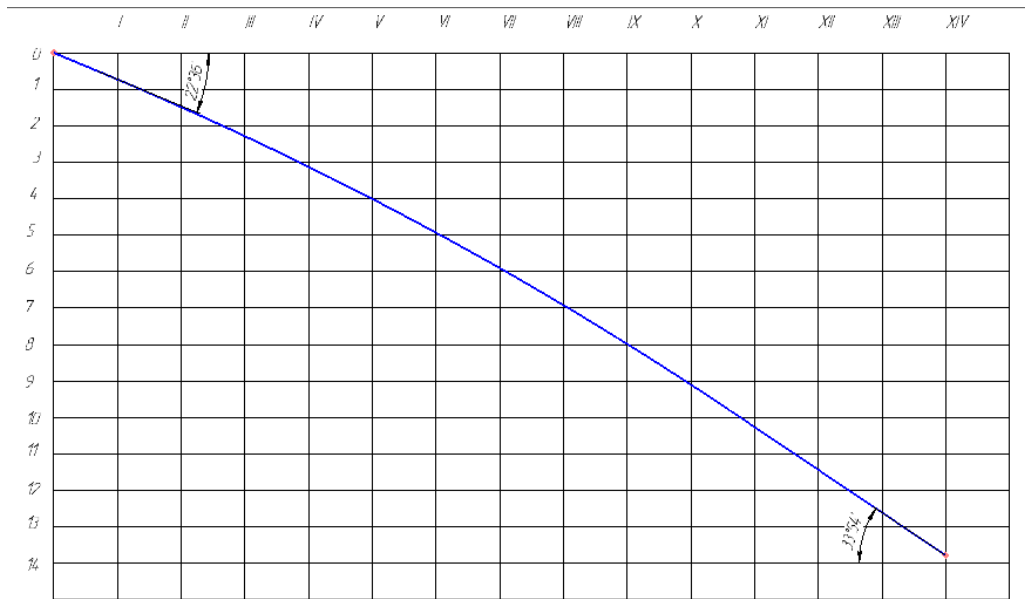


Рисунок 3.7 – Конформна діаграма

#### 3.4.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 3.8) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення (1.47).

Отримані результати заносимо до таблиці 3.5

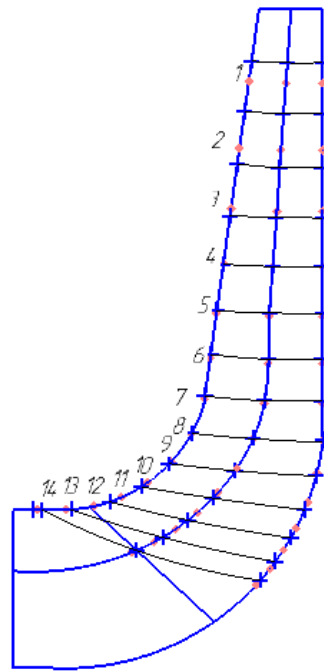


Рисунок 3.8 – Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на основі конформної діаграми

Таблиця 3.5 – Дані для побудови перерізів поверхні лопаті

1) Для лінії току а

№	$\Delta X$	$\Delta Y$	Y	X
1	6,12	4,1	15,00	22,38
2	11,08	8,2		20,26
3	13,10	10,72		18,33
4	14,52	13,13		16,59
5	14,91	14,9		15,01
6	0,92	1,02		13,56
7	12,00	14,7		12,24
8	0,90	1,22		11,07
9	0,17	0,25		10,02
10	8,22	13,54		9,11
11	6,13	11,1		8,29
12	4,29	8,5		7,57
13	2,73	5,91		6,93
14	1,42	3,32		6,41

2) Для лінії току б

$\Delta X$	$\Delta Y$	Y	X
6,12	4,1	15,00	22,38
11,07	8,2		20,25
13,10	10,72		18,33
14,52	13,13		16,59
14,92	14,9		15,02
0,92	1,02		13,52
12,00	14,7		12,24
0,90	1,22		11,1
0,17	0,25		10,12
8,40	13,54		9,31
6,39	11,1		8,64
4,58	8,5		8,09
3,01	5,91		7,65
1,62	3,32		7,3

3) Для лінії току с

$\Delta X$	$\Delta Y$	Y	X
6,12	4,1	15,00	22,38
11,11	8,2		20,32
13,15	10,72		18,4
14,59	13,13		16,67
14,99	14,9		15,09
0,93	1,02		13,68
12,07	14,7		12,32
0,91	1,22		11,21
0,17	0,25		10,3
8,64	13,54		9,57
6,68	11,1		9,03
4,91	8,5		8,67
3,34	5,91		8,48
1,88	3,32		8,48

### 3.4.5 Побудова лопаті у плані

Побудова лопаті у плані зображена на рис. 3.9

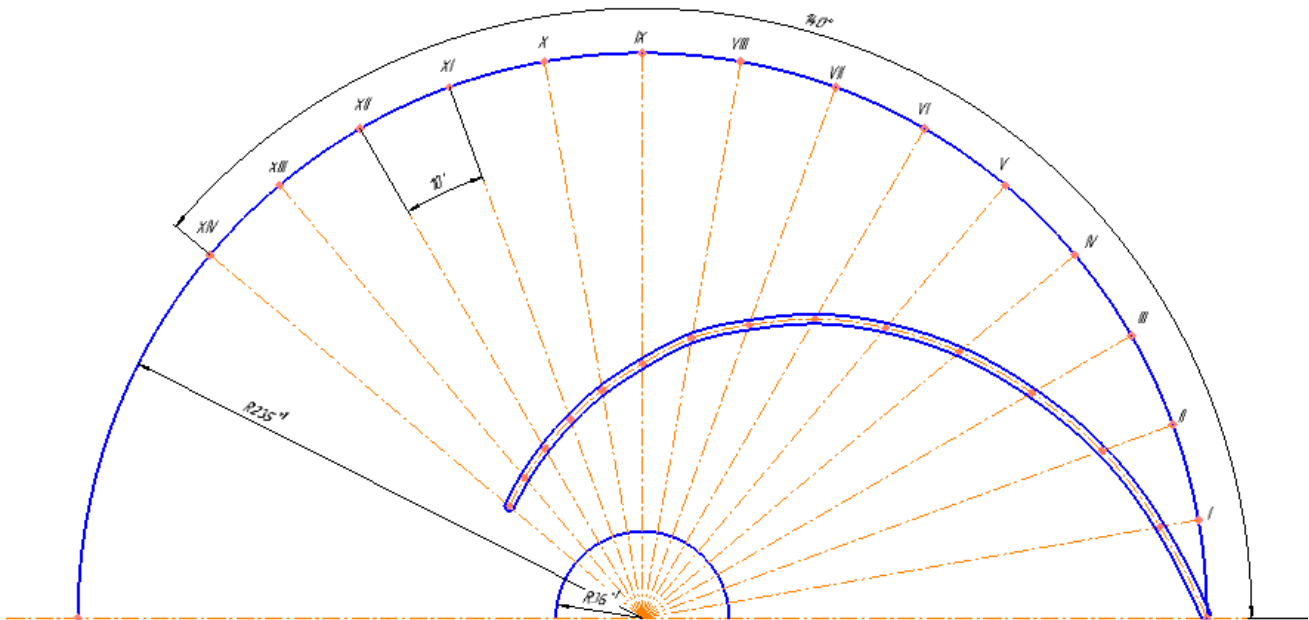


Рисунок 3.9 – Побудова лопаті у плані

На меридіанній проекції вимірюють відстані  $R_i$  та  $r_i$  від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та

покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті  $s_i$  та будують тильну сторону лопаті.

### 3.4 Виконання робочого креслення колеса

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I*, *II*, *III* тощо з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу.



## 4 РОЗРАХУНОК СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

Розрахунок проводився за методикою [4].

### 4.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні спірального відводу задані наступні основні параметри:

- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- подача  $Q = 250 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- напір  $H = 80 \text{ м}$ ;
- частота обертання  $n = 1500 \text{ об/хв}$ .

### 4.2 Розрахунок і проектування спіральної камери

Під час руху рідини усередині спірального відводу від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту  $\varphi$ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\varphi = \frac{Q}{360} \cdot \varphi^\circ,$$

$$Q_\varphi = \frac{250}{360} \cdot 360^\circ = 250 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса  $Q_{\text{вих}} = Q$ .

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса  $Q$ .

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса  $Q$ , напір  $H$ , частота обертання  $n$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , момент швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$ , зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса на виході  $b_2$ , гідравлічний ККД  $\eta_c$ .

Значення  $n_s$ ,  $D_2$ ,  $b_2$ ,  $\eta_e$  визначають при розрахунку робочого колеса.

Як вже зазначалося вище, спіральний відвід складається із двох елементів: камери змінного перерізу – спіральна ділянка, розміщена навколо робочого колеса, і дифузора. Перерізам спіральної ділянки в меридіанній площині надається одна з форм, поданих на рис. 2.1 (а – трапецієподібна; б – кругла; в – прямокутна). Найпоширенішою в насособудуванні є трапецієподібна форма. Але для насосів малого розміру й низької швидкості часто застосовується прямокутна форма. Дифузор може бути з прямою віссю або непрямою віссю.

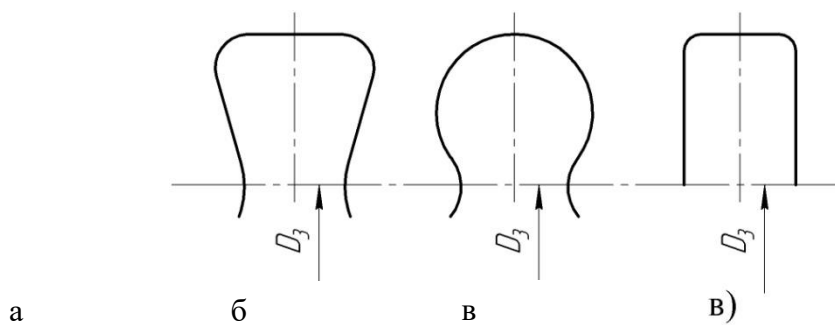


Рисунок 4.1 – Форми меридіанного перерізу спірального відвода

Діаметр початкової окружності  $D_3$  рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для  $D_3$ , м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2,$$

$$D_3 = 2 \cdot (1,03 - 1,05) \cdot 0,235 = 0,484 - 0,493 = 0,490 \text{ м}.$$

Ширину  $b_3$  вибирають залежно від ширини  $b_2$  і діаметра  $D_2$  на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2,$$

$$b_3 \approx 19 + 0,05 \cdot 470 = 42,5 \text{ мм}.$$

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням  $a/h$  або кутом  $\gamma$  (див. рис. 2.2).

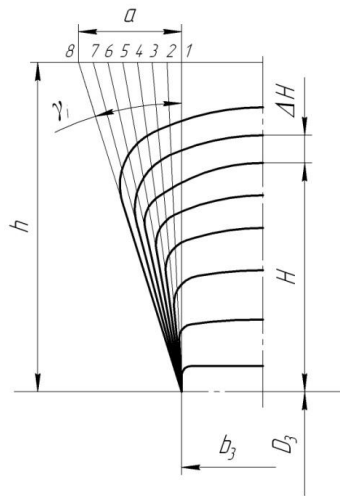


Рисунок 4.2 – Нахил бічних стінок спірального відвода

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності.

Так, для спірального відводу з тангенціальним виходом приймаємо  $\gamma = 21^\circ$ .

Кут обхвату спіралі  $\varphi_{ст} = 360^\circ$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на  $n$  елементарних площадок однакової висоти (див. рис. 2.3). Для більш точного розрахунку краще брати якнайменшим (як правило, беруть мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ( $Q_{розрах} \approx 1,05Q$ ).

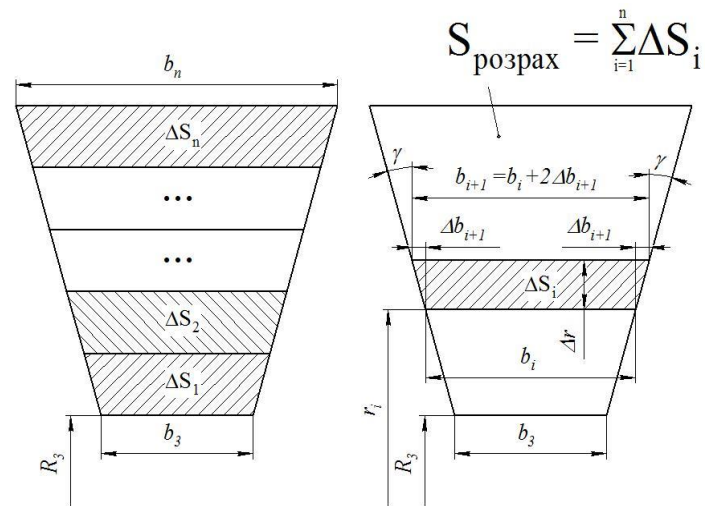


Рисунок 4.3 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

Ширина проміжних перерізів  $b_{i+1}$  (див. рис. 2.3) визначається за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot \operatorname{tg}(\gamma).$$

Момент швидкості  $K_2$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ , на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega},$$

$$K_2 = \frac{9,81 \cdot 88,8}{157} = 5,548 \text{ м}^2/\text{с},$$

де  $V_{u_2}$  – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$R_2$  – зовнішній радіус робочого колеса,  $\text{м}$ ;

$H_m = 88,8 \text{ м}$  – теоретичний напір,  $\text{м}$ ;

$g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1480}{30} = 150 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість обертання робочого колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Витрата  $\Delta Q_i$ , м<sup>3</sup>/с, через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\varphi_{cn}}$$

Таблиця 4.1 – Розрахунки до визначення розрахункового перерізу у спіралі

					1)/2	(Bi+Bi+1)/2	
1	0,005	0,245	0,0425	0,173469			
2	0,005	0,25	0,0463	0,1852	0,1793	0,005	
3	0,005	0,255	0,0501	0,196471	0,1908	0,0053	0,0103
4	0,005	0,26	0,0539	0,207308	0,2019	0,0056	0,0159
5	0,005	0,265	0,0577	0,217736	0,2125	0,0059	0,0218
6	0,005	0,27	0,0615	0,227778	0,2228	0,0062	0,0279
7	0,005	0,275	0,0653	0,237455	0,2326	0,0065	0,0344
8	0,005	0,28	0,0691	0,246786	0,2421	0,0067	0,0411
9	0,005	0,285	0,0729	0,255789	0,2513	0,007	0,0481
10	0,005	0,29	0,0767	0,264483	0,2601	0,0072	0,0553
11	0,005	0,295	0,0805	0,272881	0,2687	0,0075	0,0628
12	0,005	0,3	0,0843	0,281	0,2769	0,0077	0,0704
13	0,005	0,305	0,0881	0,288852	0,2849	0,0079	0,0783

При радіусі  $r_i = 0,305$  м подача насоса перевищує  $Q_{\text{розрах}} = 262,5$  м<sup>3</sup>/год.

За табличними даними будується графік  $Q = f(r)$ , який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.4 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для спіралі з 8 перерізами. Тобто  $Q_{\text{розрах}} = Q_8$ . Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі  $Q$  відкладається  $Q = Q_{\text{розрах}}$ . Йому відповідає розмір  $H'_8$

(для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом  $R_8$  за умови забезпечення рівності статичних моментів площ  $F_x$  і  $F_y$ :

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y,$$

де  $r_x$  і  $r_y$  – радіуси розміщення центрів ваги площ  $F_x$  і  $F_y$ .

Після чого визначають дійсну висоту розрахункового перерізу  $H_8$ . Вона буде більшою, ніж  $H'_8$ .

При цьому висота трапеції збільшиться до величини  $H_8$ .

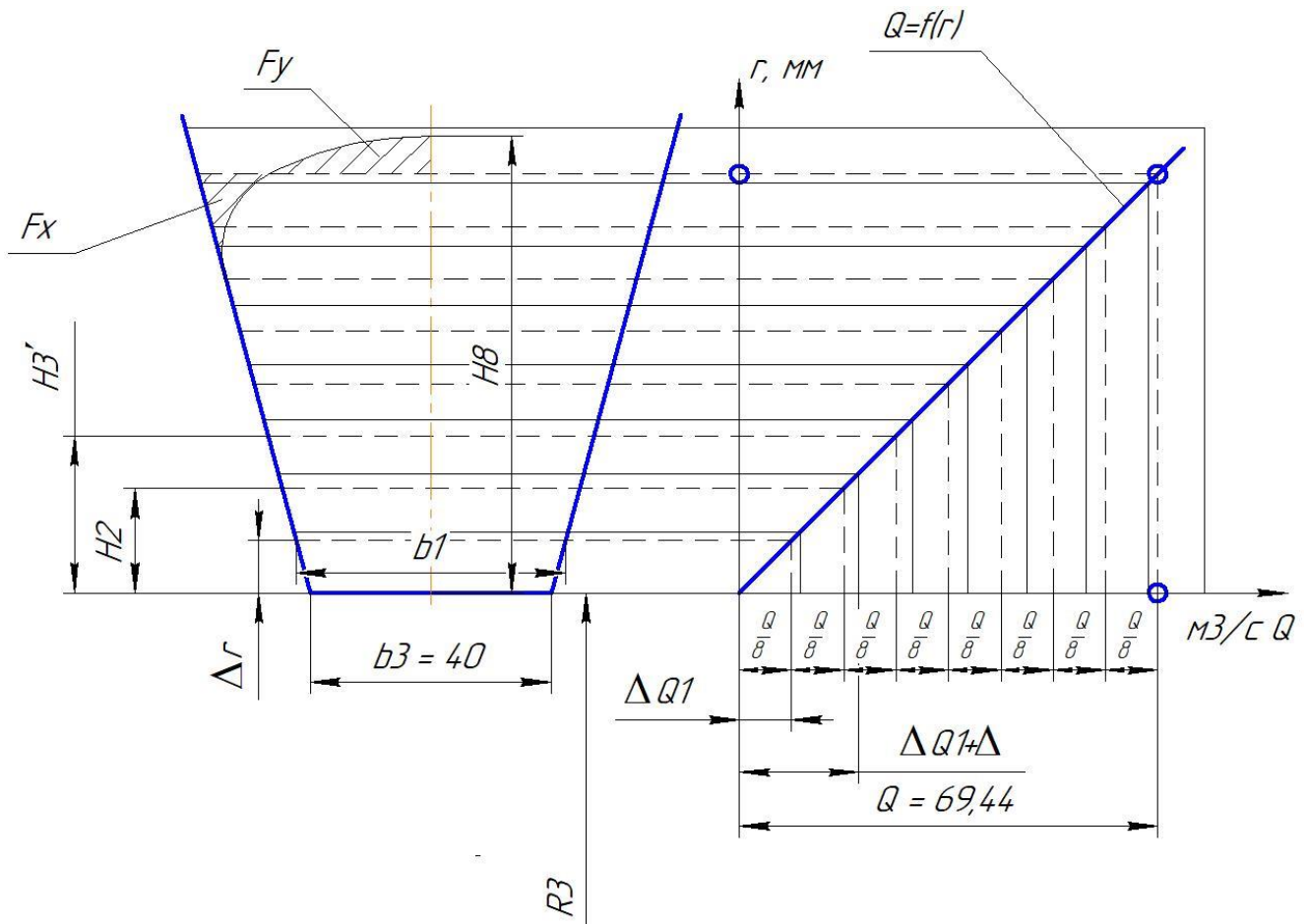


Рисунок 2.4 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ( $F_{\text{розрах}} = F_8$ ) і проміжних ( $F_1 - F_7$ ) перерізів

### 4.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Спиральні відводи з радіальним виходом (див. рис. 3.1) набули поширення в конструкціях консольних насосів, виконаних за ISO 2858-75.

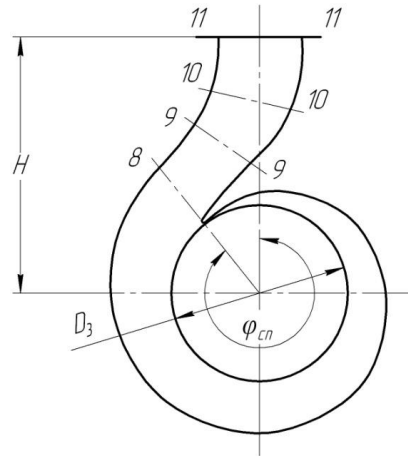


Рисунок 4.5 – Спиральний відвід із радіальним виходом

При розрахунку та проектуванні таких відводів може бути використана більшість рекомендацій із проектування спіральних відводів з тангенціальним виходом. У той самий час є деякі особливості проектування, які зводяться до такого:

- незалежно від  $n_s$  кут обхвату спіралі  $\varphi_{сп} = 360^\circ$ ;
- кут між площиною розрахункового перерізу та віссю вихідного патрубку, як правило, вибирається  $\gamma = 25 - 45^\circ$  (див. рис. 3.1);
- розміри  $D_{вих}$  і  $H$  вибираються за ISO 2858-75.

За ISO 2858-75 приймаємо розміри:  $D_{вих} = 125\text{мм}$  і  $H = 450\text{мм}$ .

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис.3.1, 3.2). Рекомендації з їхнього проектування такі:

а) сполучають окружність діаметром  $D_{вих}$  і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 3.2);

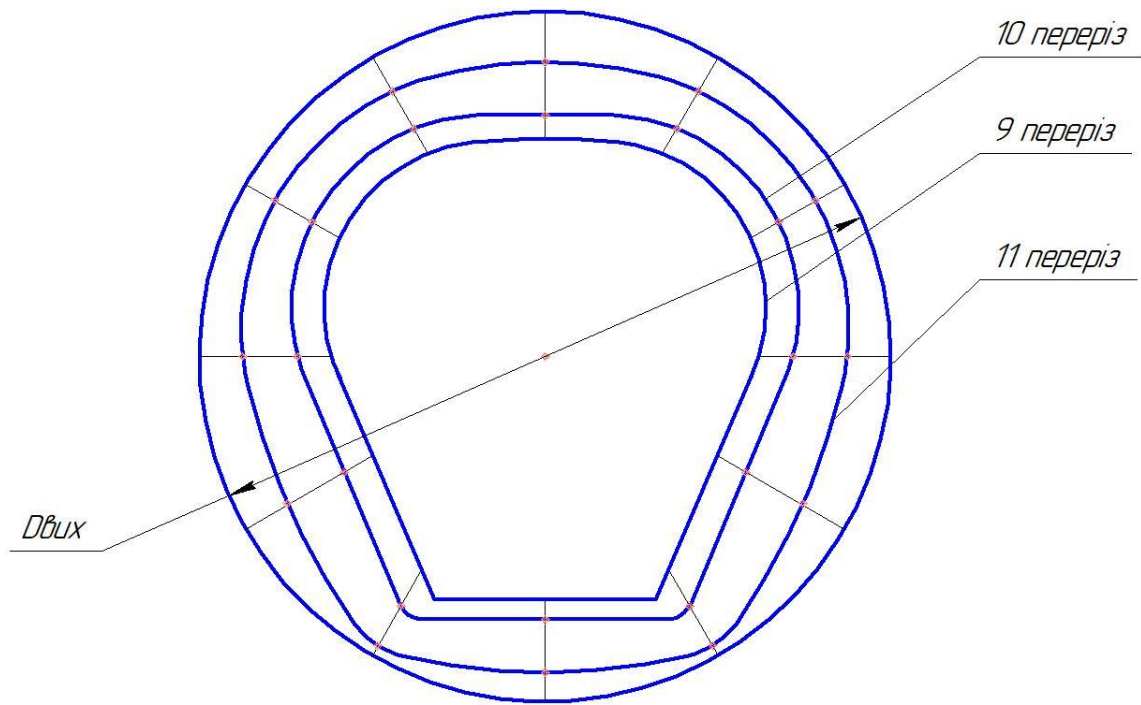


Рисунок 4.6 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

б) довільно проводять промені 1, 2, 3 і т. д. і ділять відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відріzkам  $l_1$ ,  $l_2$  і  $l_3$  (див. рис. 3.1, 3.2). Отримані точки з'єднуються плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10.

На кресленні відвода дані перерізи повинні бути позначені необхідними для побудови розмірами.



## 5 РОЗРАХУНОК НАСОСА АНС 250-80 в ANSYS

(Розрахунок виконано за методикою [12], [13])

### 5.1 Побудова розрахункової сітки

Для виконання чисельного дослідження повинна бути побудована розрахункова сітка. Побудова розрахункової сітки – це процес ділення розрахункової області на велику кількість окремих комірок.

Комірками сітки є многогранники, зазвичай тетраедри, гексаедри, призми або піраміди. Кромки цих осередків (комірок) являють собою лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на кромках, або в центрі осередків (комірок), – вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії.

Основна вимога до розрахункової сітки – вона повинна бути досить густою, щоб визначити фізичні ефекти, які мають місце усередині розрахункової області. Для досягнення рівномірної точності розрахунку вузли сітки повинні якомога густіше розташовуватися у місцях значної зміни параметрів течії, зокрема біля стінок. Крім того, при побудові сітки необхідно уникати отримання надмірно витягнутих або перекошених осередків (комірок), форма яких занадто сильно відрізняється від правильних многогранників, - при наявності таких осередків (комірок) може істотно затруднитися отримання рішення, що сходиться.

Побудова розрахункової сітки проводилась з використанням пакету ICEM CFD, що дозволяє отримувати неструктуровану розрахункову сітку. Перед побудовою розрахункової сітки була складена схема розміщення поверхонь (рис.2), згідно з якою проводилася розбивка проточної частини..

Отриману 3D модель робочого колеса та корпусу в програмі «SolidWorks» зберігаємо, вибираючи тип файла Parasolid Binary (\*.x\_b). Відкриваємо ANSYS →папку Meching→ICFX CFD. Створюємо папку File→New Project і створюємо в папці файл MESH. Імпортуємо геометрію File→Import Geometry→Parasolid. Вибираємо Millimeter→Apply. Вмикаємо Points, Curves. Щоб показати тіло, вибираємо дві точки, які лежать в розрахунковій області. Заходимо в закладку Geometry, створюючи тіло заходимо в вкладку Create Body та вибираємо дві точки, середньою клавішею миші підтверджуємо, а правою виходимо з команди. BODY повинно знаходитися в розрахунковій області, показуючи що будуємо сітку в середині робочого колеса.

Вимикаємо BODY та Points. Розбиваємо на частини. Створюємо частини, Parts→Create Part→curves, points.

Відображаємо поверхні, натискаємо в дереві на Surfaces правою клавішею миші та вибираємо Solid.

Схема розміщення поверхонь, згідно з якою проводилася розбивка проточної частини показана на рис. 5.1 та рис 5.2.

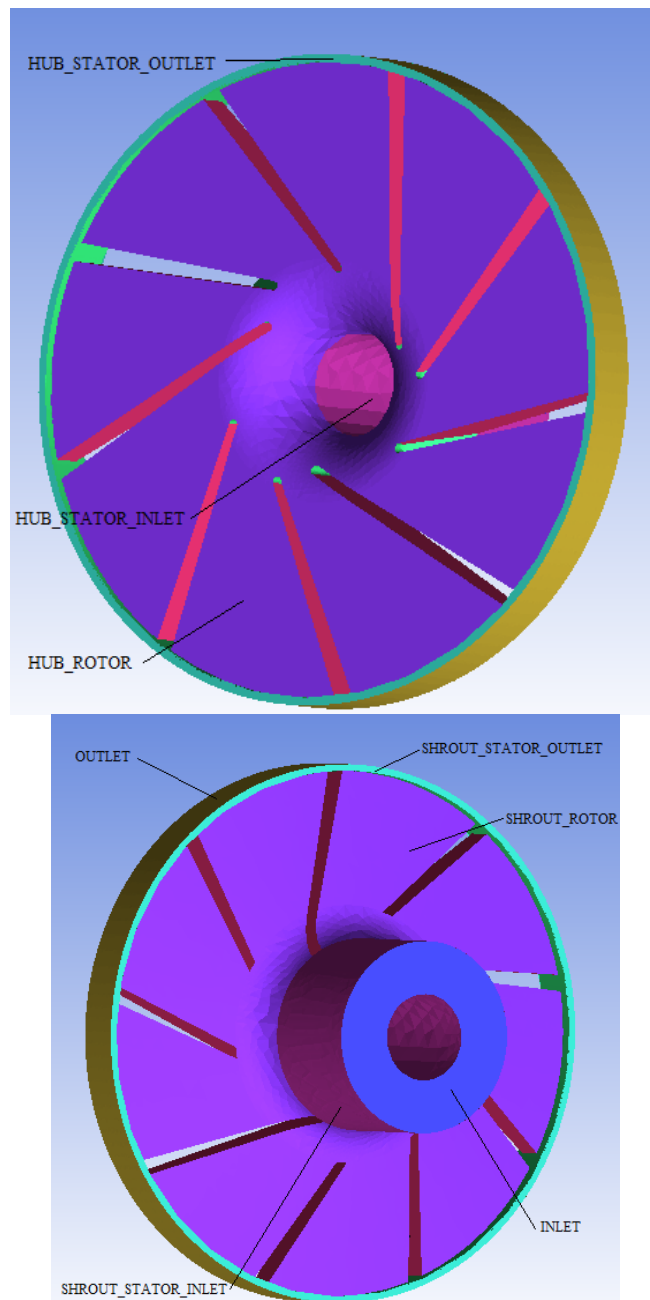


Рисунок 5.1 – Розташування поверхонь робочого колеса

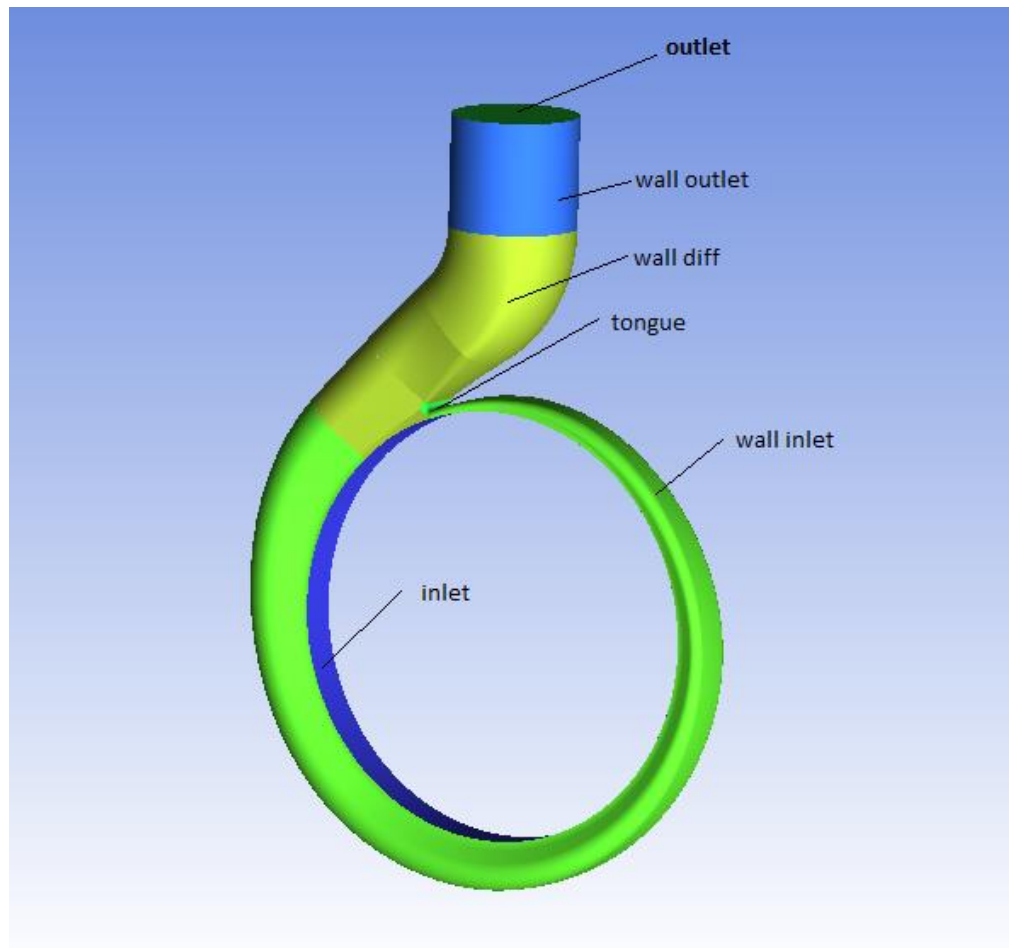


Рисунок 5.2 – Розташування поверхонь корпусу

Після створення поверхонь всю область спочатку розбиваємо на комірки у формі тетраедра з наступною перевіркою якості та згладжуванням, а потім – пристінковий шар на призматичні.

У вкладці Mech→Global Mesh Parameters задаємо максимальний розмір тетраедра, а також параметри призматичних шарів.

Параметри розрахункової сітки :

- для робочого колеса 1377098 комірок;

Топології розрахункових сіток представлені на рис. 5.3.

- для корпусу 2556123 комірок;

Топології розрахункових сіток представлені на рис. 5.4.

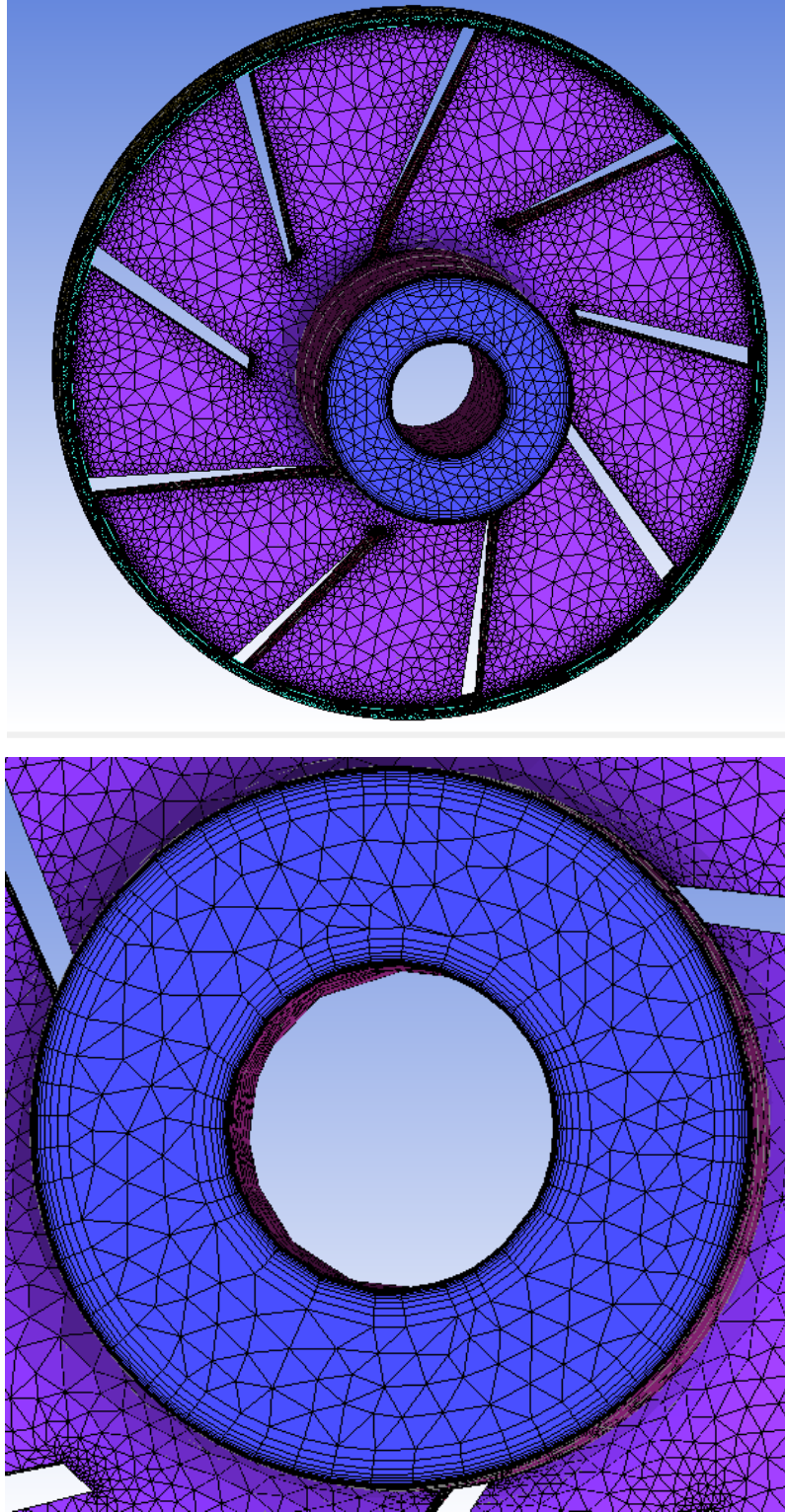


Рисунок 5.3 – Топологія розрахункової сітки для робочого колеса

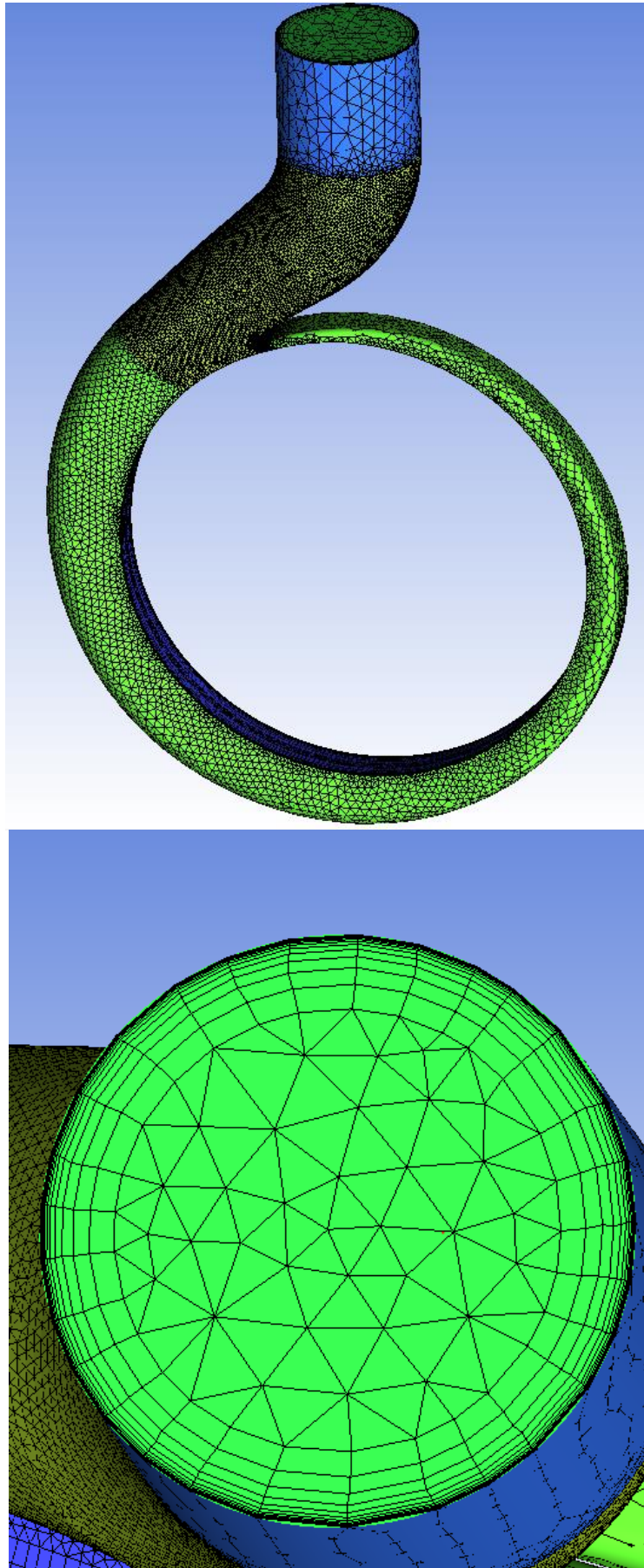


Рисунок 5.4 – Топологія розрахункової сітки для корпусу

## 5.2 Побудова розрахункової моделі

Для виконання чисельного дослідження повинна бути створена розрахункова модель. Власне, створення розрахункової моделі виконується в окремому модулі – Пре-Процесорі, який має назву «CFX-Pre».

- 1) В Пре-Процесор інтегруються розрахункові сітки елементів розрахункової області.
- 2) Визначається вид чисельного дослідження: в стаціонарній постановці або в нестаціонарній постановці.
- 3) Визначаються моделі фізичних процесів та течії.
- 4) Визначаються параметри і характеристики елементів розрахункової області. Елементи можуть бути стаціонарними та такими які обертаються.
- 5) Визначаються граничні умови.
- 6) Визначаються параметри розрахунку.
- 7) Після створення розрахункової моделі в Пре-Процесорі, необхідно зберегти дані в файлі розрахунку (файл з розширенням \*.def).

Для виконання чисельного розрахунку повинні бути визначені граничні умови на вході і виході розрахункової області, а також граничні умови на поверхнях, які є граничними для розрахункової області. Можуть використовуватися наступні типи граничних умов:

- вхід (**inlet**). В якості граничної умови на вході можуть бути визначені: швидкість течії, масова витрата, статичний тиск, повний тиск, та ін. Даний тип означає умову, що течія направлена в середину розрахункової області;

- вихід (**outlet** або **opening**). Якщо на виході робочої області наявна течія з одностороннім напрямком, в такому разі можливо обрати тип граничної умови **outlet**. Якщо на виході робочої області течія може мати двосторонній напрямок, необхідно обирати тип **opening**.

- тверда стінка (**wall**). Тип граничної умови, який визначається як тверда непроникна стінка і передбачає умову рівності швидкості нулю.

- симетрична границя (**simmetry**). Ця умова визначає симетрію течії відносно границі, на якій позначена дана умова.

В посібнику користувача надається перелік рекомендованих умов на вході і виході розрахункової області.

Створення розрахункової моделі в CFX-Pre

Створення розрахункової моделі (рис. 5.5) проводилось в пакеті CFX-Pre. Робочим середовищем виступала вода з температурою 25°C, режим протікання – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності.

В якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата через робоче колесо, що визначалася за формулою:

$$G_{кан} = Q \cdot \rho ; \quad (5.1)$$

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

$Q$  – розрахунковий режим дослідження,  $Q=250 \text{ м}^3/\text{год}$ .

В якості граничної умови на виході з розрахункової області задавався статичний тиск. В даному випадку, так як в подальшому всі дослідження та порівняння проводились для відносних величин, то на виході була задана величина тиску, рівна 1МПа.

Враховуючи те, що передбачається наявність зворотних течій на виході з розрахункової області, то тип граничної умови був заданий як «opening».

Шорсткість стінок була прийнята для робочого колеса 6,3 мкм. Критерієм збіжності було досягнення точності  $10^{-5}$ , що є достатнім для інженерних розрахунків. Також був заданий вираз для визначення напору.

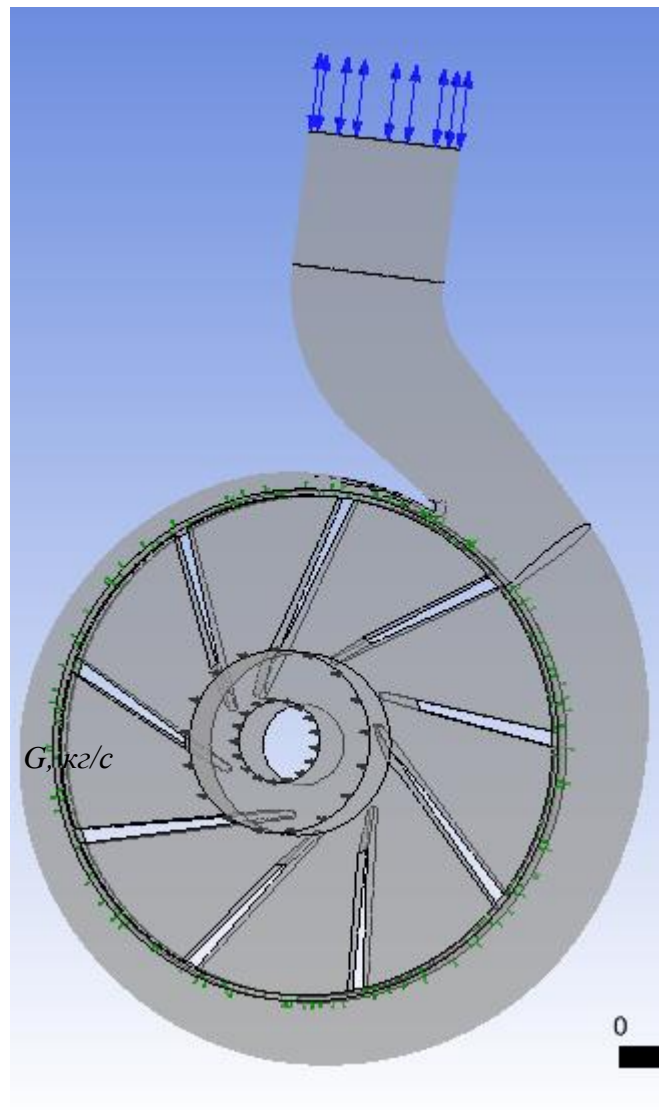


Рисунок 5.5 – Розрахункова модель.

Заходимо Output Control в другій вкладці Backup створюємо Backup Result та в Iteration Interval ставимо 20, щоб записувалася кожна 20 ітерація →ОК.

Зберігаємо файл для розрахунку, заходимо Write Solver Input File з розширенням def.



### 5.3 Виконання розрахунку та отримання результатів

Розрахунок виконується в окремому модулі, який має назву «CFX-Solver Manager».

Заходимо в Launcher→CFX-Solver Manager, Define Run.

В закладці Solver Input File завантажуюмо файл з розширенням def.→Open.

Для збіжності рівнянь Рейнольдса знадобилося 2143 ітерацій.

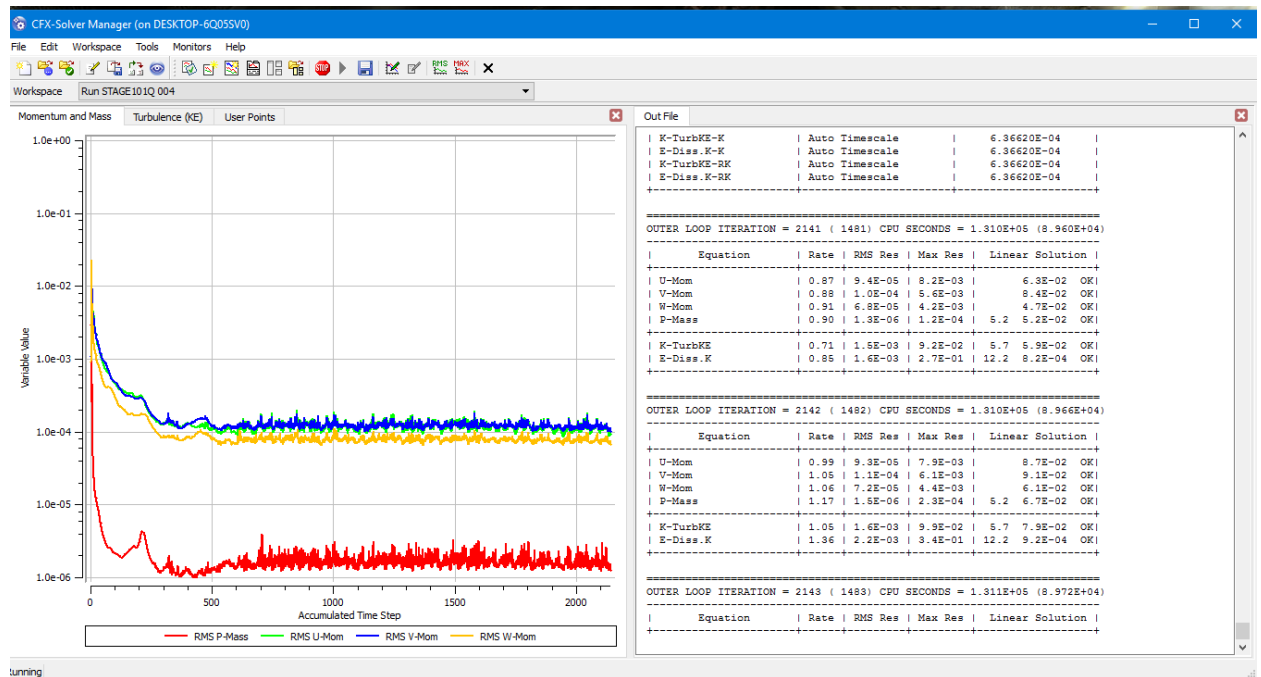


Рисунок 5.6 – Графік сходження рівнянь швидкостей і маси

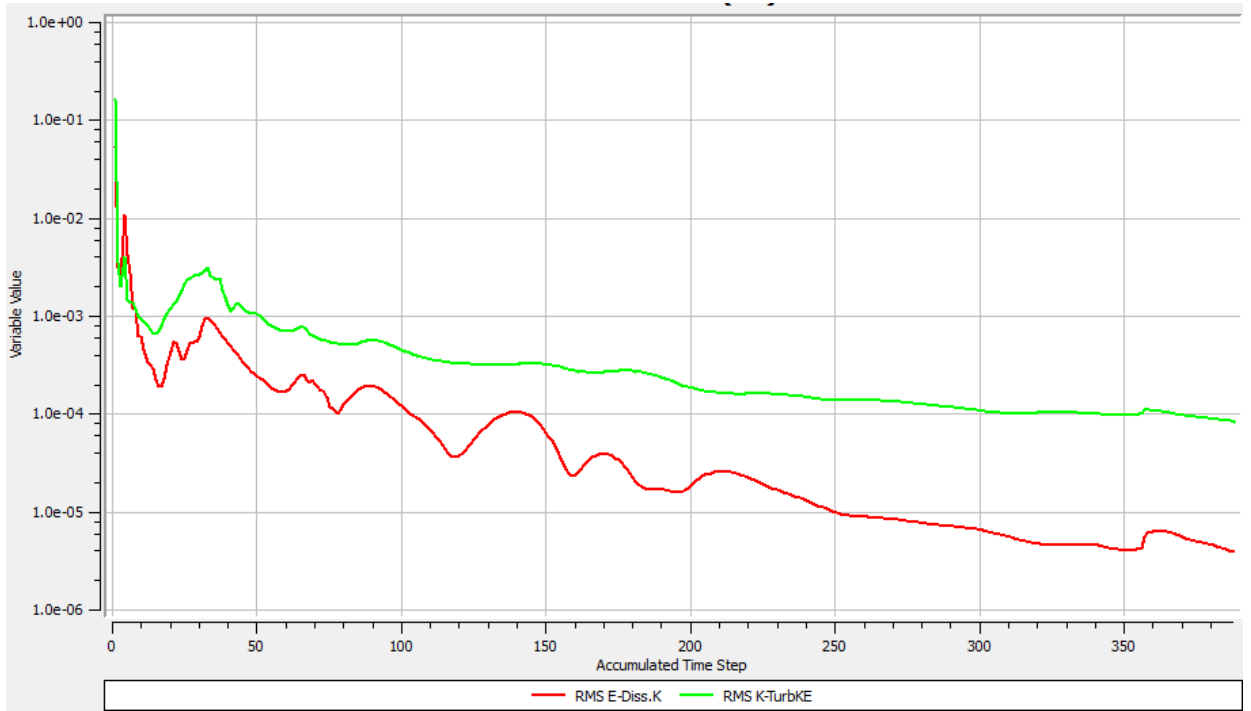


Рисунок 5.7 – Графік сходження рівнянь моделі турбулентності

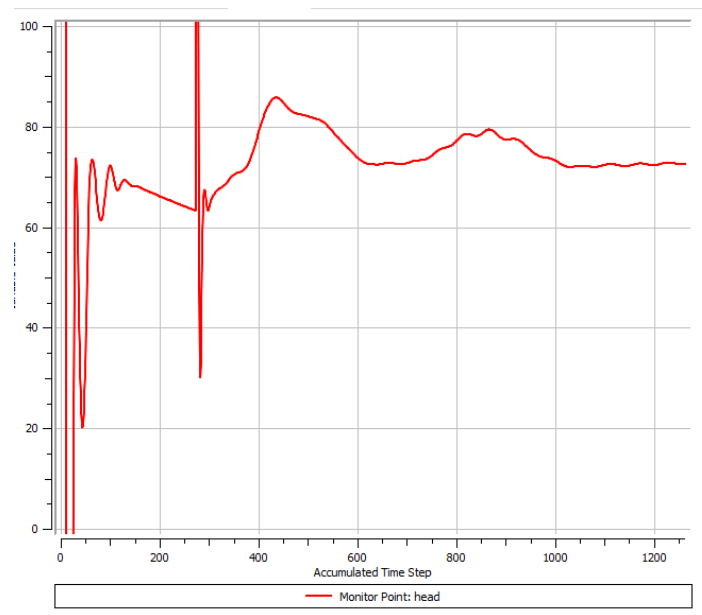


Рисунок 5.8 – Графік сходження значень напору

## 4.4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ

Заходимо ANSYS→Fluid Dynamics→CFX 1→CFD-Post. File→Load Results File→вибираємо файл з розширенням res→Open.

Заходимо у вкладку Turbo, відкриваємо Details of (Impeller), де задаємо параметри в Turbo regions→Initialize. Якщо все зроблено правильно то з'являється меридіанний переріз, що зображено на рис. 4.9.

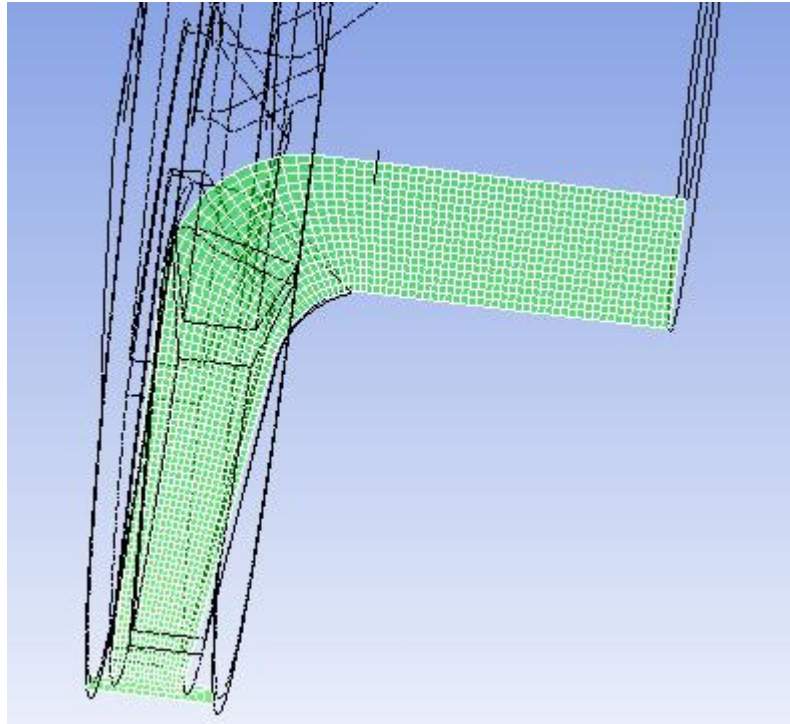


Рисунок 5.9 – Ініціалізація Turbo режиму

Для визначення інтегральних параметрів створюємо поверхню. Location→Plane та називаємо її InImp (вертикальна площина посередині входу в робоче колесо)→OK.

В першій вкладці Geometry в Domains вибираємо All Domains, в Method – XY Plane, відстань  $z = 0,1\text{м}$  →Apply, що зображено на рис. 10.

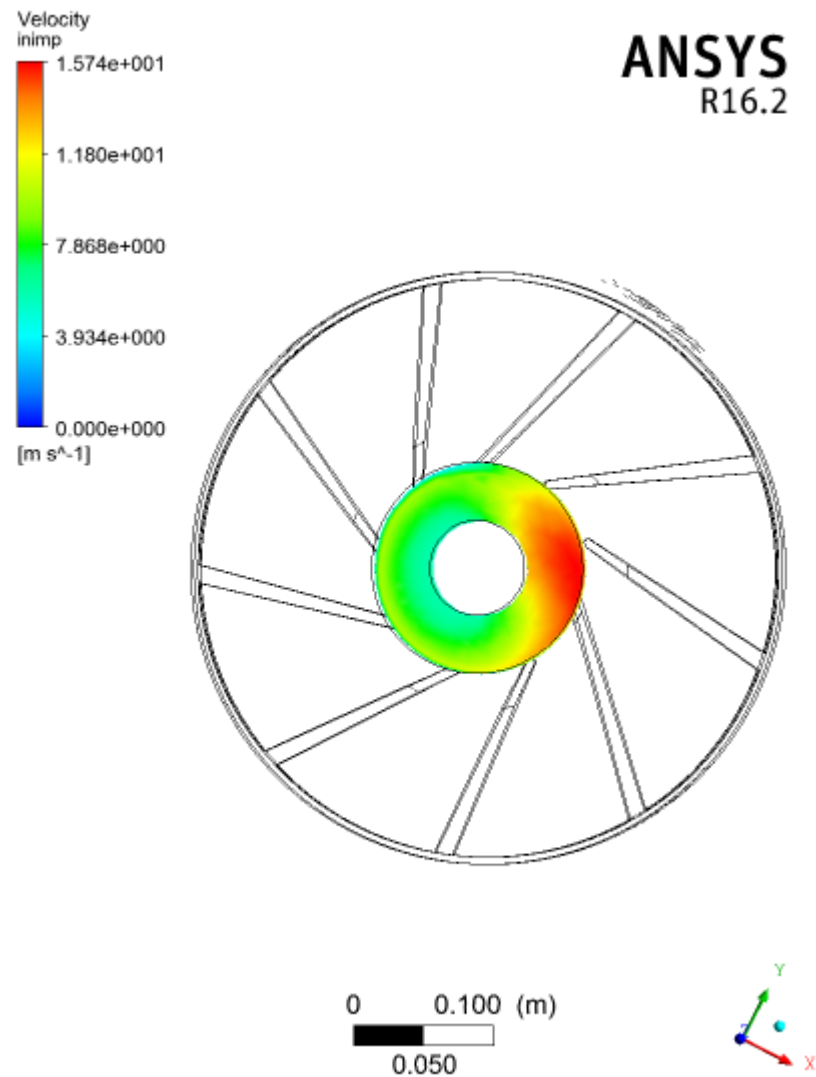


Рисунок 5.10 – Створена поверхня InImp

Створюємо поверхню на виході з насоса. Location→Plane та називаємо її Outk (горизонтальна площина посередині виходу із корпусу)→ОК.

В першій вкладці Geometry в Domains вибираємо All Domains, в Method – XZ Plane, відстань  $y = 0,47\text{м}$  →Apply, що зображено на рис. 5.10.

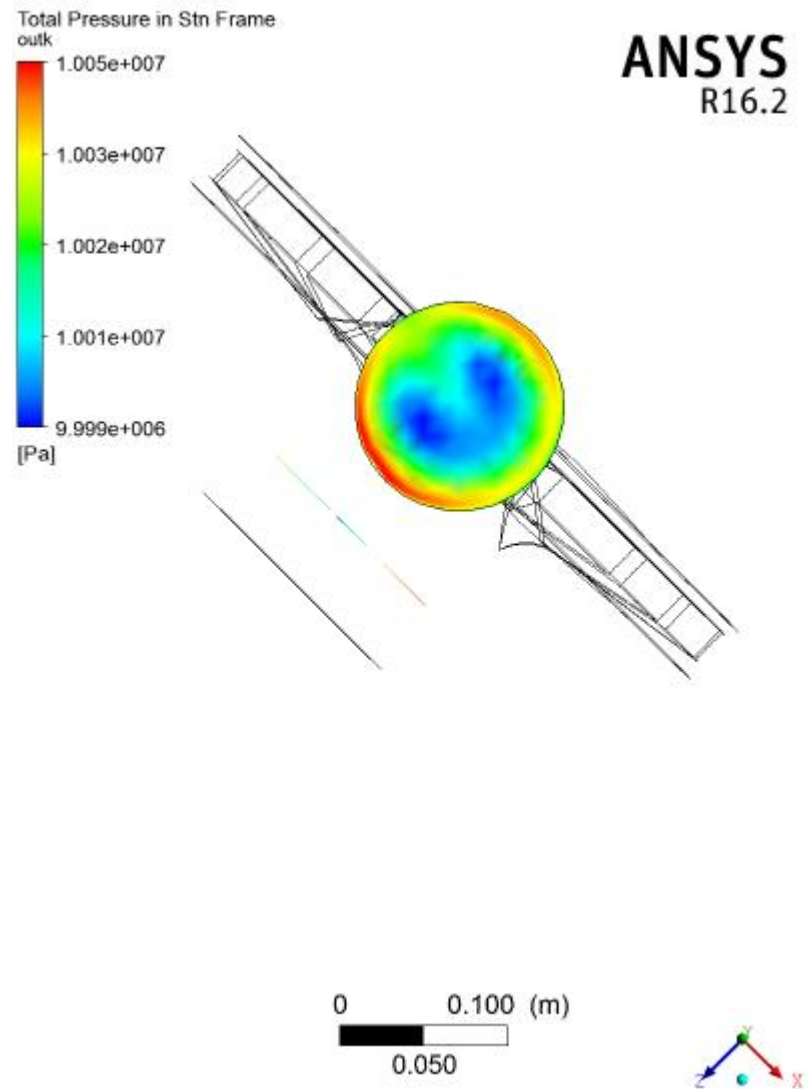


Рисунок 5.11 – Створена поверхня OutImp

У вкладці Expressions створюємо нові вирази для напору – Head of impeller, подачі – Capacity, ККД – Eff, та потужності – Power of impeller і задаємо їх відповідними рівняннями. Результати заносимо до табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Інтегральні параметри

Сітка	Напір, м	Подача, м <sup>3</sup> /год	ККД, %	Потужність, Вт
Найменша	79,098	250,014	68	101562

Для того, щоб побачити як розподіляється меридіональна швидкість в меридіональному перерізі заходимо в вкладці Turbo→Plots→Meridional, де в Plot Type

вибираємо Contour задаємо Variable→Velocity Meridional→Apply, результатом є рис. 5.12.

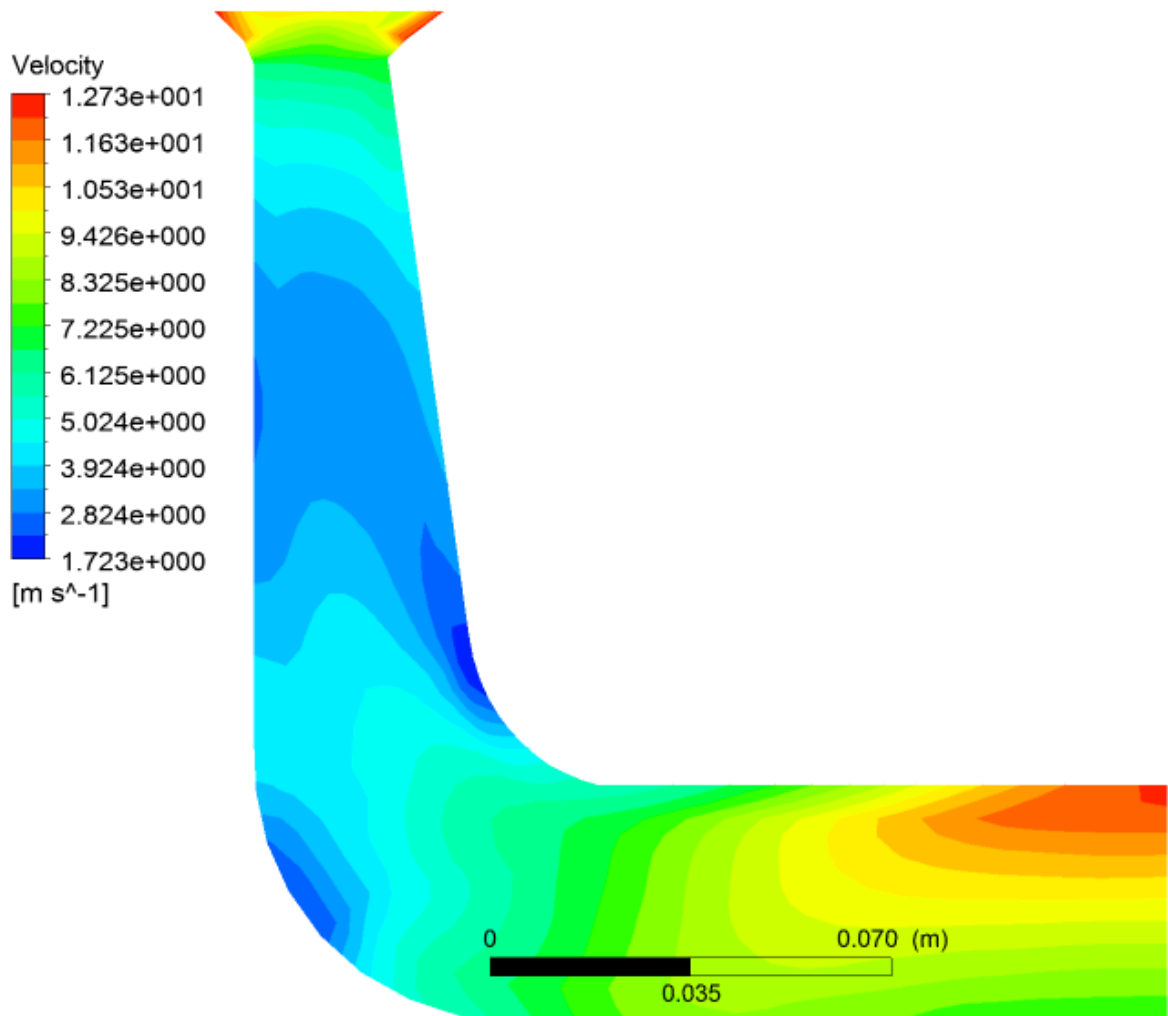


Рисунок 5.12 – Розподіл меридіональної швидкості

Для того, щоб побачити як розподіляється швидкість по лопаті заходимо в вкладці Turbo→Plots→Blade-to- Blade, де в Plot Type вибираємо Contour задаємо Variable→Velocity→Apply, результатом є рис. 5.13.

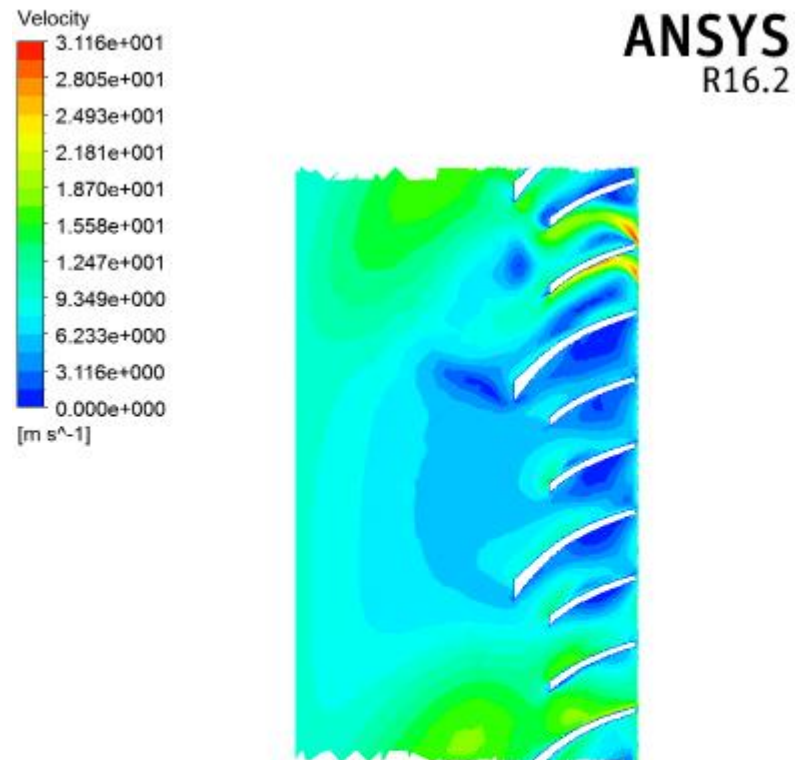


Рисунок 5.13 – Розподіл швидкості по лопаті

Після отримання результатів ми бачимо, що швидкість на виході з лопаті при розрахунку середньої сітки менша ніж вдвох інших варіантах.

Побудова графіків виводиться в вкладці Turbo→ Turbo Charts→Blade Loading, де задаємо Variable→Velocity in Sth Frame Circumferential→Apply, результатом є графіки зображені на рис. 5.14.

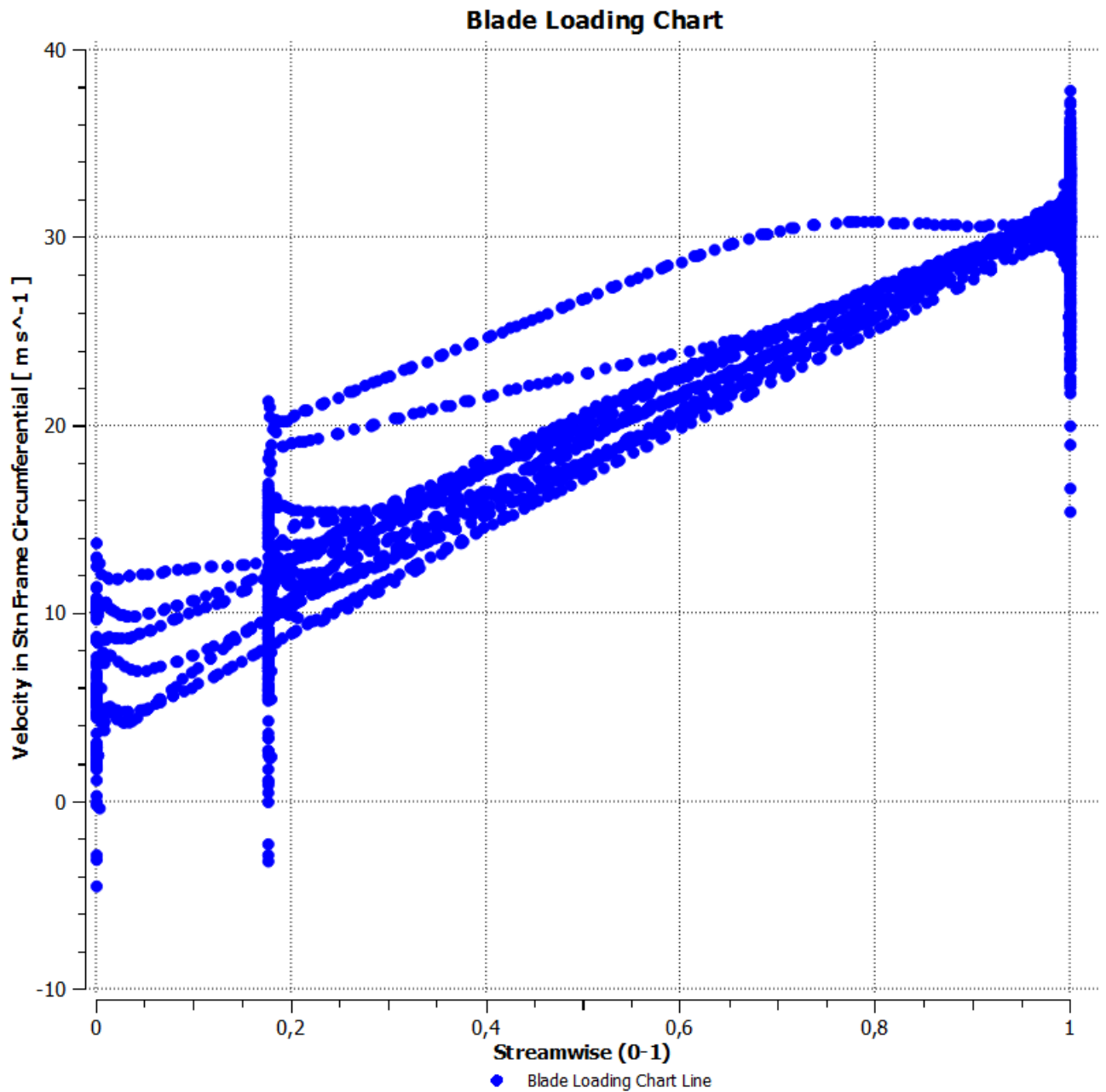


Рисунок 5.14 – Розподіл швидкості по лопаті

Для підтвердження правильності вибору моделі турбулентності перевіряємо діапазон значень змінної  $Y_{plus}$ . Створюємо Surface Group та називаємо Surface Group  $Y_{plus}$  (рис. 5.15). В першій вкладці Geometry в Domains вибираємо Impeller. У другій вкладці Variables –  $Y_{plus}$ , Range – User Specified і задаємо значення від 10 до 100.



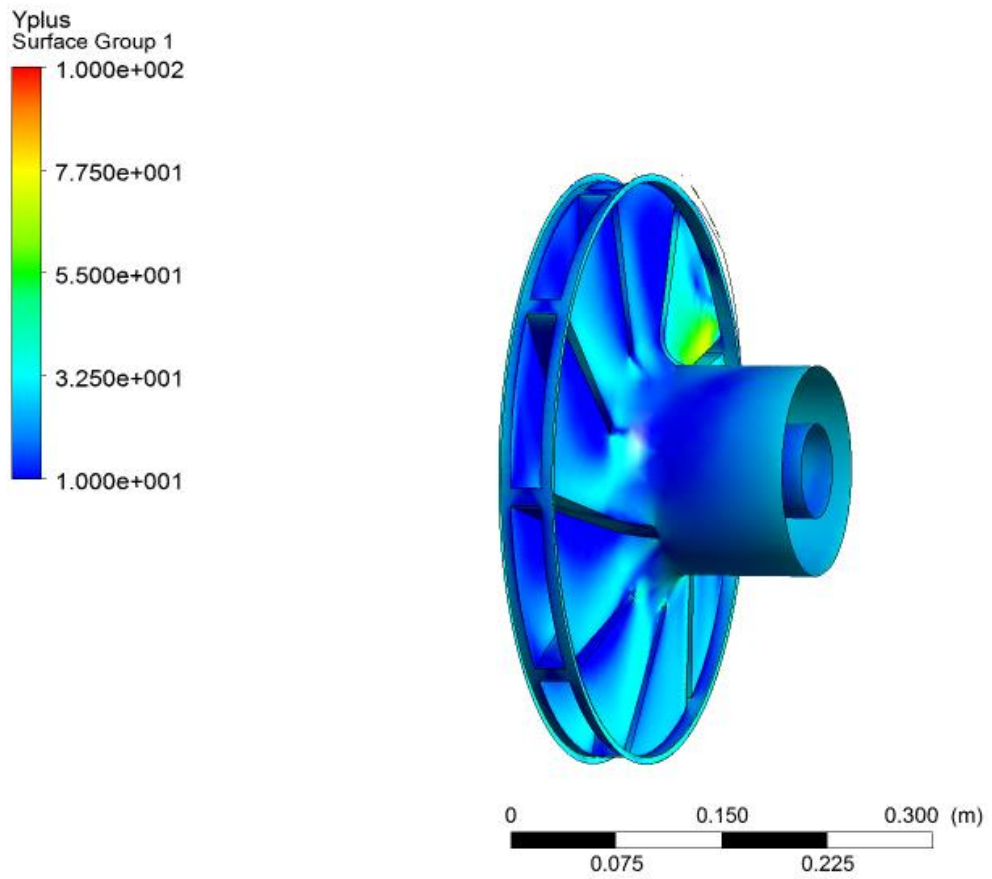


Рисунок 5.15 – Розподіл величини  $Y_{plus}$  по поверхні РК

Отримавши результати по величині  $Y_{plus}$ , можна зробити висновок, що значення  $Y_{plus}$  в допустимих межах крім вхідної та вихідної кромки лопаті.

## 6 РОЗРАХУНОК СОБІВАРТОСТІ НАСОСА АНС 250-80

(Розрахунок виконано за методикою [20])

Собівартість продукції – це витрати підприємства на виготовлення та реалізацію товару вираженого в грошовій формі. Собівартість один з важливих якісних показників що характеризує всі сторони діяльності підприємства. Вона відбиває ефективність використання трудових і матеріальних ресурсів на випуск продукції. Собівартість продукції включає в себе вартість сировини, матеріалів, палива та енергії, амортизацію основних фондів, заробітну плату працівників та інші витрати на виробництво необхідної продукції.

### 6.1 Розраховуємо повну собівартість насосного агрегату.

Витрати на основні матеріали:

$$Z_M = \sum_{i=1}^n C_i \cdot N_i - C_{від}, \quad (6.1)$$

де  $C_i$  – оптова ціна і-ої одиниці матеріалу, грн.;

$N_i$  – норма витрати на одиницю виробу і-того матеріалу, кг;

$C_{від}$  – вартість зворотніх реалізованих відходів, грн;

$n$  – число видів матеріалів.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 6.1.

Таким чином отримаємо за формулою 6.1:

$$\begin{aligned} Z_M = & 7750 + 1360 + 170 + 888,71 + 235,88 + 19,5 + 192,5 + 37,37 + 4020,5 + 256 + \\ & + 3536,5 + 116,4 + 18,75 + 144,6 + 36 + 3,3 + 5,44 + 23 + 2152,2 + 4,1 + 2,05 + 46,08 + \\ & + 255 + 258,5 + 400 = 198017 \end{aligned}$$

Таблиця 6.1 - Матеріали

№ п/п	Деталь	Матеріал	Маса, кг	Кіл. шт	Ціна 1 кг матеріалу, грн.	Сума, грн
1.	Корпус	СЧ 20	155	1	50	7750
2.	Робоче колесо	Сталь 20X13	16	1	85	1360
3.	Імпелер	Сталь 20X13	2	1	85	170
4.	Вал	Сталь 40X	40,39	1	22	888,71
5.	Рубашка	Сталь 20X13	2,78	1	85	235,88
6.	Гайка	Сталь 20	0,97	1	20	19,5
7.	Стойка	СЧ 20	3,85	1	50	192,5
8.	Втулка	СЧ 20	0,75	1	50	37,37
9.	Кронштейн	СЧ 20	80,15	1	50	4020,5
10.	Кришка підшипника	СЧ 20	2,56	2	50	256
11.	Кришка	СЧ 20	70,73	1	50	3536,5
12.	Обойка	Сталь 20	5,82	1	20	116,4
13.	Штуцер	СЧ 20	0,375	1	50	18,75
14.	Пробка	Ст 3	5,78	1	25	144,6
15.	Фланец нажимний	Сч 20	1,44	1	25	36
16.	Пробка	Ст 3	0,132	1	25	3,3
17.	Кільце	Сталь 20X13	0,068	1	85	5,44
18.	Кільце гідрозатвор	СЧ 20	0,46	1	50	23
19.	Обтікач	20X13	25,32	1	85	2152,2
20.	Прокладка	Пароніт	0,025	2	82	4,1
21.	Прокладка	Пароніт	0,025	1	82	2,05
22.	Винт керувальний	Сталь 45	0,36	4	32	46,08
23.	Фланець	Ст 3	10,2	1	25	255
24.	Фланець	Ст 3	10,34	1	25	258,5
25.	Муфта	Сталь 20	20	1	20	400

### 6.2. Витрати на вироби, що закуповують:

$$Z_{\text{пок}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{покі}} \cdot N_{\text{покі}}, \quad (6.2)$$

де  $C_{\text{покі}}$  – оптова ціна і-того типорозміру виробу, що закуповують;

$N_{\text{покі}}$  – кількість виробів, що закуповують.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 6.2

$$Z_{\text{пок}} = 159499 \cdot 1 + 1800 \cdot 2 + 17,30 \cdot 1 + 22,40 \cdot 1 + 2,36 \cdot 1 + 24 \cdot 2 + 50 \cdot 1 + 250 \cdot 1 + 400 = 5985,05 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.2 Витрати, що закуповують

№ п/п	Найменування	Кількість, шт.	Ціна, грн.	Сума, грн
1.	Підшипник кочення 318 ГОСТ 8338-75	1	1594,99	1594,99
2.	Підшипниккочення 46318Л ГОСТ 8338-75	2	1800,00	3600
2.	Кільце гумове 400 –410 – 58	1	17,30	17,30
3.	Кільце гумове 420 – 430 – 58	1	22,40	22,40
4.	Кільце гумове 175 – 180 – 36	1	2,36	2,36
5.	Сальник 80 – 105 - 10	2	24	48
7.	Сальникова набивка	1	50	50
8.	Масило І-20	1	250	250
6.	Вироби кріплення	–	–	400

### 6.3 Транспортні – заготівельні витрати:

$$z_{тр} = \frac{K_{тр} \cdot (z_m + z_{пок})}{100\%}, \quad (6.3)$$

де  $K_{тр}$  – відсоток транспортно-заготівельних витрат, %.

Приймаємо  $K_{тр} = 6\%$ . Тоді:

$$z_{тр} = \frac{6\% \cdot (19801.7 + 5985.05)}{100\%} = 1547.2 \text{ грн.}$$

### 6.4 Розрахунок заробітної платні працівників виробництва:

$$C_3 = C_2 \cdot K_{cp} \cdot T_n \cdot K_{пр}, \quad (6.4)$$

де  $C_2$  – годинна тарифна ставка першого розряду робочих відрядників з нормальними умовами праці. Визначається за даними заводу-виробника.

Приймаємо  $C_2 = 25,5$  грн/год.

$K_{cp}$  – тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт.

Приймаємо  $K_{cp} = 1,33$

$T_n$  – трудомісткість нового виробу, н.год.

$K_{np}$  – коефіцієнт, що враховує розмір премії. Приймається

$K_{np} = 1,4$ . [19]

Трудомісткість нового виробу визначається за формулою:

$$T_n = T_a \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_n}{Q_a}\right)^2} \cdot K_{нов}, \quad (6.5)$$

де  $T_a$  – трудомісткість робіт виробу-аналога, н.год. Визначається за даними виробника. В даному випадку  $T_a = 150$

$Q_n, Q_a$  – відповідно маси проектуємої конструкції та виробу аналогу, т;

$K_{нов}$  – коефіцієнт новизни конструкції, яка проектується.

Приймаємо  $K_{нов} = 1$ .

$$T_n = 150 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3125}{3600}\right)^2} \cdot 1 = 136,5 \text{ н.год.}$$

Тоді заробітна платня:

$$C_z = 25,5 \cdot 1,33 \cdot 136,5 \cdot 1,4 = 6481,15 \text{ грн}$$

Додаткова заробітна платня виробничих працівників, визначається у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 15% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{\text{доод}} = \frac{15\% \cdot C_3}{100\%}, \quad (6.6)$$

$$C_{\text{доод}} = \frac{15\% \cdot 6481,15}{100\%} = 972,17 \text{ грн.}$$

Нарахування на заробітну платню нараховується у відсотках від суми основної та додаткової заробітної платні виробничих працівників та враховує відрахування на соціальне страхування в розмірі 22%:

$$C_H = (C_3 + C_{\text{доод}}) \cdot 0,22, \quad (6.7)$$

$$C_H = (6481,15 + 972,17) \cdot 0,22 = 1639,7$$

Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів визначається в розмірі 15% від основної заробітної платні:

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot C_3, \quad (6.8)$$

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot 6481,15 = 972,17 \text{ грн.}$$

Визначення накладних витрат:

а) витрати по утриманню та експлуатації обладнання:

$$C_{\text{вн}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{вн}}}{100}, \quad (6.9)$$

де  $K_{\text{вн}}$  – відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання

до основної заробітної платні. За розрахунками по аналогу  $K_{\text{вн}} = 45\%$ .

$$C_{\text{вн}} = \frac{6481,15 \cdot 45\%}{100\%} = 2916,5 \text{ грн.}$$

б) цехові витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників за формулою:

$$C_{цв} = \frac{C_3 \cdot K_{цв}}{100}, \quad (6.10)$$

де  $K_{цв}$  – відсоток цехових витрат до основної заробітної платні.

Приймаємо  $K_{цв} = 45\%$ .

$$C_{цв} = \frac{6481,15 \cdot 45}{100\%} = 2916,5 \text{ грн.}$$

в) загальновиробничі витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{зв} = \frac{C_3 \cdot K_{зв}}{100}, \quad (6.11)$$

де  $K_{зв}$  – відсоток загальнозаводських витрат до основної заробітної платні. За відсутністю даних приймаємо  $K_{зв} = 40\%$ .

$$C_{зв} = \frac{6481,15 \cdot 40}{100\%} = 2592,46 \text{ грн.}$$

Виробнича собівартість виробу, який проектуємо визначається як сума всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{вир} = 19801,7 + 5985,05 + 1547,2 + 6481,15 + 972,17 + 1639,7 + 972,17 + 2916,5 + 2916,5 + 2592,46 = 45824,6 \text{ грн.}$$

Позавиробничі витрати визначаються у відсотках від виробничої собівартості виробу, який проектуємо і складають 3%:

$$C_{пв} = 0,03 \cdot C_{вир}, \quad (6.12)$$

$$C_{пв} = 0,03 \cdot 45824,6 = 1374,7 \text{ грн.}$$

Повна собівартість виробу:

$$C_{нов} = C_{вир} + C_{нев}, \quad (6.13)$$

$$C_{нов} = 45824,7 + 1374,7 = 47199,4 \cdot \text{грн.}$$

### 6.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуємого виробу:

а) планові накопичення визначаються з умов рентабельності виробництва до повної його собівартості за формулою:

$$П = \frac{C_{нов} \cdot P}{100}, \quad (6.14)$$

де  $P$  – рентабельність виробу, %. У нашому випадку 15%.

$$П = \frac{47199,4 \cdot 15\%}{100\%} = 7079,9 \text{ грн.}$$

б) договірна оптова ціна дорівнює:

$$Ц_{опт} = C_{нов} + П, \quad (6.15)$$

$$Ц_{опт} = 47199,4 + 7079,9 = 54279,3 \text{ грн.}$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 6.3

Таблиця 6.3 – Планова калькуляція собівартості насосу АНС 250-80

№ п/п	Стаття витрат	Сума, грн.
1.	Сировина та основні матеріали	19801,7
2.	Покупні вироби та напівфабрикати	5985,05
3.	Транспортно-заготівельні витрати	1547,2
4.	Основна заробітна плата	6481,15
5.	Додаткова заробітна плата	972,17
6.	Нарахування на заробітну плату	1639,7
7.	Витрати на відшкодування зносу спеціальних пристосувань та інструменту	902,17
8.	Витрати по утриманню та експлуатації	2916,5
9.	Цехові витрати	2916,5
10.	Загальнозаводські витрати	2592,46
11.	Виробнича собівартість	45824,3
12.	Позавиробничі витрати	1374,7
13.	Повна собівартість	47199,3



14.	Планове накопичення	7079,9
15.	Оптова ціна	54279,3

## **7 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ**

Технологічний розділ диплому був виконаний на базі лабораторії кафедри прикладної гідроаеромеханіки. Де була вивчена технологія та маршрут виготовлення корпусних деталей, зокрема самого корпусу насоса. Маршрутний технологічний процес у себе включає наступні стадії:

- заготівельну операцію. Заготовку отримують методом лиття у піщані форми;
- механічну обробку поверхонь, що виконується на токарному, фрезерному та свердлильному верстатах. Послідовність операцій докладно висвітлено в нижчеподаних маршрутних картах з операційними ескізами;
- контрольну операцію, що виробляється по картах ескізів, або технологічному кресленню.

В загальному випадку розробка маршрутного технологічного процесу виготовлення деталі включає наступні етапи :

- аналіз конструкції деталі і технічних вимог на її виготовлення;
- визначення типу (серійності) виробництва;
- вибір методу отримання заготовки;
- вибір технологічних баз;
- вибір маршруту обробки окремих поверхонь деталі;
- складання маршруту обробки деталі;
- визначення припусків на механічну обробку і розмірів заготовки;
- побудова операцій механічної обробки.

### **7.1 Аналіз конструкції корпусу і технічних умов на його виготовлення.**

Аналіз конструкції являє собою докладне вивчення креслення деталі, технічних вимог для його виготовлення, а також умов та факторів які будуть діяти на дану частину гідромашини. При цьому йде перевірка креслення на

помилки такі як: правильність проставлених розмірів, точність оброблюваних поверхонь та їх шорсткість, інші вимоги.

Основною метою аналізу конструкції деталі являється виявлення можливостей підвищення її технологічності. Для цього ми повинні звернути увагу методи обробки поверхонь з метою зменшення трудоемкості механічної обробки; уніфікацію розмірів і форм пазів, канавок, галтелей, отворів і інших елементів, що скорочує номенклатуру ріжучих інструментів і зменшення часу обробки при послідовному виконанні технологічних переходів; забезпечення надійного і зручного базування; можливість суміщення технологічної і вимірювальної баз для підвищення точності обробки.

### **7.2 Визначення типу виробництва.**

Тип виробництва даної деталі – дрібносерійний. Дрібносерійне виробництво більше схоже по технологічним особливостям до одиничного виробництва. В ньому, як і в одиничному виробництві, застосовуються переважно універсальне обладнання, універсальний вимірювальний інструмент. Дрібносерійному виробництву притаманна велика номенклатура виробів і велика кількість операцій виконуваних на різних робочих місцях.

### **7.3 Вибір методу отримання заготовки.**

Вибір методу отримання заготовки, визначається:

1) технологічними характеристиками матеріалу деталі; структурними змінами матеріалу, отримуваними в результаті застосування того чи іншого методу отримання заготовки;

2) формою і розмірами заготовки;

3) необхідною точністю заготовки, шорсткістю і якістю її поверхні;

4) програмою випуску і строками виконання цієї роботи;

5) наявністю відповідного технологічного обладнання;

6) строками підготовки технологічної оснастки.

В нашому випадку для виготовлення деталі найбільш доцільним є метод гарячого литва в піщано форму у відповідності до технічних вимог ГОСТ 8479. Вибраний метод забезпечує мінімальну собівартість деталі, тобто витрати на матеріал, виготовлення заготовки та послідууючу механічну обробку разом із накладними витратами є найменшими. Внаслідок цього був вибраний метод лиття як найбільш оптимальний для отримання заготовки для корпус насоса.

#### **7.4 Умови вибору технологічних баз.**

Основні положення по вибору баз і вимоги до базових поверхонь у достатній міри:

1) За технологічну базу в першій операції механічної обробки приймають необроблені поверхні, найбільш надійно отримані в заготовці.

2) Вибрана чорнова база повинна забезпечити найбільш точне розташування оброблюваних поверхонь відносно необроблюваних базових.

3) При виборі базуючих поверхонь необхідно прагнути суміщення конструкторської, технологічної і вимірювальної баз.

4) В якості опорної технологічної бази необхідно використовувати поверхні найбільших розмірів, що забезпечить кращу стійкість заготовки. Направляюча база повинна мати найбільшу довжину відносно направляючої площини пристосування.

5) Вибрані технологічні бази повинні забезпечити найменшу деформацію заготовки від зусиль затиснення і виникаючих при обробці зусиль різання.

6) Базові поверхні повинні забезпечити найкращі умови базування, закріплення і виміру деталі, а також простоту конструкції пристосування.

#### **7.5 Вибір маршруту обробки поверхонь деталі.**

Маршрут обробки вибирається виходячи з вимог робочого креслення корпусу та прийнятої заготовки. За заданими квалітетами точності, класами чистоти поверхонь деталі, а також враховуючи її розміри, масу та конфігурацію

вибирається необхідна кількість стадій обробки і тип відповідного обладнання. Кожна стадія виконується на своїх режимах обробки необхідним інструментом.

### **7.6 Визначення припусків на механічну обробку і розмірів заготовки.**

Розрізняють, припуски загальні і проміжні (міжопераційні). Проміжний припуск – це шар матеріалу, який знімається з поверхні заготовки при виконанні даної операції або технологічного переходу. Загальний припуск – це шар матеріалу, який знімається з поверхні при виконанні всіх операцій і технологічних переходів. Загальний припуск є сумою проміжних припусків.

Вихідні дані по деталі:

- 1) Матеріал СЧ 20 ГОСТ 5632-72:.
- 2) Маса деталі – 107 кг.
- 3) Оброблюваними поверхнями заготовки корпуса є:
  - зовнішня циліндрична поверхня вихідного патрубку  $d = 245$  мм;
  - зовнішня циліндрична поверхня корпуса  $d = 520$  мм;
  - лапи патрубків  $L = 800$  мм;
  - внутрішня циліндрична поверхня  $d = 470$  мм;
  - товщина вхідного патрубку  $L = 220$  мм;
  - товщина виємної частини  $L = 116,5$  мм;

Вихідні дані для розрахунку:

Маса заготовки (розрахункова) – 120 кг

Клас точності литва – 13Т:

- 1) Група чавуни– сч 20
- 2) Ступінь складності – С1 при  $K_p > 0,63$ .

Визначимо припуски на оброблювані поверхні:

- 1) Основні припуски на розміри мм:
  - 3,5 - діаметр 245 мм та чистота поверхні Ra 6,3;
  - 3,2 - діаметр 520 мм та чистота поверхні Ra 6,3;

- 3,5 - товщина 25 мм та чистота поверхні Ra 6,3;
- 3,2 - діаметр 470 мм та чистота поверхні Ra 3,2;
- 3,5 – товщина 220 мм та чистота поверхні Ra 3,2
- 3,5 – товщина 116,5 мм та чистоти поверхні Ra 3,2.

2) Додаткові припуски, що враховують:

- відхилення від площинності – 0,8 мм;
- зміщення по поверхні роз'єму піщаної форми - 0,5 мм.

3) Ливарний уклін: на зовнішню поверхню – не більше 5°, приймаємо 5°;

Визначимо розміри піщаної форми та їх допустимі відхилення.

1) Розміри піщаної форми, мм:

- діаметр  $245 + (3,5 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 254,6$  приймаємо 255,0 мм;
- діаметр  $520 + (3,2 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 529$  приймаємо 530,0 мм;
- товщина  $800 + (3,5 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 809,6$  приймаємо 810 мм;
- діаметр  $470 + (3,2 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 479$  приймаємо 480,0 мм;
- товщина  $220 + (3,5 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 229,6$  приймаємо 230 мм;
- товщина  $116,5 + (3,5 + 0,8 + 0,5) \cdot 2 = 126,1$  приймаємо 126 мм;

2) Радіус закруглення зовнішніх кутів – 2,5 мм (мінімальний) приймаємо 3,0 мм .

3) Допустимі відхилення від площинності та прямолінійності - 1,2 мм

4) Допустимі величини залишкового облою – 1,4 .

5) Допустимі величини заусенця – не більше 5 мм .

У якості висновку даного підрозділу для більшої наглядності і практичності наведемо підсумовуючу таблицю (табл. 5.1) з винесеними у ній результатами проведеного розрахунку.

Таблиця 7.1 – Підсумки проведених розрахунків.

Відповідні розміри деталі, мм	Загальний припуск на оброблювану	Відповідні розміри заготовки	Допустимі відхилення розмірів, мм	
			верхнє	нижнє

	поверхню (на сторону), мм	(прийняті), мм		
діаметр 245	3,5	255	+3,5	-1,5
діаметр 520	3,2	530	+2,5	-1,0
товщина 800	3,5	810	+2,5	-1,0
діаметр 470	3,2	480	+2,0	-0,9
товщина 220;	3,5	230	+2,0	-1,0
товщина 116,5	3,5	126	+2,5	-1,0

### **7.8 Побудова операцій механічної обробки.**

Виходячи з поданого матеріалу - зазначимо, що для проектування окремої операції необхідно знати: маршрут обробки заготовки; схему її базування і закріплення; квалітет точності оброблюваних поверхонь; поверхні, оброблені на попередніх операціях, і точність їх обробки; припуски на обробку.

В процесі проектування для кожної операції встановлюють кількість установок, позицій, раціональну послідовність переходів, вибирають обладнання, інструменти, пристосування.

Креслення заготовки корпусу насоса (з вказаними розмірами й допусками) та технологічна документація на його виготовлення (маршрутні карти та карти ескізів). Окремо виконане технологічне креслення виготовлення корпусу насоса на форматі А1, що встановлено відповідними вимогами до оформлення технологічного розділу випускної роботи ).

## 8 ВИПРОБУВАННЯ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

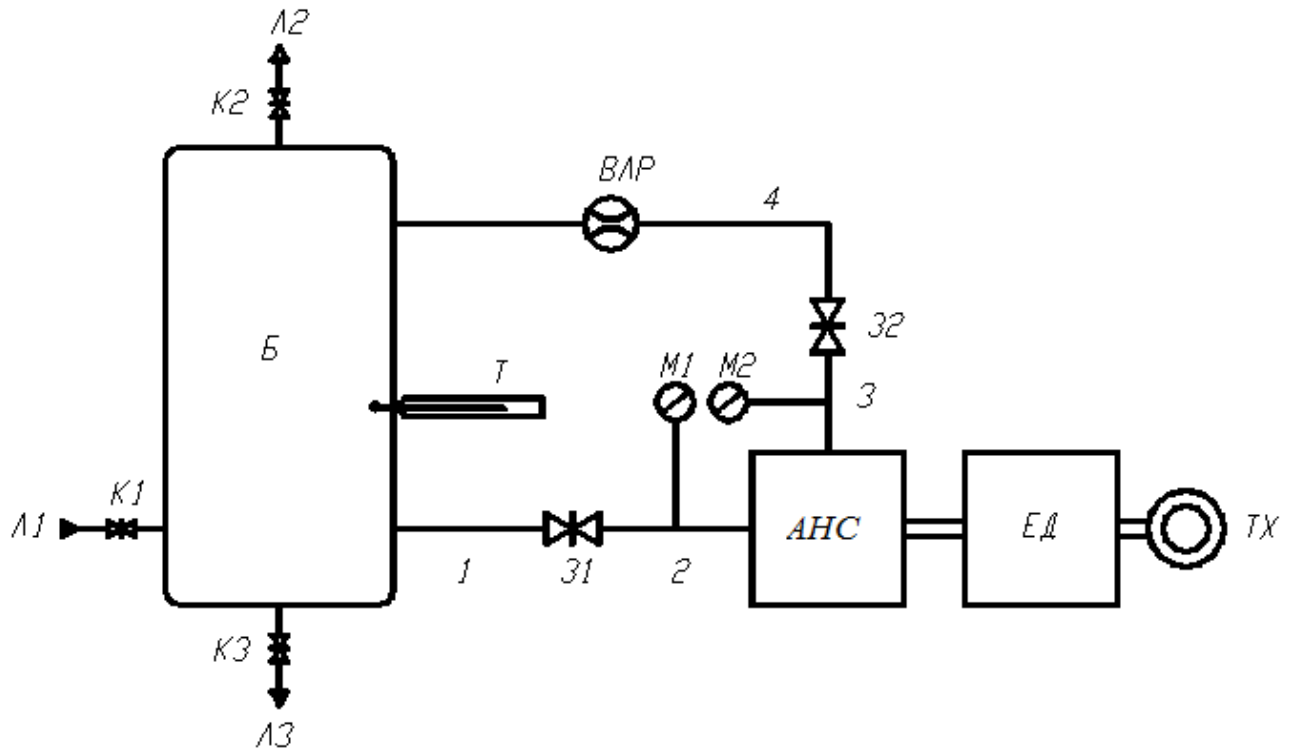


Рис. 8.1. Принципова схема стенду для дослідження робочого процесу насоса АНС

Таблиця 8.2 - Умовні позначення принципової схеми стенду (до рис.3.4)

Умовне позначення	Назва	Кількість	Примітка
ЕД	Асинхронний електродвигун	1	
ТХ	Тахометр	1	
АНС	Агрегат насосний соковий	1	
Т	Термометр	1	
Б	Бак	1	$V=5 \text{ м}^3$
К1, К2, К3	Кран шаровий	3	
31, 32	Засувка	2	
ВЛР	Витратомір	1	
М1, М2	Манометр	2	
Л1	Лінія заливки води	1	$D_y15$
Л2	Лінія випуску повітря	1	$D_y15$
Л3	Лінія зливання води	1	$D_y15$
1, 2	Всмоктувальна ділянка трубопроводу	2	$D_y100$
3	Напірна ділянка трубопроводу	1	$D_y100$
4	Напірна ділянка трубопроводу	2	$D_y150$

Стенд дає можливість проводити дослідження робочого процесу насоса АНС в діапазоні витрат 0 – 250 м<sup>3</sup>/годину та напором до 80м. До основного обладнання входять: бак ємністю 5 м<sup>3</sup>, насос АНС з асинхронним двигуном 250S4 потужністю 100 кВт та синхронною частотою обертання 1500 об/хв., з'єднувальні трубопроводи, запірні арматура, пульта керування та контрольно-вимірювальні прилади.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість визначення характеристик напору та потужності від величини витрати рідини через проточну частину агрегату згідно існуючих вимог. До складу комплексу контрольно-вимірювальних приладів входили:

- комплекс ДМК-21 – для визначення електричної потужності, що споживається електродвигуном;
- манометр пружинний класу точності 0.15 з межею вимірювання 0.25 МПа для вимірювання тиску у всмоктуючому трубопроводі;
- манометр пружинний класу точності 0.4 з межею вимірювання 0.6 МПа для вимірювання тиску у напірному трубопроводі;
- тахометр механічний ТЧ10-Р для визначення частоти обертання ротору АНС;
- витратомір – ультразвуковий «Взлет Премьер» для визначення величини витрати рідини через проточну частину АНС з точністю 0.5%.

### 8.1 Методика проведення експериментальних досліджень

В цілому методика проведення випробувань АНС по визначенню енергетичних характеристик ґрунтувалася на відпрацьованих рекомендаціях щодо випробувань гідравлічних машин . Далі наведені загальні залежності, за якими визначалися необхідні характеристики.

Потужність на валу АНС визначалася за допомогою балансирної машини та обчислювалася за формулою

$$N_m = \left( F_p \cdot l_p \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \right) \cdot \left( \frac{n_n}{n_m} \right)^3, \quad (8.1)$$



де  $N_m$  - модельна (приведена) потужність на валу АНС, Вт;

$F_p$  - зусилля на плечі важеля, Н;

$l_p$  - довжина важеля балансірної машини, м.

$n_n, n_m$  - натурна та модельна (приведена) частоти обертання ротора АНС, об/хв

Довжина важеля визначалася за методикою, розробленою Науково-дослідним інститутом атомного та енергетичного насособудування (ВНДІАЕН м. Суми) і дорівнювала  $l_p = 0,9972$  м.

Енергетична характеристика ступені АНС  $N_c(n)$  визначалася шляхом віднімання показників характеристики холостого ходу  $N_x(n)$  від показників характеристики, визначеної за допомогою балансірної машини  $N(n)$ .

При дослідженні насосного АНС енергетична характеристика визначалася електричним шляхом і обчислювалася наступним чином

$$N_{em} = (W_1 + W_2 + W_3) \cdot K \cdot \eta_{el} \cdot \left( \frac{n_n}{n_m} \right)^3, \quad (8.2)$$

де  $N_{em}$  - модельна (приведена) потужність АНС, Вт;

$W_1, W_2, W_3$  - показання ватметра по кожній фазі, Вт;

$K$  - коефіцієнт, який враховує схему підключення та режим роботи вимірювального приладу;

$\eta_{el}$  - ККД електродвигуна, що відповідає режиму його роботи.

Напір, що створює АНС під час роботи, обчислювався за показаннями манометрів, які вимірювали величину тиску у всмоктуючій та напірній ділянках трубопроводів

$$H_m = \left[ \frac{\left( \frac{P_n \cdot P_2}{n_{2m}} - \frac{P_6 \cdot P_1}{n_{1m}} \right) \times 10^6}{\rho \cdot g} + \frac{u_n^2 - u_6^2}{2 \cdot g} + z_n - z_6 \right] \cdot \left( \frac{n_n}{n_m} \right)^2, \quad (8.3)$$

де  $H_m$  - модельний (приведений) напір, що створює АНС, м;

$P_6, P_n$  - показання манометрів у всмоктуючому та напірному трубопроводах, діл (ділень);

$P_1, P_2$  - межа вимірювання тиску манометрами у всмоктуючому та напірному мірних перетинах, МПа;

$n_{1,m}, n_{2,m}$  - кількість ділень манометрів на всмоктуючому та напірному мірних перетинах, діл.;

$\rho$  - густина робочого середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  - прискорення вільного падіння,  $g = 9.81$  м/с<sup>2</sup>;

$u_6, u_n$  - швидкість течії робочої рідини у всмоктуючому та напірному мірних перетинах, м/с;

$z_6, z_n$  - висота розташування манометрів, м.

Враховуючи однаковий рівень розташування манометрів та однаковий діаметр мірних ділянок на всмоктуючому та напірному трубопроводах формула для визначення напору запишемо у наступному вигляді

$$H_m = \left[ \frac{\left( \frac{P_n \cdot P_2}{n_{2,m}} - \frac{P_6 \cdot P_1}{n_{1,m}} \right) \times 10^6}{\rho \cdot g} \right] \cdot \left( \frac{n_n}{n_m} \right)^2. \quad (8.4)$$

Величина приведеної витрати рідини через проточну частину АНС  $Q_M$  визначалася за формулою:

$$Q_M = Q \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right), \quad (8.5)$$

де  $Q$  - експериментально визначена величина витрати, м<sup>3</sup>/с.

## 8.2 Оцінка похибок результатів вимірювань

При розрахунку похибок визначення основних параметрів АНС використовувалися аналітичні залежності.

Відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання ротора АНС  $\delta n$  визначалася за формулою

$$\delta n = \frac{100 \cdot \Delta n}{n}, \%, \quad (8.6)$$

де  $\Delta n$  - абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання ротору, об/хв.;

$n$  - експериментально визначена величина частоти обертання, об/хв.

Абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалася як сума похибки тахометра та похибки вимірювання.

Відносна гранична похибка вимірювання потужності на валу експериментального АНС визначалася за формулою [3.7]

$$\Delta N_m = \sqrt{\left(\frac{100 \cdot F_\psi}{F_p}\right)^2 + \delta F_p^2 + \delta l^2 + 4\delta n^2}, \%, \quad (8.7)$$

де  $F_\psi$  - поріг чутливості балансирного двигуна, Н;

$\delta F_p, \delta l$  - відносні похибки вимірювання, відповідно зусилля та довжини плеча важеля балансирного двигуна, %.

Відносна гранична похибка вимірювання лінійних розмірів елементів проточної частини АНС  $\delta L$  визначалася за формулою

$$\delta L = \frac{100 \cdot \Delta L}{L}, \%, \quad (8.8)$$

де  $\Delta L$  - абсолютна гранична похибка вимірювання геометричного розміру, м;

$L$  - величина параметру, що визначається, м.

Відносна гранична похибка вимірювання температури рідини  $\delta t$  визначалася за формулою

$$\delta t = \frac{100 \cdot \Delta t}{t}, \%, \quad (8.9)$$

де  $\Delta t$  - абсолютна гранична похибка вимірювання температури, °С;

$t$  - експериментально визначене значення температури, °С.

Відносна гранична похибка вимірювання часу проведення експерименту  $\delta T$  визначалася за формулою

$$\delta T = \frac{100 \cdot \Delta T}{T}, \%, \quad (8.10)$$

де  $\Delta T$  - абсолютна гранична похибка вимірювання часу, хв;

$T$  - експериментально визначене значення часу, хв.

Відносна гранична похибка вимірювання електричної приведенної потужності, що споживається ТГА,  $\Delta N_{me}$  визначалася за формулою

$$\Delta N_{me} = \sqrt{\delta P_e^2 + \delta \eta_e^2 + 9\delta n^2}, \%, \quad (8.11)$$

де  $\delta P_e$  - відносна гранична похибка вимірювання електричної потужності по кожній з фаз, %;

$\delta \eta_e$  - відносна гранична похибка визначення ККД електродвигуна, %.

Відносна гранична похибка визначення приведенної витрати рідини через проточну частину ТГА  $\Delta Q_m$  визначалася за формулою

$$\Delta Q_m = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \%, \quad (8.12)$$

де  $\delta Q$  - відносна гранична похибка вимірювання витрати рідини, %;

що визначалася як

$$\delta Q = \frac{100 \cdot \Delta Q}{Q}, \%, \quad (8.13)$$

де  $\Delta Q$  - абсолютна гранична похибка вимірювання витрати рідини, м<sup>3</sup>/с;

$Q$  - експериментально визначена величина витрати, м<sup>3</sup>/с.

Враховуючи рівність діаметрів всмоктуючого та напірного патрубків АНС, а також однаковий рівень положень манометрів, відносну граничну похибку вимірювання напору можна виразити через межі вимірів манометрів та їх класи точності.

Для умов експерименту по дослідженню насосного ефекту формула для визначення відносної похибки обчислення напору має наступний вид

Параметр, що вимірюється, одиниця виміру	Середній рівень параметру	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка, %	Середньоквадратична відносна похибка, %
Діаметр робочого колеса $D$ , м	470	1	0.5	0.25
Діаметр втулки робочого колеса $D_{вт}$ , м	67,5	1	1.3	0.65
Ширина лопатей робочого колеса $b$ , мм	45	0.5	1.1	0.55
Частота обертання $n$ , об/хв	1500	2	0.27	0.14
Вага гир, що урівноважують важіль, $F_p$ , Н	75	0.1	0.13	0.65

$$\Delta H = \frac{1}{H_{оп}} \sqrt{\frac{P_n^2 \cdot \delta P_n^2 + P_v^2 \cdot \delta P_v^2}{\rho^2} + H_{оп}^2 \cdot (\delta \rho^2 + 4\delta n^2)}, \% \quad (8.14)$$

де  $\delta P_v, \delta P_n, \delta \rho$  - відносні граничні похибки вимірювання, відповідно тиску на вході та виході з АНС та густини робочої рідини, %;

$H_{оп}$  - експериментальне значення напору, м.

Довжини важеля $l$ , м	0.795	0.001	0.13	0.65
Температура рідини $t$ , °C	50	0.2	0.4	0.2
Час проведення випробувань $T$ , хв	30	0,25	0.8	0.4

Таблиця 8.3 - Похибки прямих вимірювань.

Середньоквадратичні відносні похибки непрямих вимірювань визначалися за формулою [3.15]

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\Delta}{2}, \% \quad (8.15)$$

де  $\Delta$  - відносна гранична похибки параметру, що визначається, %.

Результати визначення значень похибок прямих та непрямих вимірювань наведені в табл.3.3 та табл.3.4. Розрахунки похибок результатів випробувань свідчать про те, що вони знаходяться в допустимих межах.

Таблиця 8.4 - Похибки непрямих вимірювань

Параметр, що визначається, одиниця виміру	Середній рівень параметру	Відносна похибка, %	Середньоквадратична відносна похибка, %
Потужність, $N_m, Вт$	5 000	1.07	0.54
Потужність, $N_{me}, Вт$	14 000	7.1	3.6
Витрата рідини через АНС $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	250	0.57	0.29
Напір $H$ , м	80	1.37	0.69

### 8.3 Натурні випробування

Проводилися натурні випробування насосного агрегату АНС 250-80 на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки на стенді. Під час проведення випробування було отримано характеристику насоса з урахуванням вище приведеної методики. Виготовивши насос на базі лабораторії кафедри ПГМ його було встановлено на стенд, було виконано обв'язку труб та підключення вимірювальних приладів. Встановлено асинхронний двигун з частотою обертання 1470об/хв на якому знаходилися моментні ваги, для виміру маси яка протидіє двигуну.

Під час випробування були зняті показники приборів.

Таблиця 8.5 - Показання приладів.

№ замера	Расход Q, м3/ч	Значение давления на входе в насос, дел	Значение давления на выходе из насоса, дел	Измерение массы разновесов, г	Частота вращения ротора, об/мин	Температура рабочей жидкости, С
1	0,0	56,4	64,8	1420	1470	17
2	16,0	57,4	65,0	1440	1470	17
3	50,0	56,6	65,2	1540	1470	17
4	86,0	55,0	65,2	1650	1470	17
5	127,0	53,8	65,2	1840	1470	17
6	154,0	52,6	65,0	1980	1470	17
7	185,0	52,0	64,4	2120	1470	17
8	221,0	50,6	64,0	2360	1470	17
9	252,0	50,0	63,2	2560	1470	17
10	270,0	48,4	62,6	2660	1470	17
11	235,0	46,2	63,0	2450	1470	17
12	219,0	49,2	64,0	2320	1470	17
13	203	52,4	64,4	2250	1470	17
14	139	53,8	65,2	1900	1470	17
15	65	54,4	65	1560	1470	17
16	2,8	53,4	65	1400	1470	17

Після обробки показників приладів був оформлений протокол випробувань.

Таблиця 8.6 – Протокол випробувань.

№	Подача м3/ч	Давление на входе в насос, Па	Давление на выходе из насоса, Па	Напор насоса, м	Мощность, кВт	Частота вращения насоса, об/мин	Подача привед. Q, м3/ч	Напор привед. Н, м	Мощность привед. N, кВт	К.П.Д., %
1	0,0	220915,2	1015270,0	81,1	56,8	1470	0,0	81,1	56,8	0,0
2	16,0	224832,2	1018403,6	81,0	57,6	1470	16,0	81,0	57,6	6,1
3	50,0	221698,6	1021537,1	81,7	61,6	1470	50,0	81,7	61,6	18,0
4	86,0	215431,5	1021537,1	82,5	66,0	1470	86,0	82,5	66,0	29,2
5	127,0	210731,2	1021537,1	83,2	73,6	1470	127,0	83,2	73,6	39,0
6	154,0	206030,9	1018403,6	83,5	79,2	1470	154,0	83,5	79,2	44,2
7	185,0	203680,7	1009002,9	83,0	84,8	1470	185,0	83,0	84,8	49,3
8	221,0	198197,0	1002735,8	83,2	94,4	1470	221,0	83,2	94,4	53,0
9	252,0	195846,8	990201,6	82,5	102,4	1470	252,0	82,5	102,4	55,2
10	270,0	189579,7	980801,0	82,4	106,4	1470	270,0	82,4	106,4	56,9
11	235,0	180962,5	987068,1	83,5	98,0	1470	235,0	83,5	98,0	54,5
12	219,0	192713,3	1002735,8	83,8	92,8	1470	219,0	83,8	92,8	53,8
13	203,0	205247,5	1009002,9	83,0	90,0	1470	203,0	83,0	90,0	50,9
14	139,0	210731,2	1021537,1	83,2	76,0	1470	139,0	83,2	76,0	41,4
15	65,0	213081,4	1018403,6	82,3	62,4	1470	65,0	82,3	62,4	23,3
16	2,8	209164,4	1018403,6	82,6	56,0	1470	2,8	82,6	56,0	1,1

Обробивши дані протоколу була побудована характеристика насосу.

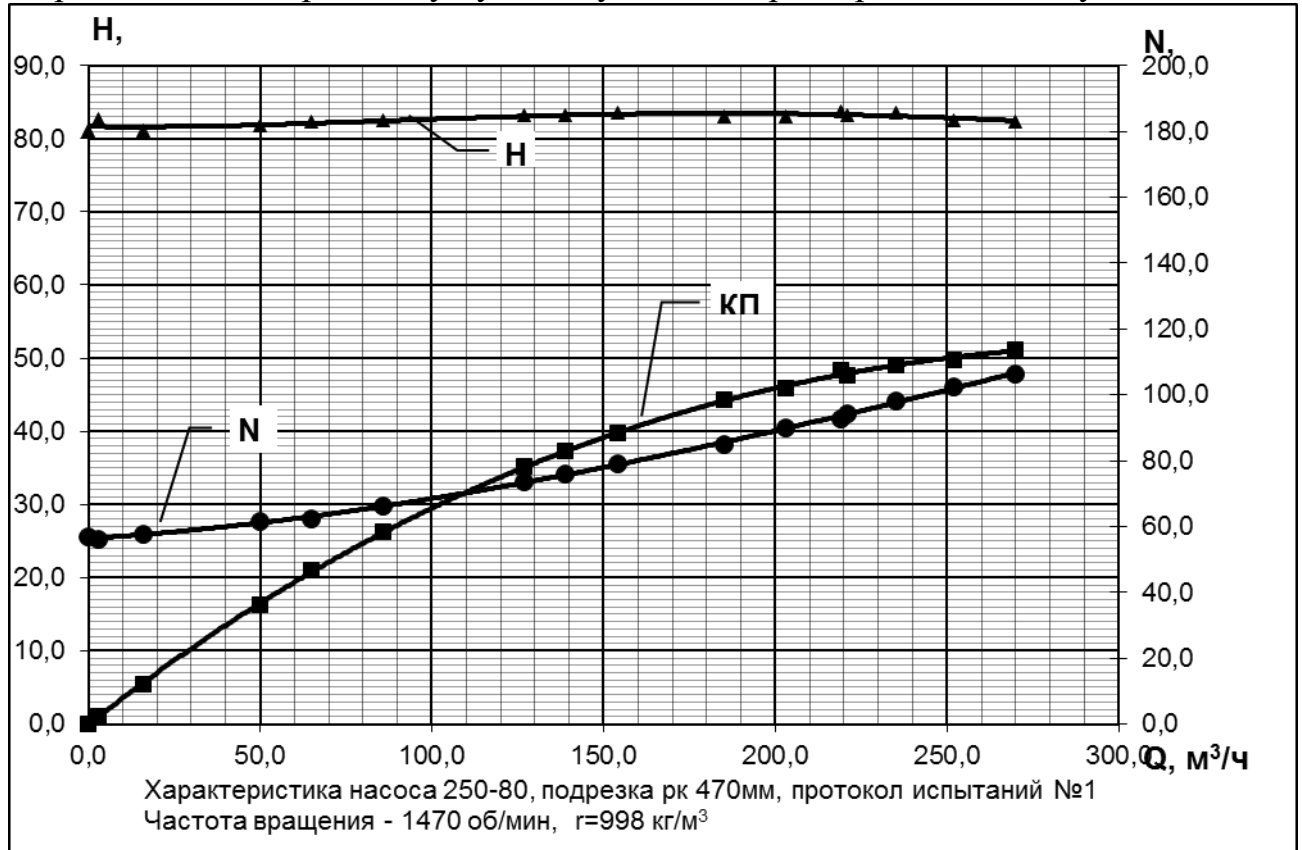


Рис. 8.2 - Напірна характеристика Насоса АНС 250 – 80 .

З даної характеристики видно дуже гарно що даний насосний агрегат показав апор да подачу яка була закладена в технічному завданні, виходячи з інформації характеристики ми з легкістю можемо вважати що завдання виконано успішно.



## 9 ЗАХОДИ З ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ТА ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 9.1 Аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту

Небезпечними й шкідливими виробничими факторами (фізичними й хімічними) відповідно ГОСТ 12.0.003-74 можуть бути:

- при обслуговуванні агрегату під час роботи:

- 1) пошкодження кабеля (електроізоляція);
- 2) підвищена або знижена температура поверхонь складових частин агрегату (насоса, двигуна);
- 3) недостатня якість свердловини де встановлюється агрегат;
- 4) підвищене значення напруги в електричному колі живлення електроустаткування, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- 5) пошкодження трубопроводу;
- 6) муфта, що сполучає привідний і відомий вали агрегату.

Огородження муфти виконується за допомогою захисного кожуху.

Захисні огороження муфт повинні оточувати муфту і вали для захисту персоналу від контактів з рухомими деталями в процесі експлуатації обладнання. Прийнятні розміри доступу повинні відповідати встановленим стандартам, наприклад, ISO 14120, EN 953 або ASME B15.1.

Захисні огороження повинні проектуватися з жорсткістю достатньою, щоб витримувати статично зосереджене навантаження, рівну 900 Н, в будь-якому напрямку без контакту захисного огороження з рухомими деталями.

Захисні огороження повинні виготовлятися з суцільними. Захисні огороження, виготовлені з розкатаних металевих листів, або перфорованих листів можуть використовуватися, якщо розмір отворів не перевищує 10 мм (0,375 дюйма). Захисні огороження повинні проектуватися із сталі, або неметалічних ( полімерних ) матеріалів. Не повинні використовуватися захисні огороження з ткані дрютяної

сітки. Якщо визначено, повинні поставлятися неіскроутворюючі захисні огороження з узгодженого матеріалу.

- при монтажі і ремонтах агрегату:

- 1) машини і механізми, що рухаються; рухомі частини виробничого обладнання; пересувні вироби, матеріали;
- 2) підвищена загазованість повітря робочої зони;
- 3) підвищена або знижена температура поверхонь деталей;
- 4) гострі кромки на поверхнях устаткування, деталей, інструмента;
- 5) підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

## **9.2 Вплив шуму і вібрації на працівників**

Виробничий шум та його вплив на працівників

Насичення виробництва машинами і механізмами супроводжується інтенсивними шумом та вібрацією, які справляють негативний вплив на працездатність і здоров'я працівників. Механічні коливання вузлів і деталей викликають коливання повітря і сприймаються органами слуху людини як звуки. Комплекс хаотичних звуків, різних за частотою та інтенсивністю, які викликають неприємні суб'єктивні відчуття, називається шумом. Інтенсивність шуму вимірюється в децибелах (дБ), а частота — в герцах (Гц). Шуми різняться за гучністю (в фонах) і за висотою (менше як 350 Гц — низькочастотні; 350...800 Гц — середньочастотні; понад 800 Гц — високочастотні).

Людина сприймає звуки частотою 16...20 000 Гц. Звуки з частотою до 16 Гц називаються інфразвуками, а понад 20 000 Гц — ультразвуками. Хоча вони вухом не сприймаються, зате відчуються тканинами організму.

На виробництві шум може бути постійним і непостійним, коли рівень його під час роботи змінюється більше ніж на 5 дБ. Непостійні шуми поділяються на перервні, імпульсні та флюктуючі, коли рівень шуму весь час коливається.

Ступінь негативного впливу шуму залежить від сили і частоти звуку, тривалості його дії, фізичного і психічного стану людини.

Шкідливий вплив виробничого шуму виявляється як у вигляді специфічного ушкодження органів слуху, так і у вигляді порушень багатьох інших органів, в першу чергу центральної нервової системи. Інтенсивний виробничий шум призводить до часткової або повної втрати слуху. Зміни слуху настають при дії шуму більше 80 дБ і відбуваються протягом 3—5 років залежно від фізичного стану працівника. Ознаками розвитку приглухуватості є погане сприйняття розмови пошепки та шум у вухах.

Збільшення тривалості роботи в умовах підвищеного шуму супроводжується прогресивним розвитком втрати слуху. При цьому спочатку виникає слухова адаптація — зниження слухової чутливості і швидке відновлення слуху після припинення дії шуму. Згодом процес відновлення слуху затягується, а втома слухового аналізатора переходить у перевтому. Тривалий (більше 10 років) вплив шуму вище 90 дБ на працівника може викликати не тільки приглухуватість, але й абсолютну втрату слуху внаслідок дегенерації чутливих клітин внутрішнього вуха в зв'язку з їх перенапруженням. Такі розлади слуху у працівників кваліфікуються як незворотні.

Під впливом шуму відбуваються зміни не тільки в слуховому центрі нервової системи, але і в тих відділах, які регулюють такі життєво важливі функції, як кровообіг, дихання, травлення, кровотворення, рухову діяльність та інші. Це зумовлено тим, що нервові імпульси від органів слуху посилюються ретикулярною формацією і поширюються по всьому мозку.

Негативний вплив шуму на нервову систему працівника виявляється у головних болях, безсонні, швидкій стомлюваності, підвищеному потовиділенні, треморі пальців і рук, підвищеному роздратуванні, порушеннях пам'яті і уваги, а на серцево-судинну систему — у болях в області серця, зменшенні частоти пульсу, гіпотонії або гіпертонії.

Залежність між інтенсивністю шуму і концентрацією уваги зображена на рис. 11.1.

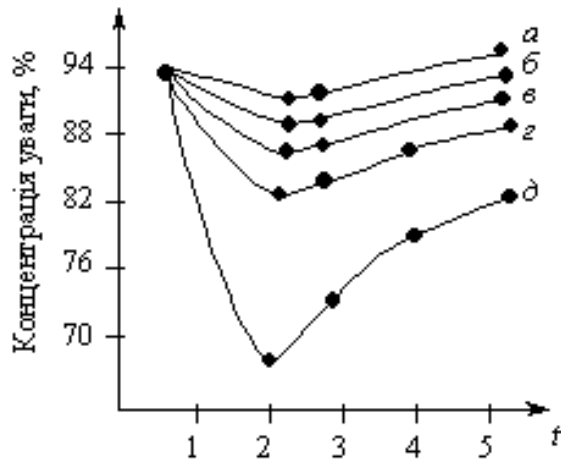


Рис. 11.1. Вплив шуму на концентрацію уваги(1 — до впливу шуму; 2 — зразу після впливу; 3—5 — через 30, 60 і 120 хв після впливу; інтенсивність шуму: а — 60 дБ, б — 70 дБ, в — 80 дБ, г — 90 дБ, д — 100 дБ)

Порушуючи динаміку коркових процесів і психічних функцій, шум призводить до погіршення координації рухів, зниження працездатності і продуктивності праці. Дослідження фізіологів показують, що при шумі у виробничих приміщеннях 80—90 дБ працівник змушений витратити в середньому на 20 % більше енергії для збереження виробітку, досягнутого ним в умовах шуму нижче 75 дБ.

Слід зазначити, що при певних умовах тиша може справляти негативний вплив і знижувати продуктивність праці, оскільки навіть незначні звуки привертають увагу працівника, відволікаючи від роботи. Нормальний шумовий фон підвищує рівень збудження і позитивно впливає на працездатність людини. Тому при виконанні багатьох робіт доцільним є стимулюючий рівень шуму у вигляді музики, яка до того ж створює гарний настрій.

Однак подальше підвищення шуму знижує працездатність, а сам шум починає дратувати людину, внаслідок чого погіршується її увага. До того ж залежно від емоційного забарвлення, мажорності та інтенсивності звукового подразника звуки можуть сприйматися як неприємні, страшні, гнітючі, неспокійні, втомливі, стимулюючі, веселі, надтоїдливі і т. п. Тому на виробництві слід уникати шумів, які

справляють негативний вплив на психічні стани працівників, перешкоджають контактам між ними.

Основними напрямками боротьби з шумом на виробництві є розробка і впровадження заходів технічного характеру, які виключали б причини генерування шуму; виведення персоналу із зон з високим рівнем шуму за рахунок впровадження дистанційного управління; впровадження фізіологічно обґрунтованих режимів праці і відпочинку; застосування індивідуальних захисних засобів тощо.

### **9.3 Пожежна безпека приміщень згідно ОНТП 24-86.**

Прийнята в нашій країні система категорювання виробничих приміщень та будівель за вибухопожежною та пожежною безпекою визначає комплекс пожежно-технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей і збереження матеріальних цінностей. Встановлення тієї або іншої категорії формує протипожежні вимоги до планування і забудови території промислових підприємств, поверховості виробничих будівель, вогнестійкості застосовуваних будівельних конструкцій, величини площ пожежних відсіків, розташування і довжини шляхів евакуації, застосування конструкцій, що легко скидаються і т.д. Наведений перелік заходів для цукрового заводу свідчить про важливість правильного визначення категорії, оскільки помилки в цій області на багато років вперед визначають недостатність або надмірність заходів щодо попередження пожеж і пожежного захисту.

Регламентация виробничих приміщень та будівель на категорії за вибухопожежною та пожежною безпекою - дуже актуальна, але надзвичайно складна проблема, що базується на оцінці пожежовибухонебезпеки застосовуваних технологічних процесів.

На сьогодні в Україні існує два підходи до оцінки пожежовибухонебезпеки технологічних процесів: імовірносний таі детермінований.

Імовірносний підхід заснований на розрахунку можливості досягнення певного рівня пожежовибухонебезпеки об'єкта. Такий підхід визначається положенням ДСТУ 12.1.004-91 "Пожежна безпека", у якому на підставі заданого рівня пожежовибухонебезпеки регламентується рівень пожежної безпеки об'єкта, тобто рівень систем запобігання пожежі та протипожежного захисту, що у сукупності виключають вплив на людей небезпечних факторів пожежі. Імовірність впливу зазначених факторів не повинна перевищувати нормативну. Але дана система оцінки рівня пожежовибухонебезпеки об'єкта не знайшла застосування на практиці через її громоздкість (пожежовибухонебезпека будь-якого об'єкта визначається пожежовибухонебезпекою його складових частин - технологічних апаратів, установок, приміщень).

Детермінований метод базується на певній кількісній диференціації приміщень та будівель на категорії. При цьому заздалегідь задаються граничні умови (надлишковий тиск вибуху  $> 5$  кПа або  $< 5$  кПа). Саме цей підхід і використано у нормативному документі ОНТП 24-86, що до теперішнього часу діє в Україні.

Одним із важливих положень нормативного документу ОНТП 24-86 є використання в якості критерію вибухопожежної небезпеки розрахункового надлишкового тиску вибуху локальних вибухонебезпечних газо-, паро- або пилоповітряних сумішей, що можуть утворюватися в об'ємі виробничих приміщень у результаті нормальної роботи технологічного обладнання або аварійної ситуації. Величина надлишкового тиску вибуху є критерієм оцінки сили вибуху. При порівнянні розрахункового значення з припустимою величиною, що вибирається з умови безпеки людей, незруйнованості основних будівельних конструкцій та технологічного устаткування, можна однозначно визначити, чи є приміщення вибухонебезпечним або пожежонебезпечним. У якості припустимої величини надлишкового тиску прийнято значення 5 кПа. За даними результатів численних досліджень цей тиск не призводить до руйнування основних будівельних конструкцій, а також технологічного обладнання. Такий тиск є безпечним для людини. У нормах США (1980 р.) вказується, що при тиску в ударній хвилі 16 кПа

відбувається тимчасова втрата слуху, а при тиску в діапазоні 5,9-8,3 кПа враження людини можливе тільки осколками скла й іншими уламками.

Одними із недоліків ОНТП 24-86 є: відсутність кількісної оцінки пожежної небезпеки приміщень, що враховувала б пожежне навантаження; відсутність методики визначення категорії для зовнішніх установок, а також трудомісткість розрахунків при визначенні надлишкового тиску вибуху

## ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ ЗА ВИБУХОПОЖЕЖНОЮ ТА ПОЖЕЖНОЮ НЕБЕЗПЕКОЮ

Згідно нормативного документу ОНТП 24-86 виробничі приміщення та будівлі класифікуються на 5 категорій приміщень і будівель за вибухопожежною та пожежною небезпекою:

- категорії А і Б - вибухопожежонебезпечні, критеріями визначення яких є наявність у виробничих приміщеннях та будівлях речовин та матеріалів, здатних вибухати і горіти з розрахунковим надлишковим тиском вибуху більше, ніж 5 кПа;
- категорія В - пожежонебезпечна, характеризується наявністю горючих матеріалів і речовин, здатних тільки горіти;
- категорія Г - характеризується відсутністю горючих матеріалів, але при цьому в процесах використовуються високі температури. Допускається відносити до категорії Г приміщення, в яких обертаються горючі речовини, за умов, що вони спалюються або утилізуються;
- категорія Д - не пожежонебезпечна, пов'язана із застосуванням негорючих матеріалів у холодному стані. Допускається відносити до категорії Д приміщення, в яких експлуатується технологічне обладнання, в системі охолодження або змащування якого обертаються горючі рідини в кількості не більше 60 кг на одиницю обладнання при тиску не більше 0,2 МПа.

При визначенні категорії виробничих приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою враховуються:

- агрегатний стан речовин і матеріалів;
- вибухопожежонебезпечні властивості речовин і матеріалів (максимальний тиск вибуху при стехіометричній концентрації горючих речовин у повітрі, теплота згоряння, температура спалаху легкозаймистих рідин (ЛЗР));
- реальні умови ведення технологічного процесу (тиск, температура, енергетичний потенціал вибухопожежонебезпеки технологічного блоку і т.п) для прогнозування найбільш несприятливого варіанта аварійної ситуації, при якому в приміщенні може надійти найбільша кількість найбільш вибухопожежонебезпечної речовини;
- наявність технічних засобів контролю і захисту проти утворення вибухонебезпечних концентрацій на випадок розгерметизації технологічного обладнання (сигналізатори довибухонебезпечних концентрацій, аварійна вентиляція, швидкодіючі системи відключення ушкодженого апарата, технічні рішення по обмеженню площі розливу рідини, аварійний злив рідини, аварійне скидання газу і т.п.);
- реальні умови утворення зон вибухонебезпечних концентрацій;
- можливість появи джерела запалювання (приймається, що при аварійної ситуації вона дорівнює одиниці);
- надлишковий тиск вибуху при займанні локального скупчення горючої суміші (визначається з урахуванням процесу горіння і негерметичності приміщення);
- стійкість конструкцій будівлі до надлишковому тиску вибуху.



### 9.5 Розрахунок захисного кожуха муфти насоса.

При розрахунку огороження муфти насоса знаходиться товщина стінки метала з якого потрібно виготовити кожух.

При розриві втулково пальцевої муфти на дві частини ударне навантаження на метал огороження  $P_{уд}$  Н, складає:

$$P_{уд} = mV^2/(2R_0), \quad (9.1)$$

де  $m$  – маса муфти що обертається кг,  $V$  – колова швидкість м/с,  $R_0$  – радіус центра ваги половини муфти, м.

Радіус центра ваги  $R_0$ , м;

$$R_0 = 4(R^3 - r^3)/[3\pi(R^3 - r^3)], \quad (9.2)$$

де  $R$  – наружній радіус окружності муфти, м;  $r$  – радіус центрального отвору муфти, м.

Знаходимо радіус центра ваги:

$$R_0 = 4(0,095^3 - 0,030^3)/[3\pi(0,095^3 - 0,030^3)] = 0,042\text{м.}$$

Ударне навантаження на огороження під час розриву муфти складає:

$$P_{уд} = 5 \cdot 4,05^2 / (2 \cdot 0,042) = 976\text{кг.}$$

Ударна сила яку має відірвана частина муфти,  $P$ , Н, дорівнює:

$$P = m_1V^2/r_1, \quad (9.3)$$

де  $m_1$  – маса відірваної частини, кг;  $V$  – колова швидкість, м/с;  $r_1$  – радіус кривизни траєкторії відриву, приймаємо  $r_1 = 0,2$  м.

Тоді сила удару складає :

$$P = 5 \cdot 4,05^2 / 0,2 = 410\text{кг,}$$

Знайшовши ударне навантаження на кожух метала знаходимо по додатку при розриві муфти товщина метала складає 2,5-3мм.

## ВИСНОВОК

В даній випускній роботі було висвітлено проблеми цукрової промисловості в нашій країні. Основною проблемою цієї галузі на даний момент є застаріле і не енергоефективне обладнання, яке тягне за собою ряд проблем. Зокрема це великі втрати на якості самого цукру та затрат на виготовлення куди входять електроенергія обслуговування парку механізмів та зарплатну платню. Тому висвітлювалося питання модернізації та енергоефективності обладнання. Провівши аналіз було встановлено що на одній з виробничих ділянок встановлено декілька насосів які можна замінити одним але більшої потужності тому це питання і стало метою даного диплому.

Задля задоволення даної потреби ми продовжили лінійний ряд насосів АНС насосом АНС 250-80 який би задовольняв виникшу потребу. Для створення даного агрегата були виконані наступні розділи. Було виконано теоретичні розрахунки робочого колеса та спірального відводу, проведено дослідження проточної частини в програмному комплексі ANSYS SFX. Розробили технічну документацію по виготовленню корпусу насоса. Проведені розрахунки з економіки по визначенню собівартості насоса та розділ охорони праці де було виконано розрахунок захисного кожуха. Створена 3D модель насоса.

Створено такий графічний матеріал : теоретичне креслення корпусу (А1), теоретичне креслення робочого колеса (А1), складальне креслення насосу (А1), креслення робочого колеса(А1), креслення корпусу(А1), монтажне креслення(А1).

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пос. / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1977. - 288 с.
2. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.
3. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «проектирование центробежного рабочего колеса» по курсу «Расчет и проектирование насосов» для студентов дневной и вечерней форм обучения/Сост. Н.К.Ржебаева. – Харьков: ХГУ, 1991. – 44 с.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему : «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв»/ укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.
5. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропнеумоавтоматика» /укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
6. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.
7. Ржебаева Н.К. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчёт и конструирования насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения.; 1995г.; 15с.
8. Ржебаев Э.Е. «Расчет и конструирование центробежных насосов:» Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. -220с.
9. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / А. Н. Машин. – М. :МЭИ, 1976. – 55 с.

10. Мелашенко В. И. Профилирование лопатей рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / В. И. Мелашенко, А. В. Зуев , А. И. Савельев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 50 с.
11. <https://znaytovar.ru/s/Tehnologicheskaya liniya proizvod34.html>
12. Машины и аппараты пищевых производств / под редакцией академика Расхн В.А. Панфилова, профессора В.Я. Груданова, 2007. – 420 с.
13. <http://btm-trade.com.ua/stati-ru/oblast-primeneniya-nasosov-i-protchnykh-izmelchitelej/nasosy-dlya-sakharnoj-promyshlennosti-nasosy-dlya-sakharnykh-zavodov>
14. <http://www.a-a-a.ru/nasos/ans.html>
15. [http://tehnomash.com.ua/ru/katalog/mencarelli\\_-\\_opisanie.html](http://tehnomash.com.ua/ru/katalog/mencarelli_-_opisanie.html)
16. ANSYS CFX 12.0 Solver Theory. Release 12.0 [Электронный ресурс], 2009. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
17. ANSYS CFX 12.0 Solver Models. Release 12.0 [Электронный ресурс], 2009. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
18. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пос. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - М. : Высшая школа, 1984. - 336 с.
19. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам: ГОСТ 2.105-95. – [Действителен от 1996-06-01]. – М.: Госстандарт Российской Федерации 1996. – 31 с. – (Межгосударственный стандарт).
20. Економіка підприємства: Навчально-методичний посібник для виконання практичних занять та самостійної роботи / Л.М. Гаєвська, О.Л. Фурманюк, С.Я. Цимбалюк, Г.А. Булгакова. – Ірпінь, 2001. – 145 с.

**ДОДАТКИ**