

Дніпровський державний аграрно-економічний університет  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра інжинірингу технічних систем

**Пояснювальна записка**  
до дипломної роботи  
освітнього ступеня "Магістр" на тему:  
**Чисельне моделювання двороторного трилопатевого вакуумного насоса  
доїльної установки**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МгАІ-2-24  
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Гарбар Євгеній Русланович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Лупко Кристина Олегівна

**Рецензент:** \_\_\_\_\_ Носенко Євгеній Олегович

Дніпро, 2025

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем  
Освітній ступінь: «Магістр»  
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«24» жовтня 2025 р.

**З А В Д А Н Н Я  
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Гарбару Євгенію Руслановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки

керівник роботи: Лупко Кристина Олегівна, доктор філософії

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. Строк подання студентом роботи 05.12.2025 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації сільського господарства та існуючих молочно-доїльного обладнання, зокрема вакуумних насосів. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан і напрями досліджень. 2. Аналітичні дослідження двороторного вакуумного насоса доїльної установки. 3. Методика чисельного моделювання. 4. Результати чисельного моделювання. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки. Висновки. Список використаних джерел. Додатки





Гарбар Є. Р. Чисельне моделювання двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

У роботі досліджено сучасний стан використання доїльних установок в Україні та конструкції вакуумних насосів, визначено їхній вплив на ефективність і безпеку машинного доїння. Проведено розрахунок продуктивності двороторного вакуумного насоса, досліджено геометрію ротора та запропоновано методику формування профілю зуба, включно з дугово-циклоїдальним профілем.

Методика чисельного моделювання дозволила оцінити динаміку потоків повітря, розподіл швидкостей і тисків, а також безпечність конструкції насоса. Регресійний аналіз показав вплив площі нагнітального вікна та величини вакууму на продуктивність і енергоспоживання, що дає основу для оптимізації параметрів роботи.

Економічна оцінка двороторного трилопатевого насоса показала його переваги над дволопатевою: зменшене енергоспоживання, підвищена надійність та швидка окупність. Результати роботи забезпечують комплексну оцінку ефективності вакуумного насоса та рекомендації для модернізації доїльних установок і підвищення рентабельності молочного виробництва.

**Ключові слова:** доїльні установки, вакуумний насос, двороторний насос, трилопатевий ротор, продуктивність насоса, енергоспоживання, чисельне моделювання, профіль зуба ротора, оптимізація конструкції, економічна ефективність.

**Апробація.** Гарбар Є. Р. (2025). Методика чисельного моделювання двороторного вакуумного насоса. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 218–220.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	9
1.1 Сучасний стан використання доїльних установок в Україні.....	9
1.2 Чинники, що впливають на технологічний процес машинного доїння.....	10
1.3 Аналіз конструкцій вакуумних насосів доїльних установок .....	12
1.4 Висновки з розділу .....	17
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .....	19
2.1 Розрахунок необхідної продуктивності вакуумного насоса доїльної установки.....	19
2.2 Структура та геометрія ротора вакуумного насоса .....	21
2.3 Формування профілю зуба ротора вакуумного насоса .....	23
2.4 Побудова дугово-циклоїдального профілю зуба ротора вакуумного насоса.....	29
2.5 Висновки з розділу.....	34
3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	35
3.1 Постановка задачі моделювання .....	35
3.2 Створення сітки області насоса.....	36
3.3 Визначення фізичних моделей .....	41
3.4 Візуалізація результатів чисельного моделювання.....	44
3.5 Методика статистичної обробки результатів .....	46
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ .....	48
4.1 Результати симуляції .....	48
4.2 Регресійний аналіз результатів моделювання .....	51
4.3 Висновки з розділу.....	55
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	57
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДВОРОТОРНОГО ТРИЛОПАТЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .....	60
ВИСНОВКИ .....	62
Бібліографія .....	65
Додатки .....	70

## ВСТУП

Сучасні тенденції розвитку машинобудування для агропромислового комплексу спрямовані на створення високоефективних, енергоощадних і надійних агрегатів, здатних забезпечувати стабільну роботу технологічних процесів. Одним із ключових вузлів доїльних установок є вакуумний насос, від якого залежить сталість вакууму в системі, ритмічність роботи пульсаторів та, зрештою, продуктивність і якість доїння. Традиційні пластинчасто-роторні насоси мають ряд недоліків, зокрема підвищений знос рухомих елементів, шумність та значні енергетичні витрати, що стимулює пошук альтернативних конструкцій.

Перспективним рішенням є використання двороторних трилопатевих вакуумних насосів, які працюють за принципом об'ємного витіснення газу. Такі насоси не мають клапанів і контактних поверхонь, що істотно підвищує їх довговічність, знижує витрати на технічне обслуговування та покращує енергетичні показники. Проте складність геометрії робочих органів та нестационарність процесів переміщення газу вимагають застосування сучасних методів аналізу.

Чисельне моделювання із використанням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) дає можливість детально дослідити перебіг газодинамічних процесів у робочих камерах насоса, оцінити розподіл тиску, швидкості та об'ємні втрати, виявити зони можливого перегріву або кавітації. Це дозволяє оптимізувати конструктивні параметри насосів ще на етапі проектування, скоротивши потребу в дорогих експериментальних випробуваннях.

У даній роботі розглядається чисельне моделювання процесів у двороторному трилопатевому вакуумному насосі доїльної установки. Метою дослідження є обґрунтування ефективності його конструктивно-технологічних рішень та визначення оптимальних режимів роботи для забезпечення стабільного вакууму в системі.

Задачі дослідження:

– здійснити аналіз сучасних наукових і технічних розробок у галузі створення та вдосконалення вакуумних насосів для доїльних установок, визначити основні тенденції їх розвитку та обґрунтувати актуальність;

– розробити математичні моделі, що описують процес переміщення робочого середовища в насосі, встановити залежності між конструктивними параметрами, робочими характеристиками та вакуумною продуктивністю;

– обґрунтувати вибір програмного середовища та моделей обчислювальної гідродинаміки (CFD), визначити умови та межі розрахунків, створити геометричну модель насоса, задати граничні умови та параметри для проведення чисельного експерименту;

– отримати просторові розподіли тиску, швидкостей і витрат у робочих порожнинах насоса, оцінити об'ємні втрати та ефективність роботи, провести порівняння з аналітичними розрахунками та надати рекомендації щодо оптимізації конструктивних параметрів;

– розробити заходи з безпечної експлуатації вакуумних насосів у складі доїльних установок, оцінити потенційні ризики, пов'язані з роботою обладнання, та визначити шляхи мінімізації негативного впливу на персонал і довкілля;

– виконати техніко-економічний аналіз застосування удосконаленого насоса, визначити витрати на його виготовлення та експлуатацію, оцінити економічні переваги порівняно з традиційними аналогами та спрогнозувати доцільність впровадження у виробництво.

## 1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Сучасний стан використання доїльних установок в Україні

В Україні тваринницька галузь, зокрема молочне скотарство, залишається однією з ключових сфер сільського господарства. За останні роки спостерігається поступова модернізація виробництва, що передбачає впровадження нових технологій, автоматизації та використання сучасного обладнання для підвищення продуктивності та якості молока. Одним із основних елементів цього процесу є доїльні установки.

На сьогодні в країні використовуються різні типи доїльних установок: від традиційних відцентрових та вакуумних систем до сучасних автоматизованих комплексів з контролем параметрів доїння. Найпоширенішими залишаються установки типу «Ялинка» та «Паралель», що забезпечують безпечне та ефективно доїння великої кількості корів одночасно. В окремих господарствах впроваджуються системи молочної ферми з повною автоматизацією процесу, включно з молочними роботами та автоматичним підключенням доїльних апаратів.

Використання сучасних доїльних установок забезпечує ряд переваг:

- стабільне підтримання робочого вакууму та рівня молочного потоку;
- зменшення фізичного навантаження на працівників;
- покращення санітарно-гігієнічних умов та збереження якості молока;
- контроль за станом здоров'я корів, включно з моніторингом маститу та виробництва молока.

Проте, незважаючи на позитивні тенденції, в Україні досі спостерігається значна частка старих і морально застарілих установок, особливо в невеликих фермерських господарствах. Часто вони не забезпечують належного рівня продуктивності та безпеки, а також потребують значних затрат на ремонт і обслуговування. Це обумовлює необхідність державної підтримки та

стимулювання впровадження нових технологій, а також навчання персоналу для ефективного використання сучасного обладнання.

Сучасний стан використання доїльних установок в Україні свідчить про поступову модернізацію галузі, проте для досягнення високих стандартів продуктивності та якості молока потрібне подальше впровадження автоматизованих систем і сучасних технологій управління молочними фермами.

## **1.2 Чинники, що впливають на технологічний процес машинного доїння**

Технологічний процес машинного доїння є складною інтегрованою системою, ефективність і безпека якої визначаються взаємодією багатьох чинників. Основними елементами, що впливають на цей процес, є вакуум у системі, продуктивність вакуумного насоса, робота допоміжних пристроїв, геометрія та діаметр молочної лінії, одночасна робота декількох доїльних апаратів, висота розташування обладнання та додаткові регульовальні втрати.

Вакуум у системі є ключовим чинником, який безпосередньо визначає інтенсивність та ритмічність процесу доїння, комфорт тварин і ефективність молоковіддачі. Його рівень формується та підтримується вакуумним насосом. Невідповідний вакуум може призвести до травмування вимені корів, зниження кількості молока та передчасного зношування доїльного обладнання. Продуктивність вакуумного насоса, тобто його здатність забезпечувати необхідний об'єм повітря за одиницю часу, визначає стабільність роботи всіх елементів системи – від доїльних апаратів і пульсаторів до автоматичних від'єднувачів. Недостатня продуктивність насоса може призвести до падіння вакууму під час одночасної роботи декількох апаратів, що негативно впливає на якість процесу та збільшує ризик травмування тварин.

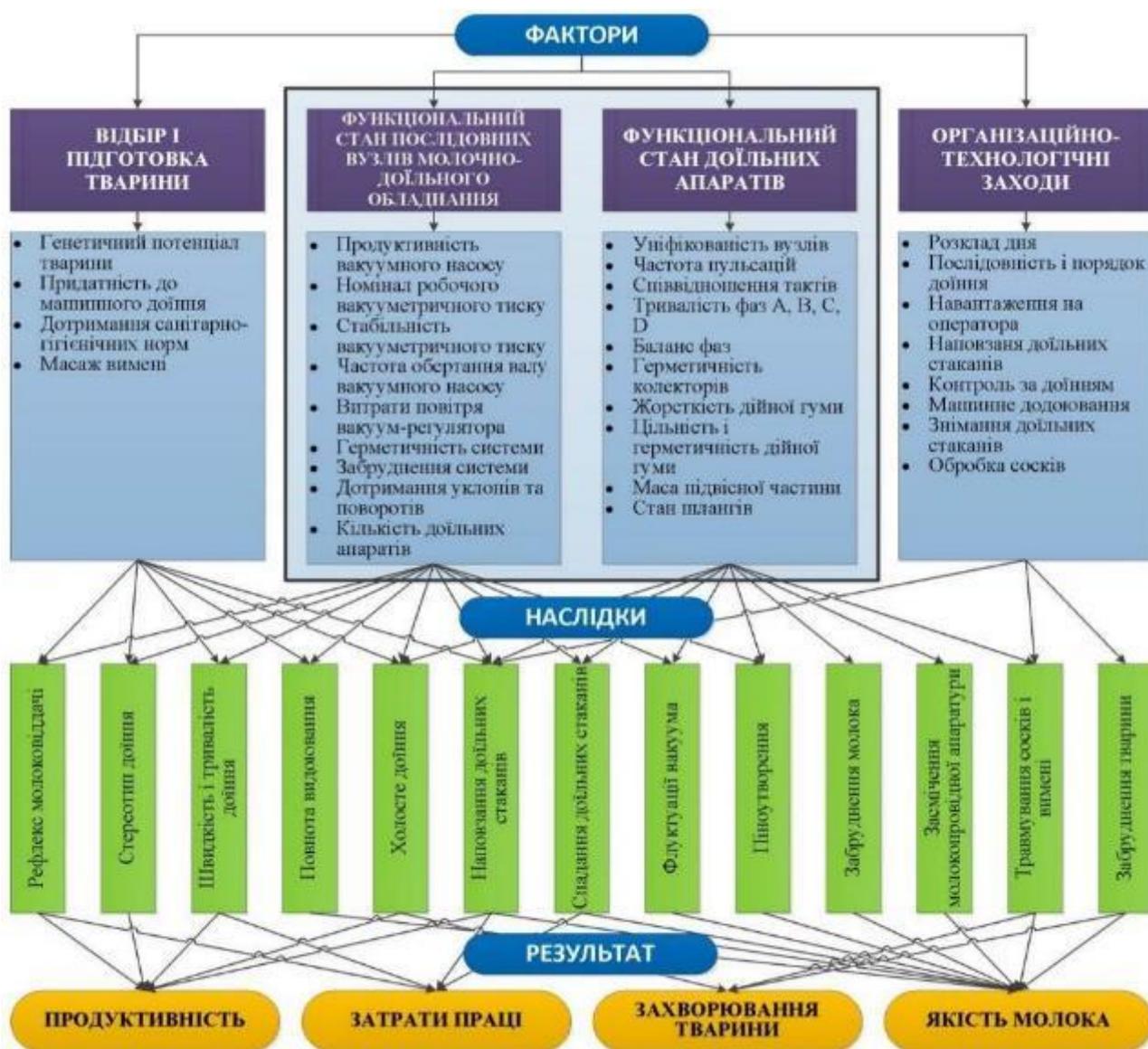


Рисунок 1.1 – Чинники, що впливають на технологічний процес машинного доїння

Допоміжні пристрої, такі як пульсатори та автоматичні клапани, забезпечують ритмічну стимуляцію вимені, і витрата повітря на їх роботу також включається в розрахунок продуктивності вакуумного насоса. Якщо ці витрати не враховані, то при одночасній роботі кількох апаратів можливе перевантаження системи, що призведе до нестабільного вакууму. Важливу роль відіграє і геометрія молочної лінії та її діаметр, оскільки вони визначають швидкість руху молока, гідравлічний опір і втрати вакууму. Збільшення діаметра труби зменшує опір руху молока, але потребує більшого об'єму повітря для підтримки стабільного вакууму.

Одночасна робота декількох доїльних апаратів також істотно впливає на витрату повітря. Чим більше апаратів працює одночасно, тим вищою стає потреба у вакуумі, що підвищує навантаження на насос. Для уникнення перевантаження та забезпечення стабільності процесу рекомендується враховувати ефективний резерв продуктивності вакуумного насоса, що включає додатковий обсяг повітря для компенсації короточасних пікових витрат. Висота розташування обладнання над рівнем моря також впливає на технологічний процес. На великих висотах атмосферний тиск знижується, що призводить до необхідності коригування продуктивності насоса для підтримки потрібного робочого вакууму.

До розрахунків також включаються втрати на підсоси, витоки у вакуумпроводах та регульовальні втрати, які визначаються стандартами ISO та інструкціями виробника обладнання. Сукупність усіх цих параметрів формує необхідну продуктивність вакуумного насоса для забезпечення безперебійного, ефективного та безпечного процесу доїння. Таким чином, вакуумний насос є не просто технічним елементом системи, а центральним компонентом, від якого залежить стабільність всіх інших факторів. Його правильний вибір та налаштування визначають не тільки ефективність доїння, а й комфорт тварин, надійність обладнання та тривалість його експлуатації.

Як наслідок, при проектуванні та експлуатації доїльних установок особлива увага приділяється розрахунку та підбору вакуумного насоса, враховуючи всі фактори, що впливають на технологічний процес машинного доїння. Це дозволяє забезпечити оптимальні умови роботи системи, підвищити продуктивність та зменшити ризики для здоров'я тварин.

### **1.3 Аналіз конструкцій вакуумних насосів доїльних установок**

Вакуумні насоси є ключовими компонентами доїльних установок, оскільки вони формують і підтримують необхідний рівень вакууму, що забезпечує ефективне та безпечне відділення молока від вимені корови. Вони безпосередньо впливають на продуктивність доїння, комфорт тварин та надійність роботи

доїльної системи. На сучасному ринку застосовуються кілька основних типів вакуумних насосів: ротаційні пластинчасті, водокільцеві та двороторні (Рутса), кожен з яких має специфічні конструктивні особливості, переваги та обмеження.

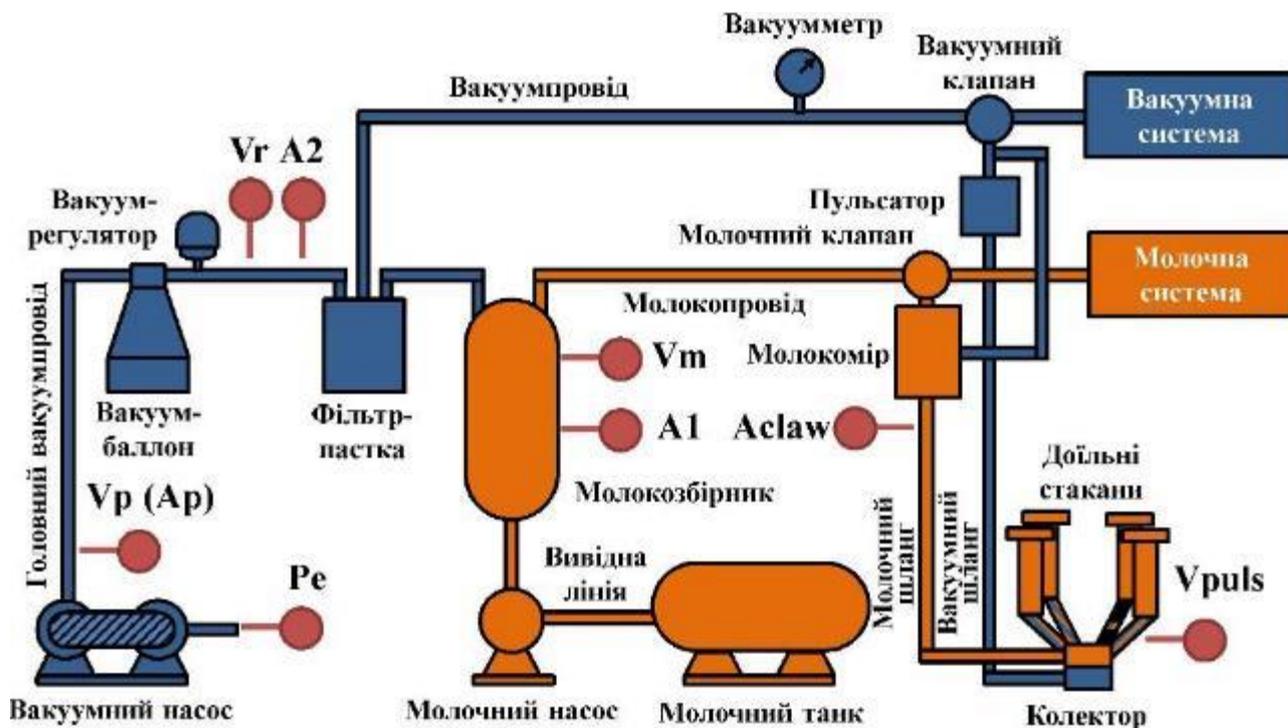


Рисунок 1.2 – Схема доїльної установки

*Ротаційні пластинчасті вакуумні насоси* відзначаються високим коефіцієнтом корисної дії (К.К.Д.) – 0,80–0,90, що враховує гідравлічні, об'ємні та механічні втрати. Їхній коефіцієнт подачі складає 0,3–0,4, а питома енергоємність при робочому вакуумі – 0,06–0,08 кВт·год/м<sup>3</sup>, що робить їх енергоефективними. Завдяки простій конструкції та відносній компактності вони легко інтегруються у доїльні установки невеликих і середніх ферм. Водночас, низький коефіцієнт подачі обмежує продуктивність насосів, а їх чутливість до перепадів навантаження може призводити до коливань вакууму, що негативно впливає на комфорт тварин під час доїння.

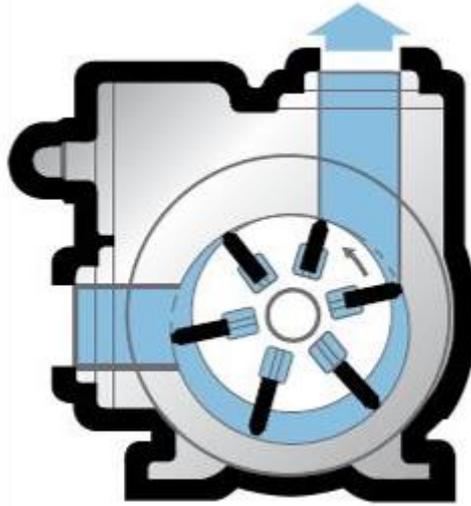


Рисунок 1.3 – Схема ротаційного пластинчастого вакуумного насоса

*Водокільцеві вакуумні насоси* мають більш складну конструкцію і значно нижчий К.К.Д. – 0,48–0,52. Водночас їх коефіцієнт подачі коливається в діапазоні 0,4–0,7, що дозволяє ефективно працювати у системах з високими витоками повітря або нестабільним навантаженням. Питома енергоємність водокільцевих насосів значно вища – 0,33–1,22 кВт·год/м<sup>3</sup>.

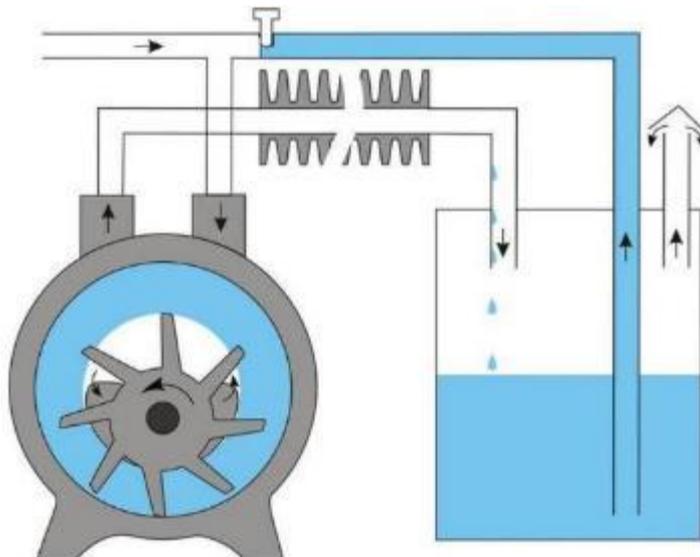


Рисунок 1.5 – Схема водокільцевого вакуумного насоса

Головними перевагами є здатність до тривалої безперервної роботи, надійність у складних умовах експлуатації та стійкість до вологості й конденсату. Проте водокільцеві насоси займають більше місця, потребують регулярного технічного обслуговування та характеризуються більш високими витратами електроенергії.

Двуроторні (Рутса) вакуумні насоси об'єднують переваги двох попередніх типів: К.К.Д. становить 0,70–0,80, а коефіцієнт подачі – 0,6–0,8. Питома енергоємність – 0,64–0,82 кВт·год/м<sup>3</sup>, що робить їх економічно вигідними при середньому рівні споживання енергії. Конструкція Рутсового насоса передбачає два синхронно обертових ротори, що забезпечує стабільний вакуум навіть при одночасній роботі декількох доїльних апаратів. Це особливо важливо для великих ферм і автоматизованих доїльних систем, де потрібно поєднувати продуктивність і надійність. Рутсові насоси також демонструють високу стійкість до перепадів навантаження і можуть ефективно працювати на середніх і високих висотах над рівнем моря.

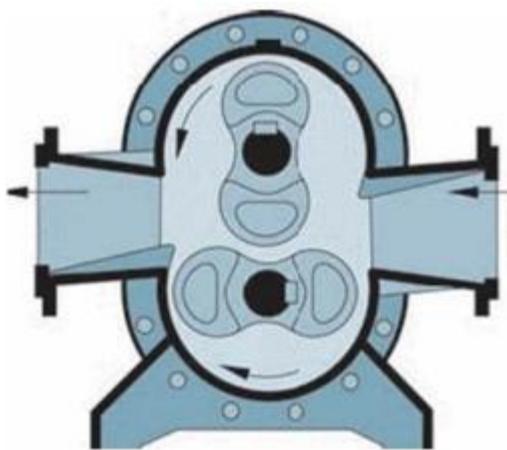


Рисунок 1.6 – Схема двуроторного вакуумного насоса

*Порівняльний аналіз конструкцій:*

- *Енергоефективність:* Ротаційні пластинчасті насоси мають найменшу питому енергоємність, що робить їх економічно вигідними для малих і середніх ферм.

- *Надійність та універсальність:* Водокільцеві насоси найбільш стійкі до перевантажень і екстремальних умов, але споживають більше енергії.
- *Стабільність вакууму та продуктивність:* Двороторні насоси забезпечують оптимальний баланс між К.К.Д., питомою енергоємністю та коефіцієнтом подачі, що робить їх універсальними для сучасних доїльних установок.

Вибір вакуумного насоса залежить від багатьох факторів: кількості доїльних апаратів, об'єму господарства, висоти розташування ферми, необхідного рівня вакууму та економічних показників експлуатації. У сучасних умовах перевагу надають двороторним (Рутса) насосам, оскільки вони забезпечують стабільну роботу системи, високу продуктивність і надійність, що особливо важливо при автоматизації доїння і збільшенні масштабів виробництва.

Найбільше поширення у вакуумній та компресорній техніці отримали машини з роторами, профіль яких виконаний у формі «вісімки» (рис. 1.7, а). Значно рідше застосовуються конструкції з трилопатеvim (рис. 1.7, б) та чотирилопатеvim (рис. 1.7, в) профілями ротора.

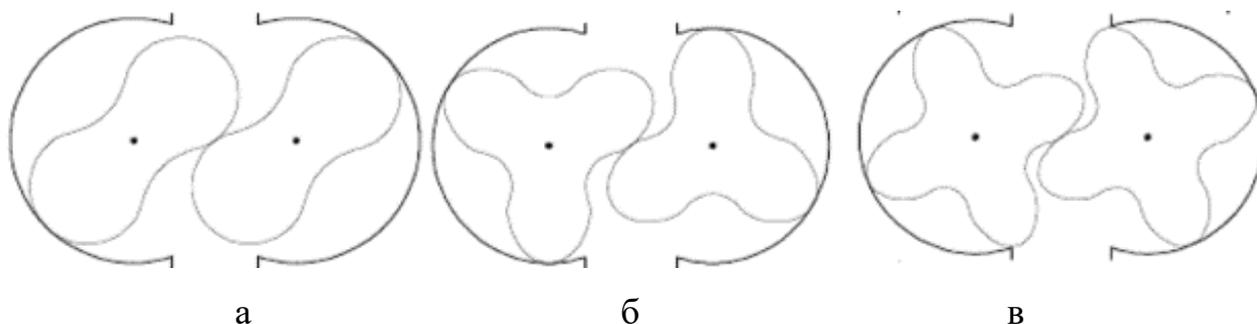


Рисунок 1.7 – Профілі роторів двороторних вакуумних насосів

Ротори з профілем «вісімки» забезпечують оптимальне співвідношення продуктивності та стабільності вакууму, що робить їх найбільш універсальними для доїльних установок і промислових компресорів. Трилопатеvim та чотирилопатеvim ротори застосовуються у спеціалізованих випадках, коли потрібна більша герметичність, зменшені пульсації потоку або підвищена продуктивність

при обмежених габаритах. Вибір конструкції ротора впливає на ефективність машини, рівень шуму, знос елементів та енергоспоживання, тому при проектуванні вакуумного насоса доїльної установки враховуються як технологічні, так і експлуатаційні фактори.

Таким чином, аналіз конструкцій вакуумних насосів свідчить про те, що ефективність та безпека технологічного процесу машинного доїння безпосередньо залежать від правильного вибору типу насоса та його відповідності конкретним умовам експлуатації. Вакуумний насос є критично важливим елементом доїльної установки, оскільки від його стабільної роботи залежить не лише продуктивність доїння, а й здоров'я та комфорт тварин, енергоефективність системи та термін служби всього обладнання.

#### **1.4 Висновки з розділу**

1. Сучасний стан використання доїльних установок в Україні свідчить про поступову модернізацію молочної галузі та впровадження автоматизованих технологій, що підвищують продуктивність, якість молока та санітарно-гігієнічні умови, проте значна частка застарілого обладнання вимагає оновлення. Ефективність і безпечність машинного доїння визначаються взаємодією багатьох чинників, серед яких ключовим є вакуумний насос, який формує та підтримує необхідний вакуум, стабілізує роботу доїльних апаратів і допоміжних пристроїв, забезпечує ритмічність процесу та комфорт тварин. Отже, для досягнення високих стандартів продуктивності та безпеки критично важливе правильне проектування, підбір і експлуатація вакуумного насоса як центрального елемента системи.

2. Аналіз конструкцій вакуумних насосів доїльних установок показує, що правильний вибір типу насоса та його конструктивних особливостей є критично важливим для забезпечення ефективного та безпечного технологічного процесу машинного доїння. Ротаційні пластинчасті насоси відзначаються високою енергоефективністю та компактністю, що робить їх оптимальними для малих і

середніх ферм, проте вони обмежені щодо продуктивності та чутливі до коливань навантаження. Водокільцеві насоси забезпечують надійну та стабільну роботу навіть при високих витоках повітря та складних умовах експлуатації, але характеризуються більш високою питомою енергоємністю та потребують більше місця та регулярного обслуговування. Двороторні (Рутса) насоси поєднують переваги попередніх типів, забезпечуючи високий коефіцієнт подачі, стабільний вакуум і оптимальну енергоефективність, що робить їх універсальними для сучасних доїльних систем, особливо в умовах автоматизації та великого числа одночасно працюючих апаратів. Конструкція ротора, зокрема профіль «вісімки», трилопатевий або чотирилопатевий, визначає баланс між продуктивністю, стабільністю вакууму, герметичністю, пульсаціями потоку та енергоспоживанням. Таким чином, вибір відповідного типу вакуумного насоса та конструкції ротора безпосередньо впливає на продуктивність доїння, комфорт і здоров'я тварин, надійність обладнання та енергоефективність системи в цілому.

## 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

### 2.1 Розрахунок необхідної продуктивності вакуумного насоса доїльної установки

Розрахункова продуктивність вакуумного насоса повинна відповідати вимогам до процесів доїння та миття обладнання. При цьому враховується весь обсяг повітря, що споживається допоміжними пристроями, які функціонують як у безперервному, так і в періодичному режимі.

Насамперед визначається витрата повітря, необхідна для роботи обладнання, яке працює постійно, а також того, що споживає повітря під час доїння і миття. До цієї категорії відносяться пульсатори, вакуумні молочні насоси, канали відведення повітря тощо. Доїльні апарати та пульсатори приймаються як обладнання безперервної дії.

Додатково потрібно перевірити витрату повітря для приладів, що працюють лише протягом коротких проміжків часу. Після цього підсумовуються значення ефективного резерву разом із витратою повітря на доїння, а також об'єми, потрібні для миття та для доїння. До уваги береться найбільше значення з отриманих результатів.

Далі додається 10 л/хв для компенсації втрат, а також по 2 л/хв на кожен доїльний апарат для врахування підсмоктування повітря в молочну систему, згідно з відповідними пунктами нормативів. Також додається кількість повітря, що надходить у систему з інших джерел.

До розрахунків включаються значення витоків у вакуумпроводах, які визначаються за ISO 6690:2007, а також втрати на регулювання, зазначені в інструкції користувача або визначені окремо. Крім того, обчислюється зниження рівня вакууму в основному вакуумпроводі відповідно до додатку Б, і отримане значення додається до необхідного робочого вакууму установки.

Сукупні параметри витрати повітря є ключовими для вибору вакуумного насоса.

Якщо робочий вакуум не дорівнює 50 кПа або ж висота місцевості перевищує 300 м над рівнем моря, застосовується коригувальний коефіцієнт  $N$ , який множиться на розраховане значення витрати повітря.

*Вихідні дані:*

– доїльна установка типу «Ялинка» з 12 апаратами, під'єднаними послідовно, оснащена автоматичними від'єднувачами комплектів доїльних стаканів та автоматичними клапанами; висота розташування обладнання – 1300 м над рівнем моря;

– використовується одна доїльна установка;

– робочий вакуум становить 44 кПа;

– діаметр молочної лінії – 48,5 мм;

– витрата повітря одним пульсатором – 25 л/хв;

– витрата повітря через комплект стаканів – 10 л/хв;

– максимальна витрата повітря через автоматичний від'єднувач – 50 л/хв.

*Розрахункова частина:*

Ефективний резерв продуктивності для доїння обчислюється як:  $500 + [(12 - 10) \times 10] = 520$  л/хв.

За формулою (А.1) та при вакуумі 44 кПа, витрата повітря для миття при діаметрі молочної лінії 48,5 мм дорівнює 498 л/хв. Оскільки установка знаходиться на висоті 1300 м, необхідна корекція через зниження атмосферного тиску.

Атмосферний тиск на цій висоті складає 85 кПа. Отримують інтерполяційне значення 886 л/хв. Кориговане значення витрати для миття розраховується за формулою:

$$q_{\text{clean}} = 886 \times (85 - 44) / 85 = 427 \text{ л/хв.}$$

При одночасній роботі декількох автоматичних від'єднувачів або молоковимірників витрата повітря може перевищити ефективний резерв. Для уникнення перевантаження рекомендується одночасне підключення не більше

двох автоматичних пристроїв, які споживають 100 л/хв, що менше від резерву, тому їх можна не враховувати.

Повітря, яке споживають доїльні апарати, визначається як:  
 $12 \times (10 + 25) = 420$  л/хв.

Таким чином, загальна витрата повітря:

– під час доїння:  $520 + 420 = 940$  л/хв;

– під час миття:  $427 + 420 = 847$  л/хв.

Оскільки під час доїння витрата більша, саме це значення використовується для розрахунку параметрів насоса.

Додатково враховуються втрати на підсоси:  $10 + (2 \times 12) = 34$  л/хв.

Разом:  $940 + 34 = 974$  л/хв.

Регульовальні втрати приймаються на рівні 10 % від ручного резерву:

– ручний резерв =  $520 \times 100 / (100 - 10) = 578$  л/хв;

– втрати на регулювання =  $578 \times 0,1 = 58$  л/хв;

– сумарна витрата =  $974 + 58 = 1032$  л/хв.

Витоки у вакуумпроводі приймаються 5 % від продуктивності насоса:

– втрати =  $1032 \times 5 / (100 - 5) = 54$  л/хв;

– загальна потреба =  $1032 + 54 = 1086$  л/хв.

Додатково враховується зниження тиску у вакуумпроводі на 3 кПа. Тоді розрахунковий вакуум у насосі становить:  $44 + 3 = 47$  кПа.

При висоті 1300 м і вакуумі 47 кПа застосовується поправочний коефіцієнт  $H = 1,16$ . Отже, номінальна продуктивність насоса дорівнює:  $1086 \times 1,16 = 1260$  л/хв.

Для забезпечення стабільної роботи доїльної установки мінімальна номінальна продуктивність вакуумного насоса повинна складати не менше 1260 л/хв.

## 2.2 Структура та геометрія ротора вакуумного насоса

На рис. 1 представлено конструкцію вакуумного насоса, розроблену в цій роботі. Він складається з двох роторів – ротора 1 і ротора 2. Відношення

кутових швидкостей між ними дорівнює 1. У практичних застосуваннях це передаточне число забезпечується парою однакових зубчастих коліс, установлених на валах обох роторів (див. рис. 2.1). Зазвичай ротори мають два або три зубці (лопати), причому їхні поперечні профілі є однаковими.

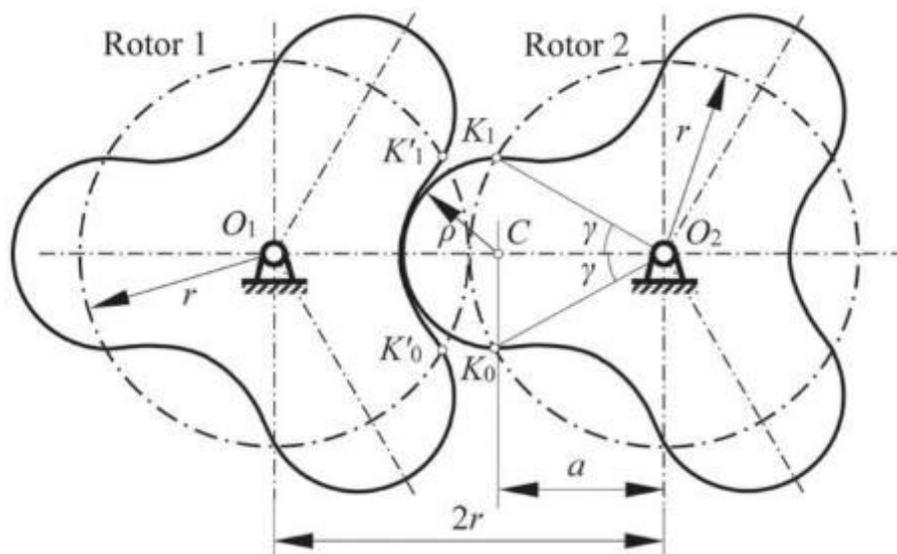


Рисунок 2.1 – Конструкція двороторного трилопатевого вакуумного насоса

Загальний профіль зубця ротора формується двома типами кривих:

- кривою головки зубця (addendum), наприклад, кривою, показаною на рис. 2.1, яка являє собою дугу кола з радіусом  $r$ , центром якої є точка  $C$ ;
- кривою ніжки зубця (dedendum), наприклад, кривою, яка є еквідистантною до вкороченої епіциклоїди, що зазвичай визначається рівнянням зачеплення.

Кут головки зубця для ротора з двома лопатями дорівнює  $90^\circ$ , а для ротора з трьома лопатями  $60^\circ$ . Відповідно, кут (див. рис. 2.1) становить  $\gamma$  та для дво- і трилопатевого роторів. У цій роботі розглядаються лише трилопатеві ротори, однак запропонований метод може бути поширений і на випадок дволопатевого.

Із наведеного опису випливає, що ключовим етапом відтворення повного профілю ротора є побудова кривої ніжки зубця. Згідно з літературними даними, у більшості випадків цю криву отримували традиційним методом, заснованим

на геометрії зубчастих коліс. Такий підхід передбачає введення координатних систем, використання матриць перетворень і рівняння зачеплення.

Щоб спростити виведення та запропонувати більш ефективний і наочний спосіб формування цієї кривої, у даній роботі застосовано принцип, за яким плоскі криві можуть генеруватися плоскими механізмами. На основі цього підходу запропоновано альтернативний метод побудови кривої, що базується на віртуальному механізмі, асоційованому з групою Assur.

### **2.3 Формування профілю зуба ротора вакуумного насоса**

*Рівняння зачеплення на основі принципу інверсії.* Як показано на рис. 2.1, під час спільної роботи двох роторів крива головки зубця (addendum) ротора 2 входить у зачеплення з кривою ніжки зубця (dedendum) ротора 1 і навпаки. Ротори завжди обертаються у протилежних напрямках, оскільки вони синхронізуються парою зубчастих коліс із передаточним числом 1. Тобто, коли ротор 1 обертається навколо осі на кут за годинниковою стрілкою, ротор 2 відповідно здійснює обертання навколо своєї осі на той самий кут, але проти годинникової стрілки.

Згідно з принципом інверсії, цей робочий процес еквівалентний процесу, наведеному на рис. 2.2: ротор 1 вважається нерухомим, а центральна точка ротора 2 обертається навколо точки на кут проти годинникової стрілки, і одночасно сам ротор 2 здійснює обертання навколо своєї осі на той самий кут у тому ж напрямку. Такий процес відображає зачеплення між двома роторами в оберненій формі.

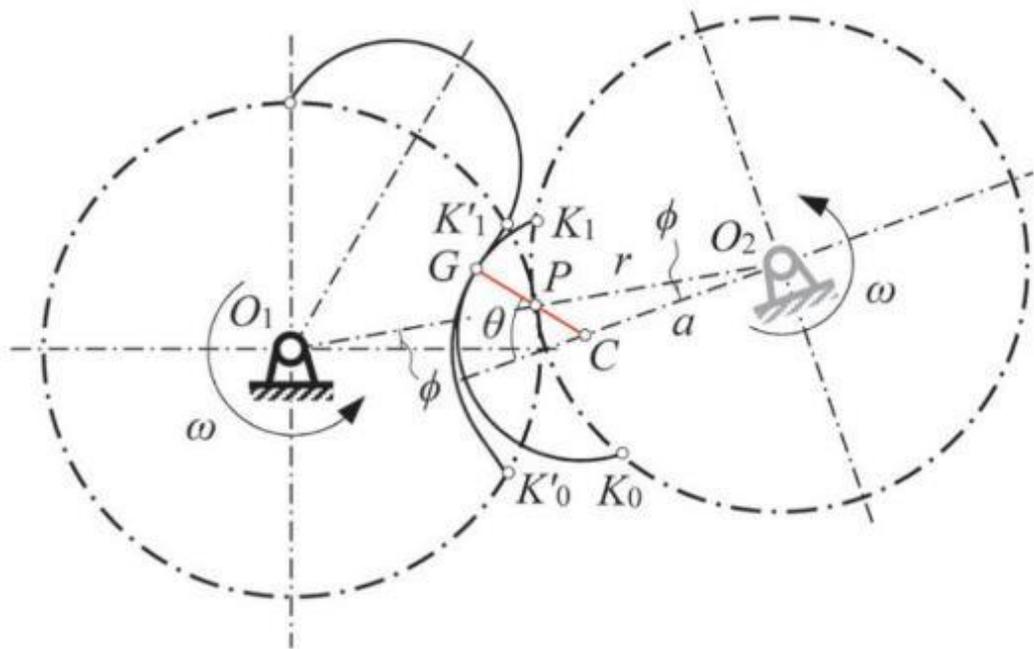


Рисунок 2.2 – Принцип інверсії для побудови кривої

Таким чином, якщо крива головки зубця ротора 2 є дугою кола з радіусом  $\rho$ , центр якого розташований у точці  $C$ , то обернений процес дозволяє згенерувати криву ніжки зубця ротора 1.

Посилаючись на рисунок 3, можна побачити, що точка  $G$  є миттєвою точкою контакту між двома роторами в поточній конфігурації, вона розташована на дуговій лінії кола  $K_0K_1$ ; точка  $P$  є миттєвим центром обертання, а точка  $C$  – центром дуги  $K_0K_1$ . У цьому випадку нормаль у точці  $G$ , яка перпендикулярна до дотичної аддендум-кривої (тобто дуги кола  $K_0K_1$ ), повинна проходити одночасно через точки  $P$  і  $C$ . Оскільки крива  $K_0K_1$  є дугою кола з центром у точці  $C$ , можна стверджувати, що в будь-якій конфігурації робочого процесу точки  $G$ ,  $P$  і  $C$  завжди лежать на одній прямій.

Крім того, як показано на рисунку 3, відповідно до закону синусів у трикутнику  $\Delta CO_2P$  маємо:

$$\frac{a}{\sin(\theta - \phi)} = \frac{r}{\sin(180^\circ - \theta)} \quad (2.1)$$

Цей вираз може бути спрощений і перетворений у вигляді функції змінних  $\theta$  і  $\phi$ , що дає:

$$f(\theta, \phi) = r \sin(\theta - \phi) - a \sin \theta = 0 \quad (2.2)$$

Виявлено, що рівняння (2.2) повністю збігається з рівнянням зачеплення роторів Рутса, представленим у роботі Літвіна, яке було отримано шляхом побудови систем координат та складних математичних виведень, що ґрунтуються на геометрії зубчастих передач. Таким чином, наведене вище виведення рівняння (2.2) на основі принципу інверсії не лише демонструє ефективний та інтуїтивно зрозумілий підхід для встановлення рівняння зачеплення ротора Рутса, але й підтверджує правильність методу віртуального механізму, представленого в цій роботі.

*Еквівалентність функцій та віртуальний кінематичний механізм.* Оскільки точка  $G$  є миттєвою точкою контакту між двома роторами, вона належить як до кривої виступу  $K_0K_1$  в роторі 2, так і до кривої западини  $K'_0K'_1$  в роторі 1. Якщо згаданий обернений процес продовжується при куті повороту  $\phi$  в межах діапазону  $[-\gamma, \gamma]$  (тут,  $\gamma = 30^\circ$  для ротора з трьома виступами), то траєкторія точки  $G$ , відтворена на роторі 1, безпосередньо формує криву западини  $K'_0K'_1$ . Ретельно спостерігаючи й аналізуючи описаний обернений процес, можна встановити, що точка  $O_2$  обертається навколо точки з постійним радіусом довжини  $2r$ , точка  $C$  обертається навколо точки з постійним радіусом довжини  $a$ , а відрізок  $CG$  довжиною  $r$  обертається навколо точки  $C$ , проходячи через точку  $P$ , яка є серединою відрізка  $O_1O_2$ . Якщо віртуально розмістити обертові шарніри в точках  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $C$  та  $P$  (де  $O_1$  є нерухомою опорою), поступальний шарнір у точці  $P$ , а відрізки  $O_1O_2$ ,  $O_2C$  та  $CG$  замінити жорсткими ланками, то отримаємо кінематичний механізм, зображений на рисунку 2.3.

Оскільки цей механізм побудовано в довільній конфігурації з точкою  $G$ , його траєкторія відтворює криву западини ротора 1. Порівнюючи з оберненим процесом, наведеним на рисунку 2.2, бачимо, що цей механізм має еквівалентну функцію ротора 2 для формування профілю зубця. Таким чином, цей механізм називається віртуальним кінематичним механізмом, який можна умовно використати для відтворення заданого профілю зубця.

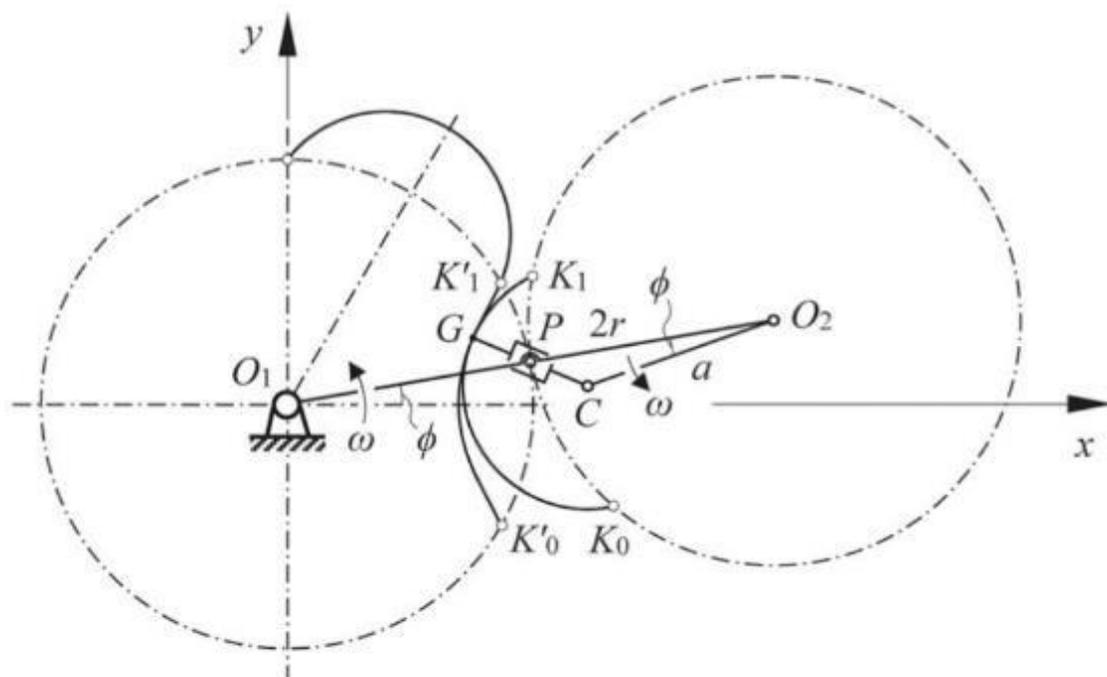


Рисунок 2.3 – Еквівалентний віртуальний кінематичний механізм для формування кривої

Декомпозиція кінематичного механізму на основі груп Assur та обчислення кривої дідендума. Аналіз багатопружинного механізму є складним, якщо намагатися розв'язати його як єдину систему, але завдання значно спрощується, якщо механізм розкласти на декілька елементарних груп Assur. Існують різні групи Assur, такі як Link-група, RRR-група та RPR-група, де R означає обертальний шарнір, а P – призматичний шарнір. Формули та відповідні програмні підрутини для елементарних груп Assur можна знайти у Ye та ін.

Згідно з групами Assur, віртуальний механізм, показаний на рисунку 2.3, може бути розкладений на дві Link-групи та одну RPR-групу, як показано на рисунку 2.4. Одна Link-група обертається навколо нерухомої точки  $O_1$ , а інша – навколо плаваючої точки  $O_2$ . Після визначення конфігурацій ланок  $O_1O_2$  і  $O_2C$ , положення точки  $G$  може бути обчислене з RPR-групи, що дає координати для побудови кривої дідендума.

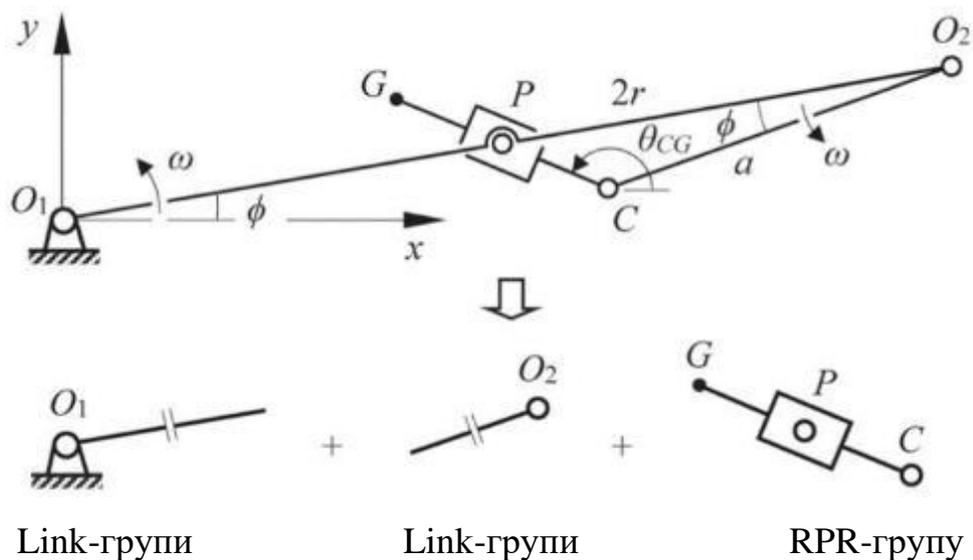


Рисунок 2.4 – Декомпозиція віртуального механізму та груп Assur

На основі груп Assur, показаних на рисунку 2.4, використовуючи алгоритм, який пов'язаний із підпрограмами для груп Assur, можна визначити положення точки  $G$  через вхідний кут.

Для алгоритму визначено три структурні параметри  $r$ ,  $a$  та  $\phi$ , а змінною є кут  $\phi$ . Довжина ланки  $O_1O_2$  дорівнює  $2r$ , при цьому точка  $P$  є серединою ланки, довжина ланки  $O_2C$  дорівнює  $a$ , а довжина ланки  $CG$  дорівнює  $r$ . Система координат встановлюється в точці  $O_1$ , де вісь  $x$  спрямована горизонтально праворуч, а вісь  $y$  – вертикально вгору.

Після отримання положення точки  $O_2$  визначається положення точки  $C$ . Потім, підставляючи координати точок  $C$  і  $P$  та викликаючи підпрограму RPR, обчислюється кут між ланкою  $CG$  та віссю  $x$ , який позначається як  $\theta_{CG}$ . Використовуючи положення точки  $C$  та кут  $\dots$ , рядок 8 за допомогою підпрограми Link обчислює координати точки  $G$ . Далі алгоритм збирає координати точки  $G$  для побудови кривої  $K'_0K'_1$ .

На основі символічних обчислень програма за наведеним алгоритмом дає явне визначення положення точки  $G$  як

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2c\phi & -c2\phi \\ 2s\phi & -s2\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ a \end{bmatrix} + \rho \begin{bmatrix} c(\theta - 2\phi) \\ s(\theta - 2\phi) \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

З параметрами структури та кутами  $\theta$  і  $\phi$ , що задовольняють  $r \sin(\theta - \phi) - a \sin \theta = 0$ . У рівнянні (2.3)  $s$  і  $c$  відповідно позначають функції синуса та косинуса.

Присвоївши  $r = 40$  мм,  $a = 32$  мм і  $\rho = \sqrt{r^2 + a^2} - 2ra \cos 30^\circ = 20,17$  мм та задавши значення кута  $\phi$  у межах  $[-30^\circ; 30^\circ]$ , надалі реалізовано чисельний приклад для демонстрації достовірності запропонованого методу віртуальної ланки. На рисунку 2.5 показано криву дедендому  $K'_0K'_1$ , згенеровану за допомогою методу віртуальної ланки, асоційованого з групами Assur. Додавши криву аддендому, яка є дугою кола радіусом  $\rho$ , центрованою на колі радіусом  $a$  навколо точки  $O_1$ , і рівномірно розподіливши криві дедендому та аддендому навколо точки  $O_1$ , отримано завершений профіль зуба ротора Roots, як показано на рисунку 2.5.

Крім того, змінюючи коефіцієнт  $a/r$  відповідно до 0,9670 для усунення кривих із сингулярностями, можна отримати різні профілі зубів за допомогою запропонованого методу віртуальних ланок, як проілюстровано на рисунку 2.6, що надає альтернативи для різних застосувань.

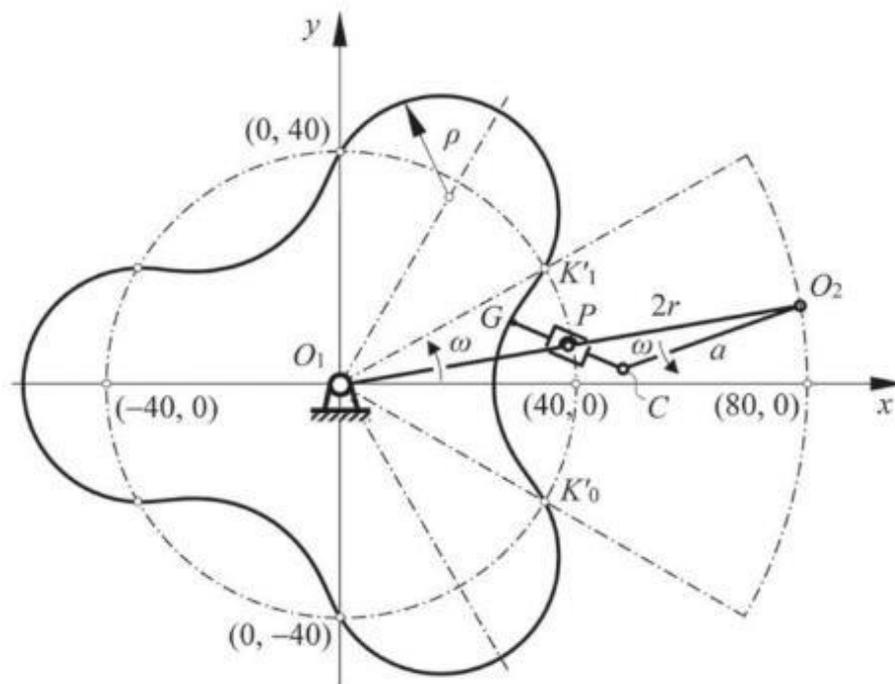


Рисунок 2.5 – Генерація кривої дедендому  $K'_0K'_1$  за допомогою віртуальної ланки

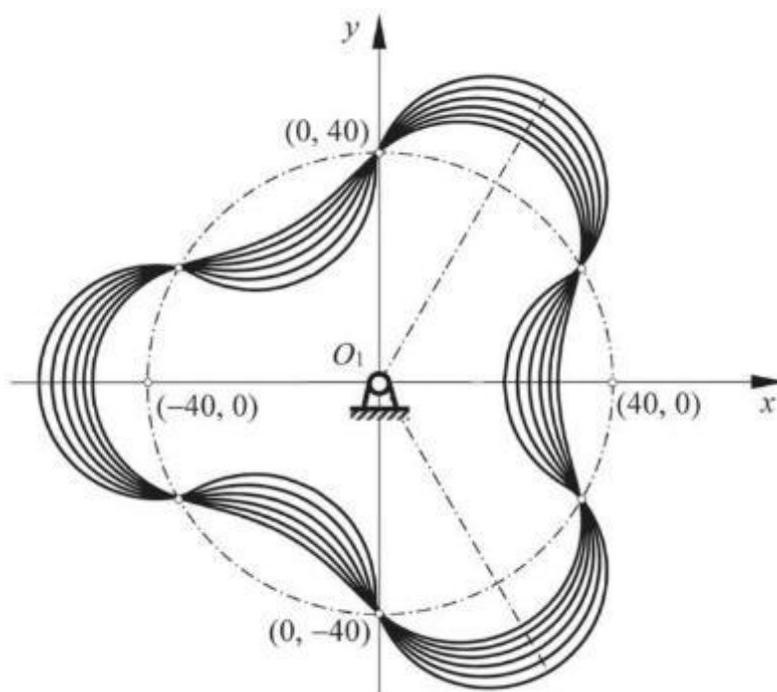


Рисунок 2.6 – Профілі зубів ротора з різними коефіцієнтами  $a/r$

#### 2.4 Побудова дугово-циклоїдального профілю зуба ротора вакуумного насоса

На рисунку 2.7 наведено поперечні профілі пари дугово-циклоїдальних роторів. Профілі обох роторів ідентичні. У кожному роторі крива зуба по дну, наприклад, крива  $FG$  у роторі 2, є дугою кола з центром у контрольному колі радіуса  $r$ , а крива зуба по верху, наприклад, крива  $AD$  у роторі 1, складається з трьох сегментів: циклоїдальної бокової поверхні  $AB$ , дуги вершини зуба  $BC$  із центром у точці  $E$  на контрольному колі радіуса  $r$  та іншої циклоїдальної бокової поверхні  $CD$ . Дві циклоїдальні бокові поверхні  $AB$  і  $CD$  симетричні відносно лінії  $O_1E$ . Для ротора з трьома лопатями кут, утворений кінцевими точками кривої зуба по верху та центром ротора, наприклад,  $AO_1D$ , дорівнює  $60^\circ$ , а кут, утворений кінцевими точками кривої зуба по дну та центром ротора, наприклад,  $FO_2G$ , дорівнює  $60^\circ$ . Радіус  $\rho$  опуклих і увігнутих дуг визначається конструктивними параметрами як  $\rho = r\sqrt{2(1 - \cos 30^\circ)}$ .

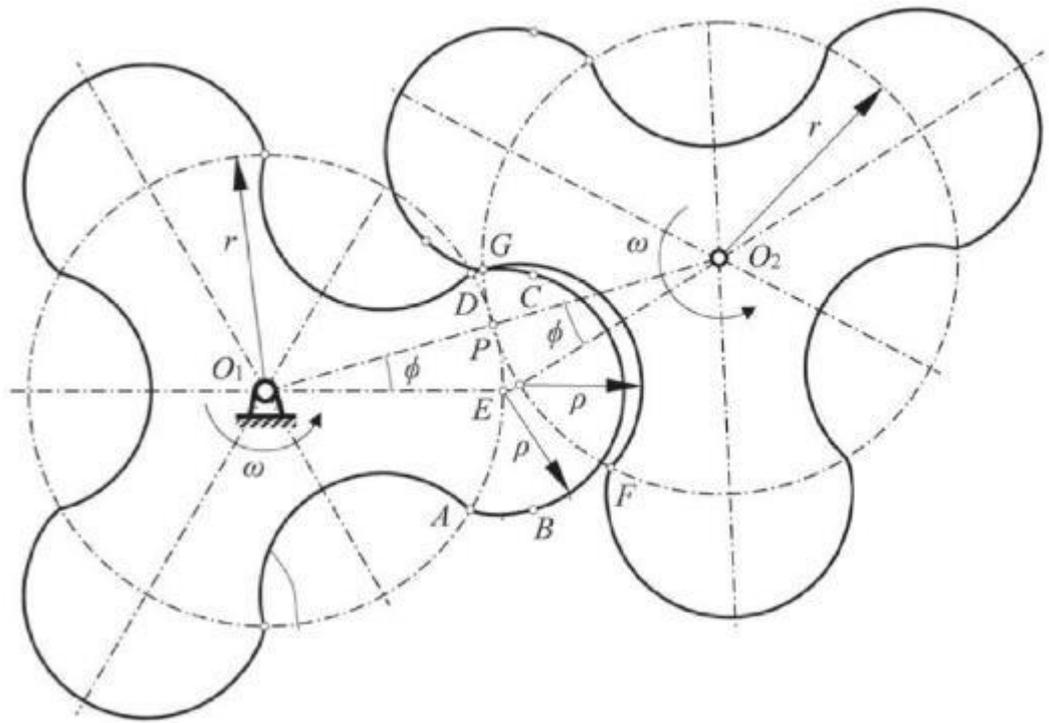


Рисунок 2.7 – Геометрія дугово-циклоїдального профілю та циклоїдальна крива DC у процесі зачеплення

У цьому типі ротора дві дуги кола, а саме коренева дуга та торцева дуга, можуть бути побудовані безпосередньо; для отримання повного профілю зуба необхідно знайти ефективний метод побудови циклоїдальних бокових поверхонь. Беручи циклоїдальну бічну поверхню CD на Рисунку 8 як приклад, застосовують принцип інверсії для дослідження кривої в процесі зачеплення. Припустимо, що ротор 1 зафіксований, і обертаємо  $O_1O_2$  навколо  $O_1$  на кут  $\phi$ , одночасно обертаючи сам ротор 2 навколо  $O_2$  на той же кут  $\phi$ , як показано на рисунку 2.7. Можна помітити, що під час процесу зачеплення циклоїдна крива CD постійно контактує з кінцевою точкою G дуги FG. Це означає, що проведення траєкторії точки G ротора 2 на поперечній площині ротора 1 дасть циклоїдальну криву CD для ротора 1. Оскільки довжини та є постійними, зазначений процес можна еквівалентно реалізувати за допомогою віртуального механізму  $2r$ , як показано на рисунку 2.8, де є

фіксованим обертовим шарніром, а  $O_1$  – плаваючим обертовим шарніром, який з'єднує два послідовних ланки  $O_1O_2$  та  $O_2G$ .

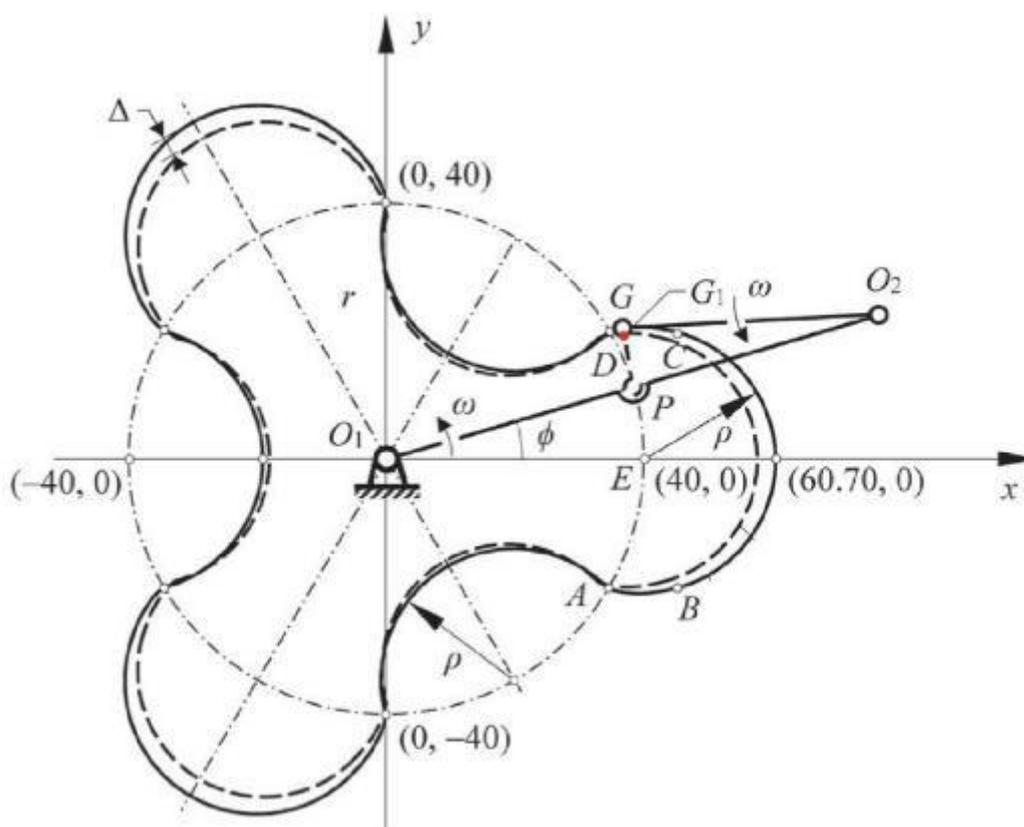


Рисунок 2.8 – Побудова циклоїдальної кривої за допомогою еквівалентного віртуального механізму

Відповідно до групи Assur, еквівалентний віртуальний  $2r$ -механізм, показаний на рисунку 2.8, може бути розкладений на дві групи ланок. Слід зазначити, що віртуальний  $2r$ -механізм здатний створювати циклоїдальний профіль для теоретичної форми зуба, позначеної товстою суцільною лінією на рисунку 2.8; проте у практичних випадках, щоб уникнути взаємного заїдання роторів і забезпечити плавний оберт, існує невеликий зазор між теоретичним і практичним профілем (див. рисунок 2.8). Тому для кожної теоретичної точки  $G$  існує відповідна практична точка  $G_1$ , і для визначення положення цієї точки традиційно потрібно застосовувати метод геометрії зубчастих коліс; проте за допомогою методу віртуального механізму це можна досягти шляхом введення

увної RRR-групи, що складається з трьох шарнірів Р, та G. Використовуючи підпрограми для груп Assur, можна скласти алгоритм для генерації теоретичних та практичних циклоїдальних боків зуба.

Символьне обчислення зазначеної програми дає неявний вираз циклоїдальної кривої CD у вигляді:

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \cos (5\pi/6 + 2\phi) \\ \sin \phi & \sin (5\pi/6 + 2\phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2r \\ r \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

з кутиками  $\phi$ , що задовольняють  $0 < \phi < \pi/6$ .

Після отримання кривих CD та C`D`, їхнє відображення відносно осі x дає криві AB та A`B`. Потім за допомогою запропонованого методу віртуального механізму реалізується чисельний приклад ротора з аркциклоїдальним профілем зуба, результати якого показані на рисунку 2.8. Радіус опорного кола у прикладі дорівнює  $r = 40$  мм, так що радіус верхньої і кореневої дуг становить  $\rho = r\sqrt{2(1 - \cos 30^\circ)} = 20.70$  мм; для наочності зазор встановлено як 2,5 мм.

*Ротор з дугоподібним евольвентим профілем зуба.* Метод віртуального механізму також може застосовуватися для побудови зубчастого профілю з дугоподібним евольвентим боком.

Завдяки плавності передачі та відпрацьованому процесу виготовлення дугоподібного евольвентного профілю, інволюта також використовується у роторах. У такому роторі профіль зуба містить три криві: опуклу верхню дугу AB радіусом  $\rho$ , центровану на колі ділення, евольвентий бік BC та увігнуту кореневу дугу CD радіусом  $\rho$ , центровану на колі ділення, як показано на рисунку 10. І верхня, і коренева дуги дотичні до евольвентного боку. Відповідно до властивостей інволюти існує довжина KG, позначена як  $L_{KG}$ , яка дорівнює  $r_b\phi$ , і побудова інволютного боку ротора може бути реалізована за допомогою віртуального 2r-механізму з двома обертальними шарнірами, розташованими у фіксованій точці та плаваючій точці K відповідно, що з'єднують постійну ланку та змінну ланку KG, як показано на рисунку 2.9.

Зі символічного обчислення наведеного вище програмного алгоритму можна отримати положення точки G як



## 2.5 Висновки з розділу

1. Розрахунок показав, що для забезпечення стабільної роботи доїльної установки типу «Ялинка» з 12 апаратами, враховуючи витрати повітря на доїння, миття, пульсатори, автоматичні від'єднувачі, підсоси та втрати у вакуумпроводі, мінімальна номінальна продуктивність вакуумного насоса повинна становити 1260 л/хв. Це значення гарантує підтримку необхідного робочого вакууму та компенсує всі додаткові втрати, забезпечуючи ефективну роботу установки на висоті 1300 м над рівнем моря.

2. Метод віртуального механізму, асоційованого з Assur-групою, вперше було застосовано для побудови профілів зубів ротора. Характеризуючи геометрію та властивості зачеплення оригінальних ротора, було наведено процедуру ідентифікації еквівалентного віртуального механізму; далі, використовуючи розкладання механізму та його асоціацію з Assur-групою, був побудований алгоритм для обчислення профілів зубів, що призвело до явного вираження координат положення профілів зубів.

3. Було наведено чисельний приклад, який продемонстрував достовірність запропонованого методу. Крім того, метод було розширено для побудови профілів зубів варіантів ротора з дугоподібними циклоїдними та інволютними кривими. Таким чином, ця стаття запропонувала новий, ефективний та інтуїтивно зрозумілий підхід для побудови профілів зубів ротора, і з огляду на програмні характеристики запропонованого методу, його можна інтегрувати з сучасними CAD-, CAE- та CAM-платформами.

### 3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

#### 3.1 Постановка задачі моделювання

Двороторні вакуумні насоси належать до безклапанних об'ємних машин. Переміщення робочого середовища відбувається за рахунок двох роторів з лопатями, що обертаються у протилежних напрямках на паралельних валах. Робоче середовище надходить у розширюваний об'єм на стороні всмоктування насоса. У процесі обертання роторів воно стискується між роторами та корпусом насоса і транспортується далі у напрямку нагнітання.

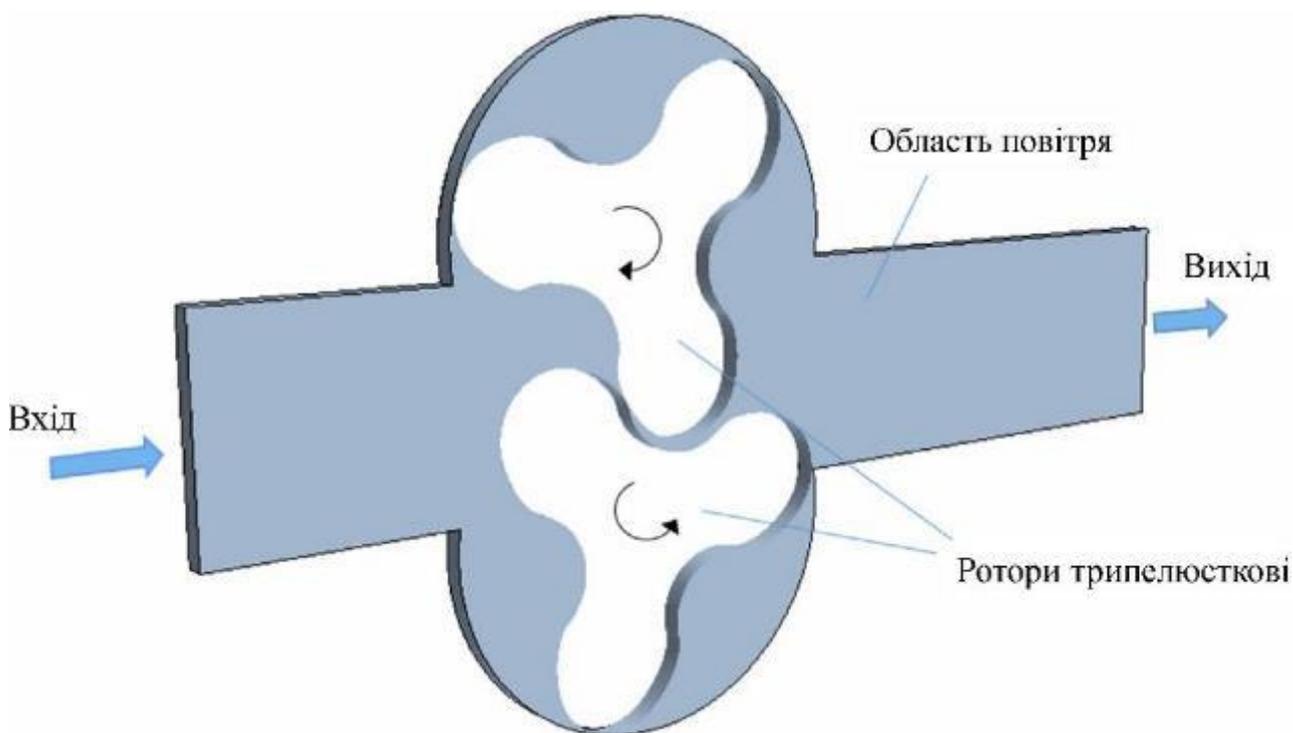


Рисунок 3.1 – Схема моделювання роторного вакуумного насоса

У цьому розділі розглянуто порядок налаштування чисельного експерименту з використанням перекриваючої (overset) сітки для моделювання руху повітря в двороторному вакуумному насосі. На схемі нижче наведено геометрію досліджуваного насоса.

Повітря надходить у розрахункову область через граничну умову типу стагнаційний вхід. Пройшовши через ротори, які обертаються у протилежних напрямках зі швидкістю 500 об/хв, повітря виходить через граничну умову типу тиск на виході. Корпус насоса змодельовано як нерухому стінку.

Рух роторів враховується шляхом задання жорсткого тіла з обертанням у зонах перекриваючої сітки, що охоплюють кожен ротор. Обидві ці сітки перекриваються між собою під час обертання, а також перекриваються з фоновою сіткою, що описує вхідний та вихідний канали. Для коректного відпрацювання малих зазорів між роторами або між роторами й корпусом у Simcenter STAR-CCM+ застосовується механізм стискання призматичних шарів. Цей механізм дозволяє перерозподіляти призматичні шари в зонах малих зазорів, забезпечуючи належну якість сітки.

### **3.2 Створення сітки області насоса**

У моделі застосовували вхідний файл, що містив три сітки – одну фонову та дві перекриваючі. Вхід і вихід потоку організовували через фонову сітку, а кожен із роторів двороторного вакуумного насоса мав власну перекриваючу сітку. Сітки задавали у вигляді областей із визначеними граничними поверхнями та типами меж. Через значну кількість комірок модель запускали у паралельному режимі.

Для виконання імпорту в Simcenter STAR-CCM+ створювали нову симуляцію, у вікні Process Options обирали паралельний режим і встановлювали кількість обчислювальних процесів (4), після чого підтверджували дію. Далі здійснювали імпорт сітки об'єму. У вікні Output відслідковували хід імпорту, після завершення якого під вузлом Regions створювалися три області, а в Geometry Scene 1 відображалися імпортовані об'ємні сітки.

Для перегляду сіток відкривали Scene/Plot, обирали вузол Surface 1 і в полі Color Mode встановлювали параметр Distinguish Regions, після чого

активували відображення всіх сіток. Масштаб збільшували в зоні малого зазору між роторами. Візуалізація двох перекриваючих сіток виглядала розмитою, оскільки вони накладалися одна на одну та на фонову сітку. Перекриваючі сітки формували пристінні оболонки, що точно повторювали поверхні роторів.

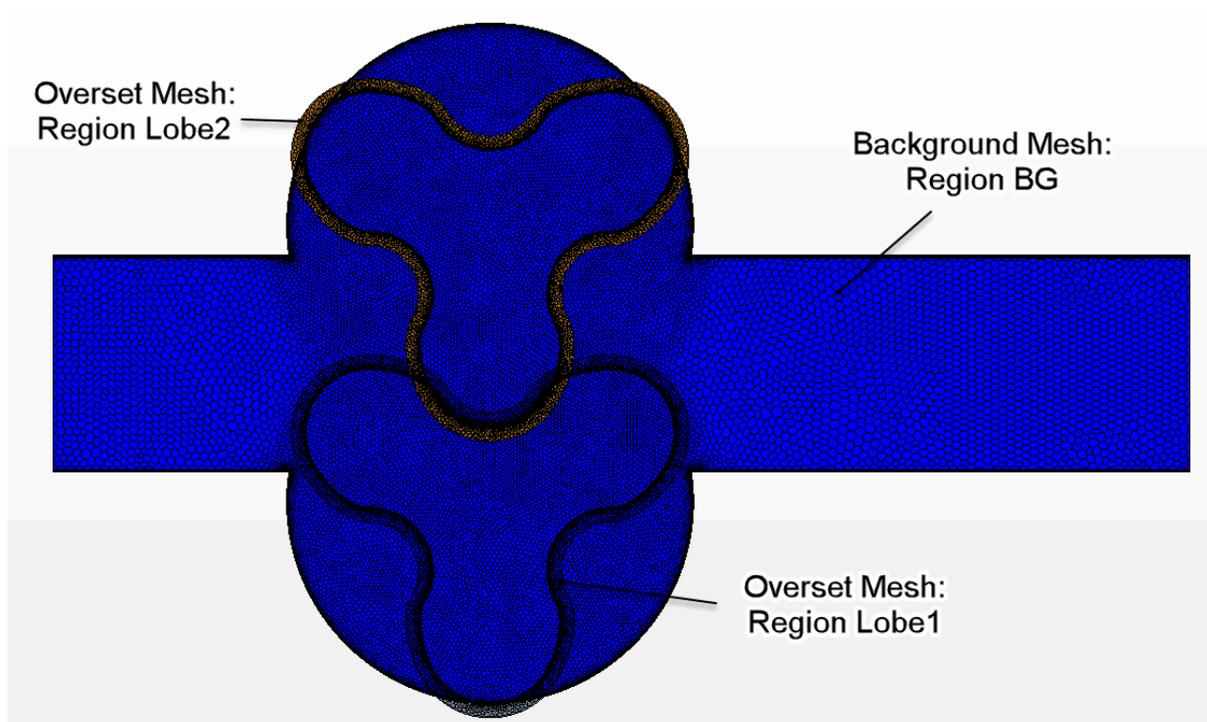


Рисунок 3.2 – Загальна сітка роторного вакуумного насоса

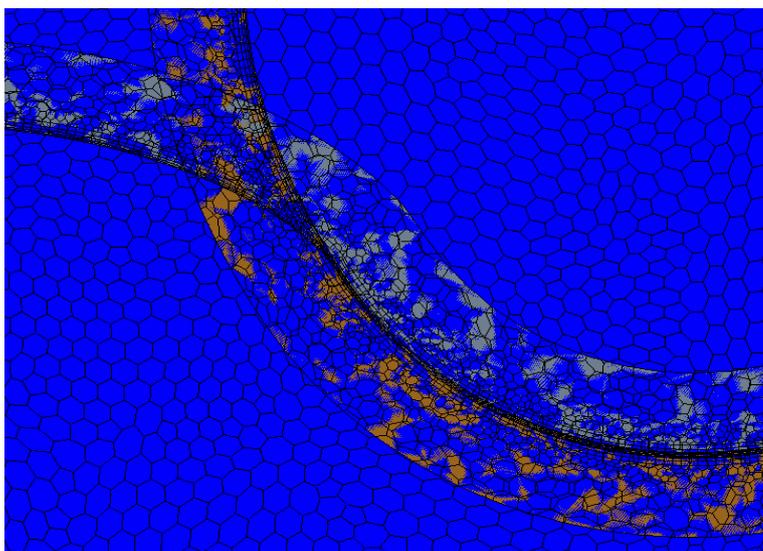


Рисунок 3.3 – Перетинання окремих регіонів сітки

На кожній поверхні ротора будували по п'ять призматичних шарів, що відповідало мінімальним вимогам для застосування механізму prism layer shrinkage. Після завершення імпорту симуляцію зберігали під назвою lobePump.sim.

*Створення перекриваючих сіткових інтерфейсів із застосуванням Prism Layer Shrinkage.* Метод перекриваючих сіток зазвичай передбачає наявність однієї статичної сітки (фонові) та однієї або кількох перекриваючих сіток, що містять поверхні рухомої геометрії. Перекриваючі сітки накладаються на фонову сітку і можуть також перекривати одна одну.

Під час симуляції значення змінних передаються через інтерполяцію між сітками у відповідних областях. Для зв'язування областей і забезпечення обміну змінними створюють перекриваючі інтерфейси між фоновією областю та перекриваючими областями, а також між двома перекриваючими областями. Межі контр-оберткових роторів зближуються, утворюючи малий зазор між ними. Для коректного моделювання перекриваючої сітки необхідно мінімум два-три активні шари комірок для розв'язання зазору між двома стінками. Щоб завжди забезпечувати цю умову, активують механізм prism layer shrinkage, який деформує призматичні шари між близькими стінками.

Створення перекриваючих інтерфейсів виконували наступним чином. Між областю ротора 1 та фоновією областю виділяли обидві області, клацали правою кнопкою миші та обирали Create Interface > Overset Mesh. Між областю ротора 2 та фоновією областю повторювали ті ж дії. Між областями ротора 1 і ротора 2 також виділяли обидві області і створювали перекриваючий інтерфейс.

Для врахування малих зазорів налаштовували параметри перекриваючих інтерфейсів: виділяли інтерфейси Overset Mesh 1, Overset Mesh 2 та Overset Mesh 3, клацали правою кнопкою миші та обирали Edit. У вікні Multiple Objects розгортали вузол Physics Conditions > Overset Hole Cutting Options і активували Prism Layer Shrinkage. Потім у Physics Conditions > Interpolation Option задавали параметр Option = Linear і закривали вікно. Встановлення лінійної інтерполяції

підвищує точність обміну значень змінних для всіх трьох перекриваючих сіткових інтерфейсів.

*Задавання перекриваючої топології.* Налаштування перекриваючої топології вказує алгоритму *overset hole cutting*, де шукати межу перекриваючі сітки під час симуляції. У цьому випадку дві перекриваючі області, що охоплюють лопаті, не повністю оточені перекриваючою межею. Верхня та нижня межі є стінками, тому алгоритму *hole cutting* необхідно вказати напрямок, у якому межа перекриваючі сітки вважається закритою. Щоб задати перекриваючу топологію для лопатей, для обох областей *Lobe1* та *Lobe2* обирали вузли *Physics Conditions > Overset Topology* і встановлювали параметр *Option = Direction*, а у вузлі *Physics Values > Overset Direction Specification* задавали напрямок *Direction = +Y*.

*Задавання властивостей перекриваючих сіток на межах.* Типи меж уже задані у вхідному файлі навчальної симуляції. Властивості *prism layer shrinkage* потрібно встановлювати на межах, які очікують зближення з іншими межами у малому зазорі.

Вхід потоку здійснюється через граничну площину *stagnation inlet* із повним тиском на вході 0 Па. Потік залишає область через граничну площину *pressure outlet*. Корпус насоса моделювали як нерухомі стінки (*rigid stationary wall*) на верхній та нижній межах геометрії. Перекриваюча межа охоплює бічну поверхню кожної перекриваючої області ротора. Верхні та нижні межі кожної перекриваючої області збігаються з верхніми та нижніми межами фонові області і ковзають уздовж них під час руху перекриваючих областей. Тому верхні та нижні межі перекриваючих областей повинні мати той же тип, що й відповідні межі фонові області, тобто *wall boundary*.

За замовчуванням верхні та нижні стінки ротора обертаються разом із перекриваючими областями відповідно до визначення руху. Щоб імітувати статичну поведінку цих стінок, змінювали систему відліку меж на лабораторну (*Lab Frame*). Механізм *prism layer shrinkage* зазвичай переміщує всі призматичні шари на стінках, коли вони зближаються. Щоб уникнути цього на

зовнішніх стінках ротора та корпусу, деактивували *prism layer shrinkage* на верхніх і нижніх стінках обох перекриваючих областей та фоновій області.

Для налаштування властивостей для областей *Lobe 1*, *Lobe 2* та *BG* використовували значення *Automatic* у вузлі *Physics Conditions > Adaptive Prism Layer Specification*. Далі виділяли верхні та нижні межі цих областей, клацали правою кнопкою миші та обирали *Edit*. У вікні *Multiple Objects* розгортали вузол *Physics Conditions > Prism Layer Shrinkage Behaviour* і встановлювали параметр *Shrinkage Behaviour = Disabled*.

Для областей *Lobe 1* і *Lobe 2* додатково виділяли верхні та нижні межі, редагували їх і у вузлі *Physics Conditions > Reference Frame Specification* задавали параметр *Option = Lab Frame*.

Попередній прогін сітки. Виконали попередній прогін сітки перед повною нестационарною симуляцією з рухом.

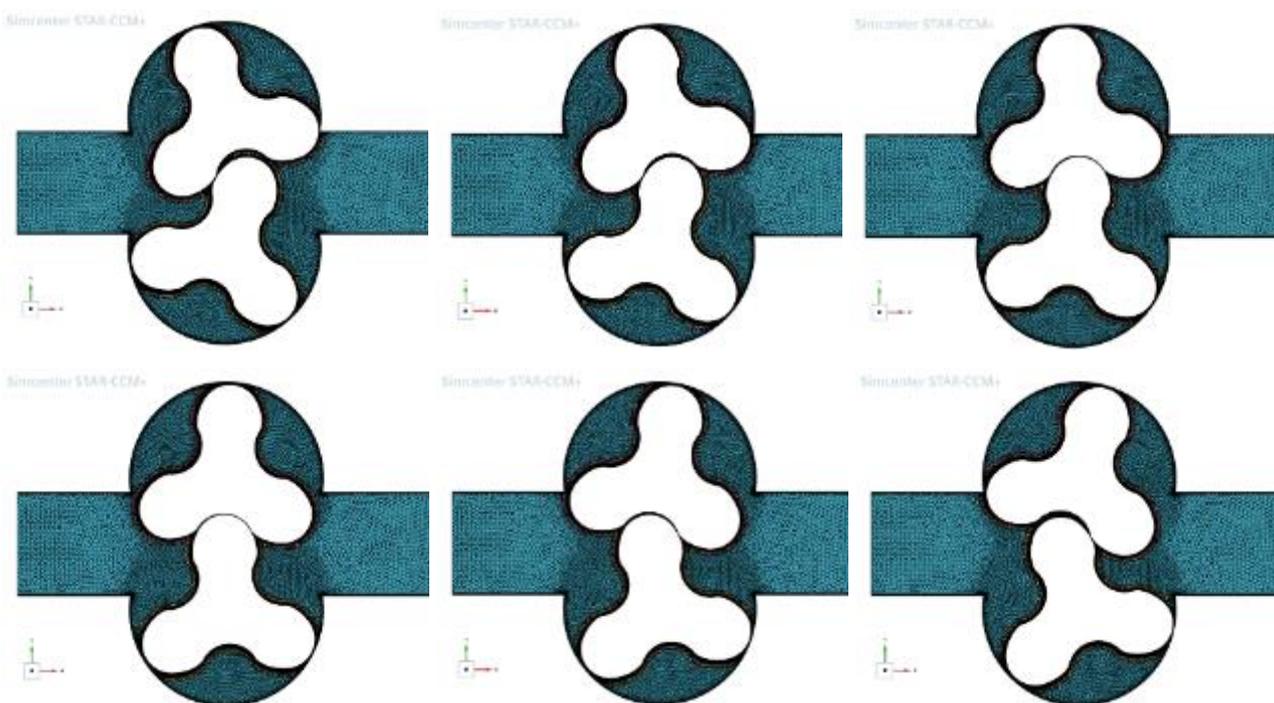


Рисунок 3.4 – Попередній прогін сітки

Попередній прогін сітки моделював лише рух сітки без застосування фізичних моделей. Такий підхід дозволяв проаналізувати та перевірити заданий

рух сітки. Симуляція без фізики виконувалася значно швидше та допомагала виявити можливі помилки у визначенні руху або формуванні сітки. Для попереднього прогону сітки задавали рух і призначали його рухомим областям сітки, після чого використовували нестационарний розв'язувач з великим кроком часу.

### 3.3 Визначення фізичних моделей

Оскільки симуляція включає рухомі частини в реальному часі, обрали неявний нестационарний розв'язувач. Повітря моделювали як ідеальний газ із параметрами за замовчуванням. Потік повітря вважали турбулентним.

Для вибору фізичних моделей у верхній частині дерева симуляції відкривали розділ Simulation. Для фізичного континууму (Continua > Physics 1) послідовно задавали такі моделі: Time – Implicit Unsteady, Material – Gas, Flow – Segregated Flow, Gradients – автоматично, Equation of State – Ideal Gas, Energy – Segregated Fluid Temperature, Viscous Regime – Turbulent, Reynolds-Averaged Navier-Stokes – автоматично, Reynolds-Averaged Turbulence – K-Epsilon Turbulence, Two-Layer All  $y^+$  Wall Treatment – автоматично, Wall Distance – автоматично, Realizable K-Epsilon Two-Layer – автоматично.

Для моделі задавали обертальний рух обох роторів двороторного вакуумного насоса. Ротор 1 обертали навколо осі Z лабораторної системи координат зі швидкістю 3000 об/хв, тоді як ротор 2 обертали у протилежному напрямку з тією ж частотою.

Спочатку створювали обертальний рух для ротора 1: у вузлі Tools > Motions створювали новий об'єкт Rotation, перейменовували його на Rotation1, у Rotation1 > Rotation Axis задавали напрям осі обертання [0.0, 0.0, 1.0], у Rotation1 > Rotation Rate встановлювали швидкість обертання 500 об/хв, а у вузлі Regions > Lobe1 > Physics Values > Motion Specification задавали Motion = Rotation1.

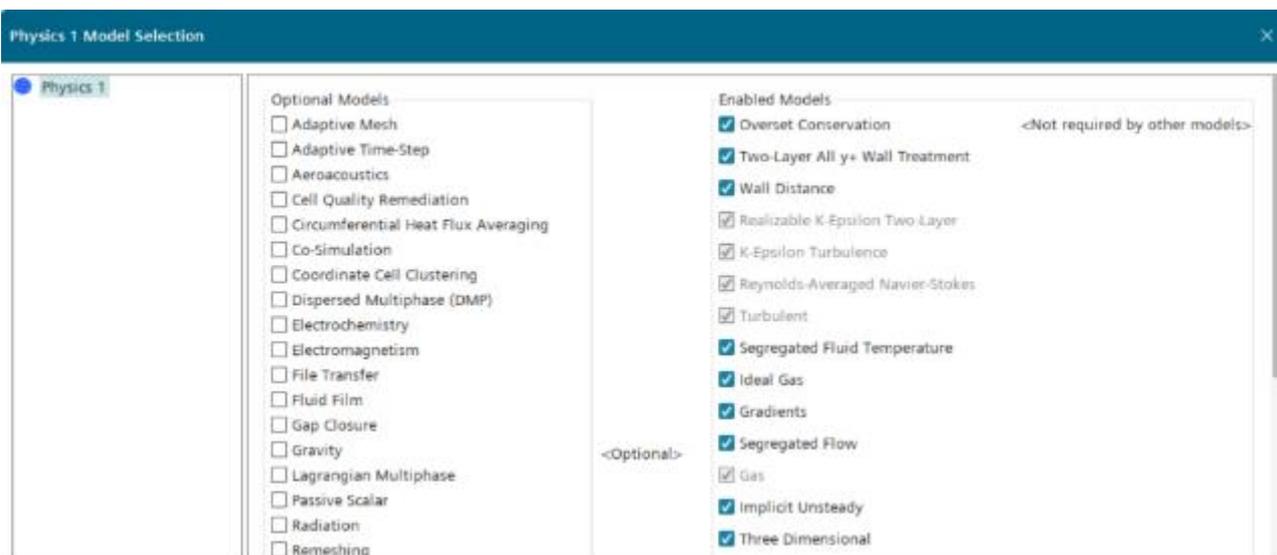


Рисунок 3.5 – Вибір фізичних моделей

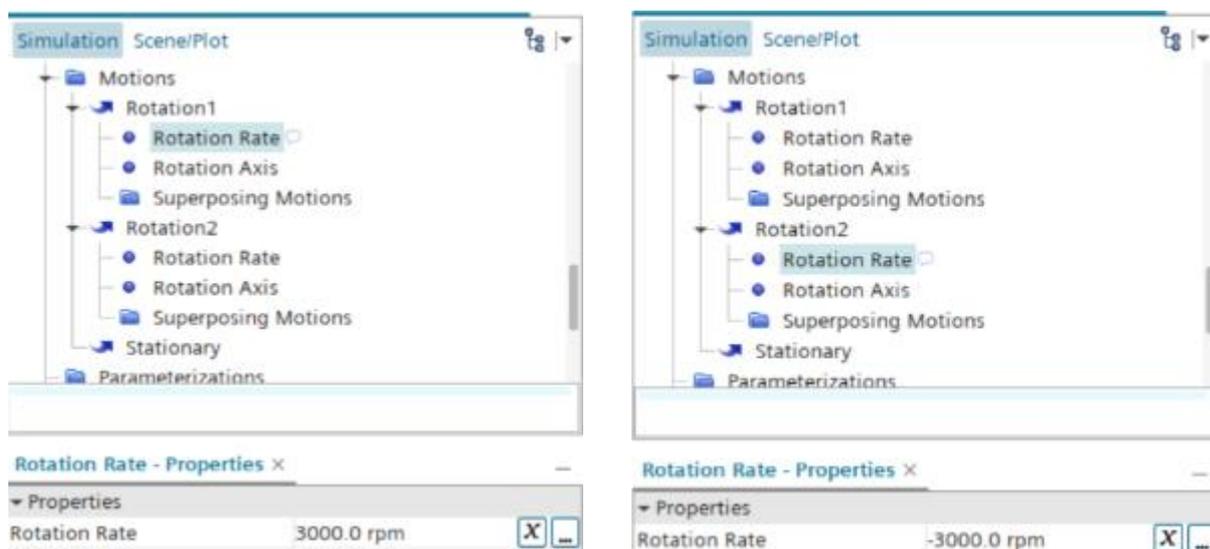


Рисунок 3.6 – Параметри обертання роторів

Далі створювали обертальний рух для ротора 2: копіювали вузол Rotation1 і вставляли його у Motions, перейменовували на Rotation2, у властивостях Rotation2 встановлювали Axis Origin = [0.0, 0.03185, 0.0] та Rotation Rate = -3000 об/хв, а у вузлі Regions > Lobe2 > Physics Values > Motion Specification задавали Motion = Rotation2. Після виконання цих налаштувань симуляцію зберігали.

Створювали новий фізичний континуум, який містив лише нестационарний розв'язувач: у вузлі Continua обирали New Physics Continuum, перейменовували створений континуум на Mesh Preview Continuum. Для цього континууму задавали моделі: Time – Implicit Unsteady, Space – Three Dimensional, залишаючи крок часу за замовчуванням 0,001 с. У вузлі Regions виділяли BG, Lobe1 і Lobe2 та встановлювали Physics Continuum = Mesh Preview Continuum. Після цього запускали симуляцію (Run).

У вікні графіки спостерігали очікуване контр-обертання лопатей. Попередній прогін сітки підтверджував правильність визначення руху. Після перевірки руху лопатей протягом кількох кроків часу зупиняли прогін (Stop Iterating).

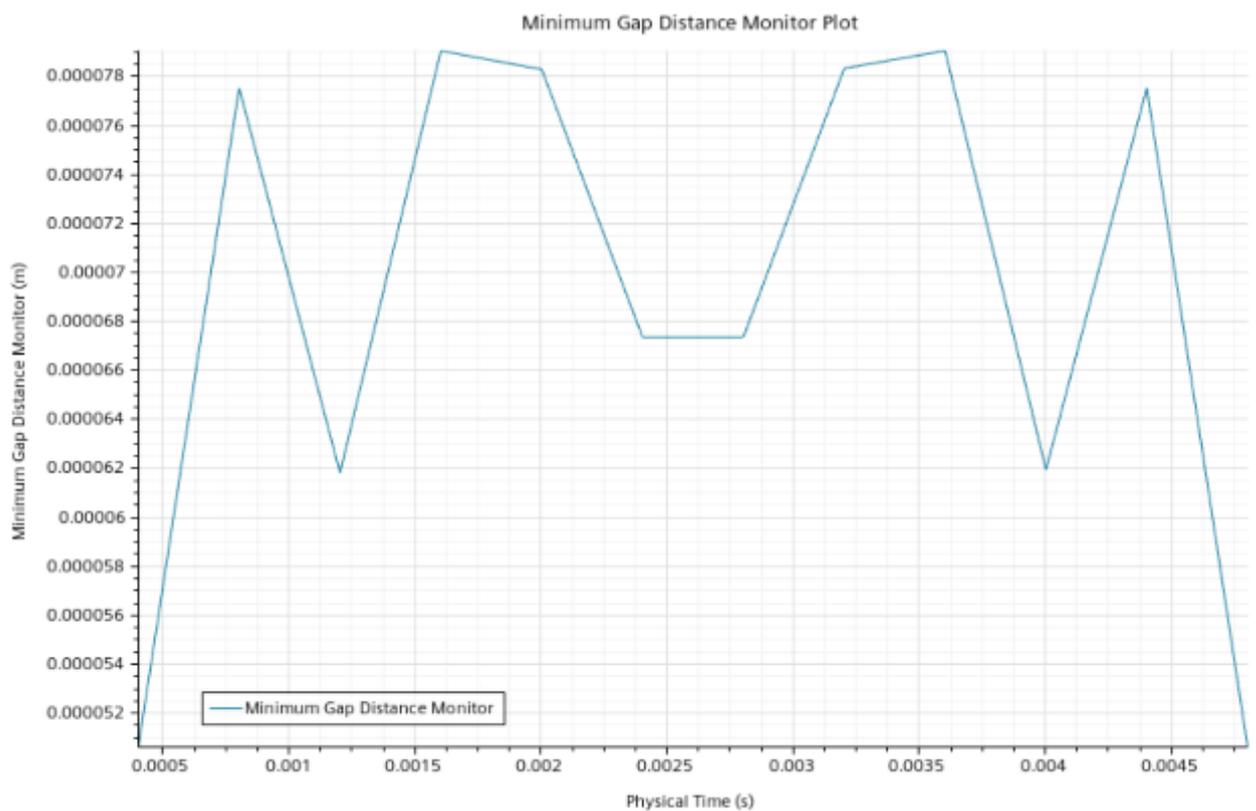


Рисунок 3.7 – Графік динаміка обертання роторів

Потім виділяли BG, Lobe1 і Lobe2 і повертали для них Physics Continuum = Physics 1. Області знову асоційовувалися з фізичним континуумом, що містив

усі фізичні моделі для повної симуляції дворотного вакуумного насоса. Щоб наступна фізична симуляція починалася з початкового положення сітки, обирали Solution > Clear Solution і підтверджували дію.

### 3.4 Візуалізація результатів чисельного моделювання

*Візуалізували розподіл швидкості всередині насоса на середньому перерізі геометрії у вигляді контурів швидкості.*

Створювали площину перерізу в центрі геометрії насоса: у вузлі Derived Parts обирали New > Section > Plane Section. У діалоговому вікні Create Plane Section задавали такі властивості: Origin = [0.0 м, 0.0 м, 0.00125 м], Normal = [0.0 м, 0.0 м, 1.0 м], Display = No Displayer, після чого натискали Create, а потім Close.

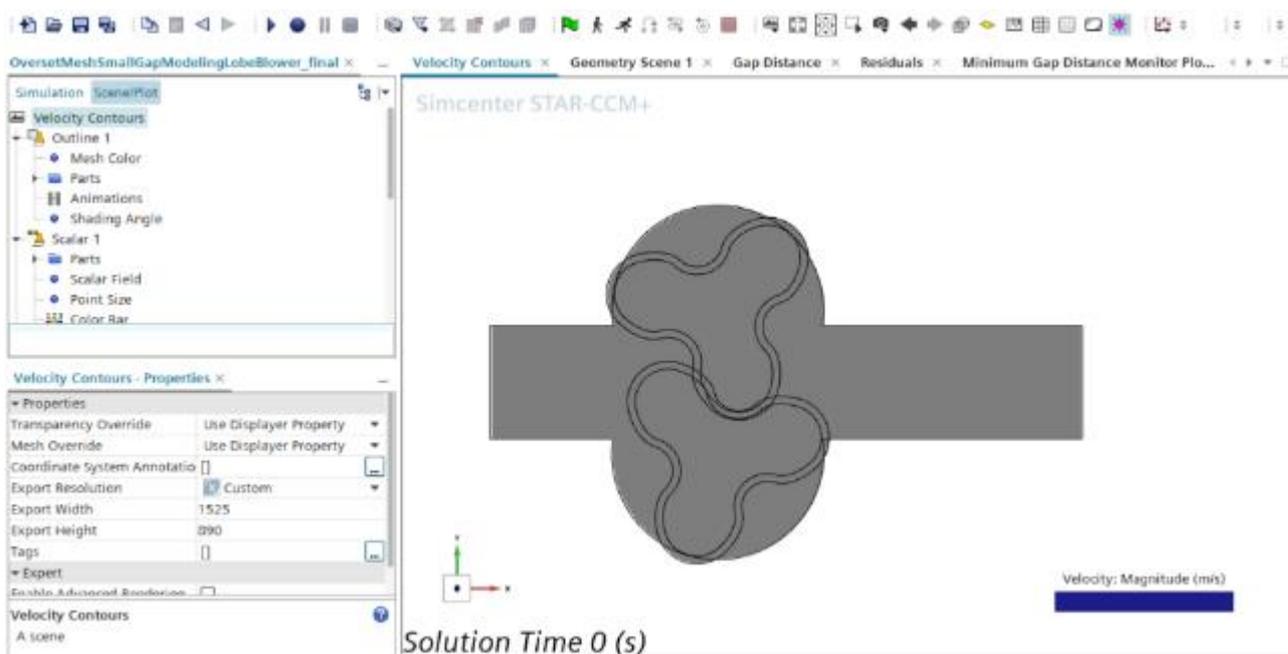


Рисунок 3.8 – Візуалізували розподіл швидкості всередині насоса

Далі створювали скалярну сцену для контурів: у вузлі Scenes обирали New > Scalar, виділяли вузол Scalar Scene 1 і перейменовували його на Velocity Contours. У вузлі Velocity Contours > Outline 1 вмикали видимість (Toggle

Visibility). У вузлі Velocity Contours > Scalar 1 > Parts задавали Parts = Derived Parts > Plane Section. Для вузла Scalar 1 > Scalar Field встановлювали: Function = Velocity > Lab Reference Frame > Magnitude, Auto Range = Min Value, Clip = Disabled, Max = 8.0.

Для вузла Scalar 1 задавали стиль контурів Contour Style = Smooth Filled.

*Візуалізація відстані зазору між лопатями.* Використовували функцію поля overset gap distance для контролю відстані між обертовими лопатями під час симуляції. Створювали звіт, який відображає мінімальну відстань між стінками двох лопатей, а також візуалізували графік цього звіту в часі як анотацію до сцени відстані зазору.

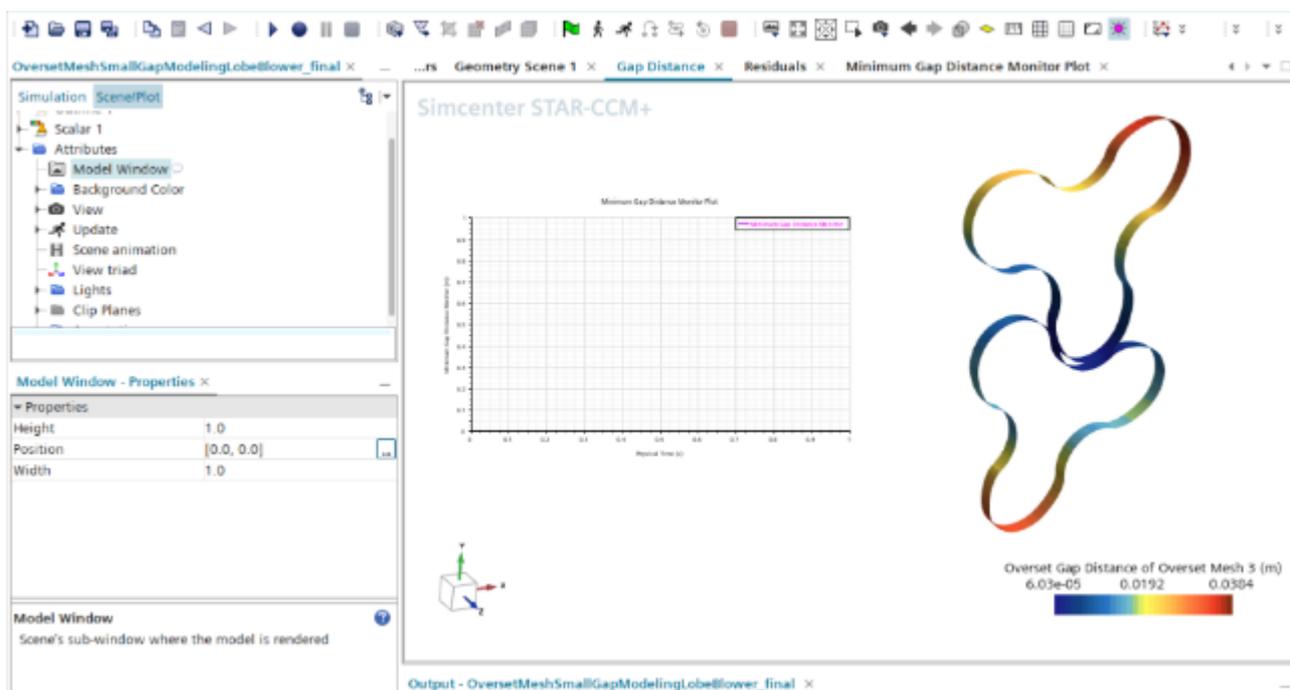


Рисунок 3.9 – Візуалізація відстані зазору між лопатями

Для візуалізації відстані зазору створювали скалярну сцену і перейменовували її на Gap Distance. У вузлі Gap Distance > Outline 1 вмикали видимість (Toggle Visibility). У вузлі Gap Distance > Scalar 1 > Parts задавали області: Regions > Lobe 1 > wall та Regions > Lobe 2 > wall. Для вузла Scalar 1 > Scalar Field встановлювали функцію Function = Overset Gap Distance > Overset

### Gap Distance of Overset Mesh 3.

Створювали звіт, що визначає мінімальну відстань між стінками Lobe1 і Lobe2: у вузлі Reports обирали New > User > Minimum, перейменовували вузол на Minimum Gap Distance. Для нього задавали властивості: Field Function = Overset Gap Distance > Overset Gap Distance of Overset Mesh 3, Parts = Regions > Lobe1 > wall та Regions > Lobe2 > wall.

Далі у вузлі Minimum Gap Distance обирали Create Monitor and Plot from Report. На вкладці Gap Distance виділяли вузол Plots > Minimum Gap Distance Monitor Plot і переносили його у вікно графіки. Графік з'являвся як анотація до контурного зображення. Після цього симуляцію зберігали.

### 3.5 Методика статистичної обробки результатів

Кількість дослідів у повному двофакторному плані визначається за формулою

$$N = 2^k + 2k + k_0, \quad (3.1)$$

де  $k$  – число факторів;  $k_0$  – кількість дослідів у центральних точках.

У повному факторному досліді всі змінні варіюються на двох рівнях, що відповідають кодованим значенням «+1» та «-1». Таким чином формується повна матриця плану, яка охоплює всі можливі комбінації факторів без повторень. У межах локальної області факторного простору відгук системи може бути описаний рядом Тейлора з достатньою точністю. У даному випадку в якості функції відгуку прийнято подачу двороторного вакуумного насоса, виражену в м<sup>3</sup>/год.

Залежність відгуку  $Y$  описується регресійним рівнянням:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_1x_2 + b_4x_1^2 + b_5x_2^2, \quad (3.2)$$

де  $Y$  – функція відгуку;  $b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  – коефіцієнти регресії, що характеризують вплив факторів;  $x_1, x_2$  – значення факторів.

У дослідженні розглядалися два основні фактори: розрідження (вакуум), кПа –  $x_1$ ; площа нагнітального вікна, мм<sup>2</sup> –  $x_2$ .

Діапазони зміни параметрів: вакуум – 40-80 кПа, площа нагнітального вікна – 1120-1505 мм<sup>2</sup>.

Для проведення моделювання складено план другого порядку. Кожне випробування виконувалося з п'ятикратною повторністю.

Кодовані значення факторів, що використовуються у матриці плану та рівнянні регресії, визначаються за формулою:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i,0}}{\Delta x_i}, \quad (3.3)$$

де  $X_i$  – безрозмірна кодована змінна, яка приймає значення від «-1» до «+1»;  $x_i$  – натуральне значення фактора;  $x_{i,0}$  – значення на нульовому рівні;  $\Delta x_i$  – інтервал варіювання.

Інтервал визначається виразом:

$$\Delta x_i = \frac{x_i^b - x_i^n}{2} \quad (3.4)$$

де  $x_i^b$  і  $x_i^n$  – відповідно верхнє та нижнє значення фактора.

Для кожної серії паралельних дослідів середнє арифметичне значення відгуку розраховується як:

$$Y_{cpj} = \frac{1}{K} \sum_{N_0=1}^K Y_{jN_0} \quad (j = 1, 2, 3 \dots N), \quad (3.5)$$

де  $K$  – число паралельних дослідів (у нашому випадку  $K = 2$ );  $N_0$  – номер дослідів відповідно до плану.

Дисперсія в межах серії обчислюється за формулою:

$$S_j^2 = \frac{1}{K} \sum_{N_0=1}^K (Y_{jN_0} - Y_{cpj})^2. \quad (3.6)$$

Відтворюваність дослідів перевіряється за критерієм Кохрена:

$$G_p = \frac{S_j^2 \max}{\sum_{j=1}^{N_0} S_j^2}, \quad (3.7)$$

де отримане значення  $G_p$  порівнюють із табличним критичним значенням критерію Кохрена.

## 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

### 4.1 Результати симуляції

Нестационарну симуляцію виконували протягом фізичного часу 1 с із кроком часу  $4,0 \cdot 10^{-4}$  с. Розв'язувач виконував 10 ітерацій на кожному кроці часу.

Щоб задати параметри розв'язувача та критерії зупинки, у вузлі Solvers > Implicit Unsteady встановлювали *Time-Step = 4.0E-4 s*. Для прискорення паралельних обчислень у вузлі Solvers > Partitioning обирали *Partitioning Method = Per-Region*. Метод *per-region* ділить кожную область окремо, рівномірно розподіляючи комірки між процесами. Цей метод особливо ефективний для симуляцій з перекривними сітками.

У вузлі Stopping Criteria > Maximum Inner Iterations задавали *Maximum Inner Iteration = 10*, а у вузлі Stopping Criteria > Maximum Physical Time залишали значення за замовчуванням *Maximum Physical Time = 1 s*.

Після цього запускали симуляцію (*Run*).

Під час моделювання можна відстежувати хід розв'язання, використовуючи всі сцени, створені раніше. Це дозволяє детально оцінити динаміку потоків повітря всередині насоса, зміну швидкостей і тисків у процесі роботи, а також виявити критичні ділянки, де можуть виникати локальні перевантаження або нерівномірності потоку. Таке візуальне спостереження є важливим етапом перевірки правильності налаштувань моделі, адже дозволяє переконатися, що рух лопатей та взаємодія між перекривними сітками реалізовані коректно.

На наведеному скріншоті показані контури швидкості в кінці симуляції. Завдяки цьому можна оцінити розподіл швидкості повітря по всій геометрії насоса, визначити зони максимальної та мінімальної швидкості, а також виявити ділянки з підвищеним градієнтом швидкості, де можливе утворення турбулентних вихорів. Такі дані є критично важливими для оптимізації

конструкції двороторного вакуумного насоса, зокрема для підбору геометрії роторів, налаштування швидкостей обертання і контролю енергоефективності насоса.

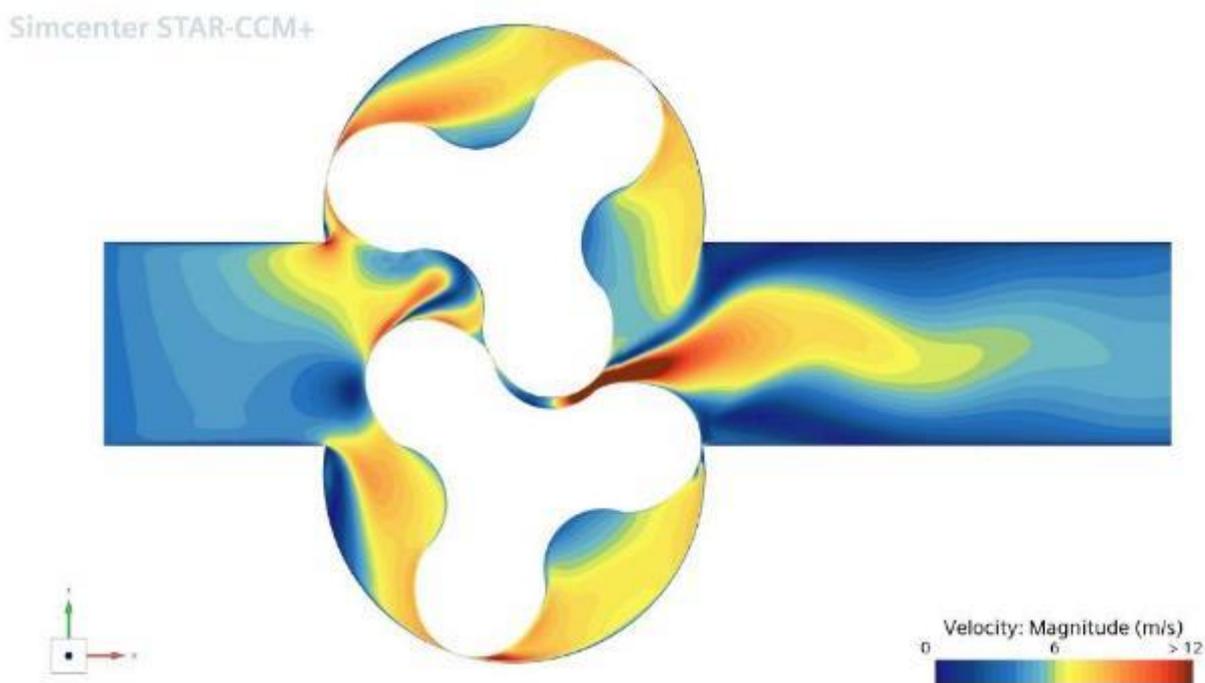


Рисунок 4.1 – Розподіл швидкостей в області насоса

Також відображено відстань між обертовими лопатями в кінці симуляції. Моніторинг мінімального зазору дозволяє оцінити безпеку конструкції та запобігти потенційним механічним контактам між лопатями, що може призвести до пошкодження насоса. Аналіз графіків зміни зазору у часі дозволяє визначити, чи стабільно працює насос протягом усього циклу, чи виникають критичні моменти, коли відстань між лопатями зменшується до мінімально допустимого значення.

Крім того, результати цієї симуляції дають змогу порівняти ефективність роботи різних конфігурацій роторів, оцінити вплив швидкості обертання на динаміку потоку та зазор між лопатями, а також приймати обґрунтовані рішення щодо оптимізації конструкції і підвищення надійності насоса в реальних умовах експлуатації. Візуалізація і чисельні дані разом забезпечують комплексну оцінку роботи двороторного вакуумного насоса та дозволяють

підготувати рекомендації для подальших досліджень і вдосконалення конструкції.

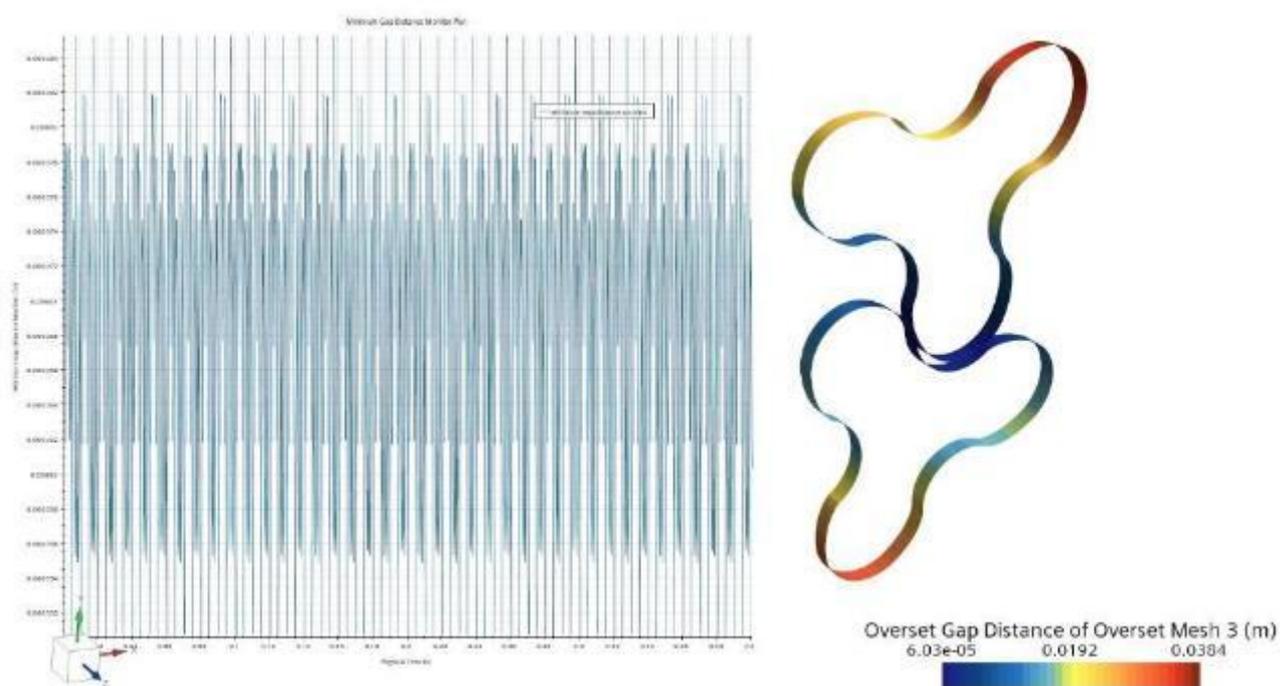


Рисунок 4.2 – Відстань між обертовими лопатями

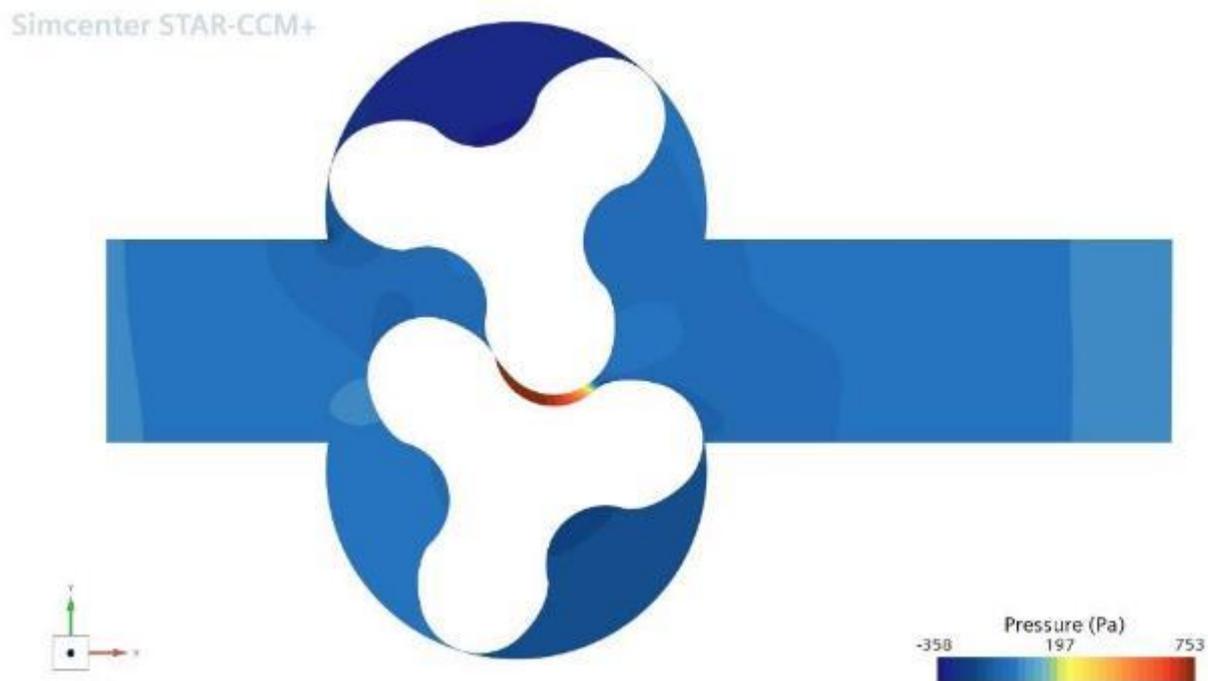


Рисунок 4.2 – Розподіл тиску в області насоса

## 4.2 Регресійний аналіз результатів моделювання

На рис. 4.1 показано залежність фактичної подачі двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна та рівня вакууму:

$$Q = 22,74 + 0,19 \cdot S - 3,2 \cdot P - 0,00031 \cdot S \cdot P - 0,00006 \cdot S^2 + 0,022 \cdot P^2, \quad (4.1)$$

де  $Q$  – фактична подача двороторного вакуумного насоса, м<sup>3</sup>/год;  $S$  – площа нагнітального вікна, мм<sup>2</sup>;  $P$  – величина вакууму  $H$ , кПа.

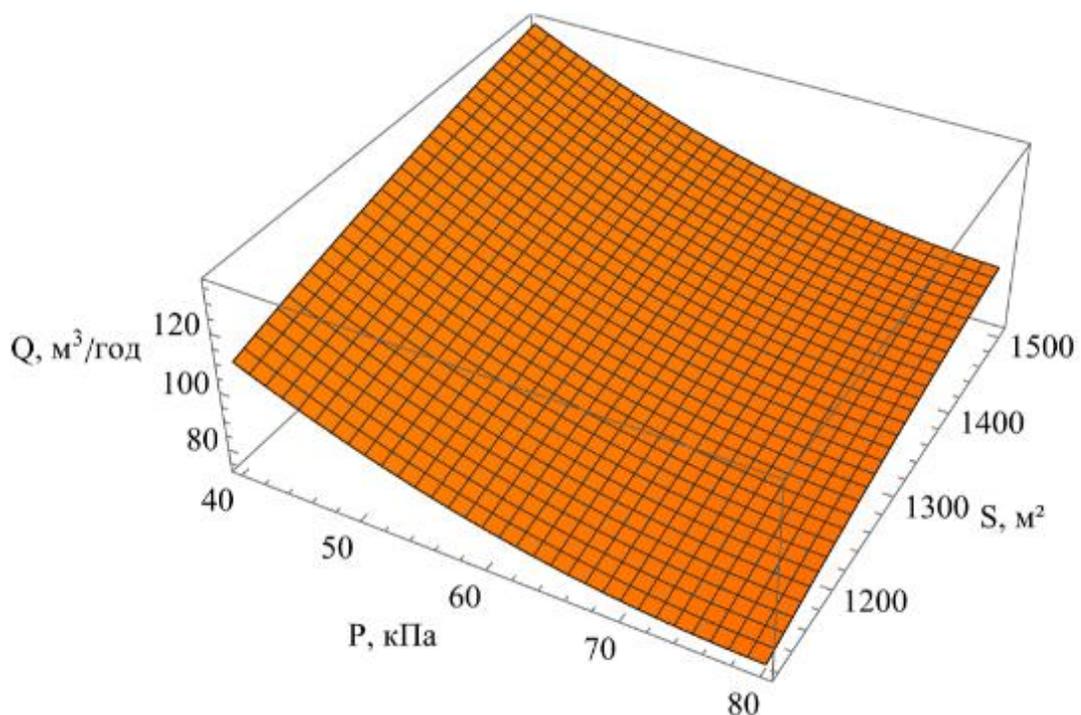


Рисунок 4.1 – Вплив площі нагнітального вікна  $S$  і вакууму  $P$  на фактичну подачу  $Q$

Наведене рівняння (4.1) описує залежність фактичної подачі двороторного вакуумного насоса від комплексу конструктивних та режимних параметрів, серед яких основними є площа нагнітального вікна ( $S$ ), величина вакууму ( $P$ ), а також коефіцієнти взаємодії цих факторів. Аналіз показує, що базове значення подачі насоса становить 22,74 м<sup>3</sup>/год навіть за відсутності впливу змінних факторів. Збільшення площі нагнітального вікна позитивно впливає на подачу, оскільки коефіцієнт при  $S$  дорівнює +0,19, тобто кожне

додаткове збільшення площі на  $100 \text{ мм}^2$  сприяє приросту продуктивності приблизно на 19 л/год. Проте одночасно діє негативний квадратичний член ( $-0,00006 \cdot S^2$ ), що свідчить про зменшення приросту ефективності при надмірному збільшенні розмірів вікна. Іншими словами, залежність має параболічний характер із зоною оптимальних значень  $S$ , де подача зростає, а після певної межі починає стабілізуватися чи навіть знижуватися внаслідок погіршення гідродинамічних умов.

Величина вакууму ( $P$ ) також має суттєвий вплив, але його природа складніша. У рівнянні врахований лише квадрат цього параметра з позитивним коефіцієнтом 0,022, що свідчить про нелінійний ефект: зі зростанням вакууму подача не просто зберігається, а має тенденцію до деякого зростання. Це пояснюється тим, що підвищений вакуум забезпечує більш ефективно заповнення робочих камер насоса і зменшення втрат при нагнітанні. Водночас варто враховувати, що у реальних умовах надмірний вакуум може збільшувати навантаження на вузли, викликаючи підвищене енергоспоживання і зношування.

Окрему увагу слід приділити члену рівняння  $-0,00031 \cdot S \cdot P$ , який відображає комбінований вплив площі нагнітального вікна та вакууму. Цей негативний коефіцієнт показує, що надмірне поєднання великих значень  $S$  і  $P$  знижує фактичну подачу. Це може бути пов'язано з утворенням турбулентних зон, нерівномірним розподілом потоку чи зростанням внутрішніх витоків. Таким чином, взаємодія цих факторів вказує на необхідність пошуку компромісного режиму роботи.

Ще один важливий параметр –  $H$ , що входить у рівняння з негативним коефіцієнтом  $-3,2$ . Це означає, що збільшення висоти або іншого конструктивного фактора, позначеного як  $H$ , прямо зменшує фактичну подачу насоса. Ймовірно, цей параметр відображає додаткові гідравлічні опори чи втрати, які зростають зі збільшенням розмірів у вертикальній площині.

Загалом аналіз рівняння показує, що продуктивність насоса залежить від оптимального поєднання площі нагнітального вікна і величини вакууму, тоді як

надмірне збільшення будь-якого з факторів у поєднанні з іншими може мати негативний ефект. Таким чином, модель описує характерну нелінійність системи, де існує область раціональних параметрів, у якій забезпечується максимальна подача при прийнятному рівні енергоспоживання та надійності роботи насоса.

На рис. 4.2 наведено залежності споживаної потужності двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна та вакууму:

$$N = 1,57 + 0,048 \cdot P - 0,00087 \cdot S, \quad (4.2)$$

де  $N$  – споживана потужність, кВт;  $S$  – площа нагнітального вікна, мм<sup>2</sup>;  $P$  – величина вакууму Н, кПа.

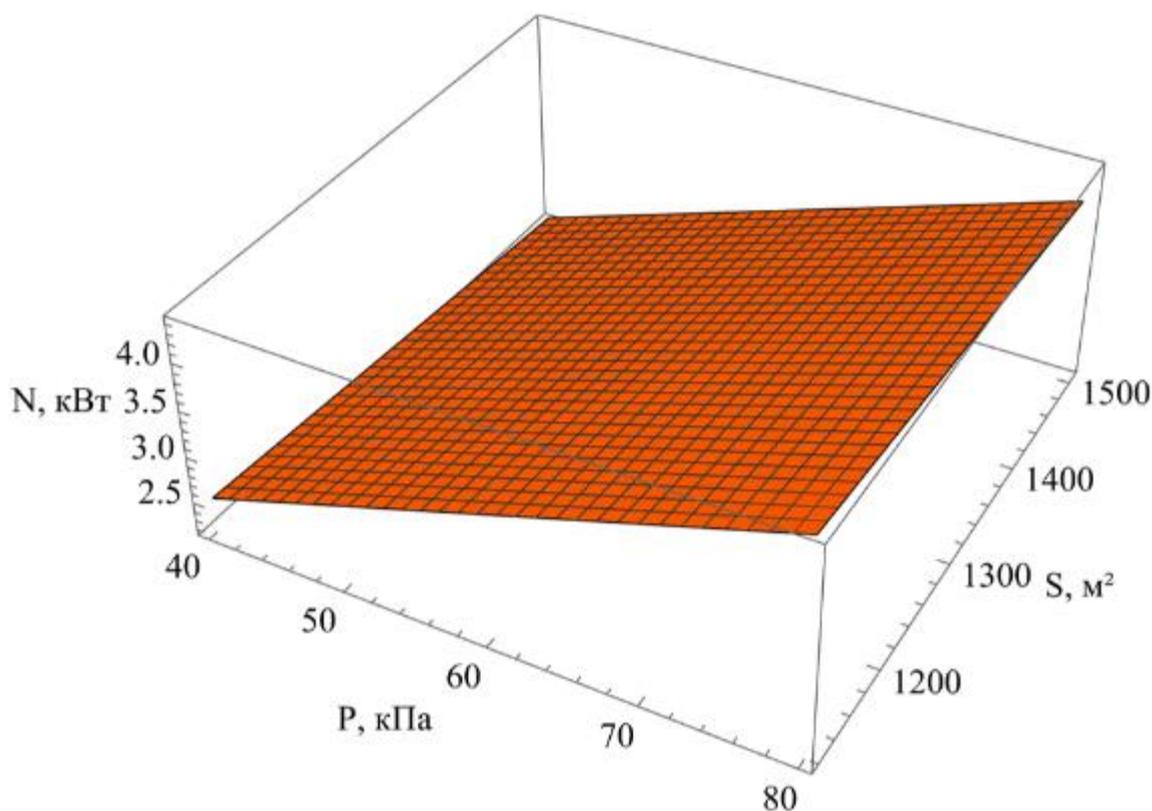


Рисунок 4.1 – Вплив площі нагнітального вікна  $S$  і вакууму  $P$  на споживану потужність  $N$

Постійна складова рівняння, яка дорівнює 1,57 кВт, відображає базову потужність, необхідну для роботи насоса навіть за мінімального вакууму та з

невеликою площею нагнітального вікна. Це свого роду початковий рівень енергоспоживання, який витрачається на подолання внутрішніх опорів та забезпечення базової роботи механізму.

Член рівняння  $0,048 \cdot P$  показує прямий лінійний зв'язок між величиною вакууму та споживаною потужністю. Зі збільшенням вакууму енергетичні витрати зростають: підвищення вакууму на 1 кПа призводить до збільшення споживаної потужності на 0,048 кВт. Це пояснюється тим, що для створення і підтримання більш високого вакууму необхідно витратити більше енергії на всмоктування і переміщення повітря чи газу через систему. Таким чином, вакуум є фактором, який збільшує енергоспоживання, і його величину слід оптимізувати для забезпечення ефективної роботи насоса без надмірного перевантаження електромережі.

У той же час член  $-0,00087 \cdot S$  показує зворотну залежність потужності від площі нагнітального вікна. Зі збільшенням площі вікна споживана потужність зменшується, оскільки більша площа забезпечує легший відвід повітря і зменшує гідравлічні опори всередині системи. Таким чином, оптимальний вибір розмірів нагнітального вікна може істотно знизити енергоспоживання при збереженні необхідного рівня вакууму.

Аналіз рівняння дозволяє робити практичні висновки щодо оптимізації роботи вакуумних систем. Для зменшення енергоспоживання можна або зменшити величину вакууму до необхідного технологічного рівня, або збільшити площу нагнітального вікна, щоб полегшити рух повітря. У проєктуванні нового обладнання такі залежності є критично важливими для забезпечення енергоефективності, адже правильний підбір параметрів дозволяє досягти балансу між продуктивністю насоса та витратами електроенергії.

Для прикладу, якщо величина вакууму  $PPP$  становить 50 кПа, а площа нагнітального вікна  $SSS$  дорівнює 1000 мм<sup>2</sup>, споживана потужність обчислюється за формулою як

$$N = 1,57 + 0,048 \cdot 50 - 0,00087 \cdot 1000 = 3,09 \text{ кВт.}$$

Цей розрахунок ілюструє практичне застосування рівняння та дозволяє

оцінити енергетичні потреби насоса для конкретних параметрів роботи. Загалом, рівняння (4.2) дає чітке уявлення про взаємозв'язок між вакуумом, геометрією нагнітального вікна та енергоспоживанням, що є важливим для планування експлуатації вакуумних систем, підбору обладнання та проведення енергетичного аудиту технологічних процесів. Воно дозволяє забезпечити баланс між ефективністю роботи та економією електроенергії, що особливо важливо для промислових установок, де витрати на електроенергію можуть складати значну частину загальних експлуатаційних витрат.

### 4.3 Висновки з розділу

1. Результати проведеної нестационарної симуляції двороторного вакуумного насоса дозволяють зробити комплексний висновок про ефективність і безпеку його роботи. Використання дрібного кроку часу та достатньої кількості внутрішніх ітерацій забезпечило точне відстеження динаміки потоків повітря всередині насоса, зміни швидкостей і тисків у процесі обертання роторів. Візуалізація розподілу швидкостей показала наявність зон максимальної та мінімальної швидкості, а також ділянок з підвищеним градієнтом, де можливе утворення турбулентних вихорів, що є критично важливим для оптимізації геометрії роторів і налаштування швидкостей обертання.

2. Моніторинг відстані між лопатями дозволив оцінити безпеку конструкції та стабільність роботи насоса, підтверджуючи, що під час симуляції не виникали критичні контакти між роторними лопатями. Крім того, чисельні результати дають змогу порівняти ефективність різних конфігурацій роторів і приймати обґрунтовані рішення щодо вдосконалення конструкції для підвищення надійності та енергоефективності насоса в реальних умовах експлуатації. Загалом, симуляція забезпечила комплексну оцінку роботи насоса і створила основу для оптимізації його конструктивно-технологічних параметрів.

3. Результати регресійного аналізу показують, що продуктивність і енергоспоживання двороторного вакуумного насоса визначаються комплексною взаємодією конструктивних та режимних параметрів, зокрема площі нагнітального вікна та величини вакууму. Аналіз рівняння (4.1) демонструє, що базова подача насоса становить 22,74 м<sup>3</sup>/год, а збільшення площі нагнітального вікна сприяє росту продуктивності, проте надмірне збільшення розмірів викликає зменшення ефективності через негативний квадратичний член, що відображає параболічний характер залежності. Величина вакууму впливає нелінійно, з позитивним ефектом при збільшенні, проте надмірний вакуум може призвести до підвищеного навантаження на вузли насоса. Взаємодія площі вікна та вакууму, представлена комбінованим членом рівняння, показує, що надмірне поєднання великих значень обох факторів знижує фактичну подачу, що пов'язано з утворенням турбулентних зон і нерівномірним розподілом потоку.

4. Аналіз рівняння (4.2) підтверджує, що споживана потужність залежить від тих же факторів: збільшення вакууму підвищує енергоспоживання, тоді як більша площа нагнітального вікна зменшує опори та знижує витрати енергії. Таким чином, оптимальна робота насоса досягається при збалансованому поєднанні площі нагнітального вікна і величини вакууму, що забезпечує максимальну подачу при прийнятному рівні енергоспоживання і надійності. Загалом, проведений регресійний аналіз дозволяє визначити область раціональних параметрів роботи насоса, що є основою для його ефективної експлуатації, оптимізації конструкції та підвищення енергоефективності промислових вакуумних систем.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Використання вакуумних установок у складі доїльних систем є ключовим елементом автоматизації молочного виробництва, однак пов'язане з рядом потенційних ризиків для здоров'я та безпеки працівників, а також для тварин. Безпечна експлуатація цих комплексів вимагає дотримання технічних, організаційних та нормативних заходів безпеки, які дозволяють мінімізувати ризики аварій, травм та виробничих ушкоджень. Основним фактором, що визначає безпеку та ефективність доїння, є вакуумний насос, оскільки він формує та підтримує необхідний рівень вакууму у системі, без чого процес доїння стає нестабільним і травмонебезпечним для тварин.

Однією з головних категорій ризиків під час роботи з вакуумними установками є механічні травми, пов'язані з рухомими елементами насосів, приводів та обв'язки. До них належать шестерні, лопаті роторів, ремені та шківни, які при необережному контакті можуть спричинити серйозні порізи, защемлення кінцівок або інші ушкодження. Для попередження таких ситуацій усі рухомі деталі насосів повинні бути обладнані захисними кожухами, а доступ до них під час роботи заборонено. Крім того, персонал має дотримуватися інструкцій виробника щодо експлуатації, не втручатися у рухомі частини та виконувати роботи по очищенню та регулюванню обладнання тільки при повному відключенні системи.

Другим критично важливим аспектом є електробезпека, оскільки вакуумні насоси та доїльні установки працюють від електромережі. Наявність вологи, порушення ізоляції проводки або неправильне підключення можуть призвести до ураження електричним струмом. Для запобігання цьому застосовуються заземлення обладнання, автоматичні вимикачі та пристрої захисного відключення. Важливим елементом є регулярна перевірка стану електропроводки та ізоляції, а також контроль електричних розеток і вимикачів, особливо в приміщеннях із підвищеною вологістю.

Ще одним важливим фактором є перевантаження вакуумної системи та ризик розгерметизації, що може виникати при одночасній роботі декількох доїльних апаратів, недостатній продуктивності вакуумного насоса або при несправності допоміжних пристроїв (пульсаторів, автоматичних клапанів). Різкі коливання вакууму можуть призводити до травмування вимені корів, падіння продуктивності молока та виходу обладнання з ладу. Тому розрахунок продуктивності насоса та ефективного резерву повітря є обов'язковим етапом проектування доїльної системи. Додатково рекомендується встановлювати датчики контролю тиску та сигналізації для оперативного реагування на нестабільні режими роботи.

Пожежна безпека також є важливим елементом охорони праці. Вакуумні насоси, особливо електроприводні, можуть нагріватися під час тривалої роботи, що у разі короткого замикання або несправності ізоляції може стати джерелом займання. Для запобігання пожежам застосовують вогнегасники, системи пожежної сигналізації та регулярне технічне обслуговування електрообладнання.

Організаційні заходи включають навчання персоналу правилам експлуатації доїльних установок, техніки безпеки та дій у надзвичайних ситуаціях. Працівники повинні проходити інструктажі з охорони праці, демонструвати практичне виконання процедур зупинки та підключення насосів, а також знати порядок надання першої допомоги при травмах або ураженні електричним струмом. Крім того, проводяться регулярні перевірки технічного стану обладнання, очищення, змащення та регулювання насосів і вакуумних ліній.

У разі надзвичайної ситуації, такої як ураження електричним струмом, аварійне падіння вакууму або розгерметизація системи, персонал повинен дотримуватися чітких процедур: негайне відключення обладнання, евакуація людей з небезпечної зони, надання першої допомоги потерпілим та повідомлення відповідних служб. Для забезпечення безпечної експлуатації

важливо, щоб усі працівники були обізнані з планом дій у надзвичайних ситуаціях та мали доступ до засобів індивідуального захисту.

Іншим аспектом безпеки є комфорт та здоров'я тварин, оскільки нестабільний вакуум або несправності обладнання можуть призвести до травм вимені або стресу у корів. Тому регулярний контроль технічного стану насосів, правильне налаштування вакууму та використання сучасних систем автоматизації є критично важливими для безпечного та ефективного доїння.

Норми охорони праці регламентуються низкою стандартів, зокрема ISO 6690:2007 для вакуумних систем, а також внутрішніми інструкціями виробників доїльних установок. Дотримання цих норм забезпечує відповідність вимогам безпеки, ефективності та енергоефективності. Профілактичні огляди, технічне обслуговування та навчання персоналу дозволяють мінімізувати ризики і продовжити термін експлуатації обладнання.

Узагальнюючи, безпечна експлуатація вакуумних установок у доїльних комплексах передбачає інтеграцію технічних, організаційних та нормативних заходів. Вони включають захисні пристрої на рухомих частинах, контроль електробезпеки, планові огляди та ремонт обладнання, навчання персоналу і розробку алгоритмів дій у надзвичайних ситуаціях. Дотримання цих принципів дозволяє забезпечити стабільну роботу системи, мінімізувати ризики травмування персоналу, зберегти здоров'я тварин та підвищити ефективність доїння, що є ключовими факторами сучасного молочного виробництва.

Таким чином, охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях є невід'ємною складовою експлуатації вакуумних установок у доїльних системах. Вони дозволяють поєднати ефективність технологічного процесу з мінімізацією ризиків, забезпечити довговічність обладнання та дотримання нормативних вимог, що особливо важливо для автоматизованих та високопродуктивних молочних ферм.

## **6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДВОРОТОРНОГО ТРИЛОПАТЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

Економічна ефективність використання двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки порівняно з дволопатевою насосом оцінюється як комплексна характеристика, що включає витрати на електроенергію, амортизацію обладнання, ремонт та технічне обслуговування. Дволопатевий насос має ціну 80 000 грн, питому енергоємність 0,70 кВт·год/м<sup>3</sup> та забезпечує необхідний рівень вакууму для стабільного функціонування доїльної установки. Трилопатевий насос при ціні 90 000 грн і питомій енергоємності 0,60 кВт·год/м<sup>3</sup> має більш ефективну конструкцію, що дозволяє економніше використовувати електроенергію при однаковому річному об'ємі повітря, який становить 108 000 м<sup>3</sup>.

Річне споживання електроенергії для дволопатевого насоса становить 75 600 кВт·год, що при вартості електроенергії 5 грн/кВт·год дає сумарні витрати 378 000 грн на рік. Для трилопатевого насоса річне споживання зменшується до 64 800 кВт·год, відповідно витрати на електроенергію складають 324 000 грн на рік. Таким чином, завдяки нижчій питомій енергоємності трилопатевого насоса досягається річна економія 54 000 грн лише на електроенергії, що вже є значним фактором у зменшенні експлуатаційних витрат ферми.

До цих витрат необхідно додати річні витрати на амортизацію та ремонт обладнання. Для дволопатевого насоса амортизація становить 10% від вартості насоса, тобто 8 000 грн на рік, а витрати на ремонт та технічне обслуговування складають 5% від вартості насоса, тобто 4 000 грн на рік. Таким чином, додаткові витрати на обслуговування дволопатевого насоса складають 12 000 грн на рік. Для трилопатевого насоса амортизація дорівнює 9 000 грн, а витрати на ремонт – 4 500 грн, що сумарно дає 13 500 грн на рік. Загальні річні витрати на експлуатацію включно з електроенергією для дволопатевого насоса становлять 390 000 грн, тоді як для трилопатевого – 337 500 грн. Це забезпечує чисту економію на рік у розмірі 52 500 грн при використанні більш ефективного трилопатевого насоса.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку економічної ефективності двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки

Показник	Двороторний дволопатевого насос	Двороторний трилопатевого насос
Початкова вартість насоса, грн	80 000	90 000
Питома енергоємність, кВт·год/м <sup>3</sup>	0,7	0,6
Річне споживання повітря, м <sup>3</sup>	108 000	108 000
Річне споживання електроенергії, кВт·год	75 600	64 800
Вартість електроенергії на рік, грн	378 000	324 000
Амортизація насоса, грн/рік	8 000	9 000
Витрати на ремонт та ТО, грн/рік	4 000	4 500
Загальні річні витрати, грн	390 000	337 500
Річна економія при використанні трилопатевого насоса, грн	–	52 500

Хоча початкова ціна трилопатевого насоса вища на 10 000 грн порівняно з дволопатевою, швидка окупність цієї додаткової інвестиції, яка становить приблизно 2–3 місяці, робить його більш привабливим для власників молочних ферм. Додаткові переваги трилопатевого насоса включають стабільний рівень вакууму навіть при одночасній роботі декількох доїльних апаратів, зменшені коливання тиску та більшу надійність обладнання, що особливо важливо для середніх і великих ферм, а також для автоматизованих доїльних систем.

Таким чином, впровадження двороторного трилопатевого вакуумного насоса дозволяє не лише економити значні кошти на електроенергії, але й підвищити ефективність роботи доїльної установки, знизити витрати на обслуговування, забезпечити стабільну роботу системи та комфорт тварин. Це робить трилопатевою насос доцільним вибором для модернізації фермерських господарств та автоматизованих молочних комплексів, сприяючи підвищенню загальної продуктивності та економічної рентабельності молочного виробництва.

## ВИСНОВКИ

1. Аналіз сучасного стану використання доїльних установок в Україні показує, що молочна галузь поступово модернізується шляхом впровадження автоматизованих технологій, що підвищують продуктивність, якість молока та санітарно-гігієнічні умови, проте значна частка застарілого обладнання потребує оновлення. Ключовим елементом забезпечення ефективності та безпечності машинного доїння є вакуумний насос, який формує і підтримує необхідний вакуум, стабілізує роботу доїльних апаратів, забезпечує ритмічність процесу та комфорт тварин. Правильний вибір типу насоса та його конструктивних особливостей має вирішальне значення для ефективного функціонування системи: ротаційні пластинчасті насоси характеризуються високою енергоефективністю і компактністю, водокільцеві насоси забезпечують стабільну роботу за складних умов, а двороторні (Рутса) поєднують переваги обох типів, гарантуючи високу продуктивність, стабільний вакуум і оптимальну енергоефективність. Конструкція ротора, його профіль і кількість лопатей визначають баланс між продуктивністю, стабільністю вакууму, герметичністю та енергоспоживанням, що безпосередньо впливає на комфорт і здоров'я тварин, надійність обладнання та ефективність доїльної системи в цілому. Таким чином, комплексний підхід до проектування, підбору та експлуатації вакуумного насоса є критично важливим для досягнення високих стандартів продуктивності та безпеки машинного доїння.

2. Розрахунки і дослідження показали, що для забезпечення стабільної роботи доїльної установки типу «Ялинка» з 12 апаратами мінімальна номінальна продуктивність вакуумного насоса повинна становити 1260 л/хв, що гарантує підтримку необхідного робочого вакууму, компенсує втрати повітря в системі та забезпечує ефективну роботу установки на висоті 1300 м над рівнем моря.

3. Для підвищення точності проектування ротора вакуумного насоса вперше застосовано метод віртуального механізму, асоційованого з Assur-

групою, що дозволяє ідентифікувати еквівалентний механізм оригінального ротора та побудувати профілі зубів ротора з явним визначенням координат. Чисельні приклади підтвердили достовірність цього підходу, а розширення методу для дугоподібних, циклоїдних та інволютних профілів демонструє його універсальність і інтегрованість із сучасними CAD-, CAE- та CAM-платформами, що робить його ефективним інструментом для оптимізації конструкції ротора і підвищення надійності та енергоефективності вакуумних насосів.

4. Проведене дослідження дворотного вакуумного насоса показало, що його ефективність і надійність визначаються взаємодією конструктивних і режимних параметрів, зокрема геометрії роторів, площі нагнітального вікна та величини вакууму. Нестационарна симуляція дозволила детально оцінити динаміку потоків повітря, розподіл швидкостей і тисків, виявити критичні зони та оцінити безпеку конструкції зазору між лопатями, що забезпечує стабільну та безпечну роботу насоса.

5. Регресійний аналіз підтвердив, що продуктивність зростає зі збільшенням площі нагнітального вікна до певного оптимального значення, тоді як надмірний вакуум або поєднання великих значень обох факторів можуть знижувати ефективність через турбулентність та нерівномірний розподіл потоку. Споживана потужність залежить від тих самих факторів: підвищення вакууму збільшує енергоспоживання, а збільшення площі нагнітального вікна – зменшує його. Таким чином, оптимальна робота насоса досягається при збалансованому поєднанні цих параметрів, що забезпечує максимальну подачу при прийнятному рівні енергоспоживання і надійності, створюючи основу для ефективної експлуатації, конструктивної оптимізації та підвищення енергоефективності промислових вакуумних систем.

6. Проведений економічний аналіз показує, що дворотний трилопатевий вакуумний насос є більш ефективним і економічно вигідним рішенням для доїльних установок порівняно з дволопатевим насосом. Хоча його початкова вартість на 10 000 грн вища, нижча питома енергоємність

(0,60 кВт·год/м<sup>3</sup>) забезпечує річну економію на електроенергії в розмірі 54 000 грн, а загальна економія з урахуванням витрат на амортизацію та ремонт складає 52 500 грн на рік. Швидка окупність додаткових витрат – приблизно 2–3 місяці – робить трилопатевий насос доцільним для модернізації середніх і великих ферм. Крім економічної вигоди, трилопатевий насос забезпечує стабільний рівень вакууму при одночасній роботі декількох доїльних апаратів, зменшує коливання тиску, підвищує надійність обладнання та комфорт тварин. Таким чином, впровадження двороторного трилопатевого насоса сприяє підвищенню продуктивності доїльної установки, зниженню експлуатаційних витрат та загальній рентабельності молочного виробництва.

## Бібліографія

1. Шевченко І.А., Алієв Е.Б. Науково-методичні рекомендації з багатокритеріального виробничого контролю доїльних установок / За ред. І.А. Шевченка. – Запоріжжя: Акцент Інвест-трейд, 2013. – 156 с.
2. Aliiev E., Dudin V., Yanovsky A. Study of air distribution phases of the small-sized rotary vane vacuum pump // U.P.B. Sci. Bull., Series D. – 2022. – Vol. 84, Issue 1. – P. 249–264.
3. Aliiev E., Paliy A., Dudin V., Kis V., Paliy A., Ostapenko V., Levchenko I., Prihodko M., Korg O., Kladnytska L. Establishing an interconnection between the technical and technological parameters of milking equipment based on the movement of a milk-air mixture in a milking machine // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – 2(1(116)). – P. 35–46.
4. Aliiev E., Paliy A., Kis V., Milenin A., Ishchenko K., Paliy A., Levchenko I., Livoshchenko L., Livoshchenko Y., Plyuta L. Justifying parameters for the automatic servo control system of a rotary plate vacuum pump in the milking machine // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – 4(1(118)). – P. 80–89.
5. Paliy A., Aliiev E., Paliy A., Kotko Y., Kolinchuk R., Livoshchenko E., Chekan O., Nazarenko S., Livoshchenko L., Uskova L. Determining the effective mode of operation for the system of washing the milking machine milk supply line // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – 5(1(119)). – P. 74–81.
6. Aliiev E., Paliy A., Paliy A., Kis V., Levkin A., Kotko Y., Levchenko I., Shkurko M., Svysenko S., Sevastianov V. Increasing energy efficiency and enabling the process of vacuum mode stabilization during the operation of milking equipment // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – 6(1(120)). – P. 62–69.

7. Mykolenko S., Aliieva O., Aliiev E., Pivovarov O. Technological and nutritional benefits of amaranth groats in breadmaking // *Scientific Horizons*. – 2022. – 25(11). – P. 63–73.
8. Paliy A., Aliiev E., Paliy A., Ishchenko K., Rybalko I., Pavlichenko O., Prihodko M., Popsui V., Bondarchuk L., Chernyavskaya T. Establishing changes in the parameters of teat rubber for milking machines during testing and under industrial conditions // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2023. – 1(1(121)). – P. 58–66.
9. Хмельовський В.С., Павленко С.І., Линник Ю.О., Дудін В.Ю., Алієв Е.Б. Механіко-технологічні основи використання вакуумних насосів доїльних установок: монографія. – Київ: ЦП "Компринт", 2017. – 177 с.
10. Павленко С.І., Дудін В.Ю., Алієв Е.Б. Оптимізація конструктивно-режимних параметрів ротаційного вакуумного насосу індивідуальної доїльної установки // *Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць*. – Запоріжжя, 2011. – Вип. 1(7). – С. 133–144.
11. Павленко С.І., Дудін В.Ю., Алієв Е.Б. Дослідження умов роботи в спряженні пластина-статор ротаційного вакуумного насосу індивідуальної доїльної установки // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. – Київ, 2012. – Вип. 170, ч.1. – С. 169–180
12. Дудін В.Ю., Алієв Е.Б. Результати випробувань індивідуальної доїльної установки ДУ-10 з ротаційним пластинчатим вакуумним насосом // *Технічні системи і технології тваринництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. – Харків, 2013. – Вип. 132. – С. 453–458
13. Дудін В.Ю., Плотницький В.І., Алієв Е.Б. Експериментальні дослідження фаз розподілу повітря ротаційного пластинчатого вакуумного насоса // *Materiały IX Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Perspektywiczne opracowania s nauk i technikami – 2013»*. – Rolnictwo: Przemysł. – Nauka i studia, 2013. – Vol. 32. – P. 24–27.

14. Линник Ю.О., Павленко С.І., Алієв Е.Б. Експериментальні дослідження режимних параметрів ротаційного пластинчастого вакуумного насоса НВ-1200 // Вісник Українського відділення міжнародної академії аграрної освіти. – Мелітополь, 2014. – Вип. 2. – С. 136–141
15. Гаврильченко О.С., Линник Ю.О., Черніков Р.С., Алієв Е.Б. Моделювання роботи ротаційного пластинчастого вакуумного насоса доїльної установки // Materiały XI Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Strategiczne pytania światowej nauki – 2015». – Techniczne nauki – Przemysł. – Nauka i studia, 2015. – Vol. 19. – P. 33–36
16. Линник Ю.О., Дудін В.Ю., Алієв Е.Б. Експериментальні дослідження процесу переміщення молочно-повітряної суміші в доїльній установці з верхнім молокопроводом // Технічні системи і технології тваринництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С. 146–152
17. Tong S.H., Yang D.C.H. On the generation of new lobe pumps for higher pumping flowrate // Mech Mach Theory. – 2000. – 35. – P. 997–1012
18. Hwang Y.W., Hsieh C.F. Study on high volumetric efficiency of the roots rotor profile with variable trochoid ratio // Proc IMechE, Part C: J Mechanical Engineering Science. – 2006. – 220. – P. 1375–1384
19. Kang Y.H., Vu H.H. A newly developed rotor profile for lobe pumps: generation and numerical performance assessment // J Mech Sci Technol. – 2014. – 28. – P. 915–926
20. Hsieh C.F. A new curve for application to the rotor profile of rotary lobe pumps // Mech Mach Theory. – 2015. – 87. – P. 70–81
21. Ritchie J.B., Patterson J. Geometry and leakage aspects of involute rotors for roots blower // Proc Inst Mech Eng. – 1968. – 183. – P. 707–724
22. Liu H.C., Tone S.H., Yang D.C.H. Trapping-free rotors for high-sealing lobe pumps // Journal of Mechanical Design. – 2003. – Vol. 125, No. 1. – P. 197–205.

23. Yao L., Ye Z., Cai H., et al. Design of a milling cutter for a novel three-lobe arc-cycloidal helical rotor // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.* – 2004. – Vol. 218. – P. 1233–1241.
24. Yao L., Ye Z., Dai J.S., et al. Geometric analysis and tooth profiling of a three-lobe helical rotor of the Roots blower // *Journal of Materials Processing Technology.* – 2005. – Vol. 170. – P. 259–267.
25. Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. *Screw Compressors – Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interaction.* – Berlin: Springer-Verlag, 2007. – 488 p.
26. Kethidi M., Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. Evaluation of various turbulence models in predicting screw compressor flow processes by CFD // *7th International Conference on Compressors and Their Systems (London, 5–6 September 2011).* – London, 2011. – P. 347–357.
27. Joshi A.M., Blekhman D.I., Fleske J.D. Clearance analysis and leakage flow CFD model of a two-lobe multi-recompression heater // *International Journal of Rotating Machinery.* – 2006. – Article ID 079084.
28. Hseih C.F., Deng Y.C. A design method for improving the flow characteristic of a multistage Roots pump // *Vacuum.* – 2015. – Vol. 121. – P. 217–222.
29. Hseih C.F., Zhou Q.J. Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps // *Vacuum.* – 2015. – Vol. 121. – P. 274–282.
30. Sun S.K., Jia X.H., Xing L.F., Peng X.Y. Numerical study and experimental validation of a lobe pump with backflow design // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics.* – 2018. – Vol. 12. – P. 282–292.
31. Singh G., Sun S., Kovacevic A., Li Q., Bruecker C. Transient flow analysis in a lobe pump: Experimental and numerical investigations // *Mechanical Systems and Signal Processing.* – 2019. – Vol. 134. – Article ID 106305.
32. ISO 3918:2007. *Milking machine installations – Vocabulary.* – Geneva : International Organization for Standardization, 2007. – 42 p.

33. ISO 5707:2007. Milking machine installations – Construction and performance. – Geneva: International Organization for Standardization, 2007. – 52 p.
34. ISO 4288:1996. Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method – Rules and procedures for the assessment of surface texture. – Geneva: International Organization for Standardization, 1996. – 39 p.
35. ISO 6690:2007. Milking machine installations – Mechanical tests. – Geneva: International Organization for Standardization, 2007. – 46 p.

## Додатки

Дніпровський державний аграрно-економічний університет  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра інжинірингу технічних систем

### Чисельне моделювання двороторного трилопатевого вакуумного насоса доїльної установки

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-24  
**Гарбар Євгеній Русланович**

Керівник: доктор філософії, старший викладач  
**Лупко Кристина Олегівна**

Дніпро, 2025

#### Мета і задачі досліджень

2

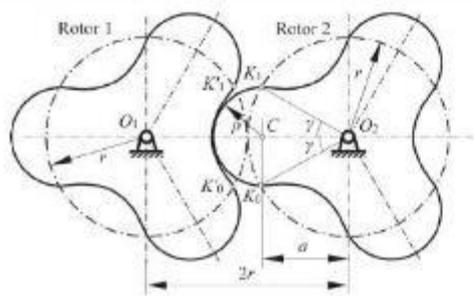
Метою даної роботи є обґрунтування ефективності конструктивно-технологічних рішень двороторного трилопатевого вакуумного насоса та визначення оптимальних режимів його роботи для забезпечення стабільного вакууму в системі.

#### Задачі дослідження:

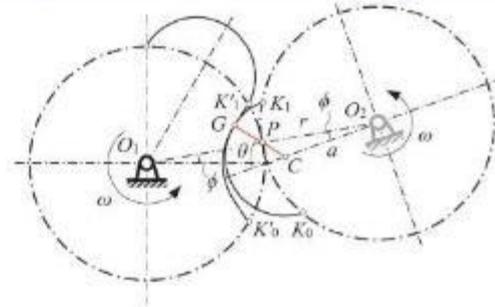
- здійснити аналіз сучасних наукових і технічних розробок у галузі створення та вдосконалення вакуумних насосів для доїльних установок, визначити основні тенденції їх розвитку та обґрунтувати актуальність;
- розробити математичні моделі, що описують процес переміщення робочого середовища в насосі, встановити залежності між конструктивними параметрами, робочими характеристиками та вакуумною продуктивністю;
- обґрунтувати вибір програмного середовища та моделей обчислювальної гідродинаміки (CFD), визначити умови та межі розрахунків, створити геометричну модель насоса, задати граничні умови та параметри для проведення чисельного експерименту;
- отримати просторові розподіли тиску, швидкостей і витрат у робочих порожнинах насоса, оцінити об'ємні втрати та ефективність роботи, провести порівняння з аналітичними розрахунками та надати рекомендації щодо оптимізації конструктивних параметрів;
- розробити заходи з безпечної експлуатації вакуумних насосів у складі доїльних установок, оцінити потенційні ризики, пов'язані з роботою обладнання, та визначити шляхи мінімізації негативного впливу на персонал і довкілля;
- виконати техніко-економічний аналіз застосування удосконаленого насоса, визначити витрати на його виготовлення та експлуатацію, оцінити економічні переваги порівняно з традиційними аналогами та спрогнозувати доцільність впровадження у виробництво.



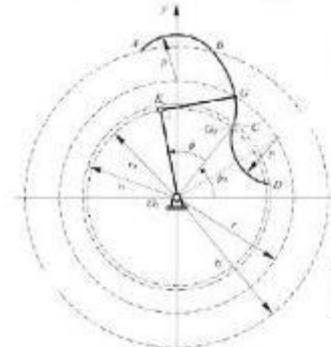
Аналітичні дослідження двороторного вакуумного насоса доїльної установки 5



Конструкція двороторного трилопатевого вакуумного насоса



Принцип інверсії для побудови кривої



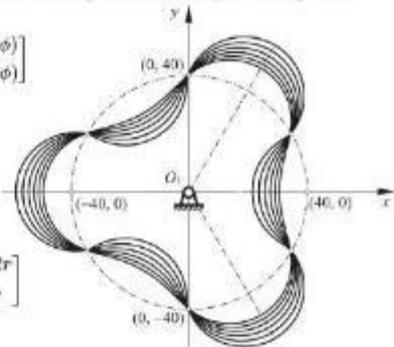
Геометрія та зубцеві криві ротора з евольвентним профілем

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2c\phi & -c2\phi \\ 2s\phi & -s2\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ a \end{bmatrix} + \rho \begin{bmatrix} c(\theta - 2\phi) \\ s(\theta - 2\phi) \end{bmatrix}$$

$$\rho = \sqrt{r^2 + a^2 - 2ra \cos 30^\circ}$$

$$\frac{a}{\sin(\theta - \phi)} = \frac{r}{\sin(180^\circ - \theta)}$$

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \cos(5\pi/6 + 2\phi) \\ \sin \phi & \sin(5\pi/6 + 2\phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2r \\ r \end{bmatrix}$$



Профілі зубів ротора з різними коефіцієнтами a/r

Методика чисельного моделювання

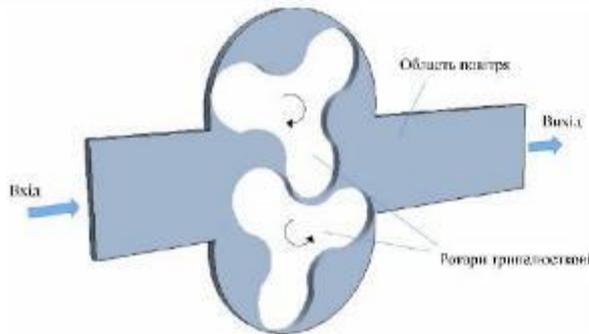
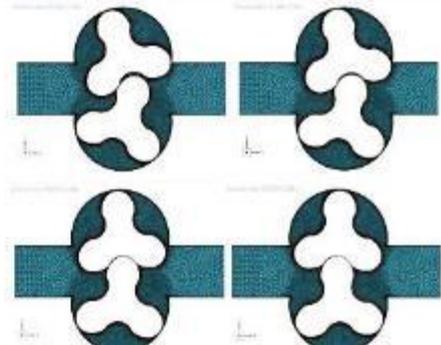
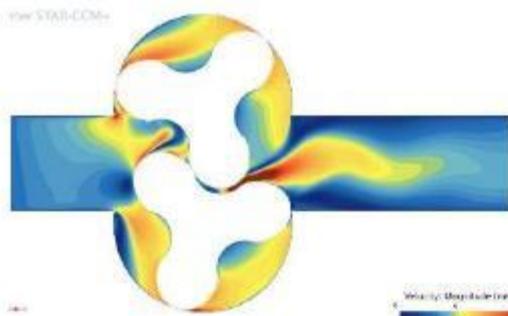


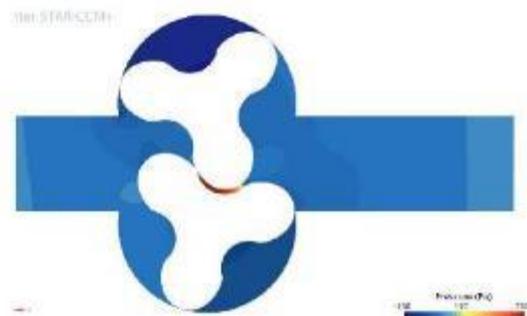
Схема моделювання роторного вакуумного насоса



Попередній прогін сітки



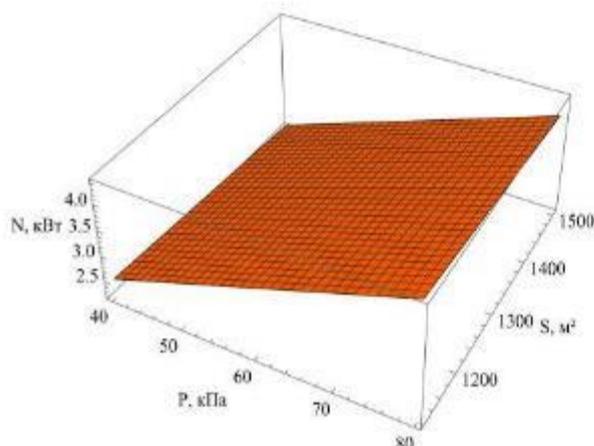
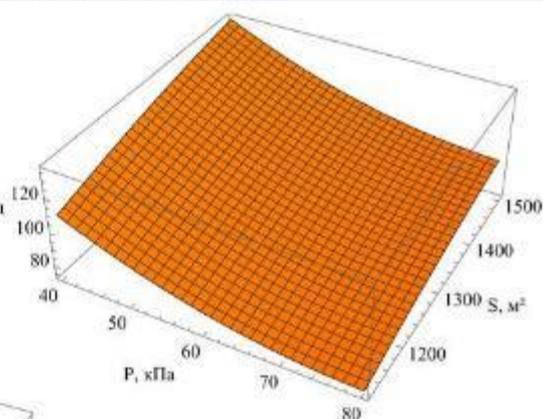
Розподіл швидкостей в області насоса



Розподіл тиску в області насоса

Вплив площі нагнітального вікна  $S$  і вакууму  $P$  на фактичну подачу  $Q$

$$Q = 22,74 + 0,19 \cdot S - 3,2 \cdot P - 0,00031 \cdot S \cdot P - Q \cdot \text{m}^3/\text{год} - 0,00006 \cdot S^2 + 0,022 \cdot P^2$$



Вплив площі нагнітального вікна  $S$  і вакууму  $P$  на споживану потужність  $N$

$$N = 1,57 + 0,048 \cdot P - 0,00087 \cdot S$$

Показник	Двороторний дволопатевого насос	Двороторний трилопатевого насос
Початкова вартість насоса, грн	80 000	90 000
Питома енергоємність, кВт·год/м³	0,7	0,6
Річне споживання повітря, м³	108 000	108 000
Річне споживання електроенергії, кВт·год	75 600	64 800
Вартість електроенергії на рік, грн	378 000	324 000
Амортизація насоса, грн/рік	8 000	9 000
Витрати на ремонт та ТО, грн/рік	4 000	4 500
Загальні річні витрати, грн	390 000	337 500
Річна економія при використанні трилопатевого насоса, грн	–	52 500
Строк окупності, років	–	0,2

1. Аналіз сучасного стану використання доїльних установок в Україні показує, що молочна галузь поступово модернізується шляхом впровадження автоматизованих технологій, що підвищують продуктивність, якість молока та санітарно-гігієнічні умови, проте значна частка застарілого обладнання потребує оновлення. Ключовим елементом забезпечення ефективності та безпеки машинного доїння є вакуумний насос, який формує і підтримує необхідний вакуум, стабілізує роботу доїльних апаратів, забезпечує ритмічність процесу та комфорт тварин. Правильний вибір типу насоса та його конструктивних особливостей має вирішальне значення для ефективного функціонування системи: ротаційні пластинчасті насоси характеризуються високою енергоефективністю і компактністю, водокільцеві насоси забезпечують стабільну роботу за складних умов, а двороторні (Рутса) поєднують переваги обох типів, гарантуючи високу продуктивність, стабільний вакуум і оптимальну енергоефективність. Конструкція ротора, його профіль і кількість лопатей визначають баланс між продуктивністю, стабільністю вакууму, герметичністю та енергоспоживанням, що безпосередньо впливає на комфорт і здоров'я тварин, надійність обладнання та ефективність доїльної системи в цілому. Таким чином, комплексний підхід до проектування, підбору та експлуатації вакуумного насоса є критично важливим для досягнення високих стандартів продуктивності та безпеки машинного доїння.
2. Розрахунки і дослідження показали, що для забезпечення стабільної роботи доїльної установки типу «Ялинка» з 12 апаратами мінімальна номінальна продуктивність вакуумного насоса повинна становити 1260 л/хв, що гарантує підтримку необхідного робочого вакууму, компенсує втрати повітря в системі та забезпечує ефективну роботу установки на висоті 1300 м над рівнем моря.
3. Для підвищення точності проектування ротора вакуумного насоса вперше застосовано метод віртуального механізму, асоційованого з Assur-групою, що дозволяє ідентифікувати еквівалентний механізм оригінального ротора та побудувати профілі зубів ротора з явним визначенням координат. Чисельні приклади підтвердили достовірність цього підходу, а розширення методу для дугоподібних, циклоїдних та інволютних профілів демонструє його універсальність і інтегрованість із сучасними CAD-, CAE- та CAM-платформами, що робить його ефективним інструментом для оптимізації конструкції ротора і підвищення надійності та енергоефективності вакуумних насосів.

4. Проведене дослідження двороторного вакуумного насоса показало, що його ефективність і надійність визначаються взаємодією конструктивних і режимних параметрів, зокрема геометрії роторів, площі нагнітального вікна та величини вакууму. Нестационарна симуляція дозволила детально оцінити динаміку потоків повітря, розподіл швидкостей і тисків, виявити критичні зони та оцінити безпеку конструкції зазору між лопатями, що забезпечує стабільну та безпечну роботу насоса.
5. Регресійний аналіз підтвердив, що продуктивність зростає зі збільшенням площі нагнітального вікна до певного оптимального значення, тоді як надмірний вакуум або поєднання великих значень обох факторів можуть знижувати ефективність через турбулентність та нерівномірний розподіл потоку. Споживана потужність залежить від тих самих факторів: підвищення вакууму збільшує енергоспоживання, а збільшення площі нагнітального вікна – зменшує його. Таким чином, оптимальна робота насоса досягається при збалансованому поєднанні цих параметрів, що забезпечує максимальну подачу при прийнятному рівні енергоспоживання і надійності, створюючи основу для ефективної експлуатації, конструктивної оптимізації та підвищення енергоефективності промислових вакуумних систем.
6. Проведений економічний аналіз показує, що двороторний трилопатевий вакуумний насос є більш ефективним і економічно вигідним рішенням для доїльних установок порівняно з дволопатевим насосом. Хоча його початкова вартість на 10 000 грн вища, нижча питома енергоємність (0,60 кВт год/м<sup>3</sup>) забезпечує річну економію на електроенергії в розмірі 54 000 грн, а загальна економія з урахуванням витрат на амортизацію та ремонт складає 52 500 грн на рік. Швидка окупність додаткових витрат – приблизно 2–3 місяці – робить трилопатевий насос доцільним для модернізації середніх і великих ферм. Крім економічної вигоди, трилопатевий насос забезпечує стабільний рівень вакууму при одночасній роботі декількох доїльних апаратів, зменшує коливання тиску, підвищує надійність обладнання та комфорт тварин. Таким чином, впровадження двороторного трилопатевого насоса сприяє підвищенню продуктивності доїльної установки, зниженню експлуатаційних витрат та загальній рентабельності молочного виробництва.