

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО
(підпис)

_____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Числове дослідження гідродинамічних характеристик відцентрового насоса для підтримки роботи лівого шлуночка серця.

Здобувача групи КМ-01/1 НОВІКА Віктора Володимировича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Віктор НОВІК
(підпис)

Керівник: завідувач кафедри, к.т.н., доцент Андрій ЗАГОРУЛЬКО _____
(підпис)

Суми – 2024

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота обсягом 51 сторінок, включає 16 ілюстрацій, 3 таблиці, 15 використаних джерел. Робота присвячена числовому дослідженню гідродинамічних характеристик відцентрового насоса для підтримки роботи лівого шлуночка серця.

Актуальність теми роботи обумовлена потребою в удосконаленні механічних систем підтримки серця для зменшення кількості ускладнень у пацієнтів з серцевою недостатністю, таких як гемоліз, тромбоемболічні події та ризик кровотеч.

Метою дослідження є визначення робочих характеристик відцентрового насоса, його продуктивності, потужності та коефіцієнта корисної дії (ККД). У роботі використовуються методи комп'ютерного моделювання за допомогою програмного комплексу ANSYS CFD.

Отримані результати показали ефективність числового моделювання для оптимізації конструкції насосів, що дозволяє зменшити кількість експериментальних випробувань та витрати на створення дослідних зразків. Рекомендації щодо впровадження включають подальше удосконалення конструкцій насосів та їх впровадження в клінічну практику.

Ключові слова: відцентровий насос, механічна підтримка кровообігу, числове моделювання, гідродинамічні характеристики, ANSYS CFD, гемоліз, тромбоемболічні події, серцева недостатність.

ЗМІСТ

| | | |
|---|--|----|
| ВСТУП..... | | 6 |
| 1 РОЗВИТОК НАСОСІВ ДЛЯ ПІДТРИМКИ СЕРЦЯ | | |
| | | 7 |
| 1.1 Новітні розробки | | 8 |
| 1.2 Аналіз клінічно застосованих рішень | | 9 |
| 1.3 Проблеми насосів для підтримки серця..... | | 14 |
| 1.3.1 Гемоліз..... | | 14 |
| 1.3.2 ТромбоеMBOLІЧНІ ПОДІЇ..... | | 15 |
| 1.3.3 Кровотечі..... | | 15 |
| 1.3.4 Порушення функції насосів | | 16 |
| 2 ПРИЧИНИ ПОШКОДЖЕННЯ КЛІТИН КРОВІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МЕХАНІЧНОЇ ПІДТРИМКИ КРОВООБІГУ | | 17 |
| 2.1. Неприродний потік крові..... | | 17 |
| 2.1.1 Високий зсувний стрес | | 17 |
| 2.1.2 Турбулентність | | 17 |
| 2.2 Контакт з неприродними поверхнями | | 17 |
| 2.3 Кавітація | | 18 |
| 3 ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСНИХ СИСТЕМ | | 19 |
| 3.1 Обчислення розмірів робочого колеса відцентрового насоса для перекачування крові з лопаткою просторової кривизни..... | | 19 |
| 3.2 Профілювання каналу робочого колеса у меридіанному перетині | | 26 |
| 3.3 Обчислення розмірів спірального дифузора | | 28 |
| 3.4 Формули для обчислень | | 29 |
| 3.5 Обчислення спіралі методом сталого крету з урахуванням тертя | | 30 |
| 4 МЕТОДИ ЧИСЕЛЬНОГО ТЕСТУВАННЯ ПРОТОЧНИХ СИСТЕМ..... | | 34 |
| 4.1 Чисельне моделювання проточних систем..... | | 35 |
| 4.1.1 Методологія дослідження | | 35 |
| 4.2 Моделювання потоку рідини | | 38 |
| 4.2.1 Модель турбулентності $k - \epsilon$ | | 39 |

| | |
|---|----|
| 4.2.2 Модель турбулентності $k - \omega$ | 40 |
| 4.2.3 Модель турбулентності SST | 41 |
| 4.3 Контроль якості сітки | 42 |
| 5 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНИХ РОЗРАХУНКІВ..... | 44 |
| 5.1 Аналіз насоса з класичною конструкцією робочого колеса..... | 44 |
| ВИСНОВКИ..... | 50 |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ | 51 |

ВСТУП

Серцева недостатність - поширений клінічний синдром, спричинений функціональними та структурними аномаліями серця, вражає 64 мільйони людей у всьому світі. Довготривала механічна підтримка кровообігу може стати рятівним лікуванням для пацієнтів з термінальною стадією систолічної серцевої недостатності. Однак це лікування не позбавлене ускладнень. Таких як інсульт, тромбоз насоса та шлунково-кишкові кровотечі. Частота ускладнень варіюється між пристроями і залишається, незважаючи на впровадження більш досконалих технологій, що підкреслює важливість дизайну пристрою і схем потоку. Ці вдосконалення можуть зменшити кількість ускладнень і підвищити економічну ефективність, покращуючи виживання і якість життя пацієнтів, які отримують механічну підтримку кровообігу.

В цій роботі будуть розглянуті проблеми допоміжних насосів для підтримки роботи серця, буде виконана спроба виконати початкові розрахунки насоса, за допомогою програмного пакету ANSYS. Також будуть розглянуті дослідження стосовно насосів для підтримки кровообігу та деякі потенційні шляхи подальшого розвитку даного напрямку.

1 РОЗВИТОК НАСОСІВ ДЛЯ ПІДТРИМКИ СЕРЦЯ

Усі конструкції насосів механічної підтримки роботи серця умовно можна поділити на кілька поколінь, що відрізняються принципами дії та різними типами насосів. Розрізняють три покоління насосів механічної підтримки роботи серця.

Витіснювальні насоси з пульсуючим потоком є першим поколінням насосів механічної підтримки серця.

У 1970–1980-х роках були розроблені перші механічні насоси, призначені для співпраці з серцем, яке не функціонує належним чином. Конструкція перших систем підтримки серця була створена так, щоб забезпечувати пульсуючий потік з параметрами, наближеними до нормальних параметрів кровотоку в організмі людини. Кров'яний насос був витіснювальним насосом з еластичною мембраною, яка примушувала кров рухатися організмом. Для спрямування кровотоку в конструкції насоса використовувалися механічні дискові клапани, які запобігали зворотному потоку через насос.

Мембранні насоси підтримки роботи серця найчастіше призначені для використання поза тілом пацієнта (екстракорпоральні). Але розроблені конструкції імплантованих до тіла пацієнта пульсуючих насосів, наприклад, насос IVAD компанії Thoratec (Thoratec, Pleasanton, CA, USA).

До першого покоління насосів належать такі: Thoratec PVAD/IVAD, Heartmate IP/VE/XVE, а також Novacor LVAS, Berlin Heart - EXCOR® Adult, EXCOR® Pediatric.

В Польщі був розроблений власний механічний насос підтримки роботи серця на основі пульсуючого насоса. В клініках вже 20 років використовуються польські механічні насоси підтримки серця POLVAD. Модернізований насос, який знаходиться на стадії клінічних випробувань, має назву Religa Heart EXT.

Найчастіше в клініках використовується підтримка роботи лівої шлуночкової серця (LVAD - Left Ventricle Assist Device). У випадках неспроможності обох шлуночків використовується двошлуночкова підтримка

(BiVAD). В рідкісних випадках застосовується підтримка роботи правої шлуночкової серця (RVAD - Right Ventricle Assist Device). Період клінічного застосування механічної підтримки роботи серця з використанням насосів, що генерують пульсуючий потік, може тривати від кількох днів до кількох місяців. У цей час пацієнт перебуває в лікарні, оскільки застосування зовнішніх насосів підтримки серця вимагає нагляду медичного персоналу.

Пульсуючі насоси підтримки роботи серця використовуються багато років. Проте в останні роки почався швидкий розвиток систем механічної підтримки на основі вихрових насосів, які генерують безперервний потік.

Перед початком використання насосів безперервного потоку в системах механічної підтримки роботи серця почалася активна дискусія серед клініцистів щодо необхідності пульсуючого потоку в організмі людини. Однак перші застосування насосів безперервного потоку у пацієнтів підтвердили можливість їх використання. Насос безперервного потоку, працюючи паралельно з серцем пацієнта, виконував свою основну функцію - підвищення тиску в аорті. Пульсації тиску в шлуночку серця на вході насоса викликали пульсації тиску на виході.

1.1 Новітні розробки

Останні розробки в області механічної підтримки серця включають магнітно левітовані відцентрові насоси, які запобігають утворенню тромбів і знижують ризик кровотеч. Одним з таких пристроїв є насос HeartMate 3, який показав значне підвищення виживаності пацієнтів порівняно з попередніми моделями. Цей насос використовує магнітну левітацію для мінімізації механічного зносу та ускладнень, що дозволяє пацієнтам жити довше і з кращою якістю життя[1][2].

Іншим важливим напрямком є розробка нових поколінь насосів, які можуть бути повністю імплантовані і живитися бездротово, що дозволить пацієнтам уникнути використання зовнішніх батарей та кабелів [1]

Розробки також включають мініатюрні насоси, які можуть бути імплантовані безпосередньо в серце і допомагати йому перекачувати кров. Ці насоси адаптуються до потреб пацієнтів, забезпечуючи необхідний потік крові і кисню[3][4]

Такі новітні технології дозволяють покращити лікування серцевої недостатності та знижують необхідність у трансплантації серця, вирішуючи проблему нестачі донорських органів[5].

1.2 Аналіз клінічно застосованих рішень

На ринку механічних насосів для штучного кровообігу представлені різні типи пристроїв. Серед насосів безперервного потоку розрізняють аксіальні та радіальні (променеві) насоси штучного кровообігу.

Друге покоління механічних насосів штучного кровообігу можна класифікувати як насоси безперервного потоку, в яких ротор підвішений в корпусі за допомогою механічних підшипників ковзання. Більшість аксіальних насосів, що використовувалися в клініці до цього часу, - це насоси з механічним підшипником крильчатки в корпусі насоса.

Останнім часом ведеться активна робота над розробкою нових осьових насосів з безконтактною підвіскою крильчатки в корпусі насоса (механічні насоси штучного кровообігу III покоління).

Серед аксіальних насосів, призначених для кардіологічної підтримки, можна виділити

- Heartmate II
- Heart Assis 5
- Berlin Heart Incor
- Jarvic 2000 Flowmaker
- CircuLite
- Heartmate X
- Heartware MVAD

- Pediaflow

- MiFlow

Окрім осьових насосів, на ринку механічної підтримки серця представлені радіальні насоси:

- Heartware HVAD

- DuraHeart II

- EvaHeart

- Heartmate III

- VentrAssist

Конструкції, зображені на рисунку 1.9, здебільшого мають конструкцію III покоління - ротор, підвішений в корпусі насоса за допомогою безконтактних підшипників (магнітних, гідродинамічних).

DuraHeartII - радіальний насос, призначений для механічної підтримки серця (виробник: Terumo Medical Corporation []). Насос має закритий шестилопатевий ротор. Лопаті ротора прямі []. Для забезпечення безконтактної роботи робочого колеса в корпусі насоса в конструкції застосовані активні магнітні підшипники з датчиками положення. На деталях корпусу насоса розміщені гідродинамічні підшипники, які повинні забезпечити безконтактну роботу робочого колеса в разі виходу з ладу активного магнітного підвісу. У конструкції використовується один безщітковий електродвигун. Робоче колесо насоса є ротором двигуна (магніти розташовані в роторі насоса).

EvaHeart - радіальний насос, призначений для серцевої підтримки (виробник: Sun Medical Technology Research Corporation). Насос має повністю відкритий ротор, підвішений на механічному підшипнику ковзання. У конструкції використовується система циркуляції рідини для омивання механічного підшипника. Робота насоса забезпечується зовнішнім електродвигуном, який передає крутний момент на робоче колесо через механічне з'єднання між валом електродвигуна та робочим колесом насоса. [10]

Heartmate III - радіальний насос, призначений для механічної підтримки серця - насос знаходиться на стадії доклінічних випробувань. (Виробник:

Thoratec Corp.). Ротор насоса закритого типу. Для приводу використовується безщітковий двигун, ротором якого є ротор насоса (в роторі розміщені магніти). Безконтактна робота робочого колеса в корпусі насоса забезпечується активною електромагнітною підвіскою.

VentrAssist - радіальний насос, призначений для механічної підтримки серця - насос відкликаний з ринку. (Виробник: Ventracor.). Ротор насоса відкритий. Магніти безщіткового двигуна розташовані в чотирьох лопатях ротора. Робоче колесо підвішене в корпусі насоса на гідродинамічних підшипниках. Два безщіткових двигуна розміщені в корпусі насоса. [11]

HeartWare - радіальний механічний насос штучного кровообігу, який на сьогодні є лідером на ринку механічних насосів штучного кровообігу. Ротор насоса являє собою чотирилопатеве напіввідкрите робоче колесо. Насос оснащений 2 безщітковими двигунами без датчиків (BLDC). Крильчатка підвішена в корпусі за допомогою підшипника на постійних магнітах (PMB) і гідродинамічного підшипника, розташованих на компонентах крильчатки. Ротор насоса також є ротором електродвигуна (в роторі розташовані 4 постійні магніти). Врівноважуючи сили, що діють на робоче колесо, можна досягти безконтактного режиму роботи в широкому діапазоні робочих параметрів насоса. Сили взаємодії магнітних підшипників, гідравлічні сили, що діють на основний диск ротора, і сили від електродвигуна врівноважуються силами, що створюються в гідродинамічному підшипнику.

Описані конструкції мають ряд спільних рис. Ротор насоса є також ротором електродвигуна - єдиним рухомим елементом в конструкції насоса. Підвішування робочого колеса в корпусі насоса за допомогою безконтактних підшипників (магнітних і гідродинамічних) вирішує низку проблем і підвищує надійність пристрою. При такому рішенні усуваються місця в конструкції, які вимагають ущільнення рухомих частин (наприклад, ущільнення валу двигуна в корпусі насоса, як в конструкції насоса EvaHeart). Ущільнення рухомих частин в даному випадку пов'язано з чутливістю робочого середовища, яким є кров, до

механічних взаємодій, що призводить до руйнування або пошкодження морфологічних елементів і погіршення експлуатаційних властивостей насоса.

Розглядаючи відомі способи підвішування робочих коліс в корпусах насосів, можна зробити висновок, що кожне з можливих рішень має як переваги, так і недоліки.

У випадку механічного підшипника досягається надійна опора, яка виключає можливість небажаного механічного контакту між робочим колесом і корпусом насоса. Недоліком такого рішення в насосах для штучного кровообігу є високий ризик утворення тромбів у зоні підшипника. У конструкціях осьових насосів другого покоління використовуються механічні підшипники. Структура потоку аксіально-струминного насоса дозволяє використовувати це рішення, оскільки підшипники розташовані в основному потоці, що забезпечує інтенсивний обмін рідини в зоні підшипників і не викликає тромбоутворення.

Гідродинамічні підшипники допомагають збалансувати зовнішні сили, що діють на крильчатку насоса. Між крильчаткою і корпусом насоса є простір, який дозволяє омивати крильчатку і знижує ризик тромбозу в насосі. Недоліком є дуже малий робочий зазор між крильчаткою і корпусом насоса (робочий діапазон для цього типу підшипників може варіюватися від декількох до декількох мікрометрів в залежності від навантаження). При таких малих робочих зазорах може відбуватися механічне пошкодження морфологічних елементів крові, що призводить до посилення гемолізу та активації процесів згортання і підвищує ризик утворення тромбів.

У випадку з електромагнітними підшипниками, їх конструкція передбачає використання складних електронних систем для контролю роботи підшипника. Крім того, необхідні датчики для виявлення положення ротора в насосі - інформації, яка необхідна для управління роботою підшипника. Використання додаткових електричних котушок, які будуть генерувати магнітне поле для взаємодії з постійними магнітами, розташованими в роторі насоса, збільшить енергоспоживання пристрою і зменшить час автономної роботи. Використання додаткових електричних та електронних компонентів

підвищує ризик виникнення аварійної ситуації при експлуатації насоса. Вихід з ладу компонентів електромагнітного підшипника, що призводить до зменшення або зникнення сил, які утримують ротор в робочому положенні, несе в собі високий ризик зупинки насоса і несприятливих наслідків для пацієнта. Описане рішення вимагає або подвійної системи підшипників для підтримки стабільної роботи насоса в разі однієї поломки, або використання елементів для захисту насоса від зупинки ротора (наприклад, в конструкції насоса DuraHeart II використовується активний магнітний підшипник і гідродинамічний підшипник в якості захисту).

Використання в бустерному насосі магнітних підшипників на основі постійних магнітів видається найкращим рішенням. Такий підшипник забезпечує безконтактну підтримку ротора насоса, не потребує енергії для його живлення і може забезпечити високий рівень стабілізуючих сил. Але недоліком цього типу підшипників є те, що при стабільній роботі підшипника в одному напрямку, магнітні сили мають дестабілізуючий вплив в іншому напрямку. При використанні

постійних магнітних підшипників необхідно використовувати додаткові компоненти для стабілізації ротора насоса в нестабільному напрямку. Таким чином, в насосі HeartWare використовуються пасивні магнітні підшипники, що складаються з трьох кілець магнітів в корпусі насоса і трьох кілець в крильчатці, для стабілізації крильчатки в радіальному напрямку. У той же час, магнітний підшипник виводить робоче колесо з осьової рівноваги і створює силу, що діє у напрямку входу насоса. Для стабілізації робочого колеса використовується додатковий гідродинамічний підшипник, який підводиться з основних каналів робочого колеса (напіввідкрите робоче колесо), і врівноважує осьові дестабілізуючі сили (гідравлічні, електромагнітні, магнітні), що діють на робоче колесо.

Вибір способу підвіски робочого колеса в корпусі насоса залежить від ряду факторів і пов'язаний з конструкцією інших компонентів насоса. Досягнення мінімально можливої площі завжди пов'язане з високим ступенем

інтеграції між компонентами, що призводить до високого ступеня залежності конструкції окремих компонентів від інших. При розробці конструкції насоса для штучного кровообігу всі компоненти проєктованого пристрою повинні бути враховані на кожному етапі проєктних робіт.

1.3 Проблеми насосів для підтримки серця

Користувачі допоміжних насосів для лівого шлуночка серця стикаються з рядом значних проблем, пов'язаних з пошкодженням крові. Основні ускладнення включають:

1.3.1 Гемоліз

Гемоліз — це процес руйнування червоних кров'яних клітин (еритроцитів), що може виникати через високий рівень зсувного стресу в насосах. Під час роботи механічного насоса кров піддається значному механічному впливу, що призводить до розриву мембран еритроцитів і вивільнення внутрішнього вмісту, включаючи гемоглобін, у плазму крові. Це може викликати кілька проблем:

- **Ниркова недостатність:** Гемоглобін, вивільнений в плазму, може осідати в ниркових каналцях, що може призвести до гострої ниркової недостатності.
- **Запалення:** Високі рівні вільного гемоглобіну можуть викликати системне запалення, що може негативно впливати на різні органи і системи.
- **Зниження кількості еритроцитів:** Це може призвести до анемії, яка потребує медичного втручання і корекції [6],[7].
-

1.3.2 ТромбоеMBOLІЧНІ ПОДІЇ

ТромбоеMBOLІЧНІ ПОДІЇ є серйозним ускладненням, пов'язаним з використанням механічних насосів. Вони можуть виникати через кілька причин:

- **Турбулентний потік крові:** Насоси створюють турбулентний потік, який може сприяти утворенню тромбів (згустків крові).
- **Контакт з поверхнями насоса:** Контакт крові з штучними матеріалами насоса може активувати згортальну систему крові, що веде до утворення тромбів.
- **Ризик інсульту:** Тромби можуть переноситися з потоком крові до мозку, що викликає інсульт, а це є одним з найбільш небезпечних ускладнень[8], [6] [7].

1.3.3 Кровотечі

Пацієнти, які використовують механічну підтримку кровообігу, змушені приймати антикоагулянти для запобігання утворенню тромбів, що призводить до підвищеного ризику кровотеч:

- **Шлунково-кишкові кровотечі:** Антикоагулянти збільшують ризик кровотеч у шлунково-кишковому тракті, які можуть бути важкими і вимагати госпіталізації.
- **Крововиливи в мозок:** Це є особливо небезпечним ускладненням, яке може призвести до неврологічних дефіцитів або смерті.
- **Геморагічні ускладнення:** Загальний підвищений ризик кровотеч може вимагати частого коригування дози антикоагулянтів і ретельного моніторингу стану пацієнта[8],[6].

1.3.4 Порушення функції насосів

Механічні насоси можуть виходити з ладу через різні причини, що потребує негайного втручання:

- **Механічний знос:** Постійне використання насоса призводить до зносу його компонентів, що може знизити ефективність роботи і викликати збої.
- **Технічні несправності:** Електроніка і програмне забезпечення насоса можуть виходити з ладу, що вимагає заміни або ремонту пристрою.
- **Необхідність термінового втручання:** Вихід з ладу насоса може призвести до швидкого погіршення стану пацієнта, що потребує негайного медичного втручання для запобігання серйозних ускладнень або смерті[7]

Ці проблеми підкреслюють важливість подальших досліджень і вдосконалень технологій механічної підтримки кровообігу, щоб зменшити ризики і покращити якість життя пацієнтів.

2 ПРИЧИНИ ПОШКОДЖЕННЯ КЛІТИН КРОВІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МЕХАНІЧНОЇ ПІДТРИМКИ КРОВООБІГУ

2.1. Неприродний потік крові

2.1.1 Високий зсувний стрес

Високий зсувний стрес виникає, коли кров швидко змінює швидкість потоку, особливо в місцях з вузькими каналами і кривими. Еритроцити піддаються сильному механічному впливу, що призводить до деформації мембран, мікропор і розривів клітин. Дослідження показують, що навіть при сублетальних рівнях стресу еритроцити можуть зазнавати значної шкоди, що впливає на їхню довговічність і функціональність[9].

2.1.2 Турбулентність

Турбулентність виникає при несправному русі крові через насоси, що призводить до нестабільності потоку. Еритроцити піддаються нерівномірним механічним впливам, що збільшує ризик їхнього пошкодження. Турбулентний потік у механічних насосах може призводити до пошкодження клітин крові навіть без видимого гемолізу, що робить турбулентність значним фактором ризику[9].

2.2 Контакт з неприродними поверхнями

Контакт крові з штучними матеріалами насосів активує згортальну систему крові. Це може призводити до утворення тромбів і пошкодження клітин, оскільки поверхні насосів не є природними для крові. Дослідження показують, що навіть короткочасний контакт з неприродними поверхнями може викликати механічну фрагментацію клітин крові та активацію тромбоцитів[9] [7].

2.3 Кавітація

Кавітація — це утворення бульбашок повітря у рідині при зниженні тиску, що призводить до їх швидкого зникнення з утворенням мікробухів. Ці мікробухи створюють сильний механічний вплив на клітини крові, що призводить до їх пошкодження. Кавітація особливо небезпечна для еритроцитів, оскільки бульбашки повітря можуть руйнувати клітинні мембрани і призводити до гемолізу[9] [6].

3 ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСНИХ СИСТЕМ

3.1 Обчислення розмірів робочого колеса відцентрового насоса для перекачування крові з лопаткою просторової кривизни

Для порівняння характеристик продуктивності насоса, спроектованого для системи підтримки серцевої діяльності, з насосом, спроектованим класичним методом, приймаємо наступні умови роботи насоса: витрата в точці номінальної роботи насоса: $Q=5Q = 5Q=5$ л/хв; висота підйому $H=1,2H = 1,2H=1,2$ м, швидкість обертання $n=3000n = 3000n=3000$ об/хв.

Розрахуємо коефіцієнт швидкохідності насоса для заданих умов роботи. Коефіцієнт швидкохідності:

$$nsf = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = \frac{3000\sqrt{0.0001}}{(9.81 \cdot 1.2)^{3/4}} = 71.84 \quad (3.1)$$

$$nsQ = 23.89$$

Визначене значення коефіцієнта швидкохідності дозволяє визначити гідравлічну ефективність проточної частини.

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\lg d_{1red} - 0.172)^2} \quad (3.2)$$

де d_{1red} зменшений діаметр на вході робочого колеса, виражений у мм. Зменшений діаметр визначається формулою Д.Ж. Суханова:

$$d_{1red} = (4.0 - 4.5) \cdot 10^3 \sqrt[3]{Q/n} \quad (3.3)$$

З формул (3.2) і (3.3) обчислимо значення:

$$d1_{red} = 4.25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{5/3000} = 12.87 \text{ мм}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\lg 12.87 - 0.172)^2} = 0.522$$

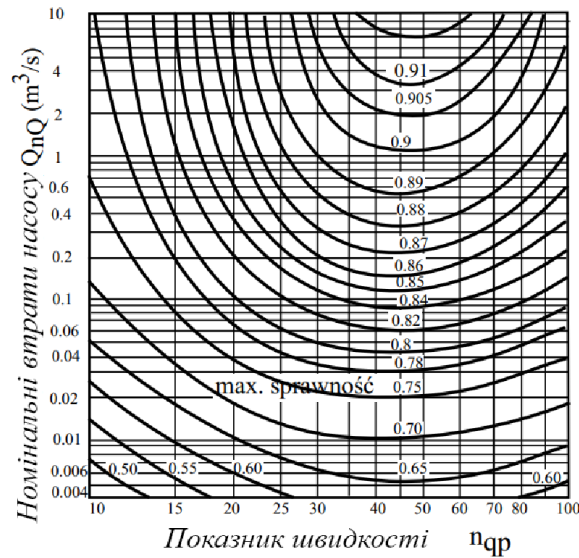


Рисунок 3.1 Максимальний ККД насоса як функція дискримінатора швидкості та потоку через насос

Об'ємний ККД насоса розрахуємо за перетвореними формулами А.А. Ломакіна

$$\frac{1}{\eta_V} = 1 + \frac{0.597}{n_{sf}^{2/3}} \quad (3.4)$$

Звідки 1

$$\eta_V = \frac{1}{1 + \frac{0.597}{n_{sf}^{2/3}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.597}{71.84^{2/3}}} = 0.967 \quad (3.5)$$

Фактичну продуктивність насоса з урахуванням гідравлічного ККД можна розрахувати за формулою:

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{5}{0.967} = 0.000086 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.6)$$

Механічна ефективність

$$\eta_{mo} = \frac{P_e}{P_e + P_{fr} + P_m} = 0.791$$

З визначених значень гідравлічного, об'ємного та механічного ККД можна визначити загальний ККД насоса.

$$\eta = \eta_h \eta_V \eta_{mo} = 0.522 \cdot 0.967 \cdot 0.791 = 0.40$$

Нарешті, ми припускаємо, що $\eta = 0,40$.

Розрахуємо необхідну потужність P . Приймаємо ККД насоса $\eta = 0,4$

$$P_w = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} = \frac{1060 \cdot 9.807 \cdot 0.000083 \cdot 1.2}{75 \cdot 0.40} = 2.6 \text{ W} \quad (3.7)$$

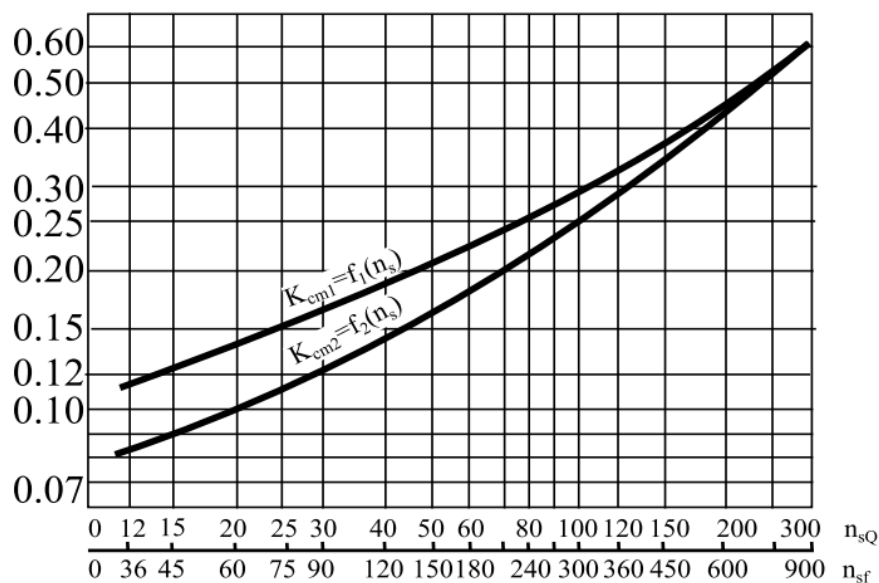


Рисунок 3.2 Графік залежності коефіцієнтів $K_{см1}, K_{см2}$ від дискримінанта швидкості

Вхідний діаметр робочого колеса d_0

Визначаємо коефіцієнт K з рисунка Рисунок 3.1 $K = 0,15$ для $n_{sf} = 71, 836$.

Обчислюємо меридіональну швидкість із співвідношення

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} = 0.15 \sqrt{2 \cdot 9.807 \cdot 1.2} \approx 0.7277 \text{ м/с} \quad (3.8)$$

Для отримання статичних характеристик потоку зробимо лопаті з просторовою кривизною.

Для даного типу лопатей швидкість у вхідному перерізі ротора можна визначити за формулою $c = c / \varphi \cdot 10$. Приймаємо коефіцієнт затемнення вхідного перерізу лопаті $\varphi = 1, 15$. При такому припущенні швидкість на вході буде $c = 0, 7277/1, 15 = 0, 6328 \text{ м/с}$. Вільний вхідний переріз ротора буде визначатися зі співвідношення швидкості- c_0 та ефективності Q .

$$A_0 = \frac{Q_i}{c_0} = \frac{0.000086}{0.6328} \approx 0.0001362 \text{ м}^2 \quad (3.9)$$

Звідси визначаємо вхідний діаметр ротора

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0001362}{3.14}} = 0.013 \text{ м} \quad (3.10)$$

Визначимо діаметр центральної лінії струму A на вході з ескізного входу ротора

$$d_{1A} = 0.01 \text{ м}$$

Приймаємо кількість лопатей $Z = 6$, товщину лопаті на вхідній кромці $s = 0, 3 \text{ мм}$. Визначимо кути лопатей на вході в ротор для трьох ліній струму.

Для центральної лінії струму периферійна швидкість на вході буде

$$u_{1A} = \frac{\pi d_{1A} n}{60} = \frac{3.14 \cdot 0.01 \cdot 3000}{60} = 1.57 \text{ м/с} \quad (3.11)$$

Кут нахилу леза в точці A

$$tg \beta_{1A} = \frac{c_{m1}}{u_{1A}} = \frac{0.7277}{1.57} = 0.46 \quad (3.12)$$

А потім кут $\beta_{1A} = 24.8619^\circ$

Після додавання кута атаки $\delta l = 2, 143$ отримаємо розрахунковий кут лопаті $\beta'_{1A} = 27,0$ Перевіримо обґрунтованість прийнятого коефіцієнта затушовування вхідного отвору лопаті. Розрахуємо цей коефіцієнт за формулою

$$\frac{1}{\phi_1} = 1 - \frac{s_1}{t_1} \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \beta'_{1A} / \sin^2 \lambda'_1} \quad (3.13)$$

$$\text{де } s_1 = 0,3 \text{ mm: } t_1 = \frac{\pi d_{1A}}{z} = \frac{3.14 \cdot 0.01}{6} = 0.0052 \text{ м}$$

Від початкового ескізу входу

$$\angle \lambda'_1 = 108^\circ 00'; \sin 108^\circ 00' = 0.95$$

Після підстановки значень знаходимо

$$\frac{1}{\phi_1} = 1 - \frac{0.3}{5.24} \sqrt{1 + \frac{3.852}{0.951^2}} \quad (3.14)$$

звідки $\phi = 1, 151$ дорівнює прийнятому значенню коефіцієнта затемнення $\phi = 1, 15$

Обчислимо кути β'_1 для ліній струму, які лежать на головному екрані (лінія $B B$) і для 12покривного диска (лінія $C C$)

Для точки В

$$r_{1B} = 0.00363 \text{ м}$$

$$U_{1B} = 1.140 \text{ м/с}$$

Кут нахилу леза в точці В

$$\tan \beta_{1B} = 0.70$$

$$\beta_{1B} = 35.06^\circ$$

Для точки С

$$r_{1C} = 0.0066 \text{ м}$$

$$U_{1C} = 2.073 \text{ м/с}$$

Кут нахилу лопаті в точці С

$$\tan\beta_{1C} = 0.3$$

$$\beta_{1C} = 21.11^\circ$$

Трикутник швидкостей на вході в лопать ротора показаний на рис. 3.3

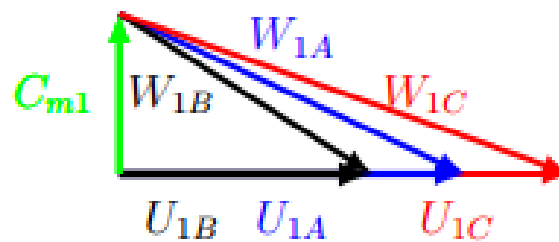


Рисунок 3.3 – Трикутник швидкості ротора на вході

Ширина ротора b на вході

$$b_1 = \frac{\Phi_1 \cdot A_1}{\pi \cdot d_{1A}} \quad (3.15)$$

$$b_1 = 0.00499 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса D_2 Теоретичний напір буде розраховуватися з використанням значення ефективності гідравлічного розрахунку

$$H_t = \frac{1.2}{0.52} = 2.30 \text{ м} \quad (3.16)$$

◦ m_2 кут припливу рідини до лопаті $\alpha = 90^\circ$ Розрахуємо швидкість c на виході з ротора

$$K_{cm2} = 0.11$$

$$c_{m2} = 0.534 \text{ м/с}$$

Беремо кут лопаті на виході

$$\beta = 30^\circ$$

Застосовуємо поправку Пфайльдерера для скінченної кількості лопатей

$$p = 0,31$$

Після підстановки знаходимо

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2\text{tg}\beta_2} + \sqrt{\frac{c_{m2}}{2\text{tg}\beta_2} + g \cdot H_t \cdot (1 + p)} = 5.91 \text{ м/с} \quad (3.17)$$

Діаметр D_2

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = 0.038 \text{ м} = 38 \text{ мм} \quad (3.18)$$

Перевіримо правильність прийнятої поправки p . Після ескізу профілю ротора розрахуємо статичний момент для центральної лінії струму M_{st}

$$M_{st} = 0.000170396 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт χ обчислимо за формулою

$$\chi = (0.6 \div 0.85) \left(1 + \frac{\beta_2^\circ}{60^\circ}\right) = 0.9$$

$$p = \frac{r_2^2 \chi}{Z M_{st}} = 0.3121 \quad (3.19)$$

значення близьке до прийнятого $p = 0.31$. Коригування значень параметрів β та d не потрібне.

Ширина вихідного робочого колеса b_2

Розмір

$$t_2 = 0.01972 \text{ м} = 19.72 \text{ мм}$$

Колова складова ширини леза

$$\sigma u_2 = s / (\sin \beta_2) = 0.6 \text{ мм}$$

Коефіцієнт затінення розетки дорівнює

$$\phi_2 = t_2 / (t_2 - \sigma u_2) = 1.0314$$

Вихідний переріз

$$A_2 = \frac{\phi_2 Q'}{c_{m2}} = 0.000166619 \text{ м}^2$$

Ширина

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} = 0.001408457 \text{ м} = 1.41 \text{ мм}$$

Коефіцієнт реактивності

$$= 1 - \frac{g H_t}{2 u_2^2} = 0.678$$

Трикутник швидкості на виході показано на рис.3.4

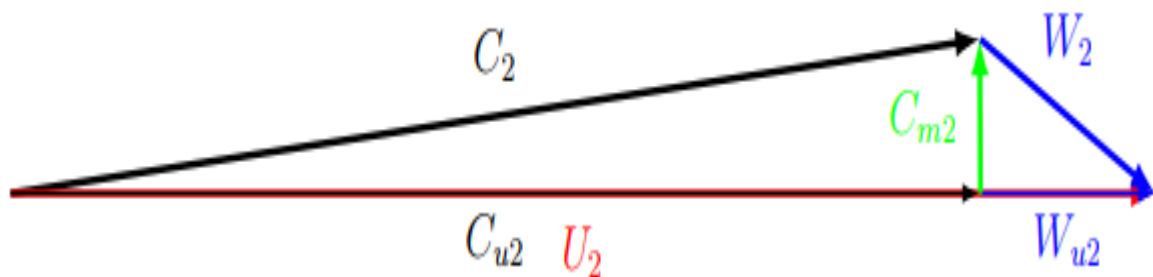


Рисунок 3.4: Трикутник швидкості на виході з ротора

3.2 Профілювання каналу робочого колеса у меридіанному перетині

На основі визначених даних виконується профілювання лопаток робочого колеса.

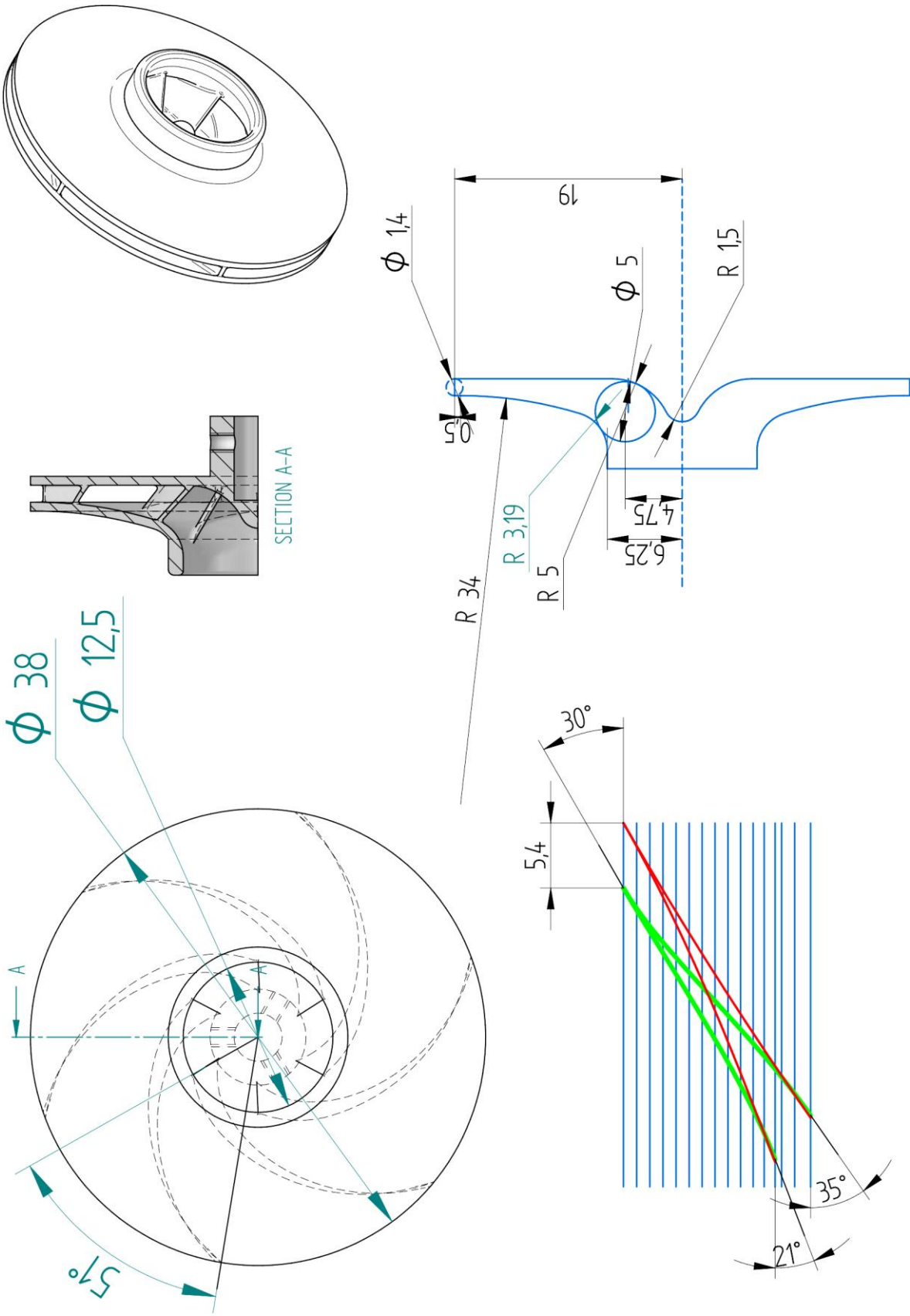


Рисунок 3.5 Рабоче колесо насоса

3.3 Обчислення розмірів спірального дифузора

Конструювання каналу спірального дифузора методом постійної швидкості

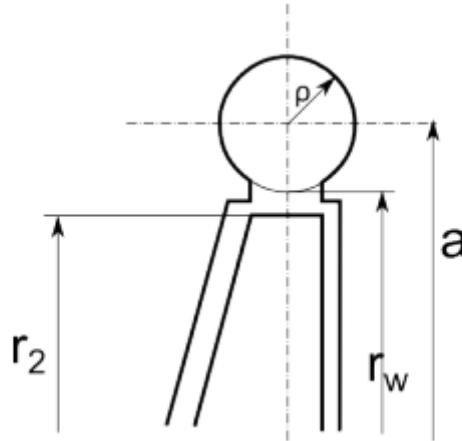


Рисунок 3.6 Круглий перетин спіралі

Для обчислення перетинів спіралі приймаємо принцип постійної середньої швидкості у спіралі. Профіль перетинів спіралі приймаємо круговий.

Постійна швидкість потоку в спіралі визначається за формулою

$$c_{sp} = K_{csp} \sqrt{2gH}$$

Для $n_{sf}=71.84$ з графіка отримуємо $K_{csp} \approx 0.43$. Таким чином,

$$c_{sp} = 0.43 \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 1.2} = 2.086 \text{ м/с}$$

Максимальний перетин спіралі для кута $\theta = 360^\circ$:

$$A_{sp} = \frac{Q}{c_{sp}} = \frac{0.000083}{2.086} = 0.3995 \text{ мм}^2$$

Приймаємо ширину спіралі на вході $b_3 = b_2 + 0.05D_2 = 1.562 + 0.05 \cdot 38.02 = 3.29 \text{ мм} \approx 3.3 \text{ мм}$

Площа будь-якого перетину спіралі:

$$A_{sp} = \frac{\theta}{360^\circ} \cdot \frac{Q}{c_{sp}} \quad (3.20)$$

Діаметр вихідного перетину дифузора $d_w = 10$ мм.

Площа вихідного перетину: $A_w = \pi r_w^2 = 7.85 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ Швидкість виходу

$$c_w = \frac{Q}{A_w} = \frac{0.000083}{7.85 \times 10^{-5}} = 1.06 \text{ м/с}$$

Діаметр кола, що відповідає максимальному перетину спіралі:

$$D_k = 2 \sqrt{\frac{A_{sp}}{\pi}} = 7.13 \text{ мм}$$

Висота дифузора $H_d = 30$ мм

Відстань між точками на початку спіралі від робочого колеса визначається за допомогою коефіцієнта:

$$\frac{d_3 - d_2}{d_2} = 0.11$$

Визначаємо:

$$d_3 = d_2 \times 0.11 + d_2 = 0.0214 \text{ м}$$

3.4 Формули для обчислень

Швидкість у вихідному перетині:

$$c_{u3} = \frac{c_{u2}}{1 + p} = 3.272$$

$$\chi = c_{u3} \cdot r_2 = 3.272 \cdot 19.1 = 0.072$$

Позначимо: $C = \frac{720 \cdot \chi \cdot \pi}{Q}$

$$C = \frac{720 \cdot 0.072 \cdot 3.14}{0.000083}$$

Середній перетин спіралі для будь-якого кута можна обчислити за виразом:

$$R = \frac{\theta^\circ}{C} + \sqrt{\frac{2r\omega \cdot \theta^\circ}{C}}$$

Промінь максимального перетину спіралі для $\theta=360$:

$$R_{max} = \frac{Q}{2\pi \cdot \chi} + \sqrt{\frac{v \cdot Q}{\pi \cdot \chi}}$$

$$R_{max} = 2.995 \text{ мм}$$

$$A_{max} = 2.82 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^2$$

3.5 Обчислення спіралі методом сталого крету з урахуванням тертя

Формула не враховує втрати на тертя, що призводить до зменшення середньої швидкості потоку. Для того, щоб врахувати вплив тертя, необхідно в цьому випадку також збільшити площі поперечного перерізу спіралі.

C.PFEILDERER наводить наступну формулу для розрахунку поправки.

$$\Delta R = \frac{\pi}{6} \cdot \lambda \cdot r_w \cdot \frac{\theta^\circ}{360^\circ}$$

Приймаючи значення коефіцієнта гідравлічного опору $\lambda = 0,0475$, отримуємо

$$\Delta R = 0.025 r_w \cdot \frac{\theta^\circ}{360^\circ}$$

Сумарний радіус кругового перерізу спіралі для заданого кута

$$R_c = \rho + \Delta R$$

Приріст пропорційний центральному куту θ і відстані rw .

Таблиця 3.1: Порівняння площ поперечного перерізу каналу збору, розрахованих за різними методами

| θ | Постійна швидкість | Постійна кривина | Постійна крива+ λ |
|----------|--------------------|------------------|---------------------------|
| | S | S | S |
| ° | mm ² | mm ² | mm ² |
| 0 | 0,00 | 0,00 | 0,000 |
| 15 | 1,66 | 1,06 | 1,141 |
| 30 | 3,33 | 2,15 | 2,374 |
| 45 | 4,99 | 3,25 | 3,669 |
| 60 | 6,66 | 4,36 | 5,015 |
| 75 | 8,32 | 5,49 | 6,405 |
| 90 | 9,99 | 6,62 | 7,835 |
| 105 | 11,65 | 7,76 | 9,303 |
| 120 | 13,32 | 8,91 | 10,806 |
| 135 | 14,98 | 10,07 | 12,342 |
| 150 | 16,64 | 11,24 | 13,910 |
| 165 | 18,31 | 12,41 | 15,507 |
| 180 | 19,97 | 13,59 | 17,134 |
| 195 | 21,64 | 14,78 | 18,788 |
| 210 | 23,30 | 15,97 | 20,469 |
| 225 | 24,97 | 17,17 | 22,177 |
| 240 | 26,63 | 18,37 | 23,910 |
| 255 | 28,30 | 19,58 | 25,668 |
| 270 | 29,96 | 20,80 | 27,450 |
| 285 | 31,62 | 22,02 | 29,256 |
| 300 | 33,29 | 23,24 | 31,086 |
| 315 | 34,95 | 24,47 | 32,938 |
| 330 | 36,62 | 25,71 | 34,812 |
| 345 | 38,28 | 26,95 | 36,709 |
| 360 | 39,95 | 28,19 | 38,627 |

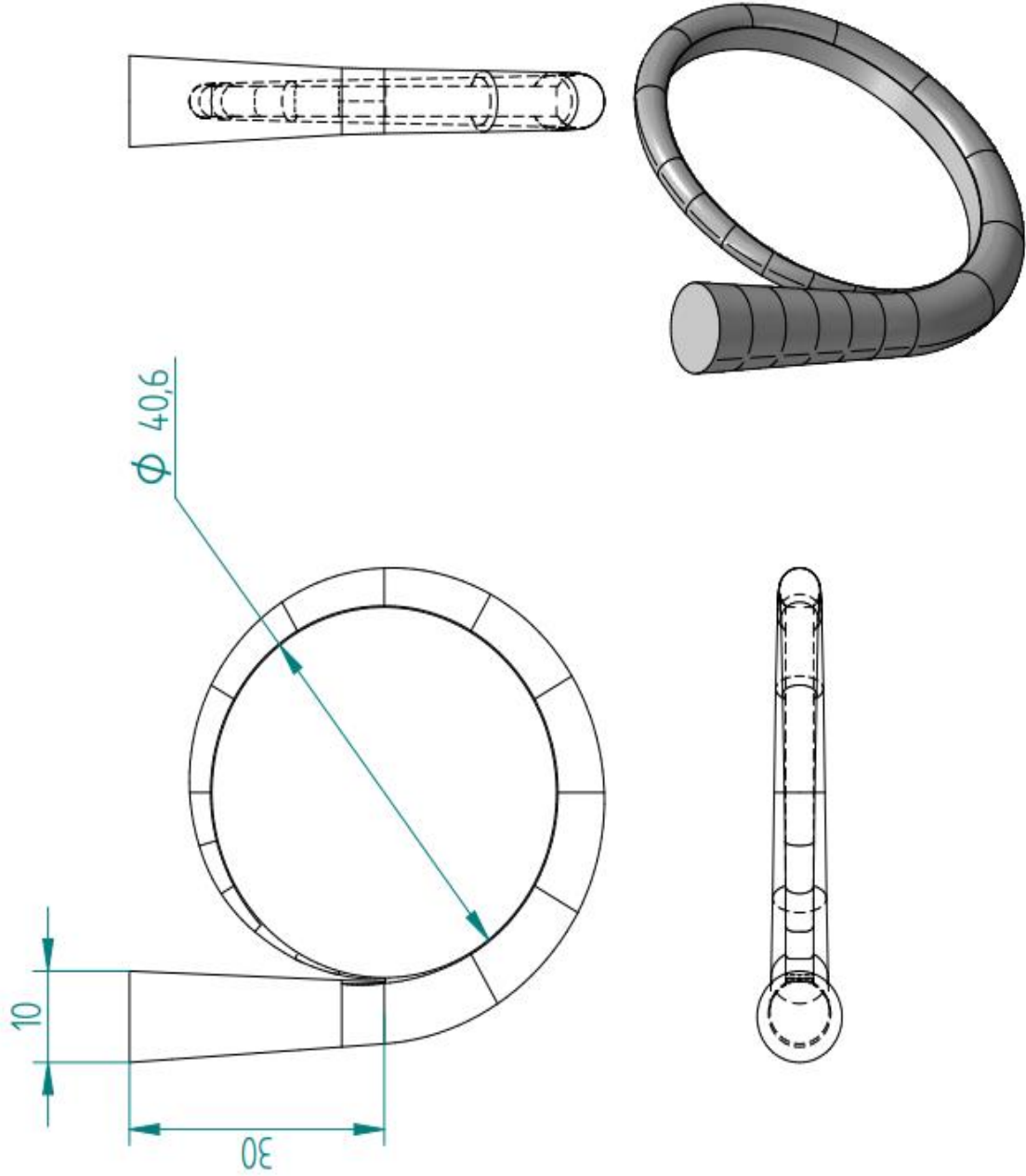


Рисунок 3.7 Колектор

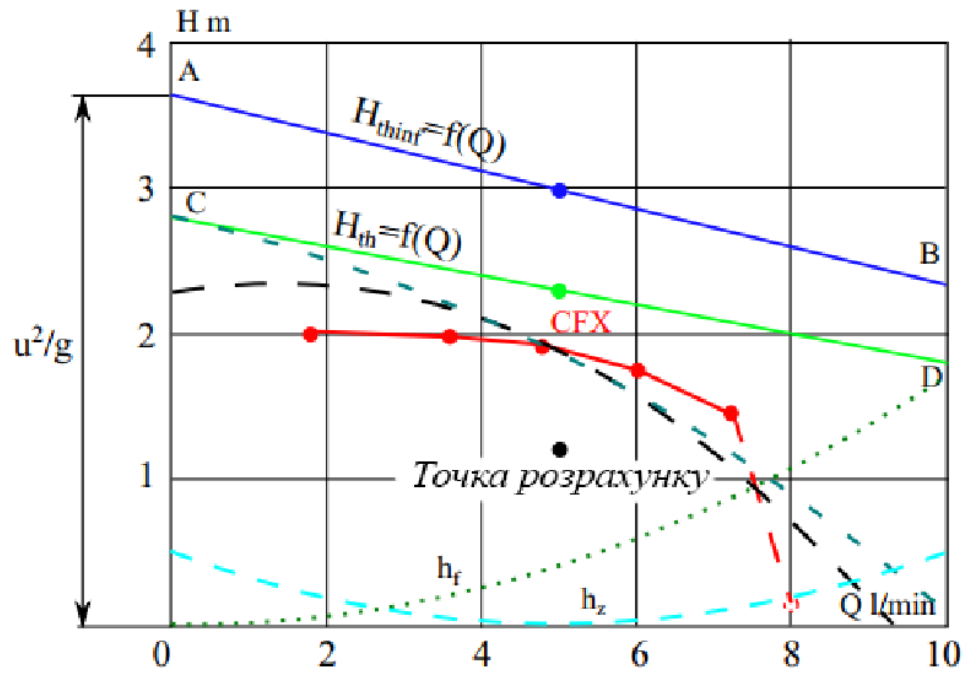


Рисунок 0.8 Визначення характеристик потоку $H = f(Q)$ на основі розрахунків

4 МЕТОДИ ЧИСЕЛЬНОГО ТЕСТУВАННЯ ПРОТОЧНИХ СИСТЕМ

Проектування проточної системи відцентрового насоса для використання в системі механічного штучного кровообігу передбачає вирішення низки проблем, пов'язаних з різними фізичними явищами. Основне завдання - досягти бажаної продуктивності проточної системи і зробити її максимально ефективною. Крім того, специфічні умови роботи насоса механічної допомоги накладають ряд обмежень на спосіб його взаємодії з рідиною, що перекачується. Особливу увагу слід звернути на гемодинамічні властивості нової конструкції (рівень гемолізу, ризик тромбоутворення).

За таких умов аналіз умов протікання потоку через насос під час його роботи та визначення впливу механічних складових на роботу насоса є фундаментальним для досягнення поставлених завдань. Через геометричні розміри насоса, що проектується, та складний характер течії в його гідравлічних каналах аналіз умов течії за допомогою експериментальних вимірювань або методів візуалізації є або неможливим, або дуже складним. Експериментальні дослідження дозволяють визначити глобальні робочі параметри насоса (напір, продуктивність, потужність на валу), але не дозволяють оцінити локальні явища в системі течії.

Методи обчислювальної гідродинаміки (CFD) будуть використані для оцінки явищ течії, що відбуваються в механічному насосі штучного кровообігу, що є потужним інструментом у розробці нових конструкцій проточних систем. Методи CFD широко використовуються при розробці та оптимізації механічних насосів для штучного кровообігу.

Використання CFD моделювання в процесі розробки нових конструкцій проточних систем дає можливість на основі аналізу параметрів потоку вносити зміни в конструкцію без створення фізичних моделей. Використання чисельного моделювання в процесі проектування дозволяє значно скоротити

кількість експериментальних випробувань і витрати на створення дослідних і дослідно-промислових зразків.

Основними завданнями CFD-аналізу є визначення робочих характеристик насоса та корекція проточної системи таким чином, щоб вона відповідала вимогам, які висуваються до механічних насосів для штучного кровообігу. Для вирішення поставленої задачі необхідно вирішити наступні завдання:

- Визначення експлуатаційних характеристик для різних конструкцій переливних систем.
- Аналіз структури потоку в критичних точках потокової системи.
- Порівняння отриманих характеристик і висновки для подальшого проектування потокових систем.

Будуть проведені фізичні випробування для перевірки методу і результатів чисельних розрахунків, а отримані дані будуть проаналізовані.

4.1 Чисельне моделювання проточних систем

4.1.1 Методологія дослідження

Для проведення CFD розрахунків насоса для заданої геометрії проточної системи були виконані наступні кроки:

- Підготовка геометрії для побудови сітки
- Створення сітки
- Визначення фізичної моделі (Визначення та задання граничних та початкових умов, встановлення параметрів розрахунку та інших вихідних даних).
- Виконання розрахунку (виконує комп'ютер без участі дослідника)
- Зведення результатів розрахунків.

Першим завданням була розробка проточної системи для використання в чисельних розрахунках. Для створення 3D-моделі було використано комерційний CAD-пакет SolidEdge. Створений 3D-об'єкт було імпортовано в

програму ICEM CFD, призначену для побудови сіток для чисельних розрахунків.

Наступний крок пов'язаний з генерацією розрахункової сітки для заданої геометрії системи течії. Процес створення розрахункової сітки - дискретизація розрахункової області - полягає в розбитті об'єму на дрібні елементи. Для того, щоб досягти гарної відповідності між результатами розрахунків і даними експериментальних вимірювань, доцільно дотримуватися критеріїв якості сітки. Для даної системи течії були використані гібридні неструктуровані сітки, що складаються з різних типів елементів. Основним елементом неструктурованих сіток є тетраедри. Крім того, були створені шари призматичних елементів для точного опису явищ, що відбуваються в пристінних шарах і в тонких зазорах між робочим колесом і корпусом насоса. Перехід від призматичних до чотиригранних елементів здійснювався автоматично за допомогою пірамідальних елементів. Типи елементів, що використовувалися при побудові розрахункових сіток, показані на рисунку 3.1.

Наступним кроком у процесі чисельного розрахунку є визначення фізичної моделі. Для того, щоб відобразити умови роботи реальної проточної системи відцентрового насоса, в моделі повинні бути використані відповідні значення фізичних параметрів. Таким чином, в якості граничної умови на вході в насос був використаний статичний тиск, а на виході з насоса були задані значення масової витрати. Для стінок насоса була задана умова "відсутності ковзання", тобто стінки в моделюванні вважаються ідеально гладкими, а швидкість рідини на стінці дорівнює 0. Розрахункова область для всього насоса складається з двох основних компонентів - нерухомої частини - корпусу насоса (всмоктувальний і збірний канали), і рухомої частини - робочого колеса насоса. Для з'єднання двох розрахункових областей були використані інтерфейси типу "Stage" та "Frozen Rotor".

У розрахунках машин, що обертаються, можна використовувати 3 типи інтерфейсів для поєднання рухомих і статичних компонентів: "Застиглий ротор. Стадія", "Перехідний ротор-статор".

"Застиглий ротор" переносить дані потоку з однієї області в іншу з урахуванням зміни системи координат.

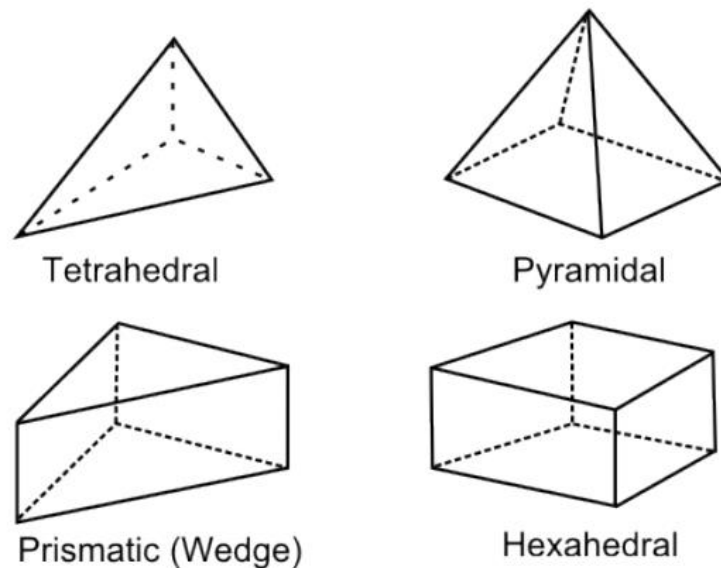


Рисунок 4.1 Типи елементів, що використовуються для побудови обчислювальних сіток. Етап "усереднює потік по периметру і передає усереднені значення наступним елементам."

"Перехідний ротор-статор" - це модель, яка враховує всі нестационарні ефекти в потоці. Вона використовує ковзний інтерфейс, який дозволяє плавне переміщення обертових компонентів. Модель дає високоточні результати, але вимагає багато комп'ютерного часу і обчислювальних потужностей, а також багато пам'яті для зберігання даних.

Розрахунки проводилися для стаціонарних умов - умови "Steady State" в CFX.

Для того, щоб отримати кращу збіжність розв'язку, крок за часом, згідно з довідником CFX Reference [13], для машин, що обертаються, повинен бути в діапазоні від $0.1/\omega$ до $1/\omega$, де ω - кутова швидкість ротора в радіанах за секунду. В даному випадку було використано крок за часом $0.1/\omega$.

Для того, щоб порівняти розрахункові характеристики з експериментальними результатами, в роботі представлені результати розрахунків для води як робочого середовища. При аналізі проточної системи

розрахунки потоку також виконувалися з використанням моделей рідини з властивостями, подібними до людської крові.

Наступним кроком є розв'язання задачі, визначеної розв'язувачем. Розрахунки проводилися для різних розрахункових сіток, які відрізнялися кількістю вузлів, з метою визначення кількості вузлів, при якій розв'язок не буде давати збоїв. При опрацюванні результатів розрахунків особлива увага приділялася значенню параметра y , який є безрозмірною величиною і характеризує відстань від стінки до найближчого вузла сітки. Цей параметр не повинен перевищувати значення, визначеного для кожної моделі турбулентності згідно з рекомендаціями, що містяться в посібнику [12].

4.2 Моделювання потоку рідини

Розрахунок параметрів потоку в будь-якій системі течії передбачає чисельне розв'язання системи рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності потоку (збереження маси). Ці рівняння визначають найбільш загальний випадок руху рідини і описують як ламінарні, так і турбулентні потоки. Однозначний розв'язок задачі можна отримати лише для стабільних і стійких потоків.

Характерною особливістю турбулентної течії є зміна в часі і просторі параметрів потоку рідини. Перехід від ламінарного до турбулентного потоку відбувається за рахунок збільшення сил інерції в рідині. Коли сили інерції в рідині значні в порівнянні з силами в'язкості, ми говоримо про турбулентну течію, яка характеризується високим числом Рейнольдса.

Пряме чисельне моделювання (DNS) таких переповнень потребуватиме обчислювальних потужностей, які на багато порядків перевищують ті, що можуть бути досягнуті в найближчому майбутньому.

Моделі турбулентності були спеціально розроблені для включення явища турбулентності в чисельні розрахунки без необхідності створення надто щільних розрахункових сіток і прямих чисельних розрахунків (DNS). Більшість моделей турбулентності є статистичними моделями, розробленими на основі

експериментальних вимірювань. В ANSYS CFX є два винятки: Модель моделювання великих вихорів (LES) та модель моделювання від'єднаних вихорів (DES).

Усереднення рівнянь Нав'є-Стокса за Рейнольдсом дозволяє значно зменшити необхідну обчислювальну потужність порівняно з DNS-обчисленнями, що дало змогу застосовувати усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса (RANS) в інженерних розрахунках. Однак процес усереднення рівнянь вводить додаткові невідомі змінні. Невідомі змінні, які називаються "турбулентними" або "рейнольдсовими" напруженнями, можуть бути визначені з додаткових рівнянь, що дозволяє зробити систему рівнянь "закритою". Ці додаткові рівняння визначають тип моделі турбулентності.

Можна виділити різні типи моделей турбулентності:

- моделі нульової рівноваги
- моделі з одним рівнянням
- моделі з двома рівняннями

На практиці для чисельних розрахунків течії рідини через гідравлічні канали насосів найчастіше використовують двотурбулентні моделі. Найбільш універсальними і найчастіше використовуваними в розрахунках проточних машин є моделі турбулентності $k - \epsilon$, $k - \omega$ і SSF .

4.2.1 Модель турбулентності $k - \epsilon$.

Ця модель вводить два додаткових рівняння для визначення турбулентної в'язкості від кінетичної енергії турбулентності k та енергії дисперсії ϵ . Залежність в'язкості від цих параметрів показано в рівнянні 3.1.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.1)$$

де C_μ - константа турбулентності,

k - турбулентна кінетична енергія,

ϵ - турбулентна енергія дисипації,

ρ - густина.

Для визначення параметрів k і ϵ розв'язуються рівняння:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + P_{kb} \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{kb}) \quad (4.3)$$

Де: P_k турбулентне виробництво енергії,

$P_{kb}, P_{\epsilon b}$ - коефіцієнти, що враховують вплив вільної конвекції,

$C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_\epsilon, \sigma_k$ константи моделі.

Однією з особливостей цієї моделі є те, що вона добре описує течії за межами прилежового шару.

4.2.2 Модель турбулентності $k - \omega$

Іншою часто використовуваною моделлю турбулентності з двома змінними є модель $k - \omega$, запропонована Вілкоксом. Крім рівняння для кінетичної енергії турбулентності - k , на відміну від моделі $k - \epsilon$, друге рівняння стосується частоти турбулентності ω . Перевагою цієї моделі є добре представлення течії в прилежовому шарі. У цій моделі турбулентна в'язкість визначається з рівняння:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.4)$$

Рівняння для k має вигляд:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k + P_{kb} \quad (4.5)$$

Рівняння для ω :

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{wb} \quad (4.6)$$

де: α, β, σ - константи моделі.

4.2.3 Модель турбулентності SST

Обмеження в застосуванні представлених вище моделей турбулентності, які добре описують течію або в примежовому шарі ($k-\omega$), або поза примежовим шаром ($k-\epsilon$), призвели до розробки моделі турбулентності, яка поєднує в собі переваги цих двох моделей. Ця модель називається SST (Shear Stress Transport - перенесення напружень зсуву). Модель $k-\omega$ використовується біля стінки, а модель $k-\epsilon$ - поза межами примежового шару. Турбулентна в'язкість визначається за формулою:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF)} \quad (4.7)$$

Де: a_1 константа,

S - інваріантна міра деформації,

F - функція переходу.

Перехідна функція відіграє важливу роль в отриманні коректних результатів розрахунку і визначає площу примежового шару на основі відстані до найближчої стінки та параметрів течії. Формули для визначення цієї функції наведені нижче:

$$F = \tanh((\arg g_2)^2) \quad (4.8)$$

$$\arg g_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (4.9)$$

де: ν - кінематична в'язкість турбулентності $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

y - відстань до найближчої стіни.

Як показують чисельні дослідження насосних систем обтікання для систем механічного штучного кровообігу, модель турбулентності SSF широко використовується в таких розрахунках і забезпечує високу узгодженість між розрахунковими даними та експериментальними вимірами. Крім того, точний опис явищ в пристінному шарі дозволяє з високою точністю аналізувати напруження зсуву в проточній системі, що, зважаючи на чутливість крові до напружень зсуву, є дуже важливим для проектування пристроїв механічного штучного кровообігу.

4.3 Контроль якості сітки

Якість і точність отриманих чисельних результатів залежить від параметрів і якості обчислювальної сітки. В процесі дискретизації обчислювальної області якість отриманої сітки можна контролювати шляхом перевірки наступних спеціальних параметрів:

Ортогональність сітки. Характеризує, наскільки кути між гранями або ребрами елементів відрізняються від значення оптимального кута (для чотирикутної комірки ідеальний кут - 90, для трикутних елементів оптимальний кут - 60). Спосіб визначення параметра показано на рисунку 3.2(a). Прийнятним є кут більше 20. **Розширення сітки** - розширення елементів сітки. Характеризує збільшення площі або об'єму сусідніх елементів. На рисунку 3.2(b) показано, як цей параметр визначається в CFX-Solver. Цей параметр визначається як співвідношення між максимальним і мінімальним об'ємом сектора. Прийнятними значеннями параметра є значення нижче 20. **Співвідношення сторін сітки** - співвідношення сторін елементів сітки. Характеризує ступінь розтягнутості елементів і розраховується як відношення найдовшого до найкоротшого ребра елемента. Згідно з рекомендаціями [3], максимальне значення цього параметра має бути менше 100, а при розрахунку з використанням функції *подвійної точності* - менше 1000.

Крім якості сітки, на коректність чисельних розрахунків сильно впливають помилки в моделюванні фізичних явищ. Вони також можуть бути пов'язані з параметрами розрахункової сітки, особливо з роздільною здатністю сітки в пристінних областях. Для контролю роздільної здатності сітки біля стінок каналів течії використовується безрозмірний параметр y^+ , який характеризує відстань від стінки до першого вузла сітки.

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (4.10)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (4.11)$$

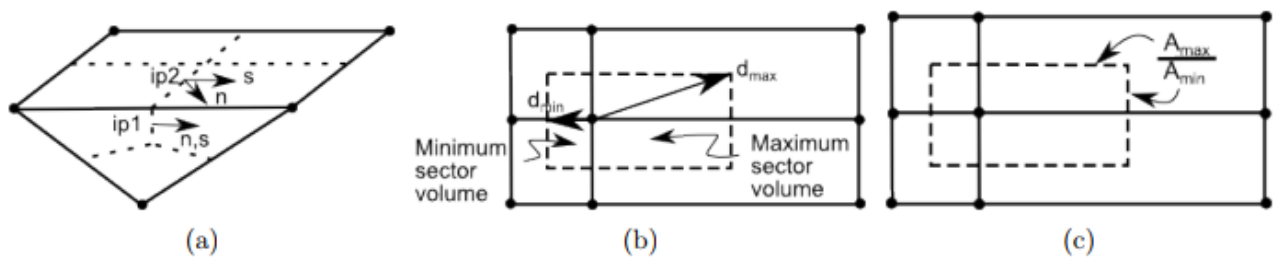


Рисунок 4.2 Визначення параметрів якості обчислювальної сітки (а) Ортогональність сітки, (b) Розширення сітки (c) Співвідношення сторін сітки[3]

Для моделі турбулентності *SST*, що базується на моделі $k-\omega$, висока роздільна здатність сітки в області примежового шару є фундаментальною для коректної роботи і точних результатів. Параметр y^+ має бути меншим за 1, а кількість підшарів у примежовому шарі має бути більшою за 10, як рекомендується в керівництві з моделювання *CFS-Solver* [3].

5 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНИХ РОЗРАХУНКІВ

На етапі розробки конструкції механічного насоса з підтримкою лівого шлуночка були проведені чисельні дослідження гідродинамічних властивостей різних проточних систем відцентрових насосів. Аналіз потоку був проведений для різних конструкцій насосів. На першому етапі було проаналізовано проточну систему відцентрового насоса, призначеного для роботи у відповідних умовах і згідно з класичною теорією проектування насосів. Розміри робочого колеса і лопатей були визначені відповідно до класичної теорії проектування відцентрових насосів на основі емпіричних коефіцієнтів Степанова.

5.1 Аналіз насоса з класичною конструкцією робочого колеса

Мета роботи: визначити робочі характеристики відцентрового насоса з робочим колесом з прозорою лопатевою конструкцією.

У попередньому розділі були представлені розрахунки проточної частини чистого одноступінчастого відцентрового насоса. Ці розрахунки були проведені відповідно до чіткого методу побудови відцентрових насосів.

З метою визначення робочих характеристик спроектованого насоса, конструкцію було піддано чисельним випробуванням. Було проведено серію розрахунків витрати через насос для різних умов експлуатації. Змінними в розрахунках були частота обертання робочого колеса n і подача через насос Q . За результатами чисельних розрахунків були визначені характеристики продуктивності, потужності та ККД насоса.

Для визначення робочих характеристик класичної проточної системи були проведені чисельні розрахунки для змінних частот обертання: $n = 3000$ об/хв, 4000 об/хв, 5000 об/хв, 6000 об/хв, 7000 об/хв. Значення витрати змінювалися

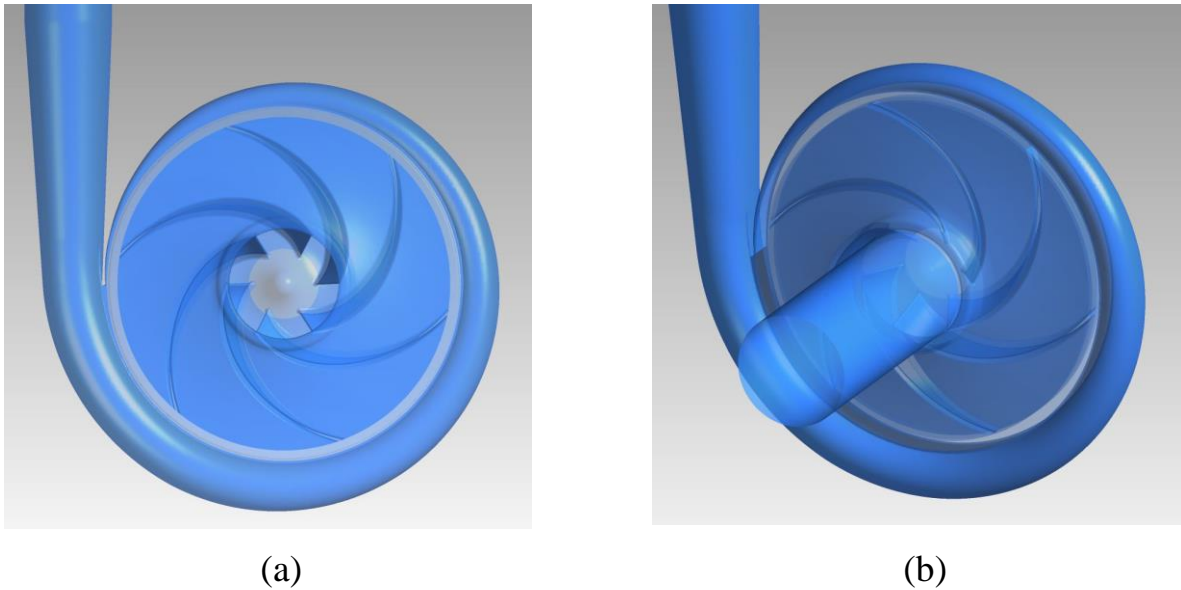


Рисунок 5.1: Геометрія класичної конструкції насоса

Таблиця 5.1: Параметри сітки для класичного дизайну потокової системи в діапазоні від 0,5 до 18 л/хв. Отримані характеристики показані на рисунках 5.3 - 5.5.

| Тип елемента | Кількість елементів |
|--------------|---------------------|
| Тетраедр | 4 545 344 |
| Призми | 12 722 740 |
| Вузли | 7 383 786 |

На рисунку 5.3 показані характеристики $H = f(Q, n)$ насоса для різних частот обертання. У розрахунках частота обертання варіювалася в діапазоні 3000-7000 об/хв. З наведених кривих видно, що при прийнятих номінальних робочих параметрах насоса: $n = 3000$ об/хв, і $Q = 5$ л/хв, напір насоса становить 18660 Па або близько 140 мм рт. ст. Передбачуваний напір для даної робочої точки насоса повинен становити приблизно 100 мм рт. ст.

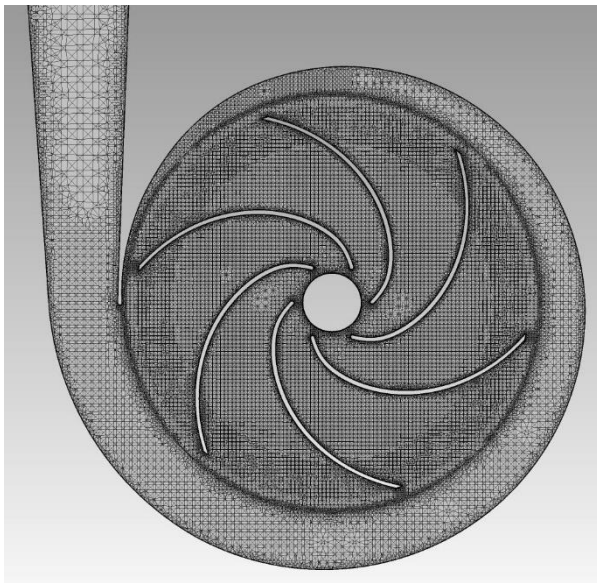
На рисунку 5.2 показано графік залежності потужності на валу насоса в залежності від швидкості та подачі через насос $N = f(Q, n)$. Потужність на валу розрахована як добуток гальмівного моменту робочого колеса на швидкість обертання робочого колеса в радіанах/с.

$$N = M \cdot \omega$$

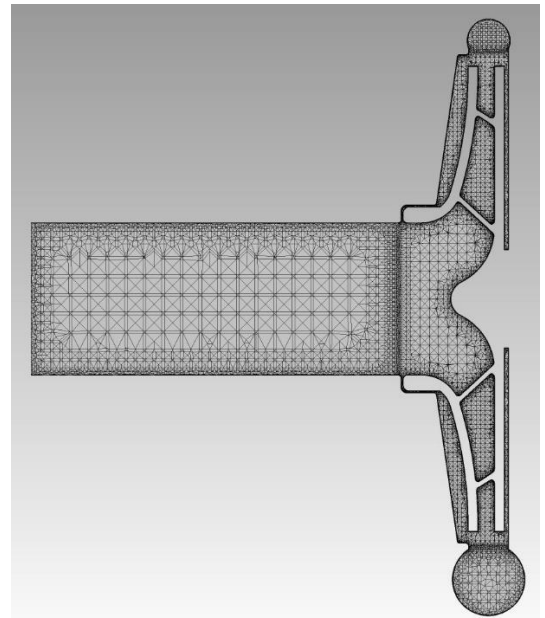
Гальмівний момент ротора визначався як сума моментів, що діють на кожну поверхню ротора (лопаті, нижній диск, верхній диск).

За характеристиками напору та потужності на валу насоса були визначені характеристики ефективності відцентрового насоса з класичною конструкцією проточної частини. На рисунку 7,5 показані отримані характеристики.

Як видно з наведених даних, ефективність проточної системи класичної конструкції знаходиться на рівні 70 %, що неможливо з відомих графіків ефективності.



(a)



(b)

Рисунок 5.2 Сітка в поздовжньому та поперечному перерізах насоса (с, d)

Частота обертання відцентрових насосів з невеликим перепадом частоти обертання і для малих подач (H , Q). Результат чисельного розрахунку може бути обумовлений низьким значенням числа Рейнольдса для розрахункових даних, розташованих в областях, близьких до переходу від ламінарної до турбулентної течії.

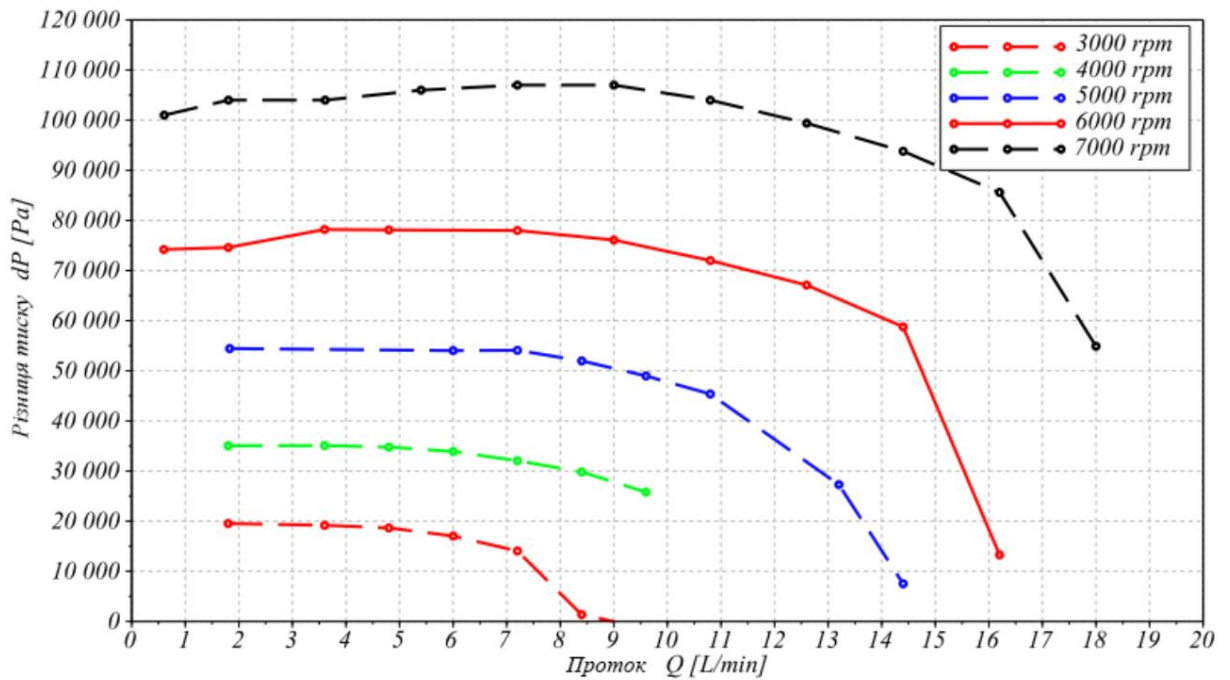


Рисунок 5.3 Графік залежності перепаду тиску від витрати для класичної конструкції насоса

На рис. 5.6 наведено приклад результатів розрахунку у вигляді поля тиску в поперечному перерізі насоса, векторів швидкості та траєкторій руху частинок. Результати наведено для номінальних робочих параметрів насоса.

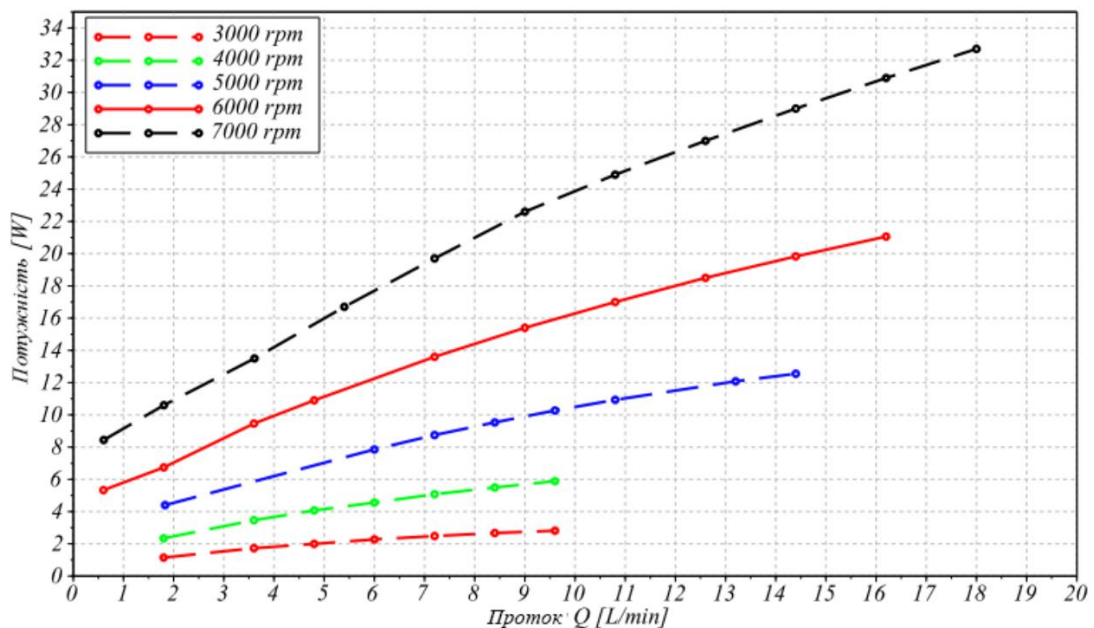


Рисунок 5.4 Графік залежності гідравлічної потужності від напору для класичної конструкції насоса

Аналізуючи траєкторії руху рідини для заданих умов експлуатації, можна побачити, що потік через робоче колесо і спіральний корпус насоса є рівномірним, з плавною зміною напрямку руху і швидкості частинок. Відсутність вихорів в зонах входу лопаток робочого колеса і "язичка" спіралі дозволяє зробити висновок про те, що при заданих режимах роботи гідравлічні втрати в системі мінімальні за рахунок ударів струменя об елементи проточної частини.

Векторні поля показують плавні зміни в міжлопатеких каналах і відсутність відриву струменя в області за вхідною кромкою лопатки.

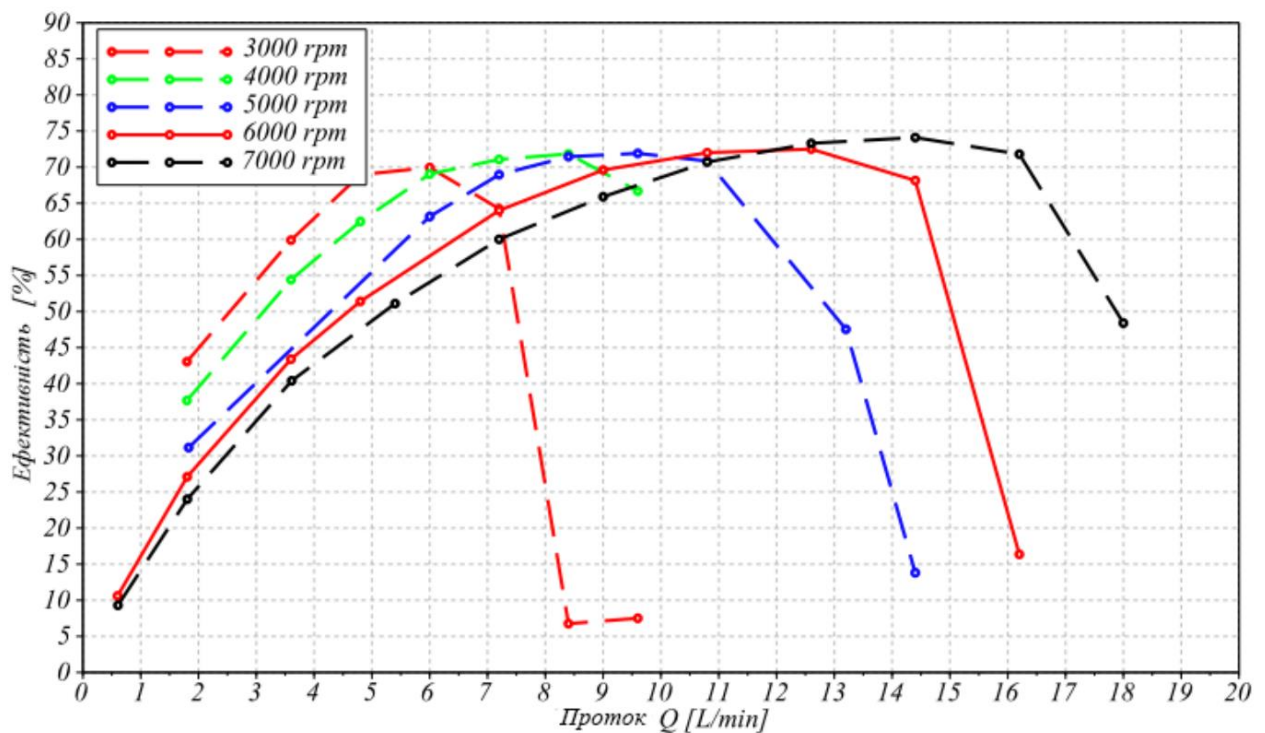
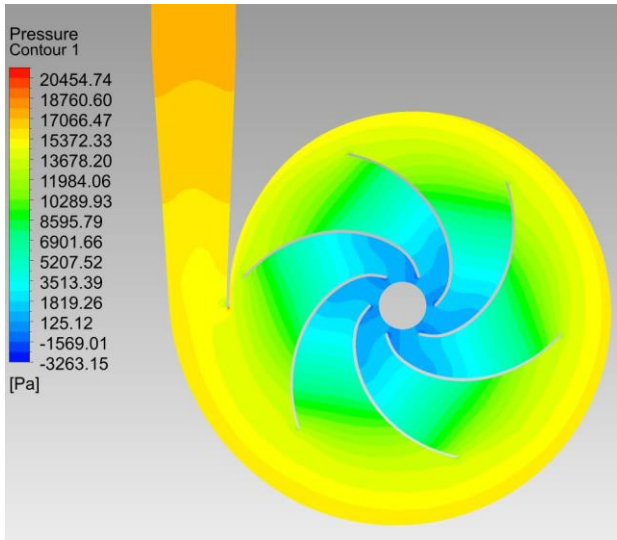
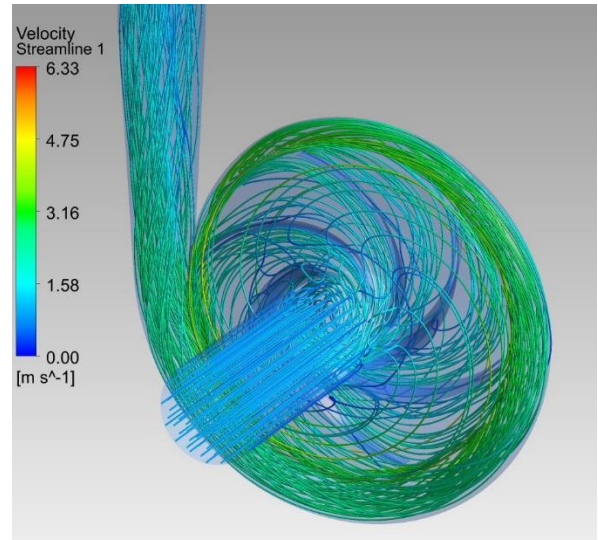


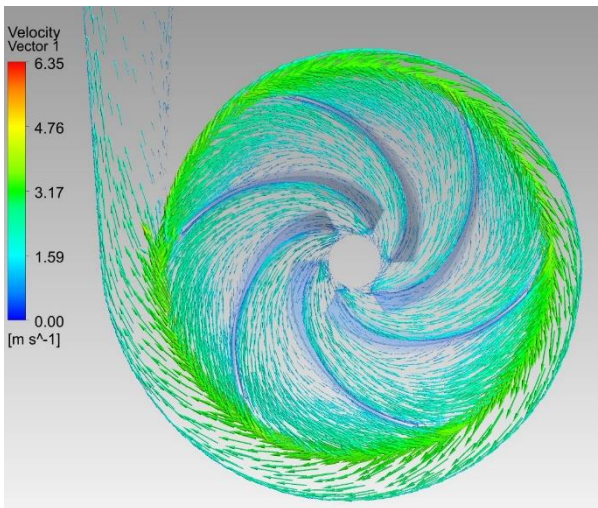
Рисунок 5.5 Графік залежності ККД насоса від продуктивності для насоса класичної конструкції.



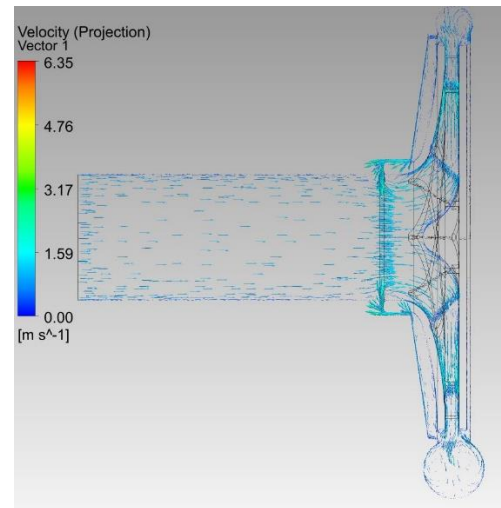
(a)



(b)



(c)



(d)

Рисунок 5.6 результати розрахунку для класичної насосної системи

ВИСНОВКИ

Основною проблемою, з якою зараз стикаються користувачі механічної підтримки кровообігу є наслідки пошкодження крові.

Чисельне моделювання і його методи дозволяють достеменно розрахувати стан крові при проході через робочу зону насосу. Властивості та хімічний склад робочих поверхонь чи їх покриття, та взаємодія з ними крові – можуть бути прораховані з дуже великою точністю.

Наступна успішна версія насосу для підтримки серця буде розроблена з участю штучного інтелекту та генераційних алгоритмів.

Раніше в прикладну механіку схожим чином прийшли комп'ютери та програмні пакети, без яких ми тепер не уявляємо розробку будь-чого складнішого за молоток. Комп'ютери і програмні пакети взяли на себе монотонну роботу складних розрахунків.

Зараз ми переживаємо період інтеграції штучного інтелекту та генераційних алгоритмів в більшість сфер людської діяльності. В тому числі і в інженерну справу

Генераційні алгоритми вже застосовуються в розробці насосів. І далі цього буде набагато більше

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. **Advancements in Durable Mechanical Circulatory Support Devices** [Електронний ресурс] // Medical Xpress. — 2024. — URL: <https://medicalxpress.com/news/2024-04-advancements-durable-mechanical-circulatory-devices.html>
2. **Sustained Superiority of the HeartMate 3 LVAD** [Електронний ресурс] // American College of Cardiology. — 2023. — URL: <https://www.acc.org/latest-in-cardiology/articles/2023/07/25/13/36/sustained-superiority-of-the-heartmate-3-lvad>
3. **Mending Broken Hearts: The Next Generation of Implantable Heart Devices** [Електронний ресурс] // Monash University. — 2024. — URL: <https://www.monash.edu/medicine/news/latest/2024-articles/mending-broken-hearts-the-next-generation-of-implantable-heart-devices>
4. **Monash to Lead Australian Revolution in Next-Generation Heart Devices** [Електронний ресурс] // Monash University. — 2024. — URL: <https://www.monash.edu/medicine/news/latest/2024-articles/monash-to-lead-australian-revolution-in-next-generation-heart-devices>
5. **Developments and Challenges in Durable Ventricular Assist Device Technology: A Comprehensive Review with a Focus on Advancements in China** [Електронний ресурс] // Journal of Cardiovascular Development and Disease. — 2024. — URL: <https://www.mdpi.com/2308-3425/11/1/29>
6. **Innovations in Cardiology: A Review of Recent Advances** [Електронний ресурс] // Journal of Cardiovascular Development and Disease. — 2024. — URL: <https://www.mdpi.com/2673-3846/5/1/8>
7. **Critical Care in Cardiology: Latest Research and Innovations** [Електронний ресурс] // Critical Care. — 2024. — URL: <https://ccforum.biomedcentral.com/articles/10.1186/s13054-024-04853-y>
8. **Intensive Care Advances in Cardiology** [Електронний ресурс] // Journal of Intensive Care. — 2024. — URL: <https://jintensivecare.biomedcentral.com/articles/10.1186/s40560-023-00710-2>
9. **Progress in Cardiovascular Devices** [Електронний ресурс] // Journal of Cardiovascular Development and Disease. — 2024. — URL: <https://www.mdpi.com/2311-5521/7/2/66>
10. Kaneshima, K. et al. **Slide Device, Mechanical Seam Rotary Device, Pump and Auxiliary Artificial Heart System.** — 2013.
11. Woodard, J. **A Rotary Blood Pump and Control System Therefor.** — 2003.
12. **ANSYS CFX-Pre User's Guide.** — Release 12.0. — 2009.
13. **ANSYS CFX Reference Guide.** — Release 12.0. — 2009.
14. **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide.** — Release 12.0. — 2009.
15. Алтинцев Є. **Числові та емпіричні дослідження статичних і динамічних характеристик відцентрового насоса для допомоги лівій шлуночковій функції серця:** дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 / Алтинцев Євгеній ; наук. кер. Корчак А.; Сілезька політехніка в Глівіцах. — Глівіце, 2014. — 108 с.