

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

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

“ Розробка насосу типу ЦНС на параметри: $Q=180 \text{ м}^3/\text{год}$; $H=2150 \text{ м}$ ”

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

Виконавець роботи _____
(підпис)

Бруква Тамара Богданівна

Керівник _____
(підпис)

Ратушний Олександр Валерійович

Суми 2019

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 106 сторінок, 32 рисунків, 8 таблиць,
30 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Розробка насосу типу ЦНС на параметри:
 $Q=180$ м³/год; $H=2150$ м».

Графічні матеріали: 1 лист формату А2х4, 1 лист формату А3х4, 2 листа
формату А1, 1 лист формату А2.

Об'єкт розробки –насос ЦНС – 180/2150.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети було:

- опис і обґрунтування обраної конструкції насоса;
- розрахунок та проектування робочого колеса;
- розрахунок напрямного апарату;
- розрахунок вибору привода насоса;
- виконано розрахунки на міцність;
- чисельне моделювання;
- розділ з охорони праці;
- технологія виготовлення РК.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ,
МІЦНІСТЬ, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПІР, КАНАЛ, ТИСК,
ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, АНАЛІЗ.

ЗМІСТ

Завдання	
Реферат	
Перелік умовних позначень та скорочень.....	7
Вступ.....	8
1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	10
1.1 Призначення й область застосування	10
1.2 Пристрій і принцип роботи	10
1.3 Опис конструкції насоса	11
2 Загальна характеристика багатоступеневих насосів	13
2.1 Опис конструкції обраного насоса.....	14
2.2 Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса.....	15
3 Розрахунок та проектування робочого колеса	16
3.1 Визначення основних геометричних параметрів.....	17
3.1.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	20
3.2 Визначення діаметру вхідної кромки.....	21
3.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК.....	23
3.4 Побудова меридіанного перерізу.....	27
3.5 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....	30
3.6 Профілювання лопаті.....	31
4 Розрахунок напрямного апарату.....	35
4.1 Визначення діаметра початкової окружності D3.....	36
4.2 Вибір числа лопаток Н.А.....	37
4.3 Визначення кута установки лопатки Н.А.....	37
4.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані.....	39
4.5 Проектування дифузorzних каналів.....	40
5 Розрахунок вибору привода насоса.....	42
5.1 Вибір електродвигуна.....	42
5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	42

6	Розрахунки на міцність.....	45
6.1	Конструювання вала.....	45
6.2	Розрахунок вала.....	46
6.3	Розрахунок шпонкового з'єднання.....	46
6.3.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	46
6.3.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою..	48
7	Чисельне моделювання.....	49
7.1	Аналіз літератури і постановка проблеми.....	49
7.2	Мета та задачі дослідження.....	53
7.3	Методика дослідження.....	53
7.4	Результати чисельного дослідження.....	57
7.5	Дослідження модернізованих робочих коліс у складі ступеню.....	62
7.6	Висновки.....	66
8	Розділ з економіки.....	67
8.1	Система створення та освоєння нової техніки.....	67
8.1.1	Сутність, зміст та завдання підготовки виробництва.....	67
8.1.2	Життєвий цикл нової техніки.....	68
8.1.3	Структура процесу СОНТ.....	73
9	Розділ з охорони праці.....	76
9.1	Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри	76
9.2	Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском	81
9.3	Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.....	85
10	Технологія виготовлення РК.....	91
10.1	Вихідні дані для проектування.....	91
10.2	Технологічний процес механічної обробки деталі.....	93
10.2.1	Розрахунок темпу випуску та обґрунтування типу виробництв.....	93
10.2.2	Технологічний аналіз конструкції деталі.....	95

10.2.3 Вибір заготовки та способу її отримання.....	97
10.2.4 Вибір технологічних баз.....	99
10.2.5 Складання технологічного маршруту обробки.....	100
Висновки.....	102
Список використаної літератури.....	104
Додаток А	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}}$ коефіцієнт швидкості;

H – напір, м;

Q – подача рідини, м³/с;

n – частота обертання, об/хв;

η – коефіцієнт корисної дії;

$\eta_{об}$ – об’ємний коефіцієнт корисної дії;

η_r – гідравлічний коефіцієнт корисної дії;

η_m – механічний коефіцієнт корисної дії;

N – потужність, Вт;

D_0 – діаметр входної воронки робочого колеса, м;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

b_2 – ширина на виході з робочого колеса, м;

ω – кутова швидкість обертання, с⁻¹;

ρ – густина, кг/м³;

β_1 – кут на вході в робоче колесо, градус;

β_2 – кут на виході з робочого колеса, градус;

z – кількість лопатей;

W – відносна швидкість, м/с;

U – переносна швидкість, м/с;

V – абсолютна швидкість, м/с;

Скорочення

ЦНС – насос відцентровий секційний;

РК – робоче колесо;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

НА – напрямний апарат

ВСТУП

Лопатеві насоси являють собою найбільш поширений клас машин, що використовуються практично у всіх галузях народного господарства. Галузь насособудування нашої країни випускає насоси більш ніж 3000 типорозмірів, які відрізняються принципом дії, конструктивним виконанням і призначенням. Найбільшого поширення набули лопатеві насоси, що відносяться до класу динамічних, в тому числі і насоси типу ЦНС.

Перед насособудуванням всіх країн завжди були великі завдання по створенню нових високоекономічних насосів, що відрізняються підвищеними параметрами, малою питомою металоємністю, високим ступенем уніфікації, а також, модернізації вже існуючих насосів і їх частин (робочих коліс, напрямних апаратів). Це вимагає подальшого розвитку дослідницьких, проектно-конструкторських і технологічних робіт в галузі насособудування.

Відцентрові насоси [3-5] широко застосовуються: в системах водопостачання, водовідведення, в теплоенергетиці, в хімічній промисловості, в атомній промисловості, в авіаційній і ракетній техніці. З розвитком науково-технічного прогресу до сучасного обладнання пред'являються все більш високі і технічно складні вимоги. Не стали винятком і насоси. Основними вимогами, що пред'являються споживачем, є: ефективність, економічність, надійність, а також високий наробіток безперервної роботи. Рішення поставлених завдань може бути виконано як шляхом модернізації або розробки нового обладнання, так і адаптацією систем управління для регулювання параметрів насосної установки.

Особливістю сучасних моделей насосного обладнання є те, що вони споживають незначну кількість електроенергії, яке забезпечується за рахунок систем автоматики, якими оснащуються насоси. Вмикання і вимикання насосного обладнання здійснюється автоматично, в залежності від вимог системи. У промисловості можуть бути використані багатоступінчасті насоси відцентрового типу. Вони можуть застосовуватися для водопідготовки, підвищення тиску.

Сучасні виробники пропонують широкий спектр різноманітних видів насосного обладнання: консольні, дозуючі, установки для підвищення тиску, поверхневі й заглибні, каналізаційні, дренажні і т. д. За допомогою насосного обладнання можна вирішувати найрізноманітніші завдання, в повній відповідності з індивідуальними потребами.

На сьогоднішній час проблема надійності та економічності обладнання для підтримки пластового тиску (насосів типу ЦНС) досі є актуальною. Ці насоси в зв'язку з високим напором мають до 16 ступенів великого діаметру, виготовляються з корозійностійкої сталі і ціна їх сягає кількох сотень тисяч гривень. А ресурс у деяких випадках менше півроку, що пов'язано з агресивністю та великим вмістом абразивних часток у перекачуваній рідині.

Можливим шляхом суттєвого зниження (в декілька разів) собівартості насосу є підвищення частоти обертання, що призводить до зменшення кількості ступенів та їх розмірів. Підвищення вартості високообертового приводу компенсується тим, що його ресурс в декілька разів перевищує ресурс насосу.

Гідростатичні сили в радіальних ущільненнях на робочих режимах забезпечують надійну центровку ротора при безконтактній роботі, що було вже доведено раніше для аналогічних насосів та опубліковано в літературі.

1 ОПИС І ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

1.1 Призначення й область застосування

Насос ЦНС 180 - 2150 використовується для накачування після механічного очищення води в нафтоносні шари.

Насоси виготовляються для використання в системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Насоси й агрегати на їхній основі виготовляються в кліматичному виконанні УХЛ, категорія розміщення 4 за ГОСТ 15150-69.

Показники застосовності насоса по середовищу, що перекачується - пластова вода температурою до 80 С, щільністю до 1200 кг/м³, масовою концентрацією твердих часток до 0,1% розміром до 0,1 мм, водневим показником рН 5,4...7,5, загальною мінералізацією до 248 г/л, змістом нафтового газу до 100 л/м³, нафти до 60мг/л.

1.2 Пристрій і принцип роботи

Електронасосний агрегат складається з насоса, електродвигуна, мультиплікатора.

Привід насоса здійснюється через сполучні муфти.

Напрямок обертання ротора проти вартовий стрілки, якщо дивитися з боку двигуна.

Насос відцентровий, горизонтальний, багатоступінчастий, секційний з робочими колісьми однобічного входу, положення робочих коліс на валові фіксується шпонкою.

У секціях установлені направляючі апарати.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, втулки, диска гідроп'яти.

Вал ущільнюється торцевим ущільненням патронного типу.

Вал насоса і вал електродвигуна з'єднані з мультиплікатором пружними муфтами, закритими кожухами.

Корисна потужність насосного агрегату витрачається на збільшення енергії рідини.

Робота насоса заснована на силовій взаємодії лопат робочого колеса з потоком рідини.

1.3 Опис конструкції насоса

Насос ЦНС 180 - 2150 - відцентровий, горизонтальний, 16-ступеневий.

Конструкція насоса забезпечує:

- підвищення к.к.д. завдяки збільшенню коефіцієнта швидкохідності;
- зменшення габаритів насоса;

Насос складається з таких основних вузлів і деталей: корпусних частин, робочих коліс і направляючих апаратів, пристрою для сприйняття осьової сили.

Корпусні частини насоса - секції, напрямляючі апарати.

У секціях насоса встановлені напрямляючі апарати, причому останній апарат підтятий для установки пристрою сприйняття осьової сили. Направляючі апарати фіксуються від провороту штифтами.

Робочі колеса - відцентрові з просторовою формою лопатей, виконані суцільнолитими з наступною механічною обробкою. У комплекті з направляючими апаратами робочі колеса являють собою ступінь насоса. Робочі колеса і направляючі апарати постачені карбідокремнієвими і текстолітовими кільцями, що призначені для сприйняття осьового навантаження, що діє на робоче колесо.

Привід насоса - електродвигун.

Матеріали основних деталей насоса зазначені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Направляючий апарат	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Вал	Сталь 30Х13 ГОСТ 5632-72
Робоче колесо	Сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72
Корпус відводу	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Корпус підводу	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88

2 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОСТУПЕНЕВИХ НАСОСІВ

У промислових системах, призначених для перекачування рідини широко використовуються багатоступінчаті відцентрові насоси.

Робочі колеса монтуються на одному загальному валу і розташовуються в єдиному корпусі, розбитому на секції. Сумарний натиск такого відцентрового насоса дорівнює сумі напорів, які створює кожне робоче колесо. Відцентрові горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС, використовуються для перекачування чистої води з температурою до 80 °С. Насоси, такого типу, можуть бути нормальними і високооборотними. Ущільнення між окремими секціями здійснюється за допомогою особливих прокладок.

Оскільки конструкція корпусу секційна, то число секцій, а, отже, робочих коліс можна збільшувати або зменшувати. Деякі конструкції насосів виготовляються з двома робочими колесами лівого і правого обертання. Насоси типу ЦНС найчастіше використовуються в гірничорудній промисловості для відкачування води з шахт і гірничорудних виробок.

Оскільки за допомогою багатоступеневих насосів легко створити високий тиск води, то вони застосовуються в системах пожежогасіння та для подачі води в цивільні і промислові споруди великої висоти. До переваг багатоступеневих насосів можна віднести можливість збільшувати або зменшувати тиск води шляхом зміни числа секцій. Недоліки таких насосів - це складність конструкції, що утрудняє збирання і розбирання насоса, а також велика кількість високоточних деталей, що ускладнює ремонтні роботи.

Насоси за своєю конструкцією можуть мати різну конфігурацію. Найбільшого поширення набули горизонтальні відцентрові насоси, які можуть бути як одноступінчатими, так 2-х і більше ступінчатими. До таких насосів відносяться насоси ЦНС - багатоступінчаті відцентрові насоси секційні. У цих насосах відбувається переміщення рідини за допомогою декількох робочих коліс, які змонтовані на загальному валу, в одному корпусі, розділеному на секції.

Насоси цього типу призначені для перекачування чистої води з температурою не більше 105°C і розміром твердих часток не більше 0,2 мм при сумарній частці механічних домішок не більше 0,1% від загальної маси рідини, що перекачується.

Багатоступінчатий горизонтальний відцентровий насос ЦНС - 180-2150 призначений для перекачування води, що має температуру не вище 80°C , з допустимими розмірами механічних домішок не більше 0,2 мм. Ці насоси використовують у водопровідних системах об'єктів цивільного та промислового призначення, для підвищення тиску в магістралях холодної води, а також для закачування води в нафтоносні горизонти.

Насос складається з корпусу і ротора. Ротор насоса являє собою вал, на якому закріплені робочі колеса.

2.1 Опис конструкції обраного насоса

Насос в складі агрегату - відцентровий, горизонтальний, секційний, багатоступінчастий, з одностороннім розташуванням робочих коліс, автоматично урівноважуючи осьове зусилля ротора диском розвантажувальним.

Базовими деталями насоса (рисунок 2.1) є вхідна і напірна кришки і набір секцій, які центруються між собою на циліндричних заточках і стягуються шпильками. Герметичність стиків секцій, вхідної і напірної кришок забезпечується металевим контактом прилеглих площ і встановленими ущільнювальними гумовими кільцями. У секціях встановлені направляючі апарати. У місцях ущільнення робочих коліс в кришці вхідній, секціях і напрямних апаратах встановлені змінні ущільнюючі кільця.

Вхідний патрубок спрямований в бік, напірний патрубки насоса спрямований вгору, з'єднання з трубопроводами - фланцеве.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, диска розвантажувального, гільзи дросельної, кільця дистанційного і рознімного, кріпильних деталей.

При роботі насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування. Осьове зусилля сприймається і врівноважується диском розвантажувальним. Для нормальної роботи диска розвантажувального передбачено відведення рідини з камери розвантажувального пристрою у всмоктувальну кришку. Для контролю осьових переміщень ротора і зносу розвантажувального пристрою на задньому підшипнику передбачений показчик осьового зсуву.

Радіальні зусилля, діючі на ротор, сприймаються підшипниками.

Для центрування ротора зі статором передбачені регулювальні гвинти, за допомогою яких можна переміщати корпус підшипників спільно з ротором. Корпуси підшипників після центрування ротора зі статором фіксуються штифтами.

Кінцеві ущільнення вала насоса - торцеві, одинарні, з підведенням очищеної перекачується промивної води через гідроциклони систему.

2.2 Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса

У ході роботи були проведені розрахунки на вибір конструкції схеми насоса, із проведених розрахунків був обраний найвигідніший варіант: $I = 16$, $n_s = 62$.

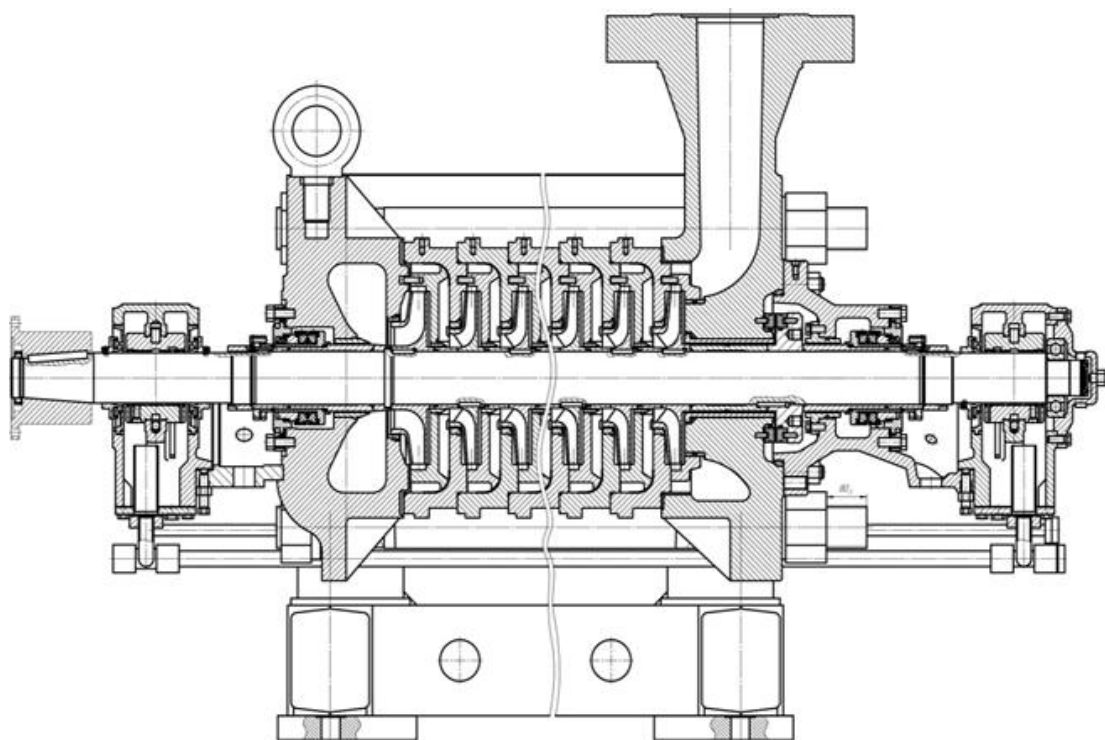


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема насоса.

3 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

При проектуванні лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання лопатей методом конформного відображення, яке є універсальним, наочним та широко застосовуваним на практиці.

Даний розділ містить методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні правила профілювання лопатей методом конформного відображення, докладний порядок профілювання лопаті.

Основні розрахункова та графічна роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- Підготовку меридіанного перерізу колеса для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.
- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
- Виконання теоретичного та робочого креслень відцентрового колеса.

Розрахунок та проектування робочого колеса проводиться згідно [25] Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Э.Е., «Расчет и конструирование центробежных насосов».

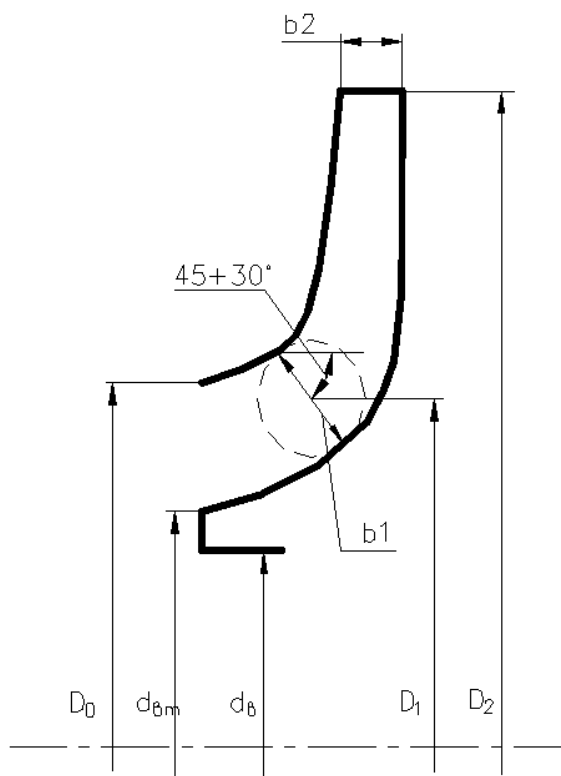


Рисунок 3.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 180$ [м³/год];

Напір: $H = 2150$ [м];

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв];

Щільність рідини, що перекачується: $\rho = 1000$ кг/м³

Тип РК: однопоточний ($\alpha=1$).

3.1 Визначення основних геометричних параметрів

Тихохідні відцентрові насоси ($50 < n_s < 80$) мають малу подачу, але розвивають великий напір. Тому у тихохідних насосів відношення D_2/D_1 велике, а відношення ширини колеса біля виходу b_2 до діаметру D_2 мале ($b_2/D_2 \approx 0.03$). Внаслідок великого діаметра колеса і малої ширини прохідних каналів загальний ККД тихохідних насосів, як правило, невеликий.

Відцентрові насоси нормальної швидкохідності ($80 < n_s < 150$) мають дещо більший ККД, так як у них за рахунок зменшення напору збільшено відношення b_2/D_2 .

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (3.1)$$

При числі ступенів $i = 16$:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{180}{3600}}}{\left(\frac{2150}{16}\right)^{3/4}} = 62,03$$

Для подальших розрахунків приймаємо числі ступенів $i = 16$ та

$$n_s = 62,03$$

Напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i} \quad (3.2)$$

$$H_{ст} = \frac{2150}{16} = 134,37 \text{ [м]}$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова [25]:

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (3.3)$$

Де $K_{вх} = 3.5 \div 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{вх} = 4.0$ для проміжних ступенів насоса

$$D_{1пр} = 4 \cdot \sqrt{\frac{180}{3000 \cdot 3600}} = 0,102 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [25]:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (3.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 62,03^{-(2/3)}} = 0,958$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [25]:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg D_{1\text{пр}} - 0,172]^2} \quad (3.5)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg 102 - 0,172]^2} = 0,875$$

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [25]:

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (3.6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 62,03^{-2}} = 0,824$$

Зовнішній механічний ККД задаємося $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}' } \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (3.7)$$

$$\eta = 0,958 \cdot 0,875 \cdot 0,824 \cdot 0,95 = 0,655$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (3.8)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{180}{0,958} = 187,9 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\Gamma} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_{\Gamma}} \quad (3.9)$$

$$H_{\Gamma} = \frac{2150}{0,875} = 2457 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (3.10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 2150 \cdot 180}{0,655 \cdot 3600} = 1610038 \text{ [Вт]} = 1610 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1,1 \quad (3.11)$$

$$N_{\text{max}} = 1610 \cdot 1,1 = 1771 \text{ [кВт]}$$

3.1.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Визначення діаметру валу під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення по формулі [26]:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (3.12)$$

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

$[\tau]$ - занижене допустиме навантаження на кручення, Па

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\text{max}}}{\pi \cdot n} \quad (3.13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1771042}{3,14 \cdot 3000} = 5640 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [26]

Отже :

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5640}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,098 \text{ [м]}$$

Виходячи з розрахунку на критичну частоту обертання, приймаємо за **ГОСТ 6636-69** $d_{\text{в}} = 95 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [25]:

$$d_{\text{вт}} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_{\text{в}} \quad (3.14)$$

$$d_{\text{вт}} = 1,12 \cdot 0,098 = 0,110 \text{ [м]}$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою[25]:

$$D_{1\text{пр}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{вт}}^2} \quad (3.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1\text{пр}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{0,102^2 + 0,110^2} = 0,154 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності [25]:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{pk}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \quad (3.16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 187,9}{3,14 \cdot 0,102^2} = 6,39 \text{ [м/с]}$$

3.2 Визначення діаметру вхідної кромки

Для підвищення анти кавітаційних властивостей вхідну кромку лопаті виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку.

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,9 \cdot 0,154 = 0,138 \text{ [м]}$

В першому приближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймають:

$$V_{1m'} = V_0 = 639 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (3.17)$$

де $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 6,39 \cdot 1,15 = 7,34 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

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

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,138 \cdot 3000}{60} = 21,7 \text{ [м/с]}$$

V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

В проміжному ступені багатоступеневого відцентрового насоса потік входить в робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, яку забезпечують зворотні лопатки напрямного апарату, тому $V_{1u} \neq 0$.

Момент швидкості на вході в робоче колесо $K_1 = 0,1$:

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot K_1}{D_1} \quad (3.20)$$

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,138} = 1,45 \text{ [м/с]}$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{7,37}{21,7 - 1,45} = 20^\circ$$

Кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо визначається з виразу:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (3.21)$$

$$\beta_1 = 20 + 5 = 25^\circ$$

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5 \dots 8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ [мм], а число лопатей $z = 8$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (3.22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,069 \cdot \sin 25}} = 1,149$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,15 - 1,149| = 0,001$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ; \psi_1 = 1,15 \dots 1,3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (3.23)$$

$$b_1 = \frac{187,9/3600}{3,14 \cdot 0,138 \cdot 7,34} = 0,016 \text{ [м]}$$

3.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0,5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n} \quad (3.24)$$

Де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 134,37}}{3000} = 0,326 \text{ [м]}$$

Кінцеве значення D_2 визначається з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V_{2m}' = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m} \quad (3.25)$$

$$V_{2m}' = 0,5 \cdot 7,34 = 3,67 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin\beta_1\right) \quad (3.26)$$

Де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

W_2 - відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,1$.

Меридіанна швидкість на виході з РК:

$$V_{2m} = V'_{2m} \cdot \psi_2 = 1,1 \cdot 3,67 = 4,037 \text{ [м/с]}$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (3.27)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 62,03 + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 62,03^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 62,03^3 = 1,655$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,655 \cdot \frac{1,1}{1,149} \cdot \frac{4,037}{7,34} \cdot \sin 25^\circ\right) = 21,6^\circ$$

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (3.28)$$

Де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_\Gamma \cdot K_z} \quad (3.29)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1 + p},$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s , при $n_s \leq 150$:

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2;$$

$$\psi = 0,55 + 0,6 \sin 21,6 = 0,770.$$

Приймаємо $\psi = 0,770$

$$p = 2 \cdot \frac{0,77}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,138}{0,326}\right)^2} = 0,234;$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = 0,810;$$

$$H_{T\infty} = \frac{134,7}{0,875 \cdot 0,810} = 189,5 \text{ [м]}$$

$$U_2 = \frac{4,037}{2 \cdot \operatorname{tg} 21,6} + \sqrt{\left(\frac{4,037}{2 \cdot \operatorname{tg} 21,6}\right)^2 + 9,81 \cdot 189,5 + 1 \cdot 21,7} = 48,7 \text{ [м/с]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (3.31)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 48,7}{3,14 \cdot 3000} = 0,310 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 310 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (3.32)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,155 \cdot \sin 21,6}} = 1,072$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,07 - 1,072| = 0,002$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (3.33)$$

$$b_2 = \frac{187,9/3600}{3,14 \cdot 0,31 \cdot 4,037} = 0,0135 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 14$ мм.

3.4 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (3.34)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (154^2 - 110^2) = 9118$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (3.35)$$

Проміжних:

$$F_i = \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (3.36)$$

$$F_{\text{вх}} = 3,14 \cdot 310 \cdot 13,5 = 13141$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будемо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (3.37)$$

де l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;

$r_{ц.т.}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вид:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (3.38)$$

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 2.1).

Таблиця 3.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	16	69	0	9118
2	15,50	70	15,92	9323
3	15	74,3	31,45	9613
4	14,70	84,4	45,12	10031
5	14,40	97,5	56,32	10545
6	14,20	118	76,1	11222
7	13,90	132,9	91,64	11730
8	13,80	144,4	102,2	12436
9	13,50	155	110,8	13141

За даними таблиці 3.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

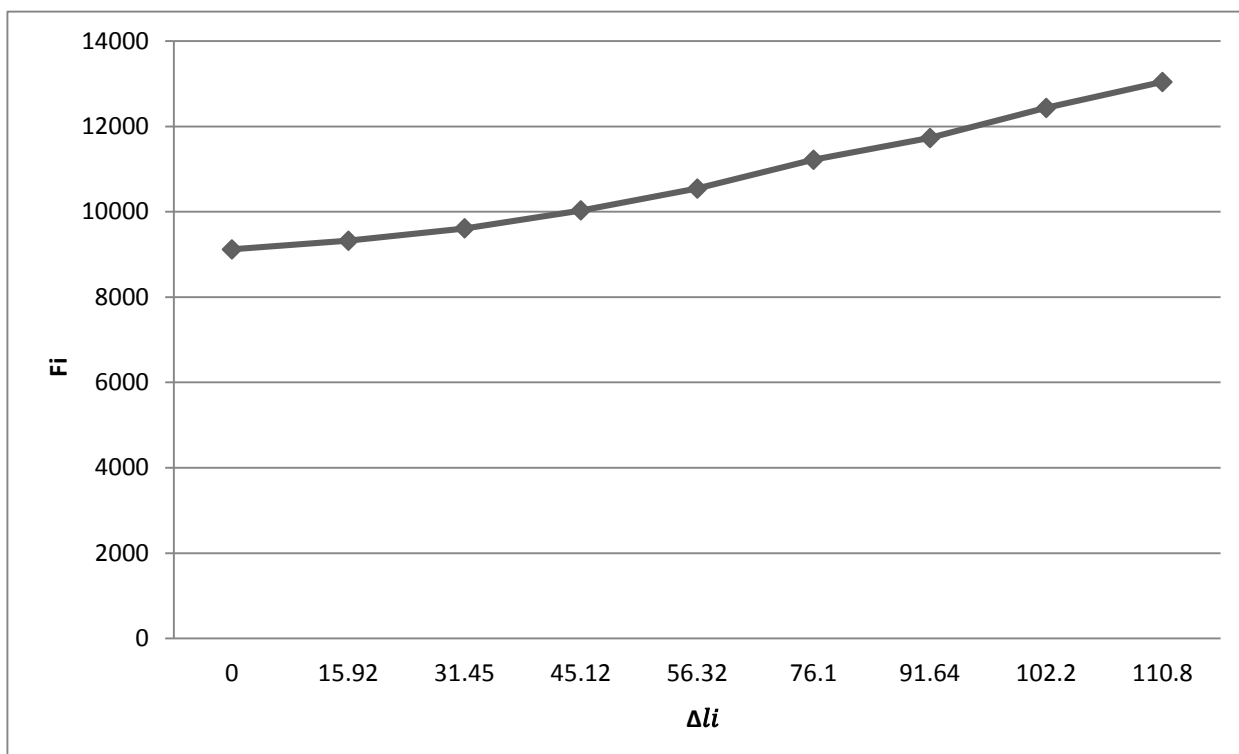


Рисунок 3.2 - Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

3.5 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість v_m приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис. 3.3.

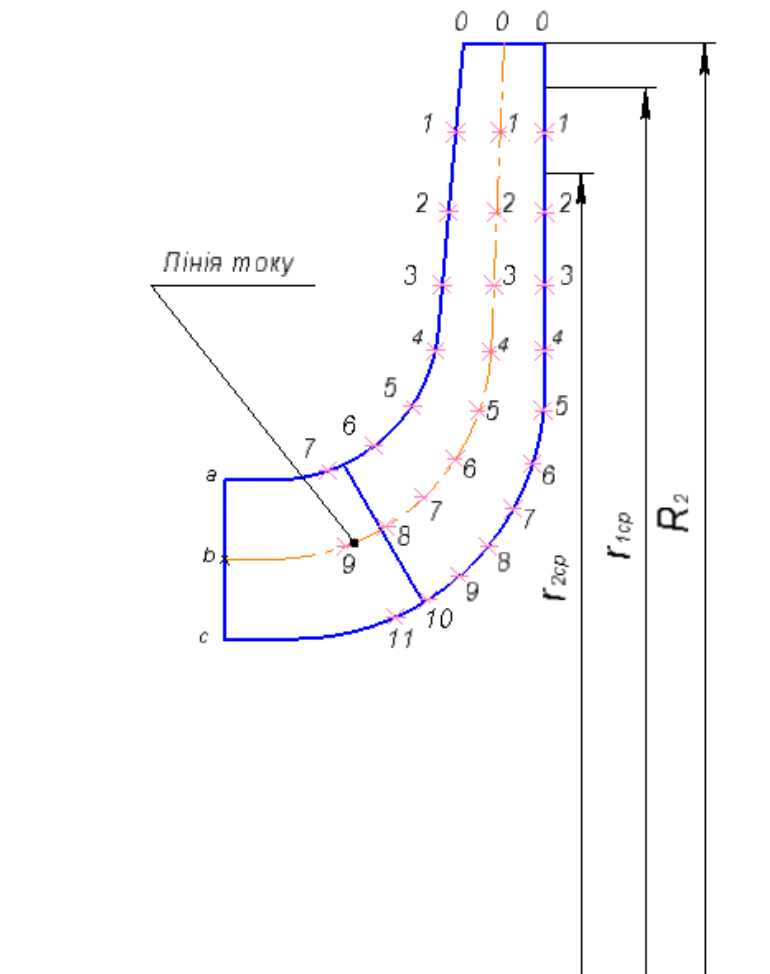


Рисунок 3.3 – Розбивка ліній струму

3.6 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (3.39)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 155$ мм;

C - константа, приймаємо $C = 10$.

$$\Delta L = \frac{155}{10} = 15,5 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (3.40)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,

$\Delta \varphi = 5..10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$.

$$\Delta S = \frac{155 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 27 [\text{мм}]$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких n_s $\Theta = 140 \dots 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 120^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

а – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = 10 = const \quad (3.41)$$

де r_{cpi} - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 3).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (3.42)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 155}{8} = 122 \text{ [мм]}$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^0 \quad (3.43)$$

$$\text{де } t^0 = 360/z,$$

$$t^0 = \frac{360}{5} = 72^\circ;$$

$$120^\circ > (1,5 \cdot 72 = 108^\circ)$$

Паралелі точок a , b , c для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (3.44)$$

Меридіанними перетинами називаються лінії перетинання поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь РК.

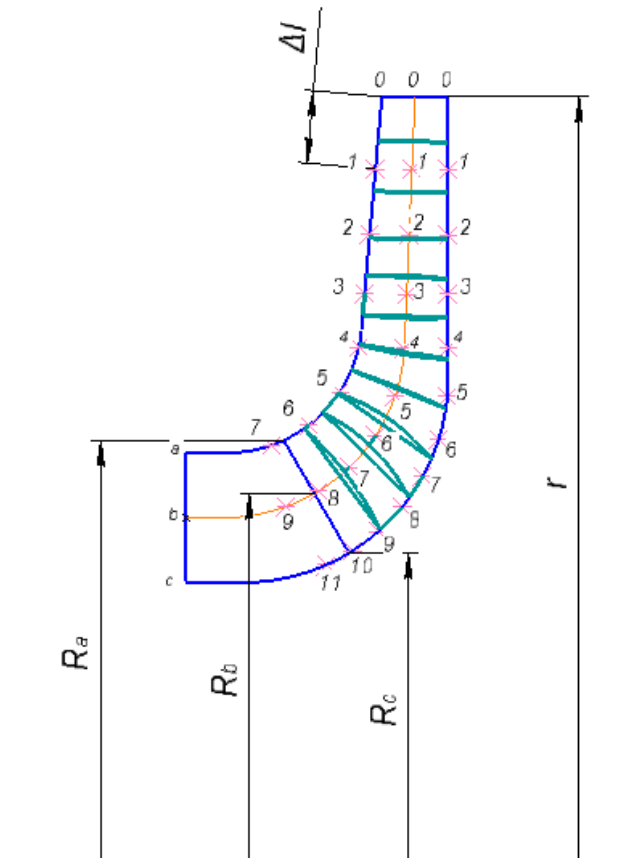


Рисунок 3.4 – Меридіанні перетини поверхні лопаті на меридіанній проекції РК
 Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання РК, називають планом лопаті (рис. 3.5)

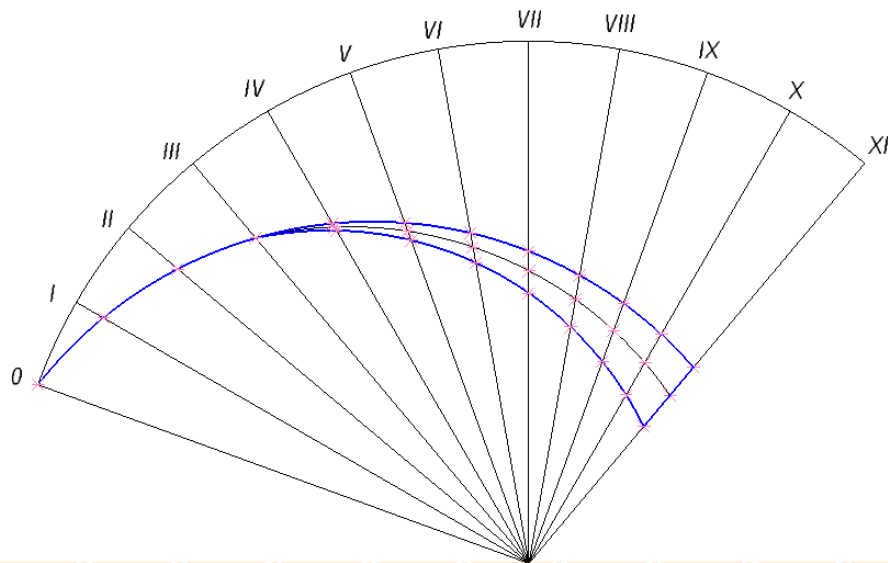


Рисунок 3.5 – Лопать в плані

4 ПРОЕКТУВАННЯ НАПРЯМНОГО АПАРАТУ (Н.А.)

Н.А. застосовується в багатоступінчастих насосах і використовується для відводу рідини від РК попередньої ступені й підведення її до РК наступної ступені, тобто виконує функції підведення й відводу.

Схема ступені насоса з Н.А. наведена на рис. 4.1, де I - Н.А., II - РК.

У кожному каналі типового Н.А. можна виділити наступні 4 елементи:

- спіральна ділянка, що грає ту ж роль, що й спіраль у спіральному відводі;
- дифузорний канал, у якому відбувається основне перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну;
- перевідний канал, що забезпечує поворот потоку;
- зворотний канал, що забезпечує рівномірне підведення рідини з мінімальними втратами із заданою циркуляцією до наступної ступні насоса.

Розрахунок і проектування напрямного апарату насоса робимо за методикою, наведеної у [11].

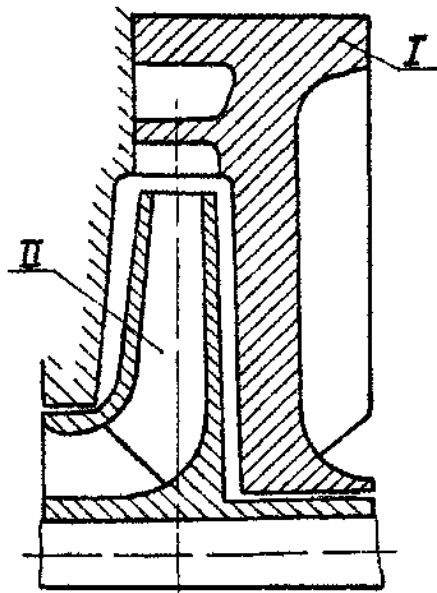


Рисунок 4.1 – Схема ступені з Н.А.

4.1 Визначення діаметра початкової окружності D_3

Діаметр D_3 (рис. 4.2) вибирають із умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом і Н.А. з метою як вирівнювання поля швидкостей після РК, так і мінімальних втрат у зазорі. Для цього може бути використана залежність:

$$D_3 = (1.03 \dots 1.05) \cdot D_2 \quad (4.1)$$

$$D_3 = (1.03 \dots 1.05) \cdot 310 = 319 \dots 325 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $D_3 = 320 \text{ [мм]}$.

Визначення ширини Н.А. у меридіанному перетині:

$$b_3 = 1.1 \cdot b_2 + 1.5 \quad (4.2)$$

$$b_3 = 1.1 \cdot 13 + 1.5 = 14.5 \text{ [мм]}$$

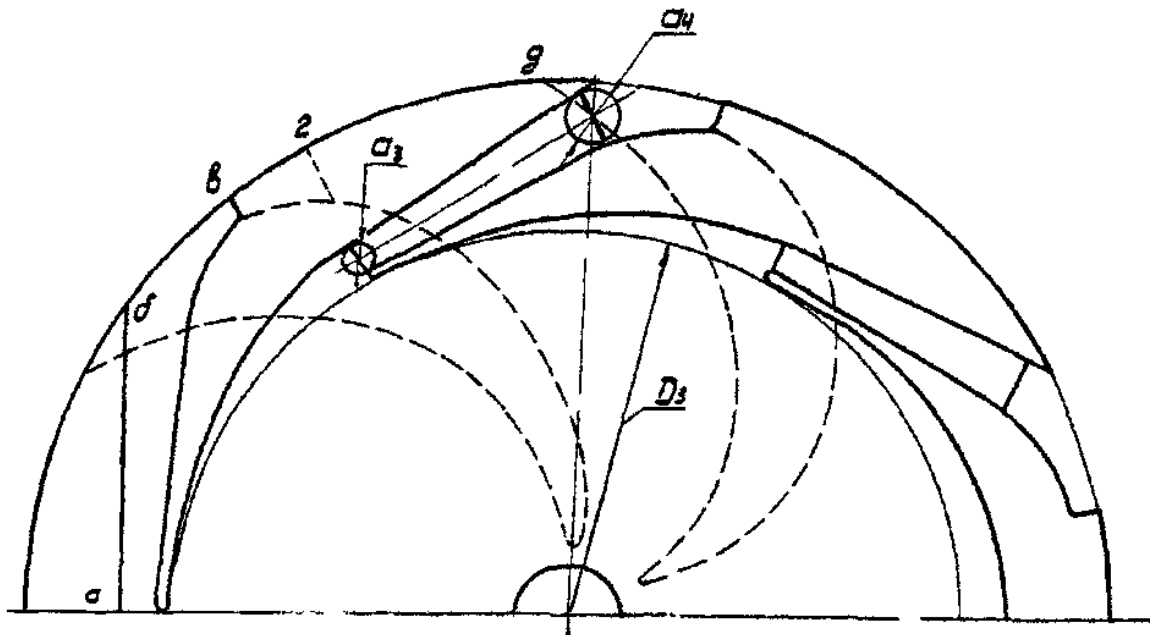


Рисунок 4.2 – План Н.А.

4.2 Вибір числа лопаток Н.А.

Число лопаток Н.А. $z_{\text{на}}$ вибирають залежно від числа лопатей РК $z_{\text{РК}}$ з умови відсутності нерівноважених сил P та нерівноважених пульсацій тиску p_c .

Приймаємо $z_{\text{на}} = 6$.

4.3 Визначення кута установки лопатки Н.А.

Даний кут визначають за кутом потоку на виході з РК α_2 , з урахуванням виправлення на стиснення потоку лопатками ψ_3 і поправочного коефіцієнта μ , що враховує нерівномірність розподілу швидкостей по кроку лопатей РК й зворотних струмів у РК.

$$\operatorname{tg} \alpha_{3\pi} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3\pi}' \quad (4.3)$$

де $\mu = 1.2 \dots 1.8$ поправочний коефіцієнт (менші значення приймаються при менших n_s);

$\alpha_{3\pi}'$ обчислюється по формулі:

$$\alpha_{3\pi}' = \operatorname{arctg} \frac{V_{3m}'}{V_{3u}} = \operatorname{arctg} \frac{V_{3m}}{\psi_3 \cdot V_{3u}} \quad (4.4)$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t \cdot \sin \alpha_{3л}} \quad (4.5)$$

$$t = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{\text{на}}} \quad (4.6)$$

$$V_{3u} = V_{2u} \cdot \frac{D_2}{D_3} \quad (4.7)$$

$$V_{3m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3} \quad (4.8)$$

де δ - нормальна товщина лопатки Н.А., на вході, обумовлена з технологічних міркувань; $\delta = 3$ мм;

$\alpha_{3л}$ - кут установки лопатки Н.А., прийнятий у формулі (4.3) рівним $\alpha_{3л} = 5 \dots 8^\circ$. Приймаємо 5° .

$$V_{3u} = 24.25 \cdot \frac{310}{320} = 23,5 \text{ [м/с]}$$

$$V_{3m} = \frac{188,48/3600}{3.14 \cdot 0.320 \cdot 0.0145} = 3.6 \text{ [м/с]}$$

$$t = \frac{3.14 \cdot 0.32}{12} = 0.084 \text{ [м]}$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0.003}{0.084 \cdot \sin 5} = 0.59$$

$$\alpha_{3\pi}' = \operatorname{arctg} \frac{3.6}{0.59 \cdot 23.5} = 14.55^\circ$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3\pi} = 1.4 \cdot \tan 14.55 = 0.363$$

$$\alpha_{3\pi} = 20^\circ$$

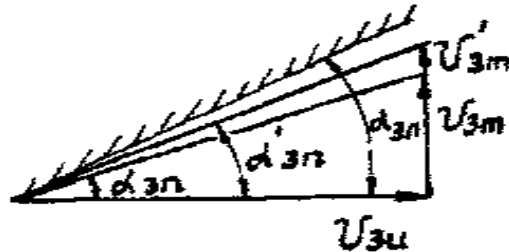


Рисунок 4.3 – Трикутник швидкостей потоку на вході в Н.А.

Кут потоку на вході в Н.А. без обліку стиснення (з трикутника швидкостей – рис. 3.3)

$$\alpha_{3\pi} = \operatorname{arctg} \frac{V_{3m}}{V_{3u}} \quad (4.9)$$

$$\alpha_{3\pi} = \operatorname{arctg} \frac{3.6}{23.5} = 8.7^\circ$$

4.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані

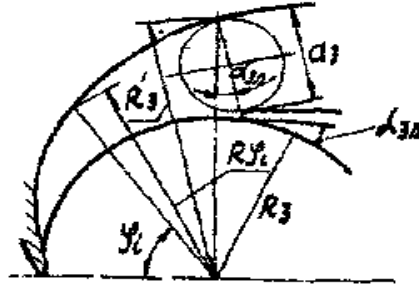


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема спіральної частини Н.А.

Спіральну ділянку лопаток напрямному апарату (див. рис. 3.4) виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R_3'}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{на}}} \mu \cdot \text{tg} \alpha_{3\text{п}}} \rightarrow R_3' = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{на}}} \mu \cdot \text{tg} \alpha_{3\text{п}}} \quad (4.10)$$

$$R_3' = 0.160 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3.14}{12} \cdot 1.4 \cdot \text{tg} 8.7} = 0.179 \text{ [м]}$$

Висота вхідного перетину:

$$a_3 = (R_3' - R_3) \cdot \cos \alpha_{3\text{п}} - \delta \quad (4.11)$$

$$a_3 = (0.179 - 0.160) \cdot \cos 8.7^\circ - 0.003 = 0.0157 \text{ [м]}$$

При виконанні спіральної ділянки відповідно до рівняння (4.11) площі проміжних перетинів змінюються пропорційно куту охоптя перетину φ_i тобто:

$$R_{\varphi_i} - R_3 = \frac{(R_3' - R_3) \cdot \varphi_i}{360^\circ} \quad (4.12)$$

Для спрощення виготовлення накреслена ділянка спіралі заміняють близькою дугою окружності постійного радіуса.

4.5 Проектування дифузорних каналів

Правильний вибір параметрів дифузорного каналу в значній мірі визначає якість Н.А. в цілому (рис. 3.5). Початковим перетином дифузора є розрахунковий перетин спіральної ділянки ($a_3 \times b_3$), що визначає оптимальний режим роботи ступені й насоса в цілому. З погляду гідродинаміки й технології перевага віддається прямоосним дифузорам з розширенням у двох напрямках: осьовому й радіальному. Досконалість дифузорних каналів визначається коефіцієнтом використання кінетичної енергії потоку. Дифузорна частина визначає гідродинамічну досконалість Н.А., як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори.

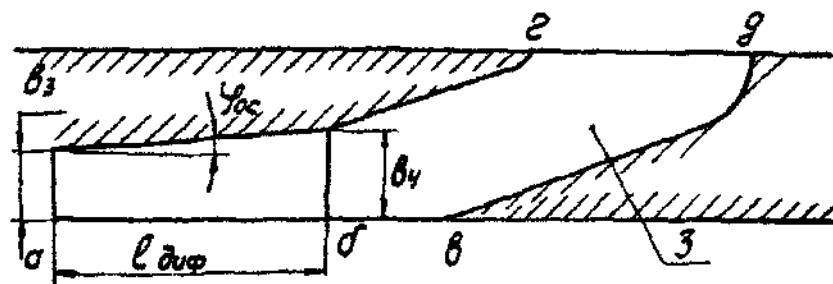


Рисунок 4.5 – Розгорнення дифузорного й перевідного каналу по середній лінії

Кривоосні дифузори мають трохи гірші гідравлічні якості, але дозволяють зменшити радіальні габарити Н.А. й, отже, матеріалоємність насоса.

У сучасних конструкціях Н.А. рекомендуються наступні оптимальні співвідношення:

осереднений кут розширення дифузора $\varphi_{\text{ек}}$, обчислений по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}} = 7 \dots 9^\circ \quad (4.13)$$

кути розширення дифузора у двох взаємно перпендикулярних площинах:

$$\varphi_{\text{ос}} = 4 \dots 6^\circ; \varphi_{\text{рад}} = 9 \dots 11^\circ; \quad (4.14)$$

що відповідає:

$$\frac{F_4}{F_3} = 2,5 \dots 3^\circ; \frac{l_{\text{диф}}}{a_3} = 3 \dots 5 \quad (4.15)$$

де F_4 й F_3 - площі відповідно на вході в дифузорний Δ канал і на виході з нього;

$l_{\text{диф}}$ - довжина дифузорного каналу.

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 \quad (4.16)$$

$$F_3 = 0,0157 \cdot 0,0145 = 0,00022765 \text{ [м}^2\text{]}$$

$$F_4 = 2,75 \cdot 0,00022765 = 0,000626 \text{ [м}^2\text{]}$$

$$l_{\text{диф}} = 4 \cdot 0,0157 = 0,0628 \text{ [м]}$$

$$\varphi_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,000626}{3,14}} - \sqrt{\frac{0,00022765}{3,14}}}{0,0628} = 9,16^\circ$$

5 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

5.1 Вибір електродвигуна

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 2150 \cdot 180}{0,651 \cdot 3600} = 1619930 \text{ [Вт]} = 1619,9 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1.1$$

$$N_{max} = 1619,9 \cdot 1.1 = 1781,89 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю обираємо електродвигун 4А3М-2000/6000 УХЛ4 з наступними параметрами:

- Номінальна потужність $N_{ел} = 2000 \text{ [кВт]}$;
- Напруга $U_{ел} = 6000 \text{ [В]}$;
- Частота обертання $n_{ел} = 3000 \text{ [об/хв]}$.

5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0.21 \cdot M_{ном} \tag{5.1}$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

де ω - колова швидкість обертання ротора насоса, с^{-1} . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (5.2)$$

де $n = 3000$ [об/хв] - частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

$$M_{\text{ном}} = \frac{1619930}{314} = 5159 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 5159 = 1089,39 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 5159 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (5.3)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 2973 = 891,9 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \quad (5.4)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 5159 = 154,7 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (5.5)$$

$$k = \frac{5159}{3000^2} = 5,7 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (5.6)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 5.1 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	142,5	570	1285,5	2280	3562	5130

На рисунку 5.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

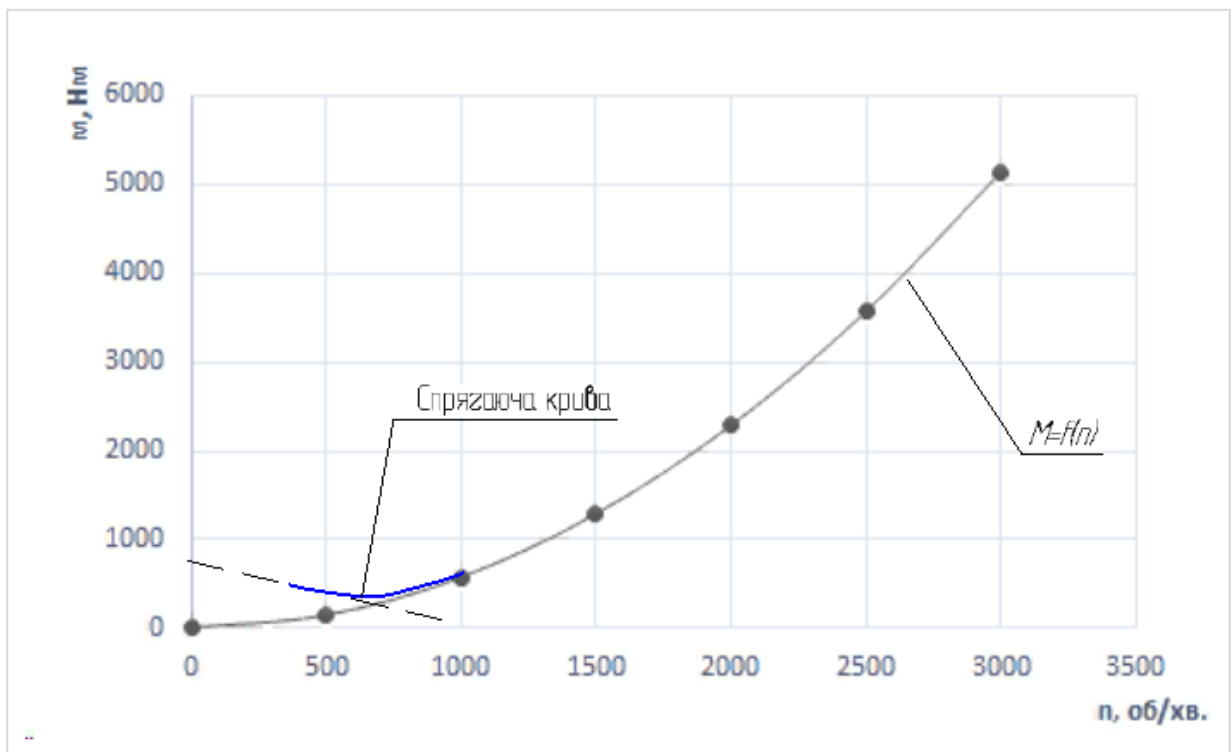


Рисунок 5.1 - Пускова моментна характеристика

6 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

6.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 6.1)

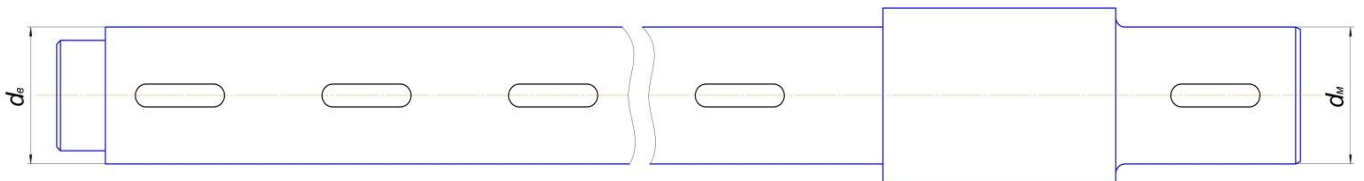


Рисунок 6.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом (m) визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (6.1)$$

де $[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5159}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,095 \text{ [м]}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 95$ [мм].

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{BT} = d_k + 10 \quad (6.2)$$

$$d_{BT} = 95 + 10 = 105 \text{ [мм]}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_M = (0,8 \div 1,2) \cdot d_{дв} \quad (6.3)$$

де $d_{дв} = 120$ [мм] - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_M = 1 \cdot 120 = 120 \text{ [мм]}$$

6.2 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємзв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюються основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

6.3 Розрахунок шпонкового з'єднання

6.3.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 95$ мм)

$$b \cdot h \cdot l = 8 \cdot 8 \cdot 40$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.9)$$

де $t_1 = 5$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 8$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 95$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 5159$ [Н · м];

l_p – робоча довжина шпонки.

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою:

$$l_p = l - b \quad (6.10)$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 40 - 8 = 32 \text{ [мм]}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 5159}{0,095 \cdot 0,032 \cdot (0,08 - 0,0050)} = 45 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 45 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.11)$$

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 120 = 67,2 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (6.12)$$

$$45 \text{ [МПа]} \leq 67,2 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (6.13)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 5159}{0,095 \cdot 0,040 \cdot 0,08} = 33,9 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 33,9 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (6.14)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (6.15)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 67,2 = 40,32 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$33,9 \text{ [МПа]} \leq 40,32 \text{ [МПа]}$$

6.3.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 120$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 32 \cdot 18 \cdot 100$$

Напруження на зминання знайдемо за формулою (6.9):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 5159}{0,12 \cdot 0,082 \cdot (0,018 - 0,011)} = 149,7 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 149,7 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 11$ [мм].

діаметр вала $d = d_m = 120$ [мм].

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою (6.10):

$$l_p = 100 - 18 = 82 \text{ [мм]}$$

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 192,08$ [МПа]

Умова міцності на зминання, формула (74), виконується:

$$149,7 \text{ [МПа]} \leq 192,08 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, згідно формули (76):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 5159}{0,12 \cdot 0,1 \cdot 0,018} = 47,7 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 47,7 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{зр} = 115,248$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$47,7 \text{ [МПа]} \leq 115,248 \text{ [МПа]}$$

7 ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

7.1 Аналіз літератури і постановка проблеми

У рамках даного дослідження відзначимо одну з основних сьогоднішніх проблем промисловості - велику енергоємність експлуатації насосного обладнання. Так у різних галузях насоси споживають 25-60% від всієї енергії, що витрачається. При цьому майже $\frac{3}{4}$ енерговитрат припадає на динамічні насоси. У зв'язку з цим Європарламент ще у 2005 році прийняв «Директиву щодо визначення вимог, що пред'являються до проектування виробів, які споживають енергію», яка передбачає скорочення загального споживання енергії в Європі до 2020 року на 20%, а енергоспоживання насосного обладнання - на 40% [1-6]. Аналіз вартості життєвого циклу насосного агрегату [5,7] показує, що основну частку становить вартість енергії, в той же час вагомою складовою у вартості життєвого циклу є собівартість насоса в цілому як технічної системи, і, відповідно, вартість його підсистем.

У цілому, розглядаючи дане питання, відзначимо, що в даний час в багатьох галузях промисловості виникла проблема підвищення економічності відцентрових насосів, які забезпечують зростання напору при відносно невеликих подачах [8]. Рішення подібних завдань багато в чому слід шукати в збільшенні інтенсивності енергопередачі в системі «робочий орган насоса - перекачувана рідина». Реалізація даної ідеї призведе до можливості застосування одноступінчастого відцентрового насоса замість багатоступінчастого або істотного скорочення кількості ступенів останнього. Таким чином, актуальним є питання пошуку таких способів модернізації геометричних параметрів лопатевої решітки відцентрового насосного ступеня, які привели б до зростання його інтегральних характеристик - насамперед напору і ККД. Відзначимо також, що крім цього буде вирішуватися не менш актуальне завдання зниження масо-габаритних параметрів насосів. Загалом, підвищення енергоємності насосного обладнання відображає загальну тенденцію розвитку техніки: передавати більшу кількість енергії без істотного підвищення масогабаритних параметрів їх робочих органів.

Так, у нафтовидобувній промисловості досить значну роль відіграють насоси систем підтримки пластового тиску - багатоступеневі відцентрові насоси типу ЦНС. Необхідність підвищення напору окремого ступеня таких насосів викликана умовами, що складаються у нафтовидобувній промисловості, а саме зниженням рівня видобутку нафти із окремих родовищ. Інтенсифікація нафтовидобутку на заключних стадіях розробки реалізується за рахунок підвищення пластового тиску, а це потребує використання насосного обладнання, що забезпечує підвищення напору в мережі при сталій витраті. Подібні проблеми притаманні зараз і вугледобувній галузі. Розробка все більш заглиблених пластів вугілля призводить до необхідності збільшення напору насосів, що здійснюють відкачування ґрунтових вод із шахт. Актуальність питання підвищення напору ступеня насоса підтверджує зростаючий попит від споживачів на модернізацію і розробку насосів з підвищеними характеристиками саме по напору. Тому дослідження в напрямку підвищення напору ступеня відцентрового насоса на основі системного підходу, забезпеченого сучасними можливостями САПР, є актуальною та відповідає концепціям Європейської організації виробників насосів EuroPump і розвитку насособудування в Україні, а також відображає загальну тенденцію розвитку механізмів і машин.

Щодо перспектив відцентрових насосів можна відзначити, що застосування для вирішення вищезазначених завдань насосів поршневого, гвинтового, вихрового і т.п. або якого-небудь іншого типів або не бажано з міркувань економічності, або взагалі неможливо через певні особливостей. Крім того загальновідомо, що лопатеві насоси мають ряд переваг (масо-габаритні, експлуатаційні, надійнісні) у порівнянні з сусідніми по області застосування насосами інших типів. Незважаючи на те, що робочий процес відцентрової лопатевої решітки у насосному режимі досить детально досліджений та ґрунтовно описаний у багатьох наукових працях, пошуки шляхів впливу на її напірні та енергетичні характеристики продовжуються. У деяких випадках експлуатації насосів виникає необхідність зміни їх параметрів, що викликано завданнями та проблемами, з якими стикаються підприємства, зокрема в нафтогазовому комплексі,

які експлуатують насосне обладнання. Зазвичай, це стосується зниження значення витрати чи напору при зниженні дебету нафтових свердловин, що вирішується шляхом часткової чи повної заміни проточної частини насоса, та не викликає особливих складнощів. Проте в деяких випадках необхідним є підвищення напору насоса при сталому значенні витрати. У такому разі завдання суттєво ускладнюється, оскільки при заміні проточних частин передбачається їх взаємозамінність, а тому підвищення напору ступеня шляхом збільшення діаметра робочого колеса є неприйнятним.

Робоче колесо є основним елементом насоса і в значній мірі визначає його конструкцію та параметри. Робочі колеса можна класифікувати за коефіцієнтом швидкохідності n_s , який характеризує ККД, форму проточної частини, співвідношення геометричних параметрів (рис.7.1 а) і форму характеристик насосів (рис.1 б) [9]. У контексті питання, що розглядається, особливу увагу привертають до себе робочі колеса низької швидкохідності. Вони є найбільш високо напірними і тому, закономірно, на наш погляд, саме їх робочий процес має виступити у якості об'єкту дослідження. Предметом дослідження є вплив запропонованих змін геометричних параметрів лопатевих решіток робочого колеса на його напірні та енергетичні характеристики при незмінних зовнішніх габаритах.

Особливістю робочих коліс низької швидкохідності є те, що для них відношення b_2/D_2 є дуже малим. Колеса виходять тонкі, відношення D_2/D_0 навпаки є значним. У зв'язку з цим можна припустити, що область розташування вхідної кромки і повороту потоку в робочому колесі низької швидкохідності надає значно менший вплив на напірні та енергетичні характеристики колеса і насоса в цілому, ніж у коліс більш високої швидкохідності [10].

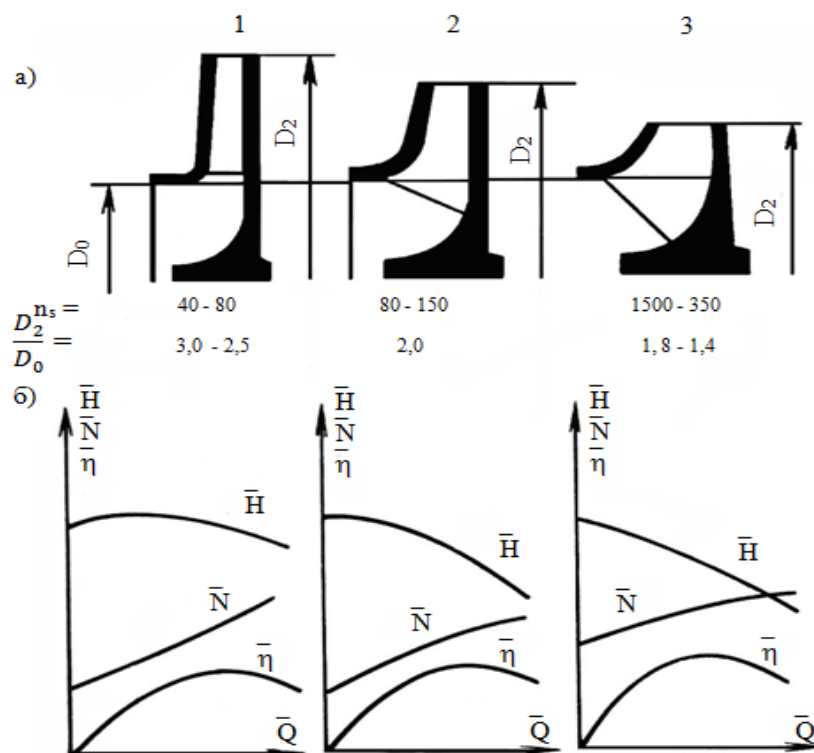


Рисунок 7.1 – Вплив n_s на форму проточної частини робочого колеса (а) і характеристики насоса (б)

З огляду на вищенаведене, можна сформулювати науково-технічну проблему, яка полягає в можливості застосування у робочих колесах низької швидкості циліндричних лопатей замість просторових, а також виявлення впливу такої заміни на напірні та енергетичні характеристики колеса та ступеня в цілому.

Основним і найбільш масовим способом виготовлення відцентрових коліс, що застосовуються в насособудуванні до теперішнього часу є лиття. При цьому литі колеса мають велику масу і низький рівень якості поверхні. Найбільшу складність представляє отримання лопаті просторової форми [11].

Застосування циліндричної лопаті в робочих колесах низької швидкості дозволить спростити процес їх виготовлення і підвищити технологічність у виробництві [12,13]. При цьому можливе застосування для виготовлення робочих коліс лопатевих машин, методу точного об'ємного

штамбування, який характеризується низькою трудомісткістю, високими коефіцієнтами використання металу, і необроблюваної поверхні, а також показниками якості поверхні [11].

7.2 Мета та задачі дослідження

Виходячи із висловленого вище, можна мету дослідження сформулювати наступним чином: виявлення шляхів оптимізації лопатевої решітки робочого колеса низької швидкохідності без втрати економічності.

Для досягнення цієї мети сформульовані наступні задачі:

- дослідити можливості заміни просторової лопаті циліндричною;
- виявити оптимальний варіант нової лопатевої решітки;
- дослідити характеристики ступеню із модернізованим робочим колесом.

7.3 Методика дослідження

Чисельні дослідження проводилися на базі робочого колеса проміжної ступені насоса ЦНС 180-2150 з наступними параметрами: $z = 8$, $n_s = 62$, $Q_{\text{ном}} = 180$ м³/год, $n = 3000$ об/хв при $Q/Q_{\text{ном}} = 0,7; 0,9; 1; 1,1; 1,2$. Використовувався програмний продукт ANSYS CFX університетської версії. В основу даного програмного продукту закладений метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [14,15]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово апробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища - рівнянь Нав'є-Стокса (1) і рівняння нерозривності (2) [16]. Рівняння представлені в

скороченому вигляді ($i, j = 1-3$), передбачається підсумовування за однаковими індексами.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2)$$

де x_i, x_j - вісі координат;

f_i - компонент, що виражає дію масових сил.

Дана система складається з 4 рівнянь, а незалежними шуканими параметрами є 3 компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 і тиск p . Щільність ρ рідини приймається постійною. Течії в обертових робочих органах гідромашин розглядаються у відносній системі відліку. Член f_i в правій частині рівнянь (1) виражає дію відцентрових і коріолісову сил:

$$\vec{f}_i = -\rho \left(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right),$$

де ω - кутова швидкість обертання, $1/c$;

r - радіус-вектор, модуль якого дорівнює відстані від даної точки до осі обертання, м.

У якості граничних умов, задається умова «прилипання» на твердих стінках (швидкість дорівнює нулю), розподіл усіх складових швидкості у вхідному перерізі, і рівність нулю перших похідних (у напрямку течії) складових швидкості у вихідному перерізі.

Течія у проточній частині гідромашин, як правило, є турбулентною. Безпосереднє її моделювання шляхом чисельного рішення рівнянь Нав'є-Стокса, записаних для миттєвих швидкостей, є вкрай складним завданням, крім того, інтерес представляють, як правило, не миттєві, а осереднені за часом значення швидкостей. Тому моделювання турбулентних течій виконувалося з використанням рівнянь Рейнольдса (3) замість рівнянь (1):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] + f_i \quad (3)$$

де $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осереднені за часом значення швидкості;

$\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсаційні складові швидкості.

Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася k-ε моделі турбулентності. При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, які описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε (2), (3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (5)$$

де $P_k = -\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε і μ_t визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

При проведенні чисельного дослідження були прийняті наступні допущення:

- потік на вході в розрахункову область є вісесиметричним;
- вплив витоків через ущільнення РК на течію в проточній частині відсутній.

Проведення чисельного моделювання у рамках даного дослідження складалося з декількох етапів: підготовки рідинної тривимірної геометричної моделі, побудови розрахункової сітки, введення вихідних даних для розрахунку і

власне розрахунку. На першому етапі, реалізація якого проводилася в програмному продукті SolidWorks 2016 створювалися геометричні моделі, які імітували об'єм рідини в каналах проточної частини досліджуваного ступеня і робочого колеса (рис.7. 2).

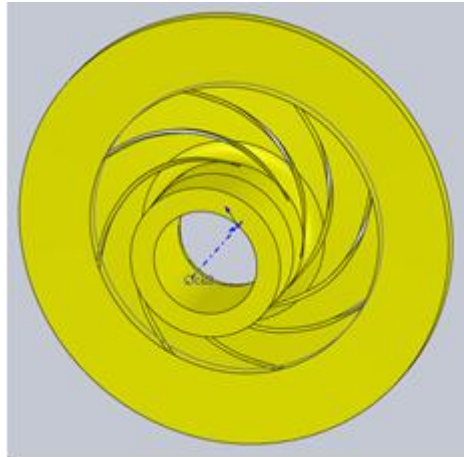


Рисунок 7.2 – Тривимірна модель рідини в робочому колесі з просторовими лопатями

Після побудови рідинних моделей створювалися розрахункові сітки з використанням генератора ICEM CFD. Він дозволяє регулювати густоту сітки, згущуючи її в необхідних місцях (наприклад, на вхідних і вихідних кромках лопастей) і збільшуючи її там, де не потрібна висока густота сітки. Такий підхід дозволяє економити ресурси ЕОМ і отримати достатню густоту сітки в досліджуваній частині розрахункової області.

Величина змінної y^+ , яка характеризує згущення сітки біля стінок, перебувала в межах $20 < y^+ < 100$ одиниць, що відповідає рекомендаціям, наведеним в керівництві користувача [15]. Топологія розрахункової сітки, яка використовується в численних дослідженнях, представлений на рис. 3.

Після генерації сіток наступним етапом розрахунку було створення в CFX-Pre розрахункової області. Межею входу в розрахункову область обрана межа входу в робоче колесо. Межа виходу з неї визначалася виходом з робочого колеса і також розташовувалася на відстані одного діаметра входу в нього. В якості граничного умови на виході з робочої області задавався статичний тиск. Виходячи з того, що

надалі все дослідження і порівняння проводилися для відносних величин, то абсолютна величина тиску не мала значення, і була прийнята рівною $P_{вих} = 10$ МПа.

Перегляд, обробка та аналіз результатів виконувалася за допомогою програмного засобу CFX-Post, яке має широкі можливості по візуалізації та оцінки характеристик розрахованого течії. Підсумком чисельного розрахунку було одержання миттєвих величин швидкостей і тисків в кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проводилося осереднення по масовій витраті.

7.4 Результати чисельного дослідження

Беручи за базове колесо з просторовими лопатями, позначимо його як РК №1, колесо з циліндричними лопатями позначимо як РК №2. Дослідження велися також для робочого колеса з циліндричними лопатями, які були виведені із зони повороту потоку в колесі (РК №3), а також з лопатями, подовженими і поверненими проти напрямку обертання (РК №4). Діаметр установки вхідної кромки лопатей для схем РК №3 і РК №4 визначається співвідношенням $D_{уст} / D_2 = 0,50$. При цьому кути $\beta_2 = 27^\circ$ установки лопаті на виході з робочого колеса для усіх схем решіток залишалися незмінними. На рис.7.4 а-г представлені лопатеві решітки розглянутих робочих коліс схем РК №1 - РК №4 відповідно.

Розподіл відносних швидкостей для схем РК №1 - РК №4 представлено на рис 7.5 а-г відповідно. Результати розрахунків представлені на рис.7.8, зміни параметрів H , N , ККД по відношенню до базового колеса при $Q/Q_{ном} = 1$ наведені в табл. 1.

Як видно з рисунка 7.5, при застосуванні лопатевої решітки, виведеної із зони повороту потоку в колесі (РК №3) на тильній стороні лопаті спостерігається значна зона вихроутворення. Це можна пояснити тим, що у лопатей вказаних схем виявився завеликим кут установки лопаті на вході, який явно перевищує рекомендовані значення ($\beta_1 = 33^\circ$) [9]. Зміни у конструкції даної лопатевої решітки, були направлені на узгодження положення лопаті з напрямком течії потоку в

робочому колесі після зони повороту потоку, усунувши область вихроутворення (РК №4).

У даній схемі $\beta_l = 18^\circ$.

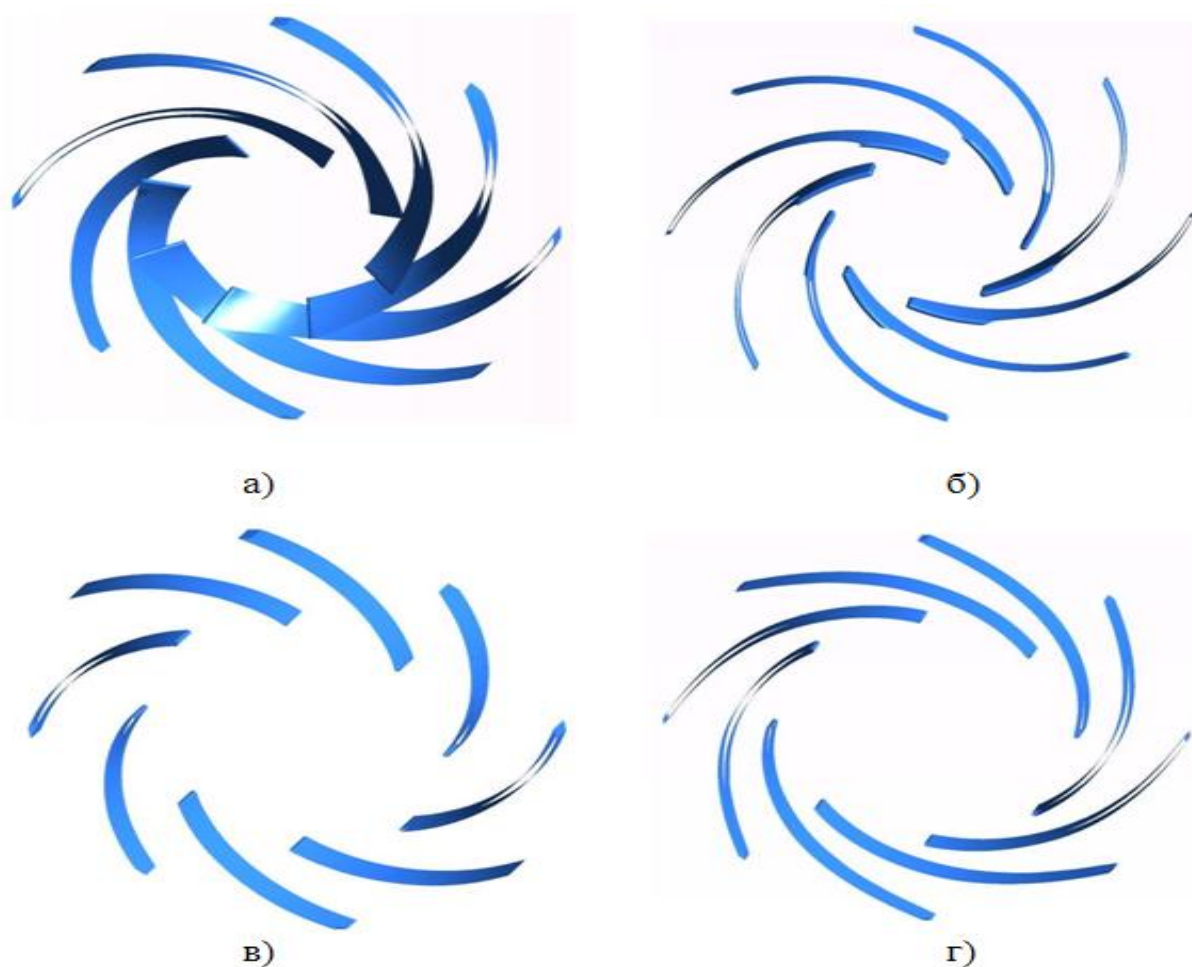


Рисунок 7.4 – Просторова (а) і циліндричні (б-г) лопатеві решітки

Таблиця 1.

Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№2	8,2	8,9	-1,2
№3	2,7	4,8	-2,5
№4	6,8	6,3	0

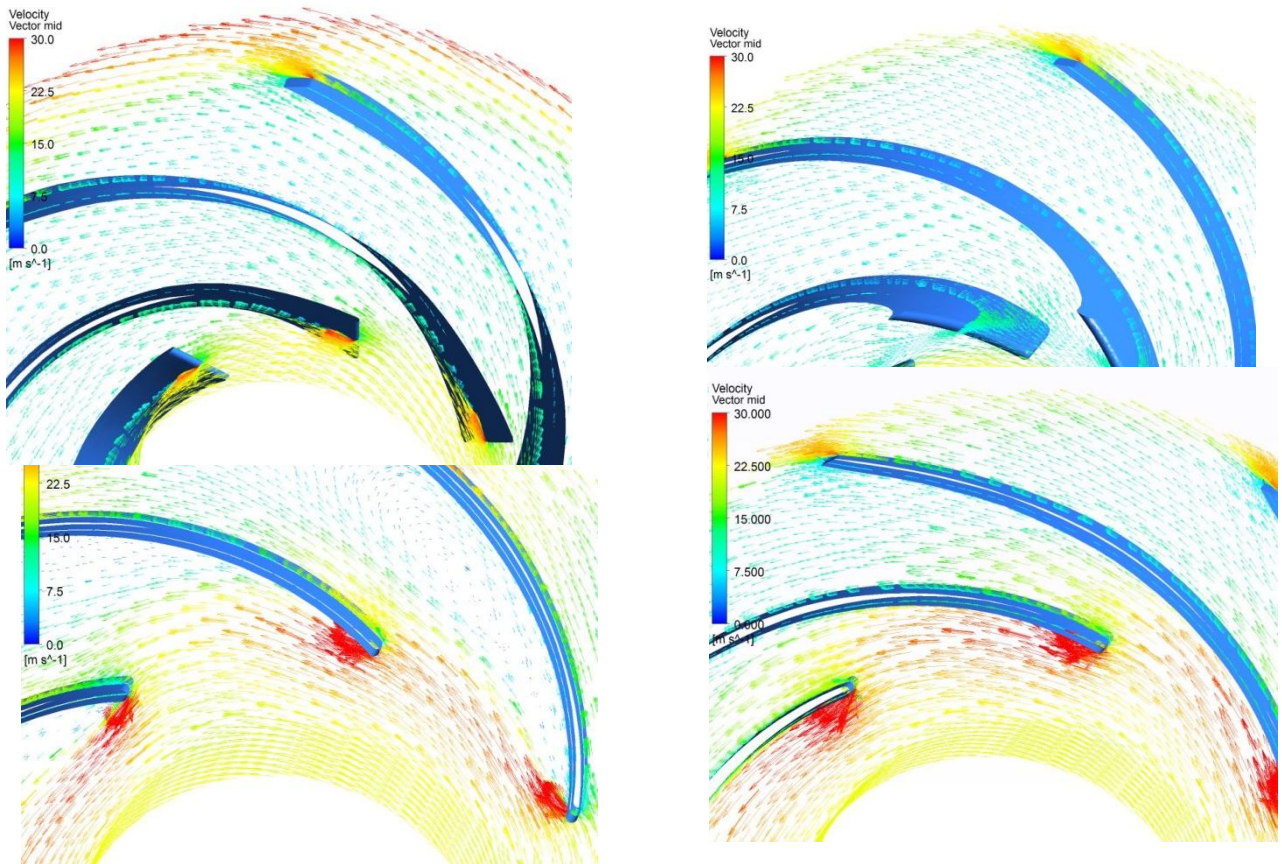


Рисунок 7.5 – Розподіл відносних швидкостей

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок про те, що застосування циліндричної лопаті в цілому призвело до зростання напору робочого колеса. Це можна пояснити тим, що відбувається краще силовий вплив лопатевої системи і потоку рідини, підвищується інтенсивність енергопередачі від колеса до рідини. При цьому закономірно спостерігається деяке зниження ККД колеса, викликане зростанням гідравлічних втрат через зміну форми лопаті.

Особливо звертає на себе увагу, той факт, що ККД колеса схеми РК №4 залишилося незмінним у порівнянні з еталонним колесом з просторовими лопатями. Виходячи з сукупності змін параметрів напору і ККД, схему №4 можна назвати оптимальною.

Зазначимо також, що спрощення («згортання») конструкції робочого органу машини, або його елемента (у нашому випадку це робоче колесо відцентрового насоса та його лопаті) з одночасним збереженням або підвищенням його основної корисної функції (підвищення напору) повністю узгоджується із законами розвитку технічних систем [17-19].

Закономірним розвитком ідеї спрощення лопатевої решітки робочого колеса стала смілива ідея дослідити можливість і доцільність використати у колесі низької швидкості лопаті у формі пластини (рис. 7.7). Пластина установлювалася перпендикулярно до радіусу R_2 і виходячи із співвідношення $D_{\text{уст}}/D_2 = 0,50$. При цьому кут β_1 фактично дорівнював нулю, а $\beta_2 = 52^\circ$.

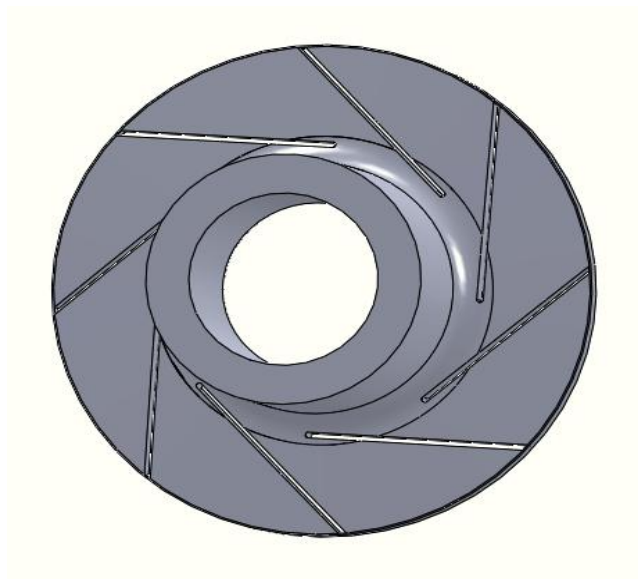
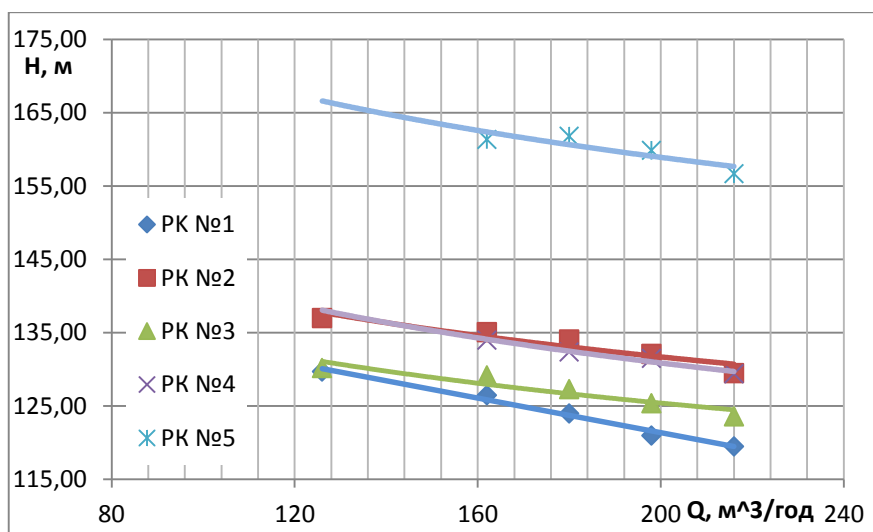


Рисунок 7.6– Тривимірна модель рідини в робочому колесі з «пластинчастими» лопатями

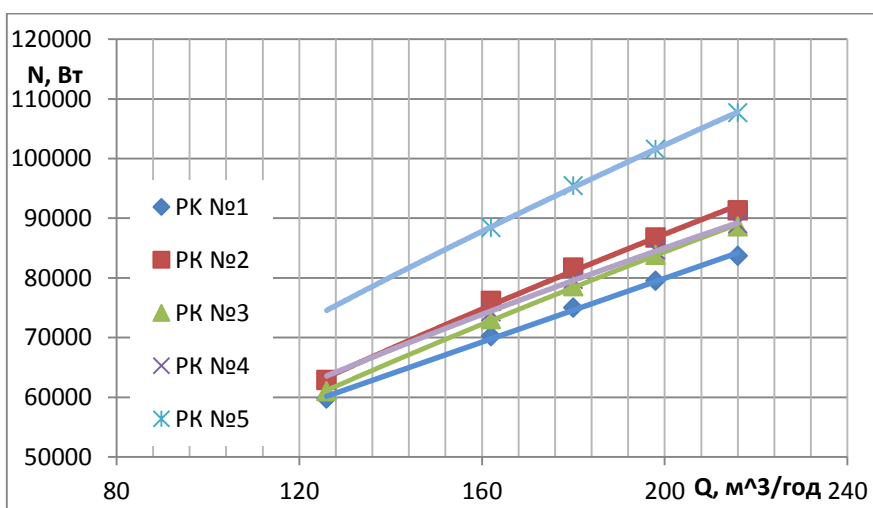
Результати розрахунків представлені на рис.7.8, зміни параметрів H , N , ККД по відношенню до базового колеса при $Q/Q_{\text{ном}} = 1$ наведені в табл. 2. Розподіл відносних швидкостей для схеми РК №5 представлено на рис 8.

Таблиця 2.

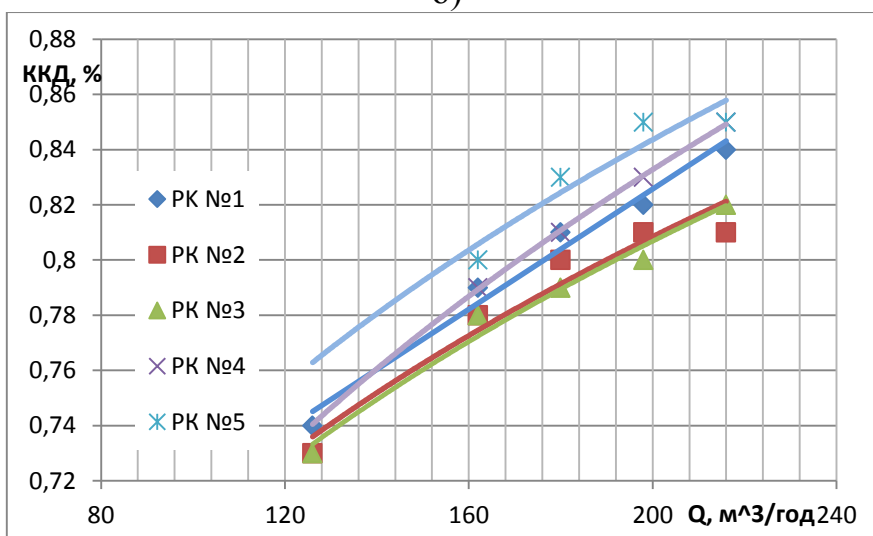
Схема РК	ΔH , %	ΔN , %	$\Delta \text{ККД}$, %
№5	30,5	27,2	2,5



а)



б)



в)

Рисунок 7.7 – Напірна (а), показники потужності (б) и характеристика ККД (в) досліджуваних РК

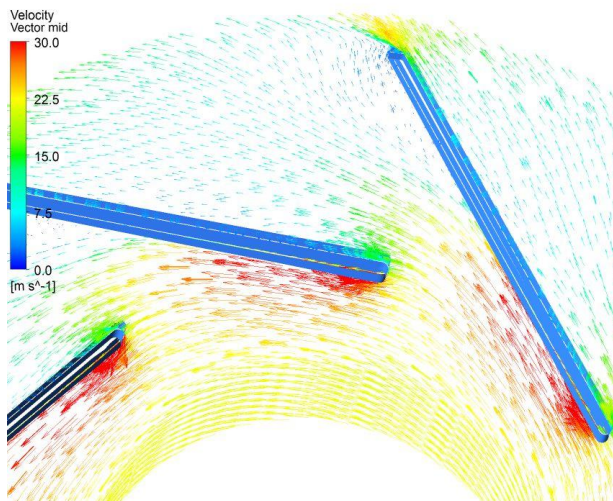


Рисунок 7.8 – Розподіл відносних швидкостей

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок про те, що застосування лопаті у формі пластини призвело до суттєвого зростання напору робочого колеса. Такий ефект і очікувався, так як дана лопатева решітка мала підвищений кут β_2 . Особливий інтерес представляють результати щодо ККД. Його значення для схеми, що розглядається, більше, ніж для еталонного колеса можна пояснити узгодженням потоку і установки лопаті перш за все на вході.

Загалом зазначимо, що будь-які результати щодо виключно робочих коліс не відображають картину, що цікавить нас, так як колеса працюють у складі ступеня. Тому закономірним продовженням даної роботи буде дослідження робочих коліс з модернізованими решітками разом із базовим напрямним апаратом.

7.5 Дослідження модернізованих робочих коліс у складі ступеню

Розрахунок вівся для наступних схем. За базову (СТ №1) була прийнята проміжна ступінь насоса ЦНС 180-2150 з колесом схеми РК №1 і напрямним апаратом до нього. У схемі СТ №4 досліджувалося робоче колесо схеми РК №4 з циліндричними лопатями, а у схемі СТ №5 – колесо із лопатевою решіткою у формі

пластин (РК №5). Зазначимо, що напрямний апарат застосовувався незмінний для всіх схем. На рис.7.9 представлена рідинна модель базового ступеню (схема СТ №1).

Дослідження у програмному комплексі ANSYS CFX проводилося за тією ж методикою, що і окремі робочі колеса. Результати чисельного розрахунку базового ступеня співставлялися з результатами натурного дослідження вказаного ступеня на експериментальному стенді, які проводилися у ВНДІАЕН (м. Суми).

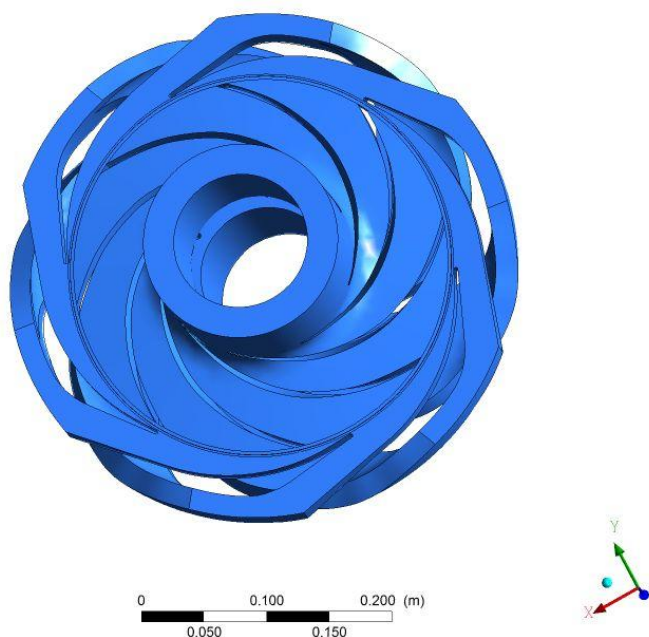
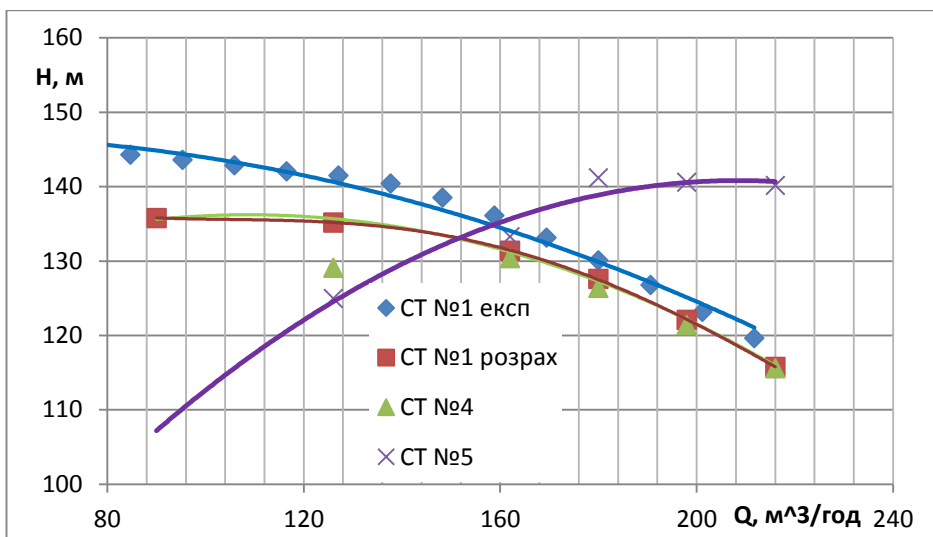


Рисунок 7.9 – Тривимірна модель рідини у базовому ступені

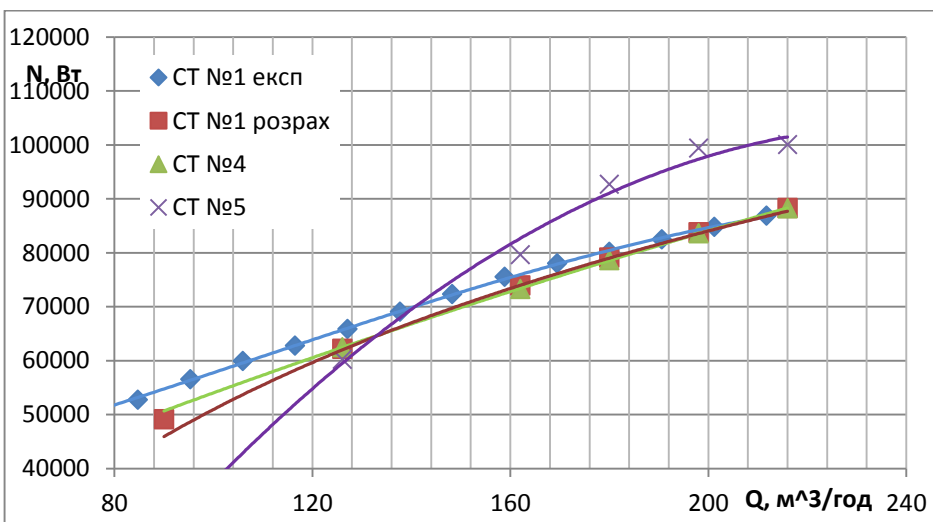
Результати розрахунків співставлені з результатами натурних досліджень базового ступеню представлені на рис.7.10, зміни параметрів H , N , ККД при $Q/Q_{\text{ном}}=1$ наведені в табл. 3.

Таблиця 3.

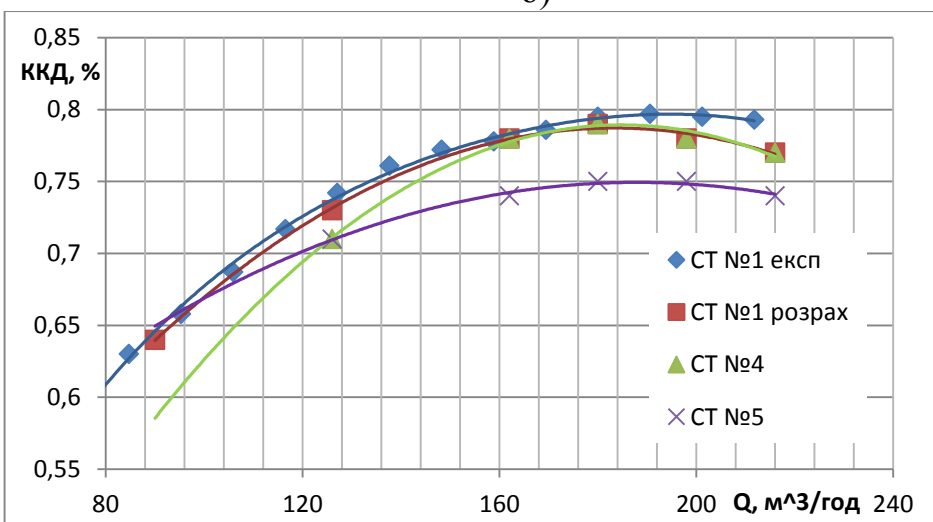
Схема СТ	ΔH , %	ΔN , %	$\Delta \text{ККД}$, %
№1 розрах	-1,9	-1,3	-0,6
№4	-0,9	-0,6	0,0
№5	10,7	17,9	-5,1



а)



б)



в)

Рисунок 7.10 – Напірна (а), показники потужності (б) и характеристика ККД (в) досліджуваних ступенів

Аналізуючи інтегральні характеристики, отримані на експериментальному стенді і порівнюючи їх з результатами чисельного моделювання, можна зробити висновок про те, що розбіжність результатів становить менше ніж 5% на робочому режимі ($\Delta H = -1,9\%$, $\Delta N = -1,3\%$, $\Delta \text{ККД} = -0,6\%$). У даному випадку можна говорити про те, що отримане розбіжність є допустимим, а результати чисельних експериментів можна вважати такими, що відповідають дійсності. Дані, отримані в результаті чисельних експериментів, мають необхідну точність і ними можна керуватися, не вдаючись кожен раз до перевірки на експериментальному стенді.

Щодо факту розбіжності характеристик, можна припустити, що найбільш імовірною причиною зазначеного поведінки кривих є розбіжність між геометричною моделлю лопатевих систем, використаних при розрахунках і реально виготовлених. Особливо, це стосується форми вхідних і вихідних кромок, шорсткості проточної частини і т.д.

Аналізуючи результати дослідження роботи коліс із запропонованими лопатевими решітками у складі ступеню з незмінним базовим напрямним апаратом можемо зазначити наступне. Щодо схеми СТ №4 отримані значення інтегральних характеристик на розрахунковому режимі майже не відрізняються від параметрів базового ступеня. У схемі СТ №5 на відмінність від окремого колеса (схема РК №5) виявлено майже у три рази менш значний ріст напору і зменшення ККД.

Таким чином бачимо, що використання робочого колеса низької швидкохідності із циліндричними лопатями, виведеними із зони повороту потоку і узгодженими з ним (схеми РК №4 і СТ №4) є цілком виправданим з точки зору забезпечення ступенем необхідних напірних та енергетичних параметрів. Питання використання лопатевої решітки із подальшим спрощенням лопаті (схеми РК №5 і СТ №5) залишається відкритим через не дуже значне зростання напору поряд з помітним зменшенням ККД ступеню. Загалом вважаємо, що подальші дослідження у даному напрямку є перспективними. Для виявлення дійсно оптимальної конструкції лопаті доцільно було б використати методи планування багатofакторного експерименту і експериментальної перевірки.

7.6 Висновки

- 1) В результаті проведеного чисельного дослідження принципово доведена можливість заміни просторової лопаті циліндричною у робочих колесах низької швидкохідності виходячи з оцінки їх ККД. При цьому вдалося виявити позитивний ефект зростання напору колеса.
- 2) Виявлено оптимальний варіант нової лопатевої решітки у якій лопаті виведені із зони повороту потоку, вхідна кромка розташована виходячи із співвідношення $D_{уст}/ D_2 = 0,50$, кут $\beta_1 = 18^\circ$. Також була запропонована форма лопаті у вигляді пластини, що установлювалася перпендикулярно до радіусу R_2 . Досягнуто зростання напору при сприятливому рівні ККД.
- 3) Дослідження характеристики ступеня із першим модернізованим робочим колесом показали, що просторову лопатеву решітку у відцентрових колесах низької швидкохідності можна замінити на більш просту у виготовленні циліндричну без втрати економічності ступеня. Розбіжність експериментальний і розрахункових параметрів еталонного ступеня та розрахункових параметрів ступеня з модернізованим колесом склала не більше 2%.

Основою науковою новизною отриманих результатів є те, що вперше за допомогою чисельних методів дослідження виявлена можливість і доцільність заміни просторової лопаті на циліндричну у відцентрових робочих колесах низької швидкохідності.

Основним практичним значенням отриманих результатів є те, що доведена ефективність використання колеса із модернізованою лопатевою решіткою у складі ступеня з базовим напрямним апаратом.

8 РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІКИ

8.1 Система створення та освоєння нової техніки

8.1.1 Сутність. Зміст завдання підготовки виробництва

Створення нових видів продукції здійснюється в процесі підготовки виробництва, що відбувається поза рамками виробничого процесу. Завдання підготовки виробництва полягає в тому, щоб забезпечити необхідні умови для функціонування виробничого процесу.

Підготовка виробництва — це процес безпосереднього застосування праці колективу працівників з метою розробки й організації випуску нових видів продукції або модернізації технології виготовлення вже існуючої виробів (моделей).

Процес підготовки виробництва — це особливий вид діяльності, що поєднує вироблення науково-технічної інформації з її перетворенням на матеріальний об'єкт — нову техніку.

Нова техніка — це результат науково-технічних досягнень, що сприяє під час її виробництва і реалізації розвитку продуктивних сил, і задоволенню потреб суспільства в продукції вищої якості, ніж відомі раніше прототипи або аналоги.

Процес підготовки виробництва за своєю структурою неоднорідний і складається з безлічі процесів з різним змістом. Класифікувати часткові процеси підготовки виробництва можна за видами і характером робіт, просторово-тимчасовою і функціональною ознаками, відношенням до об'єкта управління.

За видом робіт (за видом трудової діяльності) процеси підготовки виробництва поділяються на: дослідницькі, конструкторські, технологічні, виробничі та економічні.

За характером робіт виокремлюють процеси підготовки виробництва:

— основні (проведення досліджень, інженерних розрахунків, проектування конструкцій, технологічних процесів, форм і методів організації виробництва, економічні розрахунки й обґрунтування);

— експериментальні виробничі (виготовлення і випробування макетів, дослідних зразків і серій машин).

За розташуванням у часі і просторі процеси підготовки виробництва поділяються на:

— операції — первинна ланка процесу створення нової техніки. Вона виконується на одному робочому місці одним виконавцем і складається з низки послідовних дій;

— роботи — сукупність послідовно виконуваних операцій, що характеризується логічною завершеністю і закінченістю дій щодо виконання визначеної частини процесу;

— стадії — сукупність низки робіт, пов'язаних єдністю змісту і методів виконання, що забезпечує вирішення конкретного завдання підготовки виробництва;

— фази — комплекс стадій і робіт, що характеризує закінчену частину процесу підготовки виробництва. Вона пов'язана з переходом об'єкта робіт у новий якісний стан.

8.1.2 Життєвий цикл нової техніки

Розробити і впровадити у виробництво виріб нової моделі — означає перетворити знання, нову ідею на готовий продукт. Перетворення знання на продукт вимагає витрат часу і значних одноразових грошових витрат, обсяг яких тим більший, чим вищий рівень новизни продукції і чим частіше відбувається зміна моделей виробів. Це, у свою чергу, спричиняє подорожчання виробів у сфері їх виробництва. Так, витрати на виготовлення нової моделі виробу в перший рік його випуску перевищують у два рази і більше витрати п'ятого року випуску. Це, безсумнівно, знижує рівень ефективності виробництва нової техніки, а іноді призводить до великих збитків.

Ці, з першого погляду, суперечливі обставини, пов'язані зі швидкими темпами технічного прогресу, вимагають такого періоду зміни моделей продукції, тобто життєвого циклу продукції, за якого сумарні витрати на розробку і впровадження

нових моделей, а також утрати від нормального зносу були б мінімальні, а рівень їх економічної ефективності — максимальним.

Час, протягом якого знання перетворюються на продукт, тобто розробку нової продукції, її освоєння і виготовлення на підприємстві аж до зняття з виробництва, називають її життєвим циклом (рис. 16.1).

У життєвому циклі нової продукції можна виокремити два характерні періоди: перший — це час, протягом якого здійснюється розробка нової продукції, і другий — час, протягом якого нова продукція освоюється, виробляється і реалізується до повного припинення випуску.

У перший період життєвого циклу виробу включається повний комплекс робіт зі створення нової техніки, що складається з кількох стадій і окремих робіт, виконуваних для забезпечення її існування.

Перша стадія життєвого циклу нового виробу — науково-дослідна робота (НДР). У процесі цієї стадії виникають і проходять усебічну перевірку нові ідеї, реалізовані іноді у вигляді відкриттів і винаходів. Теоретичні передумови вирішення наукової проблеми перевіряються в ході дослідно-експериментальних робіт.

Друга стадія — дослідно-конструкторська робота (ДКР) — перехідна від наукових досліджень до виробництва. На ній ідеї, що виникають у процесі НДР, практично перетворюються в технічну документацію і дослідні зразки.

На третій стадії конструкторської підготовки виробництва (КПВ) здійснюється проектування нової техніки: розробка креслень і технічної документації.

Четверта стадія — технологічна підготовка виробництва (ТПШ), на якій розробляються і перевіряються нові технологічні процеси, проектується і виготовляється технологічне оснащення для виробництва нової техніки.

П'ята стадія — організаційна підготовка виробництва (ОПВ). На ній обираються методи і перевіряються моделі процесу переходу підприємства на випуск нової продукції, проводяться розрахунки потреб в матеріалах і комплектуючих виробах, визначаються календарно-планові нормативи (тривалість

виробничого циклу виготовлення нового виробу, розміри партій, період чергування партій виробів та ін.).

На шостій стадії — відпрацьовування в дослідному виробництві (ВДВ) нової конструкції виробу — освоюється випуск дослідного зразка, проводиться налагодження нових технологічних процесів, перевірка й оцінка "життєздатності" нової продукції. На цій стадії життєвого циклу виробу підприємство витрачає великі кошти — "працює" па нову продукцію.



Рис. 8.1 – Структура життєвого циклу виробу

У другий період життєвого циклу виробу розпочинається сьома стадія — освоєння його в промисловому виробництві (ОСВ). На ній створюються умови для такого виробництва нового виробу. Практика показує, що іноді на ній виникають конструкторські зміни та викликані ними або незалежні від них зміни в технологічних процесах. Тому на стадії освоєння виробництва виникає необхідність визначення раціонального ступеня відпрацьовування технологічної документації, доцільного рівня оснащення виробництва спеціальними видами оснащення й устаткування.

Стадія освоєння є сполучною ланкою з фазою виробництва і реалізації виробу, у процесі якої здійснюються виготовлення деталей і складальних одиниць, складання і випробування виробу відповідно до технологічної і конструкторської документації, затвердженої керівництвом підприємства.

Точне дотримання технологічного процесу — одна з найважливіших організаційних умов боротьби за ефективне впровадження нової техніки, підвищення якості продукції і техніко-економічних показників виробництва. Важливим елементом виробничої фази є реалізація нової продукції.

Завершальною стадією життєвого циклу є експлуатація нової продукції (Е) — період, коли ця продукція використовується відповідно до її призначення і дає економічний ефект, до моменту утилізації (У). Зазначимо, що в другий період життєвого циклу виробу підприємство-виготівник нової техніки отримує дохід від її реалізації: "нова продукція працює на підприємство".

Здавалося б, підприємству вигідно продовжити другий період життєвого циклу виробу на максимальний строк, оскільки в цей час воно не несе додаткових витрат на розробку і виготовлення нової продукції. Однак цей період має свою межу, зумовлену економічними і соціальними чинниками. Соціально-економічний ефект від упровадження нової продукції забезпечується тільки на період від освоєння і початку промислового виробництва до зрілості виробництва продукції, після якого продукт морально застаріває і його подальше виробництво та використання приносять збиток підприємству незалежно від її вартості (різко знижується, а іноді й цілком припиняється попит на нього, і, як наслідок, зменшується прибуток і зростають збитки). Іншими словами, з моменту появи нової продукції ефект від її використання швидко зростає до визначеної максимальної величини, а потім починає зменшуватися до нуля або навіть до негативної величини (рис. 8.2).

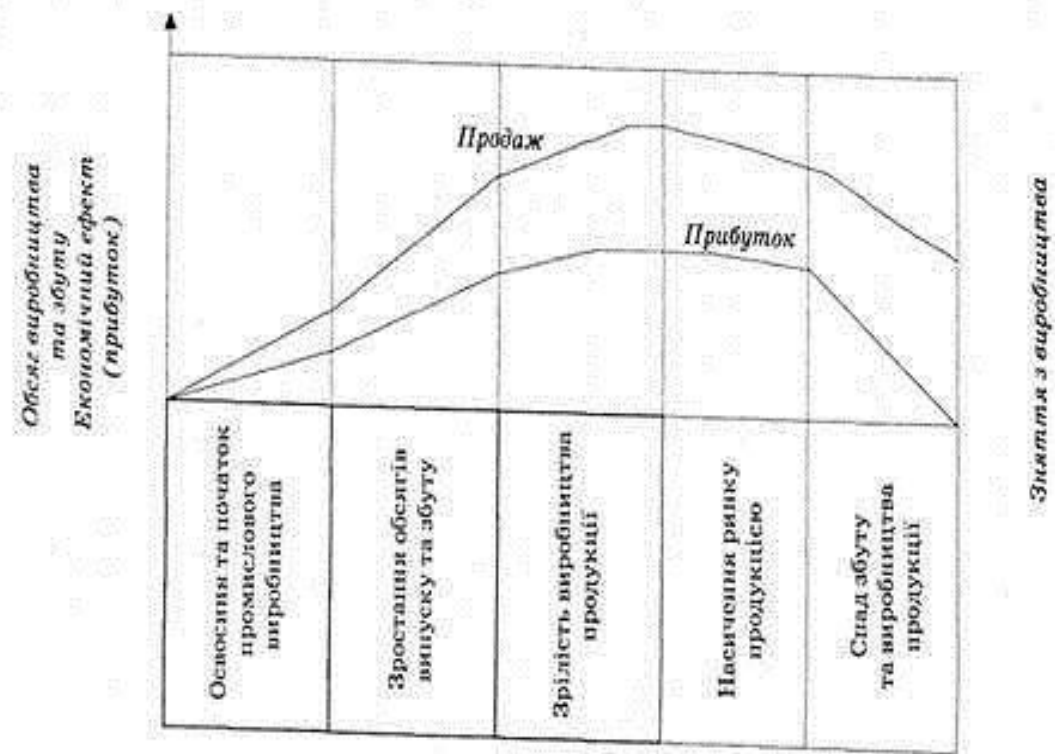


Рис. 8.2 – Криві життєвого циклу виробу в системі маркетингу

Розміщення кривих показує, що в зоні освоєння і початку промислового виробництва збільшення обсягу випуску готової продукції і зростання прибутку (ефекту) досягаються повільно через велику складність самого процесу освоєння. Наступна зона характеризується більш різким збільшенням обсягу випуску продукції і зростанням прибутку. Третя зона — зона зрілості, в якій досягаються стабільність випуску продукції і максимальний економічний ефект (зростання прибутку). Четверта зона — зона насичення ринку новою продукцією. Обсяг виробництва припиняє своє зростання, й економічний ефект зменшується. У цей період необхідно широко розгорнути науково-дослідну і дослідно-конструкторську роботу з розробки нового виробу або модернізації випуску. Нарешті, настає зона різкого спаду випуску виробу і зняття його з виробництва, коли істотно знижується прибуток (економічний ефект) і навіть можливі збитки.

8.1.3 Структура процесу СОНТ

Безліч чинників і змінних, що впливають на процес створення й освоєння нової техніки (СОНТ), визначають використання системного підходу під час організації цього процесу.

Повний комплекс робіт із СОНТ включає всі стадії життєвого циклу виробу:

- 1) науково-дослідні роботи;
- 2) дослідно-конструкторські роботи;
- 3) конструкторську підготовку виробництва;
- 4) технологічну підготовку виробництва;
- 5) організаційну підготовку виробництва;
- 6) відпрацьовування нового виробу в дослідному виробництві;
- 7) освоєння нового виробу в промисловому виробництві (рис. 8.3).

Перші дві стадії охоплюють роботи, що за своїм змістом не стосуються виробництва. Як правило, вони виконуються в галузевих НДІ і КБ та є першим етапом системи СОНТ.

Наступні чотири стадії складають другий етап системи СОНТ. Вони забезпечують технічну підготовку виробництва (ТШ) і виконуються проектними організаціями або відділами головного конструктора і головного технолога підприємства-виробника нової техніки.

Сьома стадія безпосередньо створює умови для промислового виробництва нового виробу. Умовно стадії створення нового виробу, включаючи НДР, КПВ і частково ТШ, належать до вихідної фази циклу, а частково стадія ТПВ та інші стадії 011 В, ВДВ належать до заключної фази. Усі роботи циклу СОНТ і, насамперед, стадії вихідної фази вимагають широкого інформаційного забезпечення, тобто відповідної інформаційної підготовки, а також економічного пророблення. Останнє виконується на кожній стадії циклу з різним ступенем глибини залежно від того, наскільки ця стадія впливає на ефективність виготовлення нового виробу.

Стадії заключної фази в жодному разі не повинні бути відірвані від вихідних. Тісне ув'язування стадій вихідної фази дає змогу поєднувати в одну систему всі підрозділи, що виконують роботи зі створення й освоєння випуску нового виробу.

Досліджуючи роботи з СОНТ як систему, можна цілеспрямовано прагнути до її оптимізації за обраним критерієм. Підключення до системи технічної підготовки робіт з НДР і ДКР у багато разів ускладнює завдання управління і координації системи СОНТ, і водночас за добре організованого управління і чіткої координації проведення всіх стадій процес СОНТ у багато разів полегшує досягнення кінцевої мети. Одночасно з цим знижуються витрати на освоєння і перехід на випуск нової продукції.

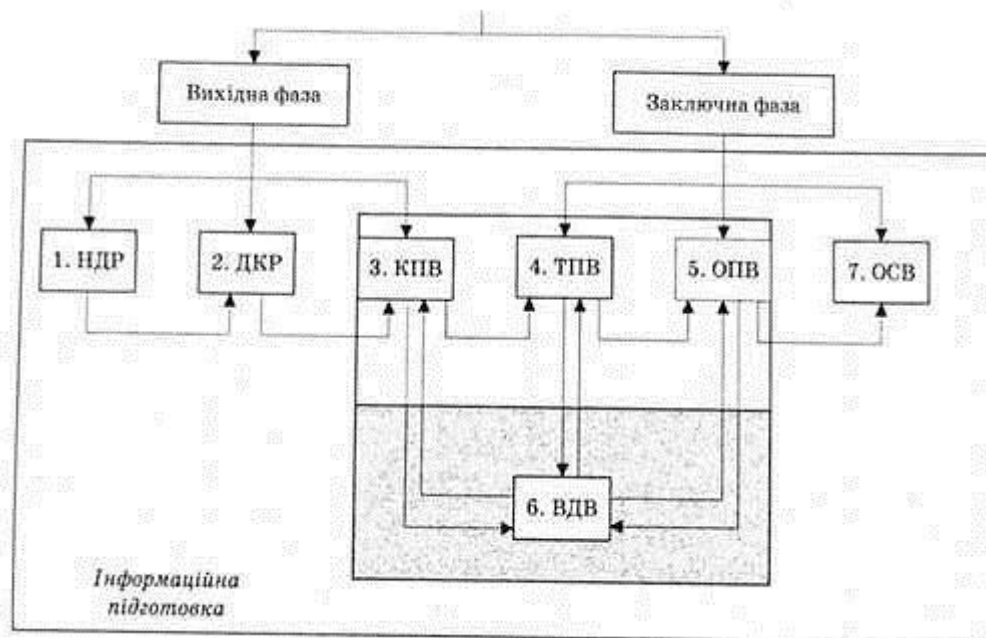


Рис. 8.3 – Структура системи СОНТ

Систему СОНТ варто розглядати як відкриту систему. Вона обмінюється інформацією, енергією, матеріальними носіями з навколишнім середовищем. Входами системи СОНТ є результати фундаментальних і особливо прикладних досліджень, а також планові завдання, установлені строки, матеріали і комплектуючі вироби, виходом — готова продукція, що надходить у сферу споживання (експлуатації).

Відкрита система повинна бути організована так, щоб вона мала можливість засвоювати достатню кількість входів зі свого оточення і відшкодовувати виходи плюс споживані в процесі роботи енергію, матеріальні й інші ресурси. У цьому разі система буде функціонувати стійко і перебуватиме в стані безперервного руху та постійного випуску нової продукції, що проходить у процесі свого створення всі стадії цієї системи.

9 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

9.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри

У навчальній і науковій роботі спеціалізацією кафедри прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) є насособудування. Експериментальні роботи (випробування насосів та інших агрегатів, обробка окремих деталей, складання насосів та ін.) проводяться в лабораторії кафедри, яка розділена на виробничі приміщення та робочі місця. Всі роботи виконуються на окремих ділянках.

Розглянемо основні ділянки лабораторії.

На термічній ділянці знаходиться електрична піч (рис. 9.1) для термічної обробки металевих виробів.



Рисунок 9.1 – Термічна ділянка

Біля печі знаходяться баки з водою та мастилом для загартовування деталей

Мета гартування — одержати мартенситну структуру деталі з рівномірним розподілом вуглецю й підвищити твердість та міцність сталі. Баки мають спеціальний піддон для занурення деталей у воду чи мастило з метою їх загартовування. Над баками знаходиться витяжна вентиляція для пару, який утворюється під час занурення деталей у рідину.

На ділянці механічної обробки деталей знаходиться декілька верстатів (рис. 9.2).



Рисунок 9.2 – Механічна ділянка лабораторії

Для виготовлення різноманітних деталей в лабораторії є різні верстати: токарні, карусельний, свердильний, фрезерні, координатно-розточувальний верстат, довбальний, пилільний, шліфувальний. Крім цих верстатів є ще фрезерний верстат з системою числового програмного управління (рис. 9.3). Цей верстат має можливість самостійно обробляти заготовку деталі за допомогою програми, написаної працівником кафедри.



Рисунок 9.3 – Фрезерний верстат з програмним забезпеченням

Після механічної обробки всі деталі транспортують на слюсарну ділянку (рис. 9.4). На цій ділянці за допомогою слюсарного інструменту (напильників, натфільів, наждачного паперу, мітчиків і таке ін.) виконують обробку деталей – знімають гострі кромки та заусенці, нарізають різьбу, притирають поверхні деталей, складають деталі у вузли, консервують деталі за допомогою спеціального мастила та виконують інші роботи. Після цього деталь або відправляється до замовника, або передається на складальну ділянку.



Рисунок 9.4 – Слюсарна ділянка

Складальна ділянка (рис. 9.5) є кінцевим етапом по виготовленню насосів. На цій ділянці складають та випробують насоси. Під час випробувань за допомогою приладів (витратоміра, датчиків тиску на вході та виході з насоса, вольтметра та ін.) знімають параметри насоса на різних режимах роботи. За цими даними будуються характеристики насоса – залежності напору, потужності і ККД від подачі насоса. Після випробування ці дані заносять в паспорт насоса.



Рисунок 9.5 – Складальна ділянка і випробувальний стен

Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на кожній ділянці лабораторії

Згідно ГОСТ 12.0.003-74 [20] небезпечними й шкідливими виробничими факторами на термічній ділянці є:

- підвищена температура повітря робочої зони;
- підвищена температура поверхонь устаткування і матеріалів;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення електропечі, замикання якої може відбуватися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики;
- підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на механічній ділянці:

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування; – вироби, матеріали та заготовки, що пересуваються;

- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена напруга струму в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- недостатня освітленість робочої зони;
- поверхні верстатів, які обертаються;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення верстатів;
- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструменті;
- попадання на шкіряний покрив або слизисті оболочки працюючих консерваційних мастил, змазок, розчинників.

Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на слюсарній ділянці:

- рухомі машини та механізми; рухомі частини виробничого обладнання; вироби, заготовки, матеріали, що рухаються;
- підвищена або знижена температура поверхонь деталей;
- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструмента;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- попадання на шкіряний покрив або слизисті оболочки працюючих консерваційних мастил, змазок, розчинників;
- підвищена напруга струму в електричній мережі інструменту, замикання якої може відбутися через тіло людини.

Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на складальній ділянці і випробувальному стенді

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- вироби, матеріали та заготовки, що пересуваються;
- підвищена або знижена температура поверхонь деталей;

- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструмента;
- викид робочої, охолоджуючої й мастильної рідин;
- ослаблення або роз'єднання кріплень складальних одиниць і деталей;
- установка контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики для контролю за роботою насоса й двигуна відповідно до вказівок у їхній експлуатаційній документації;
- відвід зовнішнього витoku через кінцеві ущільнення насоса, злив перекачуваної рідини при спорожнюванні насоса повинен бути організований за закритою схемою в безнапірну ємність;
- заземлення агрегату відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81 [21];
- теплоізоляція огороження поверхонь насоса, температура яких може перевищувати 318К (45°C), у місцях можливого дотику працюючих.

9.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском

При підготовці відповіді на це питання використані матеріали роботи [22]. Дано визначення поняттю «посудина». Посудина – герметично закрита ємність, призначена для ведення хімічних, теплових та інших технологічних процесів, а також для зберігання і перевезення газоподібних, рідких та інших речовин. Границею посудини є входні та вихідні штуцери. Для прикладу посудини розглянемо повітряний ріверсивер (рис. 9.6).



Рисунок 9.6 – Повітряні ресивери [23]

Повітряний ресивер [23] являє собою зварену металеву конструкцію. Повітряний ресивер складається з зварної циліндричної обичайки, двох еліптичних днищ і опор. На обечайці і днищах ресивера передбачені різьбові бобишки для установки запобіжного клапана і манометра, роздаткового вентиля, пробки для зливу конденсату. Вертикальні повітряні ресивери виготовляють ємністю від 1.6 до 25 м³ з робочим тиском до 1,0 МПа. Виготовляється ресивер за технічними умовами відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.07-94 “Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском”. Кожен повітряний ресивер в процесі виготовлення проходить повний комплекс обов’язкових випробувань і контроль якості виготовлення, що гарантує безпеку при експлуатації.

Загальні вимоги до конструкції і експлуатації посудин

1. Конструкція посудин повинна забезпечувати працездатність, надійність, довговічність і безпеку експлуатації протягом розрахованого строку служби і передбачати можливість проведення технічного огляду, цілковитого випорожнення,

очистки, промивки, продувки, ремонту, експлуатаційного контролю металу та з'єднань.

2. Для кожної посудини має бути встановлений і вказаний в паспорті розрахунковий (допустимий) строк служби з урахуванням умов експлуатації.

3. Пристрої, які заважають зовнішньому і внутрішньому оглядам посудин (мішалки, змійовики, оболонки, тарілки, перегородки та інші пристрої), повинні бути, як правило, знімними. В разі застосування приварних пристроїв повинна бути передбачена можливість їх видалення з подальшою установкою. Порядок знімання й установки цих пристроїв має бути вказаний в Інструкції з монтажу та експлуатації.

4. Якщо конструкція посудин не дозволяє проводити зовнішній і внутрішній огляди або гідравлічне випробування, передбачені вимогами цих Правил, розробником проекту посудини в Інструкції по монтажу та експлуатації мусять бути вказані методика, періодичність й обсяг контролю, виконання яких забезпечить своєчасне виявлення та усунення дефектів.

5. Конструкція внутрішніх пристроїв повинна забезпечувати видалення із посудин повітря при гідравлічному випробуванні і води після гідравлічного випробування.

6. Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні.

7. На кожній посудині повинен бути передбачений вентиль, кран або інший пристрій, що дозволяє здійснювати контроль за відсутністю тиску в посудині перед його відкриванням, при цьому відвід середовища повинен бути напрямлений в безпечне для обслуговуючого персоналу місце.

8. Розрахунок на міцність посудин та їх елементів повинен проводитися за діючою НД, узгодженою з Держнаглядом України. Посудини, призначені для роботи в умовах циклічних і знакоперемінних навантажень, мають бути розраховані на міцність з урахуванням цих навантажень.

9. Посудини, що в процесі експлуатації змінюють своє положення в просторі, повинні мати пристрої, які б запобігали їх самоперекиданню.

10. Конструкція посудин, які обігріваються гарячими газами, повинна забезпечувати надійне охолодження стінок, що знаходяться під тиском, до розрахункової температури.

11. Для перевірки якості приварки кілець, що зміцнюють отвори для люків, лазів і штуцерів, повинен бути передбачений нарізний контрольний отвір в кільці, якщо воно приварене із зовнішнього боку, або в стінці, якщо кільце приварене з внутрішнього боку посудини. Ця вимога поширюється також на приварювані ззовні до корпусу накладки або інші елементи.

12. Експлуатація електричного обладнання посудин повинна відповідати «Правилам технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правилам технічної безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

13. Посудини повинні бути забезпечені необхідною кількістю люків та оглядових лючків, що забезпечують огляд, очистку і ремонт посудин, а також монтаж і демонтаж розбірних внутрішніх пристроїв. Посудини, що складаються з циліндричного корпусу і решіток із закріпленими в них трубками (теплообмінники); посудини, призначені для транспортування і зберігання криогенних рідин, а також посудини, призначені для роботи з речовинами 1-го і 2-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007, які не викликають корозії і накипу, допускається виготовляти без люків і лючків незалежно від діаметру посудин,

14. Дані Правила поширюються на:

1) посудини, які працюють під тиском води з температурою вище 115 °С або іншої рідини з температурою, що перебільшує температуру кипіння при тиску 0,07 МПа (0,7 кгс/см²), без урахування гідростатичного тиску;

2) посудини, що працюють під тиском пари або газу, вищим 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);

3) балони, призначені для транспортування і збереження зріджених, стиснутих і розчинених газів під тиском, вищим 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);

4) цистерни та бочки для транспортування і збереження зріджених газів, тиск пари яких при температурі до 50 °С перевищує тиск понад 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);

5) цистерни і посудини для транспортування і збереження зріджених, стиснутих газів, рідин і сипких тіл, в яких тиск вище 0,07 МПа (0,7 кгс/см²) утворюється періодично для їх випорожнення;

б) барокамери.

15. Дані Правила не поширюються на:

1) посудини, що виготовляються відповідно до Правил будови та безпечної експлуатації обладнання і трубопроводів атомних енергетичних устаткувань, а також посудини, що працюють з радіоактивним середовищем;

2) посудини місткістю не більше 0,025 м³ (25 л) незалежно від тиску, що використовуються для науково-експериментальних цілей;

3) посудини і балони місткістю не більше 0,025 м³ (25 л), в яких добуток тиску в МПа (кгс/см²) на місткість в м³ (літрах) не перевищує 0,02 (200);

4) посудини, що працюють під тиском, який виникає внаслідок вибуху в середині їх відповідно до технологічного процесу;

5) посудини, що працюють під вакуумом;

б) частини машин, які не становлять собою самостійних посудин (корпуси насосів або турбін, циліндри двигунів парових, гідравлічних, повітряних машин та компресорів), невідключувані конструктивно вбудовані (встановлені на одному фундаменті з компресором) проміжні холодильники та маслороздільники компресорних установок, повітряні ковпаки насосів.

9.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації

За матеріалами статті Трошиної С. з журналу «Охорона праці і пожежна безпека» [24] дотримання протипожежного режиму, підготовка планів евакуації та їх практичне відпрацювання, утримання евакуаційних шляхів і виходів у належному стані, щоб унеможливити нещасні випадки та затримку під час евакуації людей у разі виникнення пожеж та інших надзвичайних ситуацій, покладається на керівників підприємств, а також уповноважених ними осіб.

Розглянемо основні вимоги пожежної безпеки шляхів евакуації [24].

Проведення евакуації з приміщень і будівель

1. Проведення організованої евакуації з виробничих та інших приміщень і будівель, запобігання проявам паніки і недопущення загибелі людей забезпечується шляхом:

- планування евакуації людей (складання плану евакуації з приміщення з розробленням схеми евакуаційних шляхів та виходів);
- визначення зон, придатних для розміщення евакуйованих з потенційно небезпечних зон;
- організації управління евакуацією;
- навчання населення діям під час проведення евакуації.

2. Працівники охорони в разі виявлення пожежі, спрацювання засобів пожежної сигналізації та автоматичного пожежогасіння повинні діяти за заздалегідь розробленою інструкцією, в якій визначаються їхні обов'язки з контролю за додержанням протипожежного режиму. Заступаючи на чергування, вони зобов'язані пересвідчитися в тому, що шляхи евакуації не захаращено, а двері евакуаційних виходів у разі потреби без перешкод відчиняються.

3. На підприємстві має бути встановлено порядок оповіщення людей про пожежу, з яким необхідно ознайомити всіх працівників.

4. Після оповіщення про пожежу до початку евакуації проходить певна затримка залежно від того, яку із систем оповіщення було використано для повідомлення про надзвичайну ситуацію.

Загальні вимоги до евакуаційних шляхів

1. Як евакуаційні виходи можуть використовуватись дверні отвори, якщо вони ведуть з приміщень:

- безпосередньо назовні;
- на сходовий майданчик з виходом назовні безпосередньо або через вестибюль;

– у прохід або коридор з безпосереднім виходом назовні або на сходову майданчик;

– у сусідні приміщення того ж поверху з вогнестійкістю не нижче III ступеня, що не містять виробництв, які належать за вибухопожежною та пожежною небезпекою до категорій А, Б і В і мають безпосередній вихід назовні або на сходовий майданчик.

2. У разі потреби при вимушеній евакуації можуть використовуватися виходи, якими не користуються при звичайному русі (так звані запасні виходи).

3. До евакуаційних шляхів відносять такі, які ведуть до евакуаційного виходу і забезпечують рух протягом певного часу. Найпоширенішими шляхами евакуації є проходи, коридори, сходи, тамбури, фойє, холи, вестибюлі. Шляхи сполучення, пов'язані з механічним приводом (ліфти, ескалатори), при евакуації не використовуються, оскільки при пожежі або аварії вони можуть вийти з ладу.

4. Наявність та напрямок руху до евакуаційних шляхів та виходів має бути позначено відповідними знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76 та змінами, 88 внесеними в нього ДСТУ ISO 6309:2007.

5. Для безпечної евакуації шляхи та виходи мають відповідати таким вимогам:

1) евакуаційні шляхи і виходи повинні утримуватися вільними, не зашарашуватися та у разі потреби забезпечувати евакуацію всіх людей, які перебувають у приміщеннях;

2) кількість та розміри евакуаційних виходів, їх конструктивні рішення, умови освітленості, забезпечення незадимленості, протяжність шляхів евакуації, їх оздоблення повинні відповідати протипожежним вимогам будівельних норм. 3) у разі розміщення технологічного, експозиційного та іншого обладнання у приміщеннях повинні забезпечуватися евакуаційні проходи до сходових майданчиків та інших шляхів евакуації відповідно до будівельних норм;

4) розміщення крісел в актових і конференц-залах, залах зборів і нарад та в інших подібних приміщеннях повинно відповідати протипожежним вимогам будівельних норм;

5) у приміщенні, яке має один евакуаційний вихід, дозволяється одночасно розміщувати не більше 50 осіб. При перебуванні в приміщенні понад 50 осіб, в ньому повинно бути щонайменше два виходи, які відповідають вимогам будівельних норм;

6) двері на шляхах евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель (приміщень). Допускається влаштування дверей з відчиненням усередину приміщення у разі одночасного перебування в ньому щонайбільше 15 осіб, а також у санвузлах, з балконів, лоджій, майданчиків зовнішніх евакуаційних сходів (за винятком дверей, що ведуть у повітряну зону незадимлюваного сходового майданчика);

7) за наявності людей у приміщенні двері евакуаційних виходів можуть замикатися лише на внутрішні запори, які легко відмикаються;

8) килими, килимові доріжки й інше покриття підлоги у приміщеннях з масовим перебуванням людей повинні надійно кріпитися до підлоги і бути помірно небезпечними щодо токсичності продуктів горіння, мати помірну димоутворювальну здатність згідно з ГОСТ 12.1.044-89 «ССБТ. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения» та відповідати групам поширення полум'я РП1, РП2 згідно з ДСТУ Б В.2.7-70-98 «Будівельні матеріали. Метод випробування на розповсюдження полум'я»;

9) сходові марші та майданчики повинні мати справні огорожі із поруччям, які не повинні зменшувати їх ширину, встановлену будівельними нормами.

При влаштуванні евакуаційних шляхів не допускається:

– улаштовувати на шляхах евакуації пороги, виступи, турнікети, двері розсувні, підйомні, такі, що обертаються, та інші пристрої, які перешкоджають вільній евакуації людей;

- захищати шляхи евакуації меблями, обладнанням, різними матеріалами та готовою продукцією;
- забивати, заварювати, замикати на навісні замки, болтові з'єднання та інші запори, що важко відчиняються зсередини, зовнішні евакуаційні двері будівель;
- застосовувати на шляхах евакуації горючі матеріали для облицювання стін і стель, а також сходів та сходових майданчиків;
- розташовувати у тамбурах виходів, за винятком квартир та індивідуальних житлових будинків, гардероби, вішалки для одягу, сушарні, пристосовувати їх для торгівлі, а також зберігання, у тому числі тимчасового, будь-якого інвентарю та матеріалу;
- захищати меблями, устаткуванням та іншими предметами двері, люки на балконах і лоджіях, переходи в суміжні секції та виходи на зовнішні евакуаційні драбини;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) драбини;
- улаштовувати на сходових майданчиках приміщення будь-якого призначення, у т. ч. кіоски, ятки, а також виходи з вантажних ліфтів (підйомників), прокладати газопроводи, трубопроводи з ЛЗР та ГР, повітроводи;
- улаштовувати у загальних коридорах комори і вбудовані шафи, за винятком шаф для інженерних комунікацій; зберігати в шафах (нішах) для інженерних комунікацій горючі матеріали, а також інші сторонні предмети;
- розташовувати в ліфтових холах комори, кіоски, ятки тощо;
- установлювати телекамери в проходах таким чином, щоб вони перешкоджали евакуації людей;
- робити засклення або закладання жалюзі і отворів повітряних зон на незадимлюваних сходових майданчиках;
- знімати передбачені проектом двері вестибюлів, холів, тамбурів і сходових майданчиків;
- замінити армоване скло на звичайне у дверях та фрамугах всупереч передбаченому за проектом;

- знімати пристрої для самозачинення дверей сходових майданчиків, коридорів, холів, тамбурів тощо, а також фіксувати самозакривні двері у відчиненому положенні;
- зменшувати нормативну площу фрамуг у зовнішніх стінах сходових майданчиків або закладати їх;
- розвішувати на сходових майданчиках на стінах стенди, панно тощо;
- улаштовувати слизьку підлогу на шляхах евакуації.

10 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

10.1 Вихідні дані для проектування

Робочі колеса для відцентрових насосів усіх типів і розмірів виготовляють, як правило, суцільнолитими.

Основна частина профілю робочих коліс (рис. 10.1, 10.2) утворюється при виливці. Передбачається механічна обробка лише посадкових і ущільнювальних поверхонь, канали проточної частини залишаються литими і тільки зачищуються. Деталь повинна базуватись при механічній обробці таким чином, щоб литі канали і лопаті були б правильно орієнтованими щодо посадкового отвору і осі обертання робочого колеса. До геометричної точності литих каналів і шорсткості їх поверхонь застосовують високі вимоги.

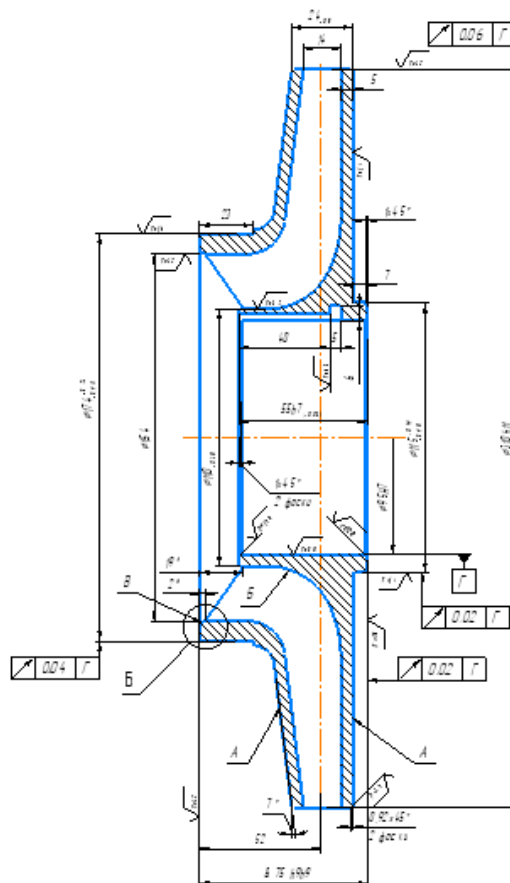


Рисунок 10.1 – Робоче колесо (1)

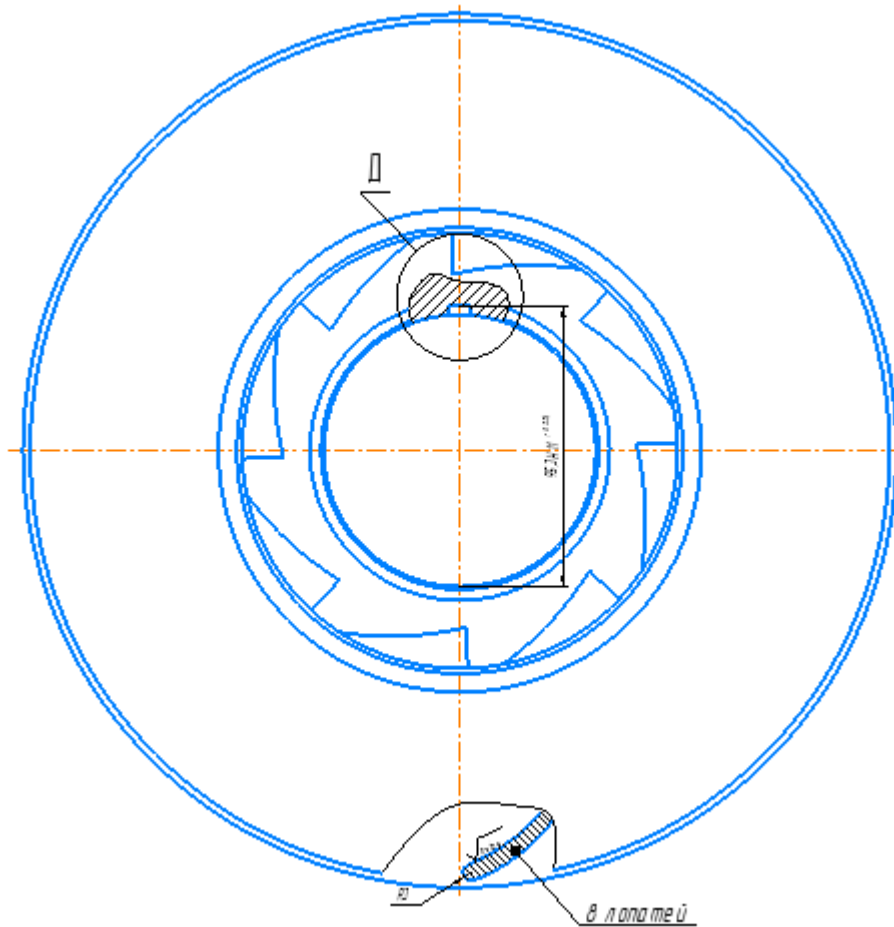


Рисунок 10.2 – Робоче колесо (2)

До робочих коліс застосовують загальні технічні вимоги:

1. Поверхні виливків, уздовж яких протікає рідина, що перекачується, не повинні мати виступів або западин.
2. Відхилення розмірів вихідних отворів каналів робочих коліс не повинні перевищувати 2 % від креслярських розмірів. Перевірку лінійних розмірів можна виконувати штангенциркулем. Крім того частина поверхні лопаті, доступна для зачищення і контролю, може бути перевірена шаблоном.
3. Вхідні кромки лопатей повинні бути заокругленими.
4. Допуск на радіальне і торцеве биття, а також на дисбаланс встановлюється залежно від конкретних умов роботи насоса.

Основна механічна обробка робочих коліс відцентрових і вільновихрових насосів полягає в точінні посадкових поверхонь (отворів і торців) для з'єднання з валом, а також циліндричних поверхонь ущільнень і деяких інших поверхонь.

При цьому повинні дотримуватися жорсткі технічні вимоги до точності розташування оброблених поверхонь між собою, а також відносно необроблюваних робочих поверхонь. Останнє досягається розміткою перед обробкою і відповідною установкою на верстаті. Обробка проводиться на токарно-карусельних верстатах. Спочатку робітники вивіряють колесо відносно кромки лопатей і фланця, які є технологічною базою, і проточують циліндричну поверхню та торець, які слугуватимуть базою при виконанні наступних операцій. Свердлильні, розточувальні та фрезерні операції здійснюються на єдиній базі на універсальних розточувальних верстатах.

Робоче колесо виготовляють зі сталі 20Х13Л ГОСТ 977-88. Сталь для виливків корозійностійка, мартенситного класу. Застосовується для виготовлення деталей, які зазнають ударних навантажень, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ.

10.2 Технологічний процес механічної обробки деталі

10.2.1 Розрахунок темпу випуску та обґрунтування типу виробництва

При виготовленні гідромашин зустрічаються всі типи виробництва: одиничне дрібносерійне, середньо серійне, багатосерійне.

Виробництво робочих коліс характеризується середньо серійним типом виробництва. Для нього характерна велика кількість серій обмеженої номенклатури. Серії повторюються з певною регулярністю за період запуску і числа виробів у партії. Технологічне оснащення в основному універсальне. Заводи мають розвинену виробничу структуру, заготівельні цехи спеціалізуються по технологічному принципу, а в механоскладальних цехах створюються предметно-замкнуті ділянки.

Характерними рисами середньосерійного типу виробництва є виготовлення серіями широкої номенклатури повторюваної однорідної продукції; децентралізація

виробничої діяльності по виробничим підрозділам (відділенням, заводам, цехам), спеціалізованих на виконанні конкретних операцій, на випуск різних за номенклатурою товарів; виготовлення продукції, як на основі попередніх замовлень покупців, так і для невідомих заздалегідь споживачів; періодичність виготовлення виробів серіями, обробка деталей для складання окремими партіями; використання в процесі виробництва робітників середньої кваліфікації; спеціалізація робочих місць на виконання декількох закріплених за ними операцій, різні вимоги до обробки спеціалізованої продукції, що випускається окремими партіями, звідси дотримання продукції в процесі обробки за різними маршрутами з обов'язковим проходженням через усі цехи та дільниці; автоматизація контролю якості продукції і застосування статистичних методів управління якістю продукції.

Серійне виробництво є найбільш поширеним типом виробництва. На машинобудівних підприємствах серійного типу виготовляється досить велика номенклатура виробів, хоча й більш обмежена, ніж в одиничному виробництві.

Частина виробів є спорідненими за конструктивно-технологічними ознаками.

Іншою ознакою серійного виробництва є повторюваність випуску виробів. Це дозволяє організувати випуск продукції більш або менш ритмічно.

Випуск виробів у великих або відносно великих кількостях дозволяє проводити значну уніфікацію виробів і технологічних процесів; виготовляти стандартні або нормалізовані деталі, що входять до конструктивних рядів, або великими партіями, що зменшує їх собівартість.

Відносно великі розміри програм випуску однотипних виробів, стабільність конструкції, уніфікація деталей дозволяє використовувати для їх виготовлення поряд з універсальним спеціальне високопродуктивне обладнання та спеціальну оснастку.

Оскільки в серійному виробництві випуск виробів повторюється, економічно доцільно розробляти технологічні процеси обробки і складання детально; представляти кожну операцію у вигляді переходів; встановлювати режими обробки, точні назва верстатів і спеціального оснащення і технічні норми часу.

Організація праці в серійному виробництві відрізняється високою спеціалізацією. За кожним робочим місцем закріплюється виконання кількох певних операцій. Це дозволяє робітнику добре освоїти інструмент, пристосування і весь процес обробки, придбати навички та удосконалити прийоми обробки.

Так як в серійному виробництві застосовується більшу кількість складного устаткування й спеціального оснащення, налагодження устаткування здійснюється спеціальними робітниками-наладчиками.

Особливості серійного виробництва обумовлюють економічну доцільність випуску продукції за циклічно повторюваним графіком. При цьому виникають необхідні умови для встановлення суворого порядку чергування виробів в цехах, на виробничих ділянках і робочих місцях.

10.2.2 Технологічний аналіз конструкції деталі

Найважливішим показником досконалості конструкції машини чи деталі служить її технологічність.

Визначення технологічності конструкцій деталей і кількісна оцінка критеріїв технологічності виробництва проводиться за ГОСТ 18831-73, 14.202-73 і 14.204-73.

Під технологічністю конструкції виробу мається на увазі її відповідність тим конкретним методам виробництва, в умовах якого вона повинна виготовлятися. При інших рівних умовах більш технологічною є та конструкція, трудомісткість і собівартість виготовлення якої менша.

У середньому і великосерійному виробництві в якості заготовок застосовуються лиття і штампування, а при механічній обробці використовується складне оснащення та спеціалізовані верстати.

В одиничному і дрібносерійному виробництві в якості заготовок застосовується ходовий асортимент прокату і спрощені виливки, а механічна обробка виконується із застосуванням мінімальної кількості оснащення.

Підвищення технологічності конструкцій відбувається в таких основних напрямках:

- 1) спрощення конструктивних форм деталей, включаючи заготовки;
- 2) призначення раціональних допусків;
- 3) уніфікація і стандартизація конструкцій (вузлів, деталей та конструктивних елементів).

Відпрацювання технологічності конструкцій гідромашин проводиться на всіх стадіях проектування, у процесі технологічного контролю, а також у період освоєння виробництва машини.

Відпрацювання технологічності проводиться для трьох етапів виготовлення: виробництва заготовок, механічної обробки та складання.

Велика частина виливків, що застосовуються при виготовленні гідромашин, повинна відповідати особливим вимогам. Наприклад, поверхні виливків, що утворюють проточну частину у відцентрових насосах, мають складну форму подвійної кривизни. На цих поверхнях (в порожнинах спіральних камер, в каналах робочих коліс та ін.) здійснюється робочий процес насоса. Зважаючи на складність форми та недоступність для механічної обробки, поверхні проточної частини зберігаються такими, якими виходять у виливках. У деяких випадках може бути проведена лише зачистка вручну або струменем абразивної суміші.

Допуски на лінійні розміри встановлюють за ГОСТ 2009-55 для сталевих виливків.

В процесі конструювання литих деталей в першу чергу повинні бути прийняті всі міри для отримання виливків з мінімальним дефектами, до основних з яких відносяться: усадочні тріщини і раковини, газові раковини, пористість і надмірне викривлення. Повинні бути також вирішені наступні завдання:

1. Вибір способу формування. Переважним є застосування машинної формовки. З урахуванням габаритів виливків може виявитися доцільним розчленування виливків на дві частини, якщо цілісна вилівок не формується на машині, а кожна з частин може формуватися на машині.

2. Вибір площини роз'єму моделі і розташування не формуючих западин, виступів і бубишок з метою зменшення потреби в застосуванні додаткових стержнів або від'ємних частин на моделі.

3. Встановлення базових поверхонь для перших операцій механічної обробки. Базові поверхні повинні бути рознесені на необхідну відстань і достатніми для забезпечення стійкості заготовки при її установці.

4. Встановлення необхідної кількості стрижнів і послідовність їх складання у формі.

5. Слід зазначити, що структура і механічні властивості металу у великій мірі залежать від швидкості охолодження.

6. Ув'язка конструктивних і формувальних ухилів.

7. Вибір способу транспортування виливки.

Безпосереднього конструювання литої деталі передуює вибір марки матеріалу і міцнісні розрахунки.

Дане робоче колесо виготовляється зі сталі 12X18H9ТЛ.

Проведемо аналіз технологічності матеріалу, з якого зроблено робоче колесо.

За призначенням сталь 12X18H9ТЛ застосовується для деталей, що піддаються ударним навантаженням, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ, а також різних деталі машинобудування, що працюють при температурі не вище 700 °С.

10.2.3 Вибір заготовки та способу її отримання

Від правильності вибору способу отримання заготовки цілком залежить і собівартість одержуваної деталі. Вибір способу залежить від багатьох факторів: типу виробництва, маси деталі, складності форми, вимог креслення. При цьому необхідно враховувати новітні тенденції в технології машинобудування по скороченню витрат матеріалу, зменшенню обсягу механічної обробки, посилення допусків, так як для обробки деталей все частіше застосовуються верстати з ЧПУ, верстати автомати і автоматичні лінії.

Виробництво лопатевих насосів – серійне, так як виконується за замовленням.

Оскільки розглянута деталь має форму тіла обертання і виготовляється зі сталі 20Х13Л і має середньосерійний тип виробництва, то виберемо в якості заготовки лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття на легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

На рис. 10.3 наведено ескіз заготовки робочого колеса насоса ЦНС-180\2150.

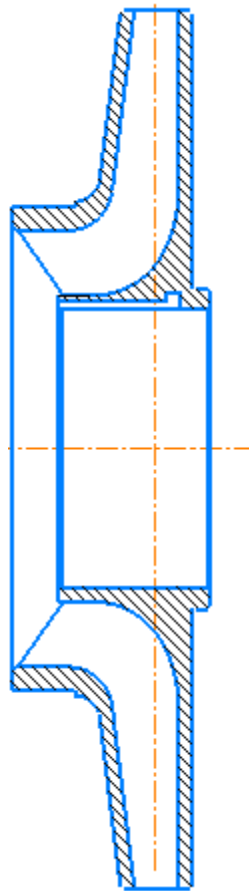


Рисунок 10.3 – Ескіз заготовки робочого колеса

Для отримання високої чистоти поверхні виливків оболонкові форми прокалюють при температурі 900-950°. При цій температурі форма заливається рідким металом. Для запобігання деформації і руйнування тонкої оболонкової форми остання перед випаленням засипається піском або іншим наповнювачем.

Литтям по виплавлених моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави. Відливки отримують з точністю розмірів в середньому 4 – 5-го класів і шорсткістю поверхні 5 – 7-го класів.

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття (наприклад, дрібні тонкостінні деталі з важко оброблюваних сплавів зі складною конфігурацією). Матеріалом для виготовлення легкоплавких моделей може служити, наприклад, суміш парафіну і стеарину у співвідношенні 1:1. Ця суміш готується в спеціальних агрегатах, де відбувається розплавлення складових, очищення і перемішування їх до мазеподібного стану при температурі 42- 43°.

Легкоплавкі моделі отримують і методом запресовування модельного матеріалу при температурі 42-43° в металеві водоохолоджувальні прес-форми.

Процес виготовлення моделей включає підготовку прес-форм, запресовування в її порожнину модельного складу, витримку до затвердіння, витяг моделі та її охолодження у проточній воді з подальшою зачисткою.

10.2.4 Вибір технологічних баз

Вибір технологічних баз. Важливим етапом проектування будь-якого технологічного процесу є вибір технологічних баз. За призначенням бази поділяють на конструкторські, технологічні і вимірювальні.

Конструкторська база використовується для визначення відносного положення виробу або заготовки при виготовленні; вимірювальна база – для визначення відносного положення виробу або заготовки і засобів її вимірювання. Вибір схеми базування повинен проводитися з урахуванням необхідної точності обробки.

Базування полягає в приданні заготівці необхідного положення щодо необхідної системи координат. База – поверхня, що виконує функцію поєднання поверхонь, вісь, точка, що належить заготівці або виробу та використовується для базування.

Враховуючи все вище написане, вибираємо для робочого колеса технологічну базу, показану на рисунку 10.4, прив'язка розмірів до цієї поверхні буде доцільною і технологічно вірною.

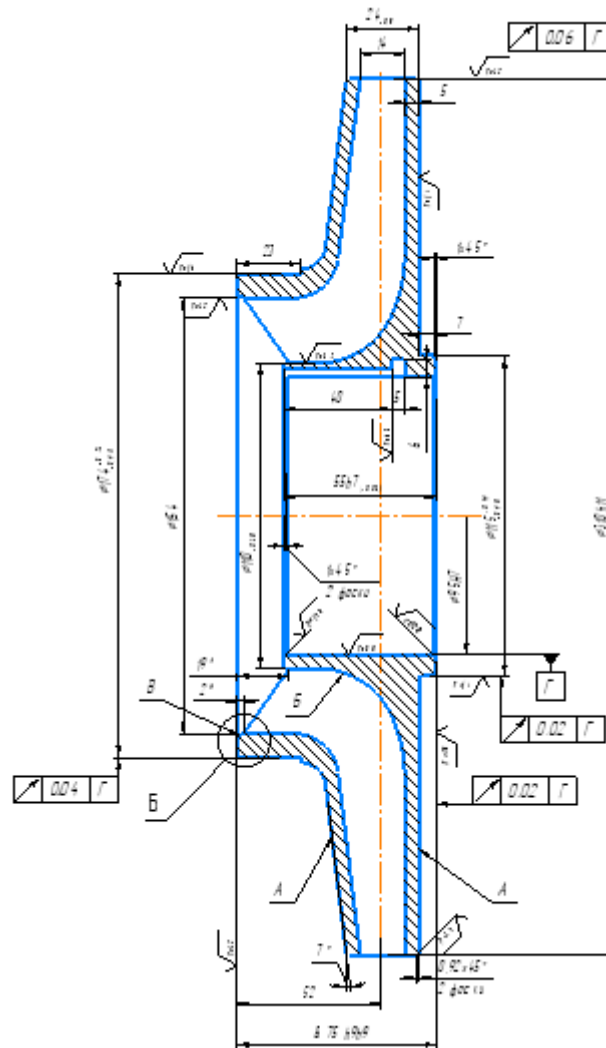


Рисунок 10.4 – Ескіз робочого колеса із зазначенням технологічних баз

10.2.5 Складання технологічного маршруту обробки

Деталь має нескладні і легко оброблювальні поверхні, невеликі габарити. Точність обробки невисока. Кожна операція здійснюється з декількох установок, а переустановка – вручну. Використання верстатів з ЧПУ дає незначний виграш за часом, а їх вартість перевищує універсальні верстати. Тому в проектованому технологічному процесі будемо використовувати універсальний токарно-гвинторізний верстат моделі 1К62.

Верстат моделі 1К62 призначений для обробки чорних і кольорових металів з великою швидкістю різання різцями з швидкорізальної сталі і твердих сплавів.

Для фрезерної обробки використовується широкоуніверсальний фрезерний верстат ВМ130М.

Для довбіжної операції використовується долбальний верстат з механічним приводом ГД 200.

Першою операцією технологічного процесу обробки деталі є заготівельна операція, що передбачає в собі отримання заготовки (лиття по виплавних моделях). Далі слідує механічна обробка. Вона складається з токарної обробки, а точніше чорнової токарної, токарної напівчистовій і токарної чистової. Фрезерна обробка, долбальна.

Маршрут обробки наведено в картах КТП (див. додаток А).

ВИСНОВКИ

Метою данною роботи було розроблення насоса на параметри $Q=180$ м³/год;
 $H=2150$ м.

Насос ЦНС 180 - 2150 використовується для накачування після механічного очищення води в нафтоносні шари.

Насоси виготовляються для використання в системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Відповідно до поставленої мети було зроблено:

- опис і обґрунтування обраної конструкції насоса ;
- розрахунок та проектування робочого колеса;
- розрахунок напрямного апарату;
- розрахунок вибору привода насоса;
- виконано розрахунки на міцність;
- розділ з охорони праці;
- розділ з економіки;
- технологія виготовлення РК;
- чисельне моделювання.

В результаті проведеного чисельного дослідження принципово доведена можливість заміни просторової лопаті циліндричною у робочих колесах низької швидкохідності виходячи з оцінки їх ККД. При цьому вдалося виявити позитивний ефект зростання напору колеса.

Виявлено оптимальний варіант нової лопатевої решітки у якій лопаті виведені із зони повороту потоку, вхідна кромка розташована виходячи із співвідношення $D_{уст}/ D_2 = 0,59$, кут $\beta_1 = 18^\circ$. Також була запропонована форма лопаті у вигляді пластини, що установлювалася перпендикулярно до радіусу R_2 . Досягнуто зростання напору при сприятливому рівні ККД.

Дослідження характеристики ступеня із першим модернізованим робочим колесом показали, що просторову лопатеву решітку у відцентрових колесах низької швидкохідності можна замінити на більш просту у виготовленні циліндричну без втрати економічності ступеня. Розбіжність експериментальний і розрахункових параметрів еталонного ступеня та розрахункових параметрів ступеня з модернізованим колесом склала не більше 2%.

Основою науковою новизною отриманих результатів є те, що вперше за допомогою чисельних методів дослідження виявлена можливість і доцільність заміни просторової лопаті на циліндричну у відцентрових робочих колесах низької швидкохідності.

Основним практичним значенням отриманих результатів є те, що доведена ефективність використання колеса із модернізованою лопатевою решіткою у складі ступеня з базовим напрямним апаратом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Караханьян В. К. Энергосбережение и повышение энергоэффективности насосного оборудования в России в период до 2020 г / В. К. Караханьян // Насосы&Оборудование. – 2010. – № 4 (63) - 5 (64). – С. 4–6.
2. Твердохлеб И. Б. О стоимости жизненного цикла насосов / И. Б. Твердохлеб, А. В. Костюк // Насосы&Оборудование. – 2010. – № 3 (62). – С. 26–28.
3. Ecorpump.ru'2009: Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – М: Из-во РАПН, 2009 – 458 с.
4. Europump Variable Speed Pumping: guide to successful applications. – Brussels: Hydraulic Institute and Europump, 2004. – 172 p.
5. Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. Executive Summary. // Hydraulic Institute and Europump. Published by Elsevier Ltd., 2005.
6. Ратушный, А. В. Пути уменьшения энергопотребления насосным оборудованием / И. А. Ковалев, А. В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – № 3, Т. 1. – с. 86-97.
7. Ольштынський, П. Л. Учет особенностей рабочего процесса направляющего аппарата для повышения технического уровня центробежного насоса [Текст] : диссертация на соискание научной степени канд. техн. наук / Ольштынський П. Л. ; науч. рук. И.Б. Твердохлеб. – Сумы : СумГУ, 2016. – 166 с.
8. Ратушний, О. В. Підвищення напірності ступеня відцентрового насоса шляхом удосконалення лопатевої гратки робочого колеса : автореферат... канд. техн.

наук, спец.: 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / Ратушний О. В. – Суми : СумДУ, 2015. – 20 с.

9. Ржебаева, Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст] : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.

10. Ковалёв, И. А. Степень низкой удельной быстроходности: особенности рабочего процесса, нетрадиционные способы повышения напорности [Текст] / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушний // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – №4. – С. 35-39.

11. Воробьев В.М. Новые технологические процессы изготовления рабочих колес гидравлических лопаточных машин [Электронный ресурс] / В.М. Воробьев, И. В. Филатова – Режим доступа: <http://www.avert-mntc.ru/component/content/article/48-2011-11-10-12-31-01/100-2012-09-24-12-48-55.html>. – Название с экрана.

12. Материалоемкость изделий машиностроения. Термины и определения: ГОСТ 27782-88.–[Действителен от 1989-01-01]. – М. : Госстандарт СССР, 1988.– 6с.

13. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования: РД 26-06-57-86. – [Действителен от 1986-11-01]. – М. : ВНИИгидромаш, 1986. – 51 с.

14. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. –М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.

15. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2010. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

16. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: формулировка цели, постановка задач и выбор объектов исследования [Текст]/ А.В. Елин, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин. // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №4, – с 13-18.

17. Злотин Б. Л. Законы развития и прогнозирование технических систем: методические рекомендации / Б. Л. Злотин, А. В. Зусман. – Кишинева : Картия Молдовеняскэ; МНТЦ «Прогресс», 1989. – 114 с.

18. Чус, А. В. Основы технического творчества : учеб. пос. / А. В. Чус, В. Н. Данченко. – Киев : Вища школа, 1983.
19. Альтшуллер Г.С. Творчество как точная наука : / Г.С.Альтшуллер. — 2 изд., дополн. — Петрозаводск: Скандинавия, 2004
20. ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
21. ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
22. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-budovita-bezpechnoyi-ekspluataciyi-posudin-scho-pracyuyut-pid-tiskom-2.html>.
23. Повітряні ріверсивери [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://shelf.ua/products/air-reseivers/>.
24. Вимоги пожежної безпеки до утримання евакуаційних шляхів і виходів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://oppb.com.ua/docs/vimogi-pozhezhojbezpeki-do-utrimannya-evakuacijnih-shlyahiv-i-vihodiv>.
25. Дейч М.Е. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. - М.: Энергия, 1970. - 384 с.
26. Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых турбин / А.В. Гаркуша. - М.: Машиностроение, 1983. - 184 с.
27. Макнэлли. Обзор методов расчёта внутренних течений в применении к турбомашинам / Макнэлли, Сокол // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов. - 1985. - Т.107, №1. - С. 103-122.
28. Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА №77. Комплекс програм розрахунку тривимірної течії газу в багатовінцевих турбомашинах "FlowER'7 С.В. Єршов, А.В. Русанов; Державне агентство України з авторських та су-міжних прав, 19.02.1996.
29. Сертификат гос. регистр, авторских прав УГААСП65921. Научно-прикладной программный комплекс MTFSt® для расчёта трёхмерных вязких

турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев; 16.07.2002.

30. Поляков ИВ. Анализ параметров течения в межтурбинном переходном канале с использованием численного моделирования / ИВ. Поляков,

А.Е. Ремизов // Авиационно-космическая техника и технология. -2006. - №7(33). - С. 25-29.